CEFET/RJ
DIRETORIA DE PESQUISA E PÓS-GRADUAÇÃO

ANÁLISE COMPARATIVA ENTRE DIFERENTES MODELOS DE FADIGA PARA AVALIAÇÃO DA INTEGRIDADE ESTRUTURAL DE UM DRILLPIPE

Armando Ladeira de Medeiros

Dissertação de Mestrado apresentada ao programa de Pós-graduação em Engenharia Mecânica e Tecnologia de Materiais, Centro Federal de Educação Tecnológica Celso Suckow da Fonseca CEFET/RJ, como parte dos requisitos necessários à obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica e Tecnologia de Materiais.

Orientador:

Paulo Pedro Kenedi, D.Sc.

Rio de Janeiro
Março/2019

ANÁLISE COMPARATIVA ENTRE DIFERENTES MODELOS DE FADIGA PARA AVALIAÇÃO DA INTEGRIDADE ESTRUTURAL DE UM DRILLPIPE

Dissertação de Mestrado apresentada ao programa de Pós-graduação em Engenharia Mecânica e Tecnologia de Materiais, Centro Federal de Educação Tecnológica Celso Suckow da Fonseca CEFET/RJ, como parte dos requisitos necessários à obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica e Tecnologia de Materiais.

Armando Ladeira de Medeiros

Aprovada por:

_____

Presidente, Prof. Paulo Pedro Kenedi, D. Sc. (Orientador)

_____

Prof. Ricardo Alexandre Amar de Aguiar, D. Sc.

_____

Prof. Murilo Augusto Vaz, Ph.D. (UFRJ)

Rio de Janeiro
Março/2019

Ficha catalográfica elaborada pela Biblioteca Central do CEFET/RJ

M488 Medeiros, Armando Ladeira de
Análise comparativa entre diferentes modelos de fadiga para avaliação da integridade estrutural de um drillpipe / Armando Ladeira de Medeiros.— 2019.
88f. : il. color. ; enc..

Dissertação (Mestrado) Centro Federal de Educação Tecnológica Celso Suckow da Fonseca, 2019.
Bibliografia : f. 87-88
Orientador : Paulo Pedro Kenedi

1. Equipamentos industriais. 2. Deformação e tensões. 3. Localização e falha (Engenharia). 4. Poços de petróleo - Perfuração. 5. Engenharia mecânica. I. Kenedi, Paulo Pedro (Orient.). II. Título.

CDD 620.00452

Elaborada pela bibliotecária Tania Mello CRB-7/ 5507/04

DEDICATÓRIA

Dedico este trabalho aos meus avós,

Maria Ottília Leal de Medeiros,
Maria da Conceição Affonso Ladeira,
Aloísio Ladeira e
Armando de Medeiros.

AGRADECIMENTOS

O presente trabalho foi realizado com o apoio do Centro Federal de Educação Tecnológica Celso Suckow da Fonseca.

Agradeço a todas as pessoas que me incentivaram, principalmente a minha família e minha namorada pelo apoio em todas as horas.

Agradeço ao meu orientador Paulo Pedro Kenedi por todos os ensinamentos. São profissionais como ele que fazem a diferença em uma instituição.

Agradeço ao meu pai, minha irmã, minha prima Camila, meu amigo Kadu e meus companheiros e amigos de faculdade Erick e Felipe pela referência no campo acadêmico.

Aos amigos de trabalho que me acompanharam nessa jornada, principalmente aos amigos da Ventura Petróleo por toda consultoria na determinação dos parâmetros dessa dissertação.

Um agradecimento especial ao meu pai e minha mãe pelos ensinamentos de uma vida.

RESUMO

ANÁLISE COMPARATIVA ENTRE DIFERENTES MODELOS DE FADIGA PARA AVALIAÇÃO DA INTEGRIDADE ESTRUTURAL DE UM DRILLPIPE

Armando Ladeira de Medeiros

Orientador:

Paulo Pedro Kenedi, D.Sc.

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 quatro modelos de fadiga para avaliar o dano à fadiga em *drillpipes* quando os mesmos são submetidos a diferentes operações.

Foram utilizados os modelos de fadiga convencional, o modelo de fadiga convencional adaptado, o modelo de fadiga multiaxial proposto por Sines, e o modelo de fadiga multiaxial proposto por Fatemi e Socie. Utilizando parâmetros reais de uma operação de perfuração de poço de petróleo, os modelos de fadiga foram aplicados para avaliar a vida à fadiga de um *drillpipe* na operação de perfuração e na operação de liberação por tração de coluna presa, para avaliar a vida à fadiga do *drillpipe* localizado na superfície, submetido a elevadas cargas de tração, e no *drillpipe* localizado no *dogleg*, submetido a altas cargas de flexão.

Palavras-Chave: Fadiga; Tubo de perfuração; Integridade estrutural

Rio de Janeiro
Março/2019

ABSTRACT

COMPARATIVE ANALYSIS BETWEEN DIFFERENT FATIGUE MODELS FOR THE EVALUATION OF INTEGRITY OF A DRILLPIPE

Armando Ladeira de Medeiros

Advisor:

Paulo Pedro Kenedi, D.Sc.

Fatigue is the major cause of failures of drilling, causing considerable losses of time and money. In an oil well drilling, the drill string is subjected to complex loads that varies over time. This study aims to compare the results of four fatigue models to evaluate the fatigue damage in drillpipes when they are subjected to different drilling operations.

The conventional fatigue model, the adapted conventional fatigue model, the multiaxial fatigue model proposed by Sines and the multiaxial model proposed by Fatemi and Socie were used. Through the utilization of real parameters of an oil well drilling operation, the fatigue models were applied to evaluate the fatigue life of a drillpipe in a drilling operation and a drillstring release operation, for a drillpipe located on the surface, submitted to high tensile loads, and for a drillpipe located in the dogleg, submitted to high flexural loads.

Keywords: Fatigue; Drillpipe; Structural integrity

Rio de Janeiro
March / 2019

Sumário

Capítulo 1 Introdução **11**

Capítulo 2 Revisão Bibliográfica **13**

2.1Tipos de plataformas de perfuração 13

2.2 Características de uma plataforma de perfuração 14

2.3 Coluna de perfuração 16

2.4 Inspeção em coluna de perfuração 17

2.5 Análise de tensão no DP 20

2.6 Falhas em DP 23

2.7 Fadiga em DP 26

Capítulo 3 Revisão dos conceitos de Fadiga **31**

3.1 Modelos de fadiga 31

3.2 Fadiga convencional 31

3.2.1 Fatores de modificação do limite de fadiga 33

3.2.1.1 Fator de Modificação de acabamento Superficial (ka) 34

3.2.1.2 Fator de Modificação de Tamanho (kb) 34

3.2.1.3 Fator de Modificação de Carregamento (kc) 35

3.2.1.4 Fator de Modificação de Temperatura (kd) 35

3.2.1.5 Fator de Confiabilidade (ke) 35

3.2.1.6 Fator de Modificação por efeitos diversos (kf) 36

3.2.2 Fator de concentração de tensão de fadiga 36

3.2.3 Efeito da carga média na fadiga 37

3.2.4 Contabilização do dano à fadiga 39

3.2.5 Modelos de fadiga convencionais 40

3.2.5.1 Modelo 1 – Fadiga Convencional segundo a Norma API RP 7G 40

3.2.5.2 Modelo 2 – Fadiga Convencional Adaptado 41

3.3 Modelos de fadiga Multiaxiais 43

3.3.1 Modelos de fadiga multiaxial baseados em tensão 45

3.3.1.1 Modelo de Sines 46

3. 3.1.2 Modelo de Findley 47

3.3.2 Modelos de fadiga multiaxial baseados em deformação 48

3.3.2.1 Modelo de Brown e Miller 48

3.3.2.2 Modelo de Fatemi e Socie 49

3.3.2.3 Modelo de Smith-Watson-Topper Multiaxial (SWT) 49

3.4 Modelos de fadiga multiaxial utilizados nesse trabalho 50

3.4.1Modelo de fadiga multiaxial de Sines 51

3.4.2 Modelo de Fadiga multiaxial de Fatemi e Socie 53
Capítulo 4 Apresentação do problema 53
4.1 Introdução 53
4.2 Características do problema 53
4.2.1 Poço de Petróleo 54
4.2.3 Localização da análise de tensões no DP 56
4.3 Parâmetros de operação 57
4.3.1 Operação 1 – Perfuração direcional 57
4.3.2 Operação 2 – Liberação da coluna utilizando tração após um aprisionamento 59
4.4 Casos analisados 60
4.4.1 Caso 1 - Perfuração para uma região do DP à 2.500 m 61
4.4.2 Caso 2 - Perfuração para uma região do DP na superfície 62
4.4.3 Caso 3 - Liberação de coluna para uma região do DP a 2.500 m 63
4.4.4 Caso 4 - Liberação de coluna para uma região do DP na Superfície 63
4.5 Análise de tensões 63
4.5.1 Tensões não principais 63
4.5.2 Tensões principais 64
4.5.2.1 Caso 1 64
4.5.2.2 Caso 2 66
4.5.2.3 Caso 3 67
4.5.2.4 Caso 4 68
4.6 Resultados parciais 69
Capítulo 5 Aplicação dos modelos de fadiga 71
5.1 Aplicação dos modelos de fadiga no caso 1 71
5.1.1 Aplicação do modelo 1 no caso 1 71
5.1.2 Aplicação do modelo 2 no caso 1 72
5.1.3 Aplicação do modelo 3 no caso 1 72
5.1.4 Aplicação do modelo 4 no caso 1 73
5.1.5 Resumo dos resultados (caso 1) 73
5.2 Aplicação dos modelos de fadiga no caso 2 74
5.2.1 Aplicação do modelo 1 no caso 2 74
5.2.2 Aplicação do modelo 2 no caso 2 74
5.2.3 Aplicação do modelo 3 no caso 2 75
5.2.4 Aplicação do modelo 4 no caso 2 75
5.2.5 Resumo dos resultados (caso 2) 76
5.3 Aplicação dos modelos de fadiga no caso 3 76
5.3.1 Aplicação do modelo 1 no caso 3 77

5.3.2 Aplicação do modelo 2 no caso 3 77
5.3.3 Aplicação do modelo 3 no caso 3 77
5.3.4 Aplicação do modelo 4 no caso 3 78
5.3.5 Resumo dos resultados (caso 3) 78
5.4.1 Aplicação do modelo 1 no caso 4 79
5.4.2 Aplicação do modelo 2 no caso 4 80
5.4.3 Aplicação do modelo 3 no caso 4 80
5.4.4 Aplicação do modelo 4 no caso 4 80
5.4.5 Resumo dos resultados (caso 4) 81
5.5 Análise dos resultados 81
Capítulo 6 Conclusões **84**
Sugestões para trabalhos futuros **86**
Referências Bibliográficas **87**

Capítulo 1 Introdução

Basicamente existem dois tipos de perfuração de poços de petróleo, à perfuração rotativa e à perfuração percussiva. No Brasil o método mais utilizado para perfurar poços de petróleo marítimos ou localizados em terra é o método rotativo. Esse método consiste na rotação da broca e na compressão da rocha abaixo causando seu desagregamento, sendo a coluna de perfuração 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 (carregamentos de tração, compressão, flexão, torção, pressão interna e externa, entre outros). Estes carregamentos são variáveis ao longo da coluna de perfuração e ao longo do tempo, entre outros motivos, devido a mudança de características da formação (rochas), inclinação do poço e parâmetros de operação.

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, além dos equipamentos de monitoramentos dos parâmetros da formação e da perfuração respectivamente o *logging while drilling* (LWD) e o *measurement while drilling* (MWD) e equipamentos que direcionam a coluna na direção desejada permitindo à 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 tubos. 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 DPs mais utilizados são fabricados com o aço grau S135, que significa que ele possui 135.000 psi de limite de escoamento.

Os poços de perfuração de petróleo podem ser classificados conforme a sua direção: em poços verticais, horizontais e direcionais. Poços direcionais apresentam mudança na direção em algum momento da trajetória possibilitando benefícios operacionais e a redução de tempo em umàa perfuração.

Entre os carregamentos mencionados que a coluna de perfuração está submetida, o carregamento de flexão é o que mais contribui para o dano à fadiga. Os *doglegs*, trechos do poço onde existe inclinação em relação a vertical, e a flambagem ocasionada por erros de operação são as principais causas do carregamento de flexão na coluna de perfuração.

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 (1988).

Um estudo relacionado a problemas nà 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 liberar a coluna, Vaisberg *et al*. (2002).

O significativo número de falhas por fadiga em colunas de perfuração motiva muitos autores a pesquisarem sobre o tema e a desenvolverem novas metodologias, podendo ser baseadas ou não nos modelos já conhecidos de cálculo do dano à fadiga para peças ou componentes submetidos a carregamentos variáveis no tempo. As empresas de perfuração, em sua maioria, utilizam as recomendações e critérios disponibilizados pela norma API RP 7G (1998), onde são utilizados regras e conceitos de fadiga convencional, porém não abordam diretamente o dano à fadiga de um DP, se concentrando apenas na detecção de trincas nas inspeções periódicas realizadas nos tubos.

Esse trabalho visa avaliar e comparar quatro modelos de fadiga bem estabelecidos em um exemplo com dados reais que aborda duas operações inerentes à perfuração de poço de petróleo: as operações de perfuração e de liberação por tração de coluna presa.

Um poço de petróleo do tipo direcional foi modelado para possibilitar a análise do dano à fadiga em DP em quatro condições diferentes. Para cada tipo de operação, perfuração e liberação da coluna presa, foi analisado o dano à fadiga no DP localizado na superfície e no DP localizado no *dogleg*. As regiões escolhidas para serem analisadas foram selecionadas pela severidade da combinação dos carregamentos.

O capítulo 2 traz a revisão bibliográfica sobre os assuntos relacionado a esse trabalho, o capítulo 3 mostra uma revisão de conceitos de fadiga, no capítulo 3 o problema é apresentado, o capítulo 5 mostra aplicação dos modelos de fadiga, e a conclusão é apresentada no capítulo 6.

Capítulo 2 Revisão Bibliográfica

Neste capítulo é feita uma revisão bibliográfica da operação de perfuração e de colunas de perfuração, inclusive com os tipos mais comuns de falhas em colunas de perfuração, bem como é apresentada a norma que é utilizada hoje em dia para cálculos de fadiga em colunas de perfuração.

2.1 Tipos de Plataformas de Perfuração

A perfuração de poços de petróleo marítimos é executada através da utilização de plataformas. Existem alguns tipos de plataformas e a principal razão da escolha de um determinado tipo de plataforma é a capacidade de perfuração, principalmente ligada a limitação quanto a profundidade do poço. A Fig. 1 mostra os principais tipos de plataformas de perfuração utilizadas no Brasil, são elas: plataforma fixa, *tension leg*, auto elevatória, semi-submersível e navio sonda.

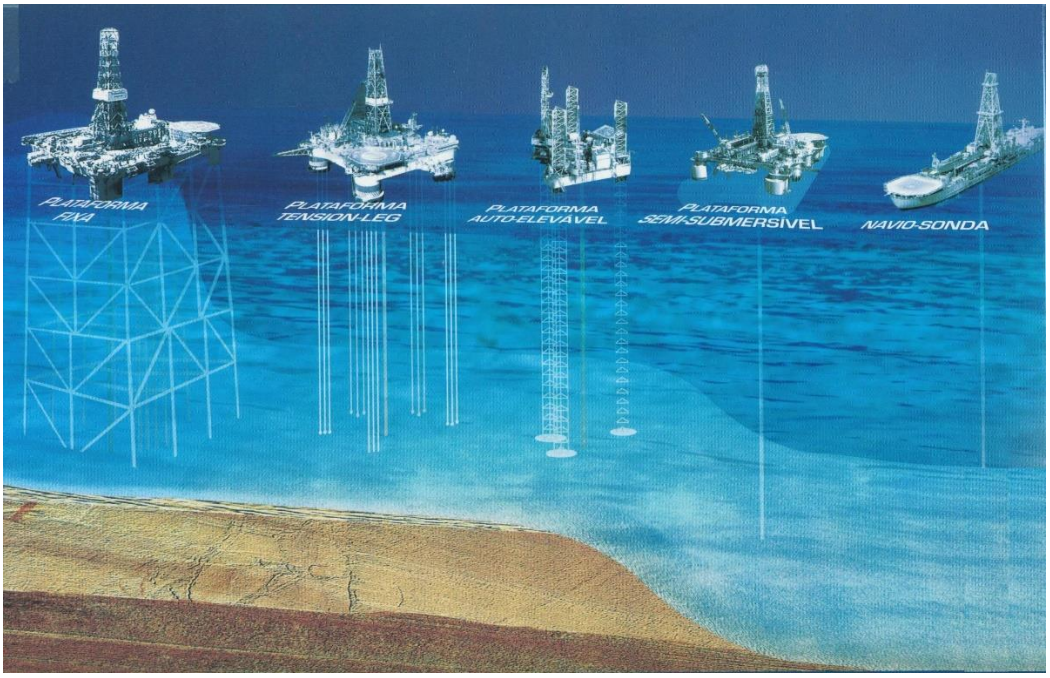


Figura 1 – Tipos de plataformas de perfuração. http://www.rigzone.com (2017)

As plataformas fixas, foram as primeiras utilizadas no Brasil, são próprias para águas rasas, em lâmina d'água de até 300 m em média, suas pernas são cravadas no leito marinho através de estacas. Atualmente são pouco utilizadas em perfuração.

Plataformas do tipo *tension leg*, também chamadas de TLP, são unidades flutuantes, porém possuem ancoradores no leito marinho. Esses ancoradores são tendões fixados no leito marinho através de estacas, são mantidos esticados devido a capacidade de flutuação da plataforma. As TLPs apresentam capacidade de perfuração maior que as plataformas fixas em

relação a profundidade, porém não possuem a capacidade exigida na maioria dos poços atualmente no Brasil.

As plataformas auto elevatórias também são pouco utilizadas atualmente, possuem pernas que também atingem o leito marinho restringindo esse tipo de plataformas para poços localizados em áreas com lâmina d'água rasa.

As plataformas semi-submersíveis e os navios sondas possuem capacidades de perfuração similares, conseguem perfurar poços ultra profundos, que podem chegar a até 7.000 m de profundidade, que são os tipos mais utilizados atualmente. A principal característica desse tipo é que são flutuantes, enquanto as plataformas submersíveis possuem flutuadores, os navios possuem casco. A estabilidade é proporcionada através de ancoras e cabos para os exemplares mais antigos e por sistema de posicionamento dinâmico nos exemplares mais recentes. Com o sistema de posicionamento dinâmico a plataforma ou navio sonda não possui contato algum com o leito marinho. Esses dois tipos são os preferidos no Brasil, devido a capacidade de propulsão própria, apresentando alta mobilidade e grande capacidade de perfuração.

2.2 Características de uma plataforma de perfuração

Basicamente uma plataforma de perfuração é composta pelos equipamentos de rotação, responsáveis por transmitir rotação à coluna de perfuração; equipamentos de movimentação de carga, responsáveis por transmitir tração e peso para a coluna de perfuração; sistema de circulação, responsável por circular fluido no poço além de fabricar o fluido de perfuração e tratar fluido retornado do poço. Além desses existem outros sistemas, como por exemplo, o sistema de geração de energia, sistema de segurança de poço, sistema de estabilidade, porém esse trabalho não irá tratar desses sistemas adicionais.

O equipamento responsável por transmitir rotação e torque à coluna de perfuração é o *Top drive* ou *Derrick Drilling Machine*, onde a denominação depende do fabricante do equipamento. Genericamente o equipamento utiliza motores elétricos para transmitir rotação à coluna, e operam em velocidades angulares que podem ultrapassar 240 rpm. Além da função de transmitir torque à coluna, esse equipamento é fundamental na movimentação da coluna, pois ele é que está em contato com coluna o tempo todo fazendo-a subir ou descer, e é responsável por transmitir o fluido das bombas de perfuração para coluna a que está conectado. A Fig. 2 mostra um *Top drive* conectado a uma coluna de perfuração.

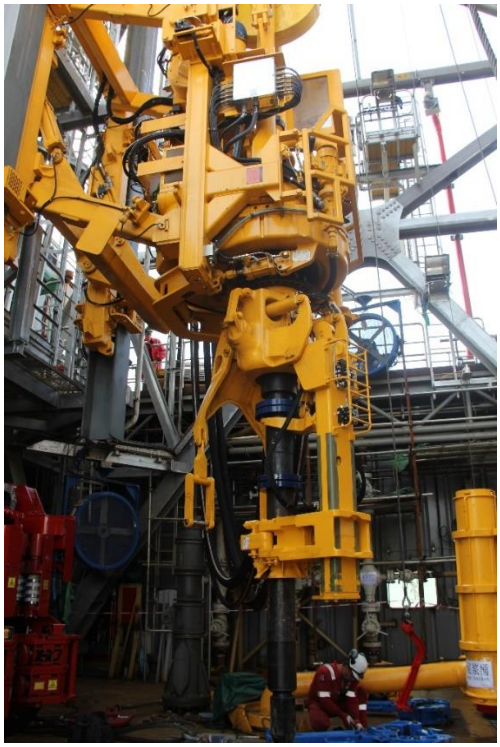


Figura 2 – Top drive, equipamento responsável por transmitir rotação e torque à coluna de perfuração, entre outras funções.

http://www.metalica.com.br/o-incrivel-mundo-das-plataformas-de-petroleo

O sistema de movimentação de carga é composto pela torre (*derrick*), bloco de coroamento (*crown block*), linha de perfuração (*drilling line*) e o guincho de perfuração (*draw works*). Esse sistema possibilita perfurar comprimentos longos de coluna de perfuração para chegar ao reservatório. O guincho de perfuração acionado por motores elétricos, rebobina o cabo quando se deseja subir a coluna e desenrola o cabo quando se quer descer a coluna.

O sistema de circulação é composto basicamente pelos tanques de lama, onde é fabricado o fluído de perfuração; e as bombas de lama, responsáveis pelo bombeamento do fluído de perfuração. Quando o fluido de perfuração retorna ao poço passa pelas peneiras onde os cascalhos provenientes da perfuração são retirados do fluido que chega novamente aos tanques; para ser bombeado novamente para o poço ou ser descartado. O cascalho dependendo do tipo de lama pode ser descartado ao mar sem tratamento prévio ou descartado após ser tratado. Além de carrear o cascalho, outras funções importantes do fluido de perfuração é lubrificar a broca, melhorando a taxa de penetração; evitar o aprisionamento da coluna e exercer uma pressão hidrostática contra a formação evitando *kicks*, que é o fluxo não desejável de fluido da formação para o poço; e o *blow out* que é o fluxo descontrolado de um fluido da formação para o poço. Um exemplo de *blow out* aconteceu recentemente na plataforma *Deepwater Horizon*, de propriedade da *Transocean* e que operava para BP (UK), que explodiu no dia 20 de abril de 2010 após um *blow out* no golfo do México.

2.3 Coluna de Perfuração

A coluna de perfuração é responsável por aplicar peso sobre a broca, transmitir rotação para a broca, conduzir o fluido de perfuração, manter o poço calibrado e garantir a inclinação e direção do poço.

A coluna de perfuração é composta pelos tubos de perfuração (*drillpipe*), tubos pesados (*heavy weight drill pipe*), comandos (*drill colar*) e outros equipamentos como por exemplo equipamentos MWD, LDW e equipamentos direcionais (logo acima da broca). A parte da coluna onde estão localizados os *heavy weights*, comandos, equipamentos MWD, LWD, direcional e a broca é denominada o BHA (*botton hole assembly*). O BHA possui comprimento pequeno em relação ao tamanho total da coluna.

O *drillpipe*, abreviação DP, é o componente mais utilizado na coluna de perfuração, fazendo a interligação entre a superfície e o BHA. Na maioria dos casos são tubos de aço sem costura, apresentam reforços nas extremidades onde são soldadas as uniões cônicas.

Os DPs devem possuir especificação indicando o diâmetro nominal (diâmetro externo), peso nominal, geralmente em lb/ft, grau do aço, tipo de reforço (*upset*), seu comprimento médio, grau de desgaste e as características especiais.

Geralmente são comercializados com diâmetros de 2 3/8” a 6 5/8” e em 3 faixas (ranges) de comprimento:

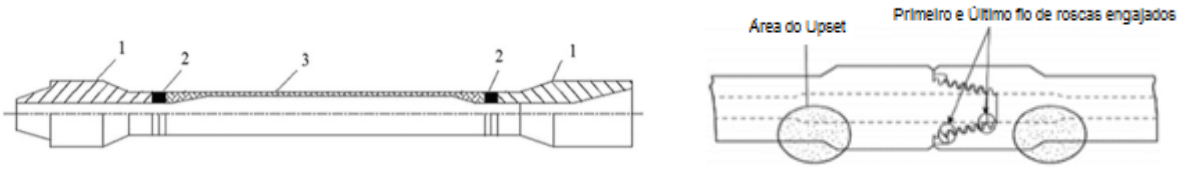
- *Range* 1: 18 a 22 pés;
- *Range* 2: 27 a 32 pés;
- *Range* 3: 38 a 45 pés.

No Brasil a maioria das plataformas de perfuração utilizam os *ranges* 2 e 3. Outra característica muito importante é o grau do aço, ele indica o limite de escoamento. A seguir estão listados os graus mais utilizados no Brasil e os limites de escoamento para cada grau:

-E75 (75.000 psi);
-X95 (95.000 psi);
-G105 (105.000 psi);
-S135 (135.000 psi).

O DP possui basicamente 3 regiões, são elas: *Tooljoint, upset* e o corpo do tubo. O *tooljoint* é o componente onde está localizado a rosca ou conexão, responsável pela interligação entre DPs de forma a manter a vedação. O *tooljoint* é soldado no corpo do tubo por processo de fricção. Devido a diferença de diâmetros externo e interno do *tooljoint* para o corpo do tubo, a região de transição entre o corpo do tubo e o *tooljoint* é chamada de *upset*. Os DP são comercializados com a opção de 3 tipos de *upsets*: *upset* interno, *upset* externo e *upset* interno e externo.

A Fig. 3.a mostra um desenho esquemático das partes de um DP, a Fig. II.3.b mostra a região do DP de maior concentração de tensão.



(a) (b)

Figura 3 – (a) Desenho esquemático de um DP. Componentes: 1- *tooljoint*, 2- região de soldagem e 3- corpo do tubo. (b) Regiões de maior concentração de tensões. Zamani *at al*. (2016)

Vaisberg *et al*. (2002), em sua pesquisa referenciam muitos autores, que consideram o *upset*, região de transição entre o corpo do tubo e o *tooljoint,* a região de maior concentração de tensões do DP, sendo fundamental a obtenção do fator de concentração de tensões de fadiga K_f tanto para os esforços de tração, quanto os esforços de flexão e de esforços de torção na região do *upset.*

O *Heavy Weight* (HW) possui peso intermediário entre os *drillpipes* e os comandos, sua principal função é fazer a transição entre os *drillpipes* e os comandos de maneira suave devido a diferença de rigidezes entre eles. Destaca-se como função secundária fornecer peso sobre a broca, são algumas vezes utilizados no meio da coluna de perfuração. Em poços direcionais eles fornecem peso sobre a parte da coluna que está horizontal.

Os comandos são os tubos mais pesados da coluna de perfuração, sua principal função é fornecer peso sobre a broca. Como trabalham sob compressão, os comandos possuem parede espessa e são fabricados de aço cromo molibdênio forjado e seu diâmetro externo é usinado. Estão no mercado os tipos lisos ou espiralados, o segundo tipo é muito utilizado no Brasil para minimizar os riscos de prisão de coluna por diferencial de pressão.

2.4 Inspeção em coluna de perfuração

A indústria do petróleo adota em geral duas normas como parâmetros para inspeção dos componentes da coluna de perfuração: a API RP 7G (1998) e a DS-1 (1998). Algumas empresas possuem procedimento próprio. Essas normas ou procedimentos fornecem o critério de aceitação a ser utilizado, os métodos de inspeção, os requisitos de qualificação de mão de obra e especificam os equipamentos para realizarem a inspeção, porém não estabelecem a periodicidade da inspeção dos componentes. A Fig. 4 mostra os defeitos típicos encontrados em um DP.

Tool Joint (caixa)	Corpo	Tool Joint (Pino)
Danos na superfície externa	Perda de espessura	Danos na superfície externa
Danos na rosca	Encolhimento, estreitamento, colapso e alongamento	Danos na rosca
Ovalização da caixa	Trincas	Alongamento da rosca
Abrasão / Erosão	Corrosão	Abrasão / Erosão
Desgaste e dano mecânico	Danos mecânicos	Desgaste e dano mecânico
Trincas na rosca	marcas de dente	Redução do diâmetro externo
Trinca longitudinal na superfície externa da caixa		Trinca na rosca

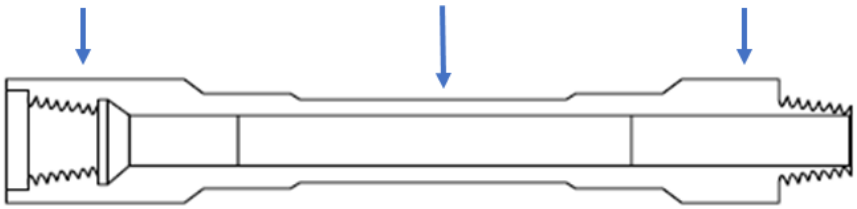


Figura 4 – Defeitos típicos encontrados no DP, Vaisberg *et al*. (2002).

A Tabela 1 mostra os métodos de inspeção utilizados nas áreas de cada tipo de componente da coluna de perfuração de acordo com a norma DS-1 (1998).

Tabela 1 – Métodos de Inspeção.

Área de Inspeção	Método de Inspeção	Defeito
DP corpo	Ultrassom	Trincas de fadiga, *pits*, danos mecânicos
	Medição de espessura[1]	Redução de parede, ovalização
	Calibração do OD[2]	Desgaste do OD, ovalização, empescoçamento.
	Visual	Danos mecânicos
	PM via seca[3]	Trincas de fadiga
DP *Tool joint*	Visual	Danos mecânicos
	Dimensional	Danos mecânicos e desgaste
	PM via úmida[3]	Trincas de fadiga
BHA	Visual	Danos mecânicos
	Dimensional	Danos mecânicos e desgaste
	PM via úmida[3]	Trincas de fadiga
	Ultrassom	Trincas de fadiga

[1] – Medição de espessura por ultrassom,[2] – Diâmetro externo, [3] – Ensaio por partícula magnética.

Ainda de acordo com a norma DS-1 (1998), a Tabela 2 mostra o critério utilizado para classificar um DP em relação ao desgaste.

Tabela 2– Classificação quanto ao Desgaste DS-1(1998).

CONDIÇÃO	CLASSE PREMIUM	CLASSE 2
Tubos		
Espessura	≥ 80% do tubo novo	≥ 70% do tubo novo
Slip-cut (profundidade)[1]	≤ 10 % da média da espessura	≤ 20 % da média da espessura
Redução de diâmetro	≤ 3 % da especificação do OD[2]	≤ 4 % da especificação do OD[2]
Aumento de Diâmetro	≤ 3 % da especificação do OD[2]	≤ 4 % da especificação do OD[2]
Trincas	Nenhuma	Nenhuma
Tool joint		
Resistência a torção	≥ 80% de um tubo novo	≥ 80% de um Premium
Estiramento do Pino	≤ 0,006" em 2"	≤ 0,006" em 2"
Trincas	Nenhuma	Nenhuma
Código faixa / cor	2 faixas brancas	1 faixa amarela

[1] – Marcas feitas no tubo decorrentes das operações com cunha, elevadores e chave flutuantes,[2] – OD – Diâmetro externo.

No Brasil, em plataformas marítimas apenas são utilizados tubos novos ou premium. Tubos classificados em classe 2 apenas são utilizados em sondas de terra. Tubos novos são classificados e codificados com apenas uma faixa branca.

A empresa de perfuração é responsável por monitorar a coluna, listar os componentes que devem ser inspecionados, selecionar o critério de inspeção, aceitação e periodicidade de inspeção. O inspetor é responsável por examinar cada componente listado em estrita conformidade com o processo selecionado. Todos os resultados devem ser comunicados. As duas normas mais utilizadas API RP 7G (1998) e DS-1(1998) não definem uma periodicidade entre inspeções. Algumas operadoras solicitam que a coluna deve ser inspecionada a cada 15.000 m perfurados, algumas empresas de perfuração adotam o critério das operadoras e estabelecem tempo máximo entre inspeções, por exemplo, 2 anos; outras empresas adotam o critério das operadoras e estabelecem um número máximo de horas perfuradas entre inspeções.

Em relação a tubos novos e usados dois tipos de inspeção são realizados com características e objetivos diferentes, inspeção em tubos novos, visam a detecção de defeitos de fabricação e inspeção de tubos usados, visam a detecção de defeitos induzidos pelo serviço Vaisberg *et al*. (2002).

Os defeitos mais comuns nos tubos usados dependem da aplicação. Normalmente *pits* de corrosão, trincas transversais de fadiga, nucleação de trincas, furos, redução de diâmetro e dimensões não padronizadas. Devido a utilização dos tubos sob cargas severas, as dimensões da coluna de perfuração podem ser alteradas no diâmetro, no comprimento do *tool joint*, na conicidade do pino ou da caixa Vaisberg *et al*. (2002).

As especificações para componentes usados relativas a critérios de aceitação e processos de controle de qualidade estão dispostas nas normas já citadas, API RP 7G (1998) e DS-1 (1998).

A inspeção ultrassônica é mencionada por alguns autores como um dos métodos mais precisos. De qualquer forma, é baseada principalmente em uma medição da espessura da parede. Trincas transversais de fadiga podem ser detectadas nas áreas críticas do DP utilizando sistema ultrassônico de onda cisalhante principalmente na região do *upset* Vaisberg *et al*. (2002).

O método de inspeção eletromagnética (EMI) aplicado no corpo do DP tem uma probabilidade de detecção de 90%, desde que a profundidade da trinca seja maior do que 1 mm e probabilidade de detecção é próxima de 99% quando a profundidade mínima da trinca é de 1,25 mm. Esses números não estão disponíveis para inspeção de *tooljoint*. A probabilidade de detecção representa os efeitos combinados da metodologia de inspeção, fatores humanos, variabilidade do equipamento e repetitividade de medição Vaisberg *et al*. (2002).

A inspeção utilizando a técnica de partículas magnéticas é aplicada principalmente nas conexões, caixa e pino. A inspeção tem uma probabilidade de detecção de apenas 40%. Este método é altamente dependente da forma como a inspeção é conduzida e pela experiência do operador Vaisberg *et al*. (2002).

A duração da vida de um DP pode ser dividida em duas etapas: A nucleação da trinca, com a iniciação de trincas microscópicas configurando a primeira fase, esses defeitos são, no entanto, considerados indetectáveis. A segunda fase é a propagação de uma trinca de tamanho macroscópico. A detecção é disponível, mas a duração da propagação é, normalmente, dramaticamente mais curta do que a iniciação. A frequência da inspeção deve ser planejada periodicamente usando os cálculos cumulativos de fadiga, as taxas de crescimento de trincas de fadiga, a probabilidade de detecção da trinca e as estatísticas de engenharia Vaisberg *et al*. (2002).

2.5 Análise de tensões no DP

Os carregamentos mais comuns no DP em operações inerentes à perfuração de um poço de petróleo são os carregamentos de tração devido a sustentação da própria coluna, a flexão devido a passagem da coluna em *doglegs* e por flambagem, a torção devido ao torque aplicado na coluna e a pressão circunferencial devido ao bombeamento do fluido de perfuração. Carregamentos resultantes de flambagem e de vibrações mecânicas não são analisadas nesta dissertação.

De acordo com Vaisberg *et al.* (2002), a flambagem e os *doglegs* são as situações que mais resultam esforços de flexão em DP. A Fig. 5 ilustra uma coluna sofrendo esforços de flexão devido a flambagem e aos *doglegs*.

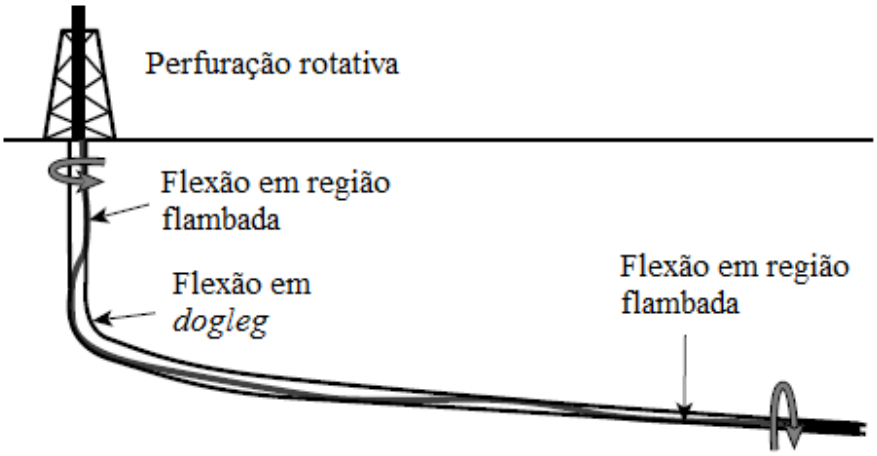


Figura 5 – Flexão em uma coluna de DP Vaisberg *et al*. (2002)**.**

Dogleg é um local do poço de petróleo onde a trajetória muda em relação ao sentido vertical, ou seja, apresenta taxa de inclinação diferente de zero. Geralmente são expressos em grau/100 ft. A Fig. 6 mostra um exemplo do comportamento de um DP em um *dogleg*.

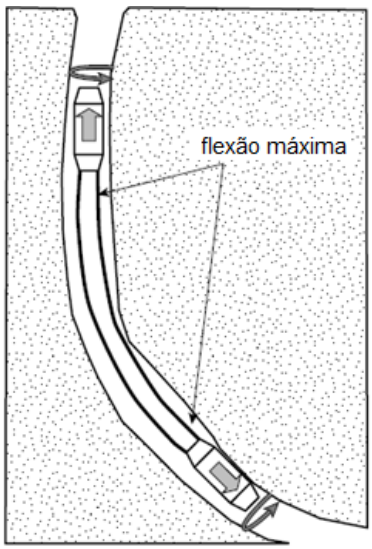


Figura 6 – Comportamento de um DP no *dogleg* Vaisberg *et al*. (2002)**.**

O cálculo das tensões atuantes no DP pode ser realizado utilizando as equações clássicas de resistência dos materiais. Para calcular a tensão de flexão, Lubinski (1961) estabeleceu a relação de várias configurações de DP em um *dogleg* de maneira que a tensão de flexão possa ser calculada considerando a curvatura da coluna conforme a equação (1).

$$\sigma_{\text{flexão}} = \frac{E \cdot C_o \cdot OD}{2} \qquad (1)$$

Onde *E* é o módulo de Young, C_0 é a curvatura da coluna e OD é o diâmetro externo.

C_0 pode ser calculado conforme a equação (1.a):

$$C_o = \frac{c \cdot (KL)}{\tanh(KL)} \tag{1.a}$$

Onde *c* é a curvatura do poço medido em º/ft, *L* é a metade do comprimento de um DP, e *K* é dado por:

$$K = \sqrt{\frac{P}{E \cdot I}} \tag{1.b}$$

Onde *P* é a carga axial de tração e *I* é o momento de inércia de área. Para calcular a tensão axial de tração e a tensão cisalhante de torção são utilizadas as equações clássicas da resistência dos materiais, mostradas a seguir.

$$\sigma_{axial} = \frac{P}{A} \tag{2}$$

Onde *A* é a área da seção transversal do DP. A tensão cisalhante de torção pode ser calculada conforme equação (3).

$$\tau_{torção} = \frac{T \cdot OD/2}{J} \tag{3}$$

Onde *T* é o torque aplicado na coluna e *J* é o momento polar de inércia de área do DP. Para calcular a tensão circunferencial, é utilizado a equação para cilindros de paredes finas.

$$\sigma_{circunferencial} = \frac{(Pi - Pe) \cdot OD}{2t} \tag{4}$$

Onde (P_i-P_e) é o diferencial de pressão (interna menos externa) e *t* é a espessura.

De acordo com a norma API RP 7G (1998) para se calcular a pressão externa em qualquer profundidade basta utilizar a equação (5):

$$Pe = \rho \cdot 0{,}17 \cdot H \tag{5}$$

Onde ρ é o peso específico do fluido que o poço está abastecido, *H* é a profundidade.

A pressão externa desta equação está em psi. A pressão interna é obtida pela leitura da pressão no manômetro da bomba no momento do bombeamento.

Para se calcular a carga de tração que qualquer tubo está suportando é necessário também levar em consideração o empuxo que o fluido de perfuração exerce sobre a coluna. Este empuxo é conhecido tecnicamente como fator de flutuabilidade (FF). O FF depende da densidade do fluido que o poço possui. A norma API RP 7G (1998) fornece a equação para calcular o fator de flutuabilidade.

$$\mathrm{FF} = \frac{65{,}4 - \rho}{65{,}4} \tag{6}$$

Onde ρ é a densidade do fluido de perfuração de perfuração em libras por galão (ppg).

2.6 Falhas em DP

A ocorrência de falhas na coluna de perfuração no momento em que a mesma esteja em operação, dentro do poço, acarreta um enorme prejuízo. Além de interromper a operação no poço, uma falha pode acarretar um “peixe”. Peixe é o termo usado na área do petróleo para referenciar qualquer objeto deixado involuntariamente no poço, como por exemplo, uma parte da coluna. Muitas vezes a equipe da sonda não tem as ferramentas necessárias para recuperar o “peixe”, sendo necessário que outras empresas especializadas sejam chamadas para dar suporte ou realizar a operação. É comum que as operações de pescaria durem semanas ou até meses. O gasto diário com o aluguel da sonda, equipes, diesel, comida, continua impactando no custo do poço, somando ao custo do equipamento perdido faz com que falhas na coluna de perfuração sejam altamente indesejáveis, Vaisberg *et al*. (2002)**.**

Mesmo com o grande avanço na tecnologia, como por exemplo, aumento na resistência dos equipamentos que compõe uma coluna de perfuração e softwares para cálculo e análise do comportamento da coluna de perfuração sob diversas situações operacionais, o número de falhas em colunas de perfuração ainda é muito alto. Razões como esforços complexos, diferentes tipos de vibração, comportamento corrosivo e erosivo da lama de perfuração contribuem para tal, Vaisberg *et al*. (2002)**.**

O DP quando em operação é submetido a diferentes esforços como tração, compressão, torção, flexão, pressão interna, entre outros. Estes esforços variam ao longo do tempo e da região analisada do DP. As cargas, e consequentemente as tensões, são diferentes e são mais complexas de serem calculadas quando o poço é direcional onde se observa um aumento das tensões e consequente uma probabilidade maior de diminuição da vida à fadiga.

Existem duas formas típicas de falhas em DP: o *Wash-out* e o *twist-off*. Os modos de falha do DP iniciam-se com a nucleação de uma trinca, geralmente nos pontos de alta concentração de tensão.

As trincas sob cargas combinadas e cíclicas se propagam nas direções radiais e circunferências. Essas cargas combinadas, somadas a pressão interna que o tubo é submetido quando está em operação, faz com que a lama de perfuração comece a penetrar na trinca e acelerar sua propagação por processo de corrosão e erosão. Quando a trinca é capaz de atravessar pontualmente a parede do tubo esse processo é chamado *wash out*. Esse tipo de falha é observado pela queda da pressão de bombeamento da lama de perfuração no momento da perfuração. Se a queda da pressão não for observada pelo operador (*Driller*) e a coluna continuar sob as mesmas condições de carregamento e pressão, o *wash out* pode evoluir e alcançar toda a seção transversal do tubo e se transformar em um *twist off*. No caso do *twist off*, o *Driller* irá observar além de queda da pressão de bombeamento da lama de perfuração, queda no peso da coluna. O valor da queda no peso da coluna é o indicativo da porção de coluna que se desprendeu e “caiu” no poço, conforme Fig. 7.

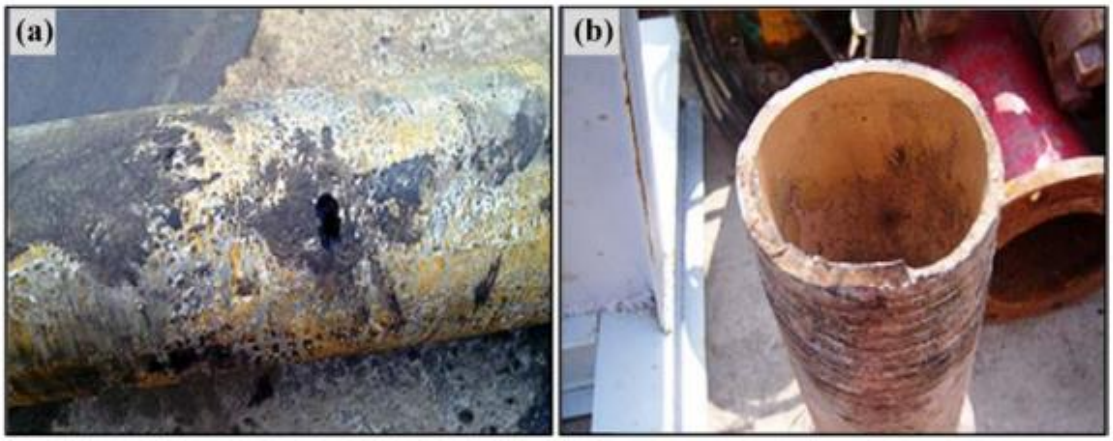


Figura 7 – a) Falha por *wash out* e b) falha por *twist off* Zamani *et al*. (2016).

No DP existem alguns pontos onde a concentração de tensões são significativamente maiores que em outros pontos. Essas regiões devem ser investigadas como propensas a nucleação de trincas e podem ser divididas em 4 grupos, Lubinski (1961):

- Irregularidades na superfície;
- Área do *upset*;
- Corrosão por *pitting*;
- Conexões por roscas.

Irregularidades na superfície são defeitos visíveis a olho nu ou visíveis apenas por microscópio, causados principalmente pelo manuseio incorreto ou principalmente por "*slip-cuts*", termo atribuído a marcas que os dentes da cunha e dos mordentes das ferramentas de torque deixam no tubo, conforme Fig. 8.



Figura 8 – *Wash out* resultante de *slip-cut* Zamani *et al*. (2016).

Os *upsets* fazem a transição do *tool joint* para o corpo do tubo, ou seja, a transição da espessura da parede que são diferentes no *tool joint* e no corpo do tubo. O *upset* interno é uma fonte potencial de trincas em DP pela concentração de tensão devido a sua geometria. Esse problema é amplificado quando o revestimento interno do tubo é gasto naturalmente nas operações perdendo a proteção mecânica contra corrosão, Lubinski (1961).

Sweet (1989) divulgou que 93% das falhas estudadas na sua pesquisa em DP ocorreram na região do *upset* interno. Essas falhas se distribuíram em 40% nas caixas e 60% nos pinos. H. Zhu *et al*. (2012) observou em seu estudo que a região do *upset* interno sofre erosões da lama de perfuração quando bombeada em alta pressão na transição entre o corpo do tubo e o *upset* interno removendo o revestimento interno resultando em *pits* de corrosão. Os *pits* de corrosão na região do *upset* são concentradores de tensão com alto potencial de susceptibilidade para nucleação de uma trinca, conforme mostrado na Fig. 9.



Figura 9 – Remoção do revestimento interno resultando em *pits* de corrosão Zamani *et al*. (2016).

2.7 Fadiga em DP

A norma API RP 7G (1998) baseada no trabalho de Lubinski (1961) fornece diretrizes que são utilizadas ainda hoje para calcular o dano proveniente de fadiga em DP utilizando os conceitos de fadiga convencional. Lubinski (1961) publicou seu trabalho na década de 60, desde então muitos avanços na área foram observados. As cartas utilizadas na norma API RP 7G (1998), por exemplo, apresentam os gráficos para calcular o dano à fadiga em *doglegs* (*dog leg severety*) de 10°/100 ft de curvatura máxima. Atualmente poços direcionais são perfurados utilizando curvaturas de até 20°/100 ft. Discute-se se a análise de fadiga convencional para colunas de perfuração utilizadas hoje em dia ainda é adequada para operações de perfuração em curso.

Grondin e Kulak (1994), após realizarem testes experimentais, concluíram que o critério de Lubinski (1961), que é o mesmo adotado pela norma API RP 7G (1998), considera o limite inferior dos resultados dos testes experimentais, superestimando a tensão de flexão em seu modelo de fadiga. Helmy (2016) relata em seu trabalho, a utilização dos conceitos de mecânica da fratura (regra de Paris), para estimar a vida à fadiga em DP.

A Fig. II.10 mostra um exemplo de um gráfico da norma API RP 7G para calcular o dano à fadiga. Note que nesse gráfico o maior diâmetro existente de DP é 5”. Atualmente são utilizados DP de até 6 5/8”.

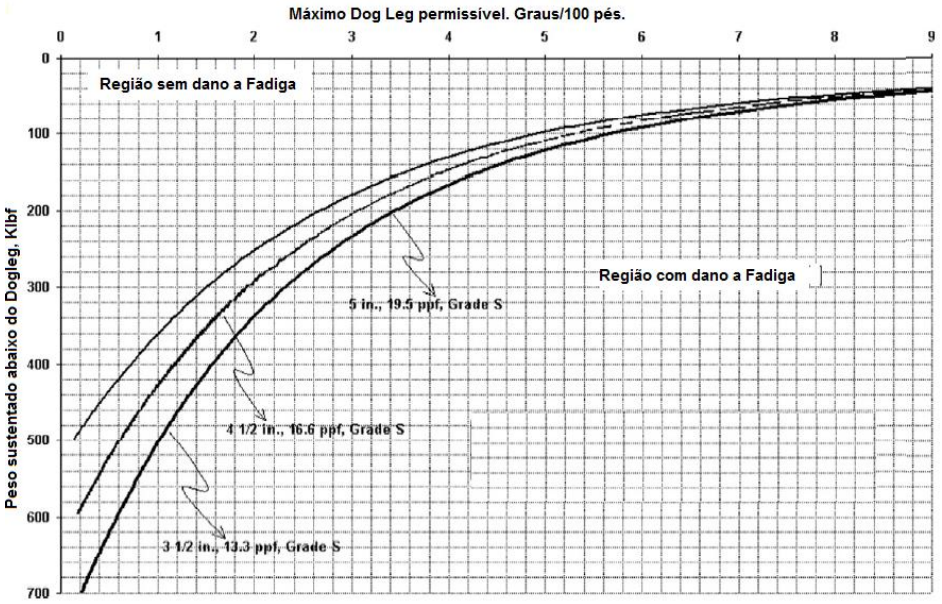


Figura 10 – Gráfico para cálculo do dano à fadiga conforme a norma API RP 7G (1998)**.**

A pesquisa publicada por Vaisberg *et al*. (2002) trata sobre fadiga em colunas de perfuração. O seu artigo é uma grande referência para as pesquisas mais recentes, além de descrever os principais cálculos e modelos utilizados em fadiga, seu trabalho contextualiza sobre métodos e possíveis resultados da inspeção em DP, projeto e melhorias de um DP, mecânica da fratura, testes experimentais de fadiga em DP, efeitos do ambiente. Sua conclusão é que fadiga acontece principalmente em colunas de perfuração submetidas a flexão, flambagem ou submetidas a vibração. Às áreas mais propensas para nucleação de uma trinca são as áreas que apresentam *slip-cuts, upsets*, fios de rosca e *pits* de corrosão; devido estas serem áreas de elevada concentração de tensão. Inspeções em tubos trincados mostram que trincas de fadiga são normalmente perpendiculares ao eixo do tubo.

Placido *et al*. (1994) avaliaram a aplicabilidade do modelo do plano crítico de fadiga multiaxial para estimar a vida à fadiga de DP submetidos a histórias de carregamentos axiais, momentos torcionais e fletores complexos. Os resultados foram comparados a testes experimentais em escala real. Após considerar o fator de concentração de tensão devido a geometria do *upset,* sua conclusão foi que o modelo proposto apresentava razoável correlação com os resultados experimentais.

Miscow *et al*. (2000) desenvolveram um sistema experimental para análise ótica *in situ* da iniciação de trincas e da acumulação de danos à fadiga. Paralelamente foi construído um quadro de testes de fadiga para viabilizar ensaios de tubos de perfuração em escala real, sob carregamento combinado de flexão e tração, simulando fisicamente as condições de fadiga da coluna de perfuração. A partir de testes, em corpos de prova sob flexão rotativa, foi possível levantar a curva de fadiga do material. Os resultados da curva de fadiga, da análise superficial quanto a iniciação de trinca e a acumulação de danos e a fractografia em microscópio

eletrônico de varredura permitiram a caracterização das propriedades de fadiga do material. Os resultados foram utilizados para projetar os ensaios do tubo em escala real no simulador físico de fadiga, ainda nos testes sob flexão alternada, foi estimado o valor de resistência à fadiga do material do DP testado (aço graus S-135), de 440 MPa, em cerca de 45% do valor da resistência última S_{UT}.

Moradi e Ranjbar (2009) investigaram 750 falhas em colunas de perfuração em um poço Iraniano, as falhas foram investigadas por exames metalúrgicos e computacionais usando método de elementos finitos. Os resultados mostraram que as falhas foram majoritariamente iniciadas a partir de trincas de fadiga, concluiu-se que o processo de corrosão, para as condições testadas, era menos agressivo do que à fadiga mecânica. Também foi observado número maior de falhas ao se perfurar em diâmetros maiores de broca, pois quanto maior o diâmetro do poço maior é a tensão de flexão no tubo. A vibração foi responsável por muitas falhas; portanto controlar os parâmetros de perfuração a fim de reduzir os efeitos de vibração é extremamente importante para evitar falhas

Zamani *et al*. (2016) em seu artigo fazem uma revisão sobre os principais modos de falha de um DP. Após analisar as condições mecânicas e metalúrgicas que levam um DP a falha, concluiram que embora os detalhes dos mecanismos de falha de um DP sejam conhecidos, ainda hoje se vê muitas falhas ocorrendo, o que acarreta um problema muito custoso para a indústria do petróleo. Em sua análise Zamani *et al.* (2016) conclui ainda que fadiga é a forma mais comum de falha em DP, listando e dividindo em sete categorias as razões de nucleação e propagação de trincas.

-Irregularidades na superfície (ex. *Slip-cuts*);
-Remoção do revestimento interno do tubo;
-Vibrações na coluna;
-Aquecimento por fricção;
-Corrosão sob tensão;
-Trinca devido a H_2S;
-Defeitos na fabricação e no tratamento térmico.

Grondin e Kulak (1994) relatam em seu trabalho que a partir de simulações de elementos finitos, o fator de concentração de tensão (K_t) para a região do *upset*, do tipo interno/externo, foi K_{t_axial} = 1,17 e $K_{flexão}$ = 1,10; e para carregamentos de torção o K_t seria muito próximo de um e por consequência neste trabalho será assumido como $K_{t_torção} \approx 1$.

A perfuração de poços ultra profundoso uso de aços de alta resistência, submetidos a elevados níveis de tensão, e o uso de fluido de perfuração com pH baixo contribuem para aumentar a susceptibilidade de falha por corrosão Lubinski (1961).

A fim de reconhecer os efeitos do ambiente em colunas de perfuração, Grondin e Kulak (1994) realizaram testes de fadiga em *drillpipes* em escala real. Curvas S-N foram obtidas em duas condições: a primeira condição pode ser definida como normal e a segunda condição como corrosiva, utilizando um ambiente com ar contendo solução de 3,5% de NaCl. A conclusão foi que a corrosão teve um papel prejudicial na vida em fadiga de *drillpipes* e que o ambiente corrosivo afetou significativamente em baixas tensões.

DezhiZeng *et al.* (2018) citam em sua pesquisa a preocupação principalmente em poços ultra profundos do ambiente agressivo do poço, contendo oxigênio dissolvido, H_2S, Cl^-, S^{2-}, entre outros, potencializando as falhas por fadiga. Foi realizado teste de fadiga utilizando cargas alternadas, sob atmosfera corrosiva, os resultados mostraram que entalhes, como por exemplo gerados por marcas de cunha (*slip-cuts*) foram fator dominante para as falhas nos corpos de prova testados.

Huang *et al.* (2017) em seu trabalho testa um corpo de prova (c.p.) fabricado a partir de um DP de aço S135 sob flexão alternada, chegando ao resultado de 540 MPa para 10^6 ciclos. Ao repetir o teste sob uma atmosfera de H_2S para o mesmo valor de tensão o número de ciclos que levou outro c.p. a falha foi 10^4 ciclos. Após análise metalográfica foi constatado que os átomos de hidrogênio concentrados nos contornos de grão contribuíram a nucleação das trincas.

A fim de detectar os defeitos de fadiga nos tubos, as empresas programam inspeções periódicas para detectar as trincas o mais cedo possível evitando que as mesmas cheguem ao tamanho crítico quando a propagação se torna instável. Uma medida muito importante nesse monitoramento é fazer a rastreabilidade dos tubos, conhecendo o seu histórico operacional Vaisberg *et al*. (2002).

Silva (2008) em seu trabalho realizou o levantamento do estado de tensões ao longo do tubo de perfuração através de modelos de elementos finitos aliados a ensaios experimentais, dando ênfase à região de conexão. Em seguida, ensaios de fadiga em pequena escala foram utilizados para construir duas curvas SN de tração-compressão sob valores de tensão média distintas, possibilitando calibrar os modelos de fadiga utilizados e empregá-los na predição da vida útil obtida nos ensaios experimentais de escala real. Ao final, os resultados encontrados através dos diferentes modelos foram comparados e discutidos com os resultados experimentais e foi constatada uma grande dispersão entre os resultados obtidos nos diversos modelos quando comparados aos testes experimentais.

Helmy (2016) desenvolveu um software baseado no modelo de fadiga multiaxial de Fatemi e Socie, para avaliar o dano à fadiga de cargas não proporcionais para resolver problemas reais de perfuração. Os resultados foram comparados às diretrizes fornecidas pela norma API RP 7G e se mostraram menos conservativos.

Bert *et al.* (2009) analisou dois poços profundos nos Estados Unidos que ocorreu falha na coluna de perfuração onde as condições do poço não foram significativamente diferentes de outros poços profundos. Um estudo de falha de coluna de poço profundo foi conduzido, que incluiu uma revisão dos relatórios de inspeção da coluna de perfuração, relatórios diários de perfuração, dados digitais, literatura técnica e análise de engenharia para os dois poços. Uma técnica de modelagem de análise de fadiga cumulativa (CFA) levando em conta as condições específicas do poço, isto é, geometria do poço, velocidade de rotação, taxa de penetração, carga do gancho e configuração da coluna de perfuração foi aplicada. O modelo indicou que falhas na coluna de perfuração ocorreriam em doglegs rasos, principalmente por causa de altas cargas suspensas combinadas com a ROP lenta. Os resultados do estudo levaram ao desenvolvimento de novos critérios de projeto de poços profundos e implementação de novas diretrizes de perfuração.

Capítulo 3 Revisão de Conceitos de Fadiga

3.1 Modelos de Fadiga

Nessa Seção, os modelos de fadiga e os principais conceitos para seu entendimento são abordados.

Estruturas e dispositivos mecânicos estão sujeitos a carregamentos variáveis ao longo do tempo. Na perfuração de um poço de petróleo os parâmetros de perfuração variam ao longo do tempo gerando tensões variáveis. Pode-se dizer que à fadiga é da área da mecânica dos sólidos que estuda a deterioração mecânica dos corpos sujeitos a carregamentos variáveis ao longo do tempo. Fadiga é caracterizada pela geração e/ou propagação paulatina de uma trinca até a fratura da peça, causadas primariamente pela variação temporal das cargas que atuam na peça.

Uma vez conhecida à tensão de escoamento do material, é relativamente fácil prevenir falhas ao escoamento resultantes de cargas estáticas, no entanto quando uma estrutura está submetida a tensões variáveis no tempo, esta pode vir a falhar por fadiga inclusive para tensões menores que a tensão de escoamento. Esse tipo de falha é ocasionado primariamente pela aplicação repetida de cargas, cuja principal consequência é a nucleação de uma trinca. A fadiga do material é ainda uma das causas mais comuns de falha dos componentes mecânicos.

A análise de fadiga pode ser dividida, de forma arbitrária, em duas classes: utilizando os conceitos da fadiga convencional e utilizando os conceitos da fadiga multiaxial. A fadiga convencional estuda o comportamento e o efeito, ao longo do tempo, de carregamentos que geram tensões de uma única natureza, enquanto à fadiga multiaxial, estuda o comportamento e o efeito de carregamentos que geram tensões em direções distintas e/ou de naturezas diferentes.

3.2 Fadiga Convencional

Estruturas e dispositivos mecânicos normalmente estão sujeitos a carregamentos variáveis ao longo do tempo. Na perfuração de um poço de petróleo, os parâmetros de perfuração variam ao longo do tempo, gerando tensões variáveis.

Nessa seção serão abordados os conceitos básicos de fadiga convencional baseada em tensão (método SN) e como esses conceitos são utilizados para determinar a vida, à fadiga de um componente ou de uma estrutura.

Desde meados do século 19, o método SN, ou método tensão-vida, se estabeleceu como o método mais utilizado e simples para se garantir a vida infinita para componentes mecânicos submetidos a carregamentos variáveis ao longo do tempo. Para os componentes

mecânicos com vida finita é possível estimar o número de ciclos (N) para uma trinca nuclear no ponto crítico do componente.

Para obtenção da curva SN de um material é necessário a realização de muitos testes, devido à natureza estatística da fadiga, que tanto define o número de ciclos que leva o material a falha para determinados níveis de tensão completamente alternada, quanto, qual a tensão completamente alternada máxima que o material terá vida infinita (este último para metais ferrosos). Na Fig. 11 mostra em desenho esquemático da curva SN, onde o eixo da ordenada no diagrama representa a resistência à fadiga (S_f) e o eixo das abscissas representa o número de ciclos (N), em escala logarítmica.

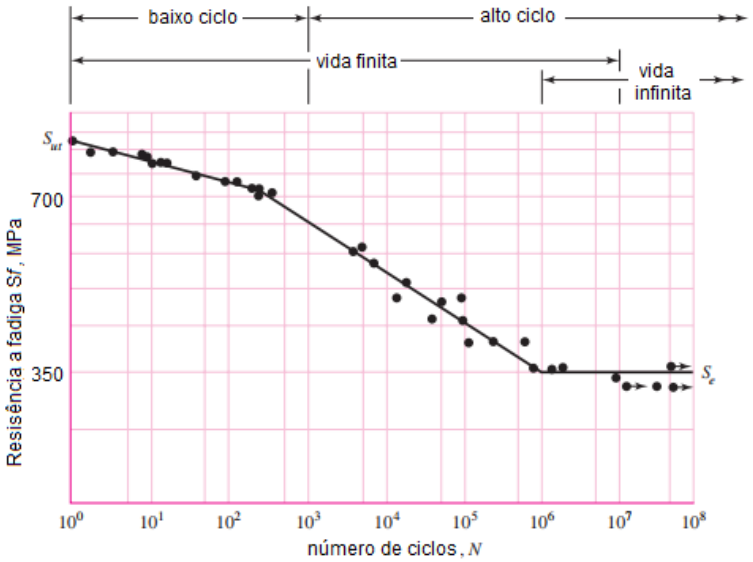


Figura 11 – Diagrama SN com base nos resultados de ensaios de fadiga flexão completamente alternada. Shigley *et al*. (2003).

Conforme Fig. 11, a região de fadiga de baixo ciclo se estende de N=1 até N=10^3 ciclos. Nesta região, os valores de tensão que levam o c.p. a falha são pouco menores que a tensão última do material (S_{ut}).

Na mesma figura observa-se que a região de fadiga de alto ciclo se estende à partir N = 10^3 ciclos. Caso as tensões de flexão totalmente alternadas que um c.p. é submetido estejam abaixo do limite de fadiga do material (S'_e), que ocorre para os metais ferrosos entre 10^6 e 10^7 ciclos, é dito que este c.p. tem vida infinita.

Foi desenvolvido métodos de aproximação do diagrama SN na região de alto ciclo para tensões totalmente alternadas e vida finita, conforme a equação (7).

$$S_f = a \cdot N^b \tag{7}$$

Onde *a* é definido pela equação (8):

$$a = \frac{(f \cdot S_{ut})^2}{S_e'} \tag{8}$$

b é definido pela equação (9):

$$b = -\frac{1}{3}\log\left(\frac{f \cdot S_{ut}}{S_e'}\right) \tag{9}$$

O valor de f pode ser encontrado na Fig. 12,

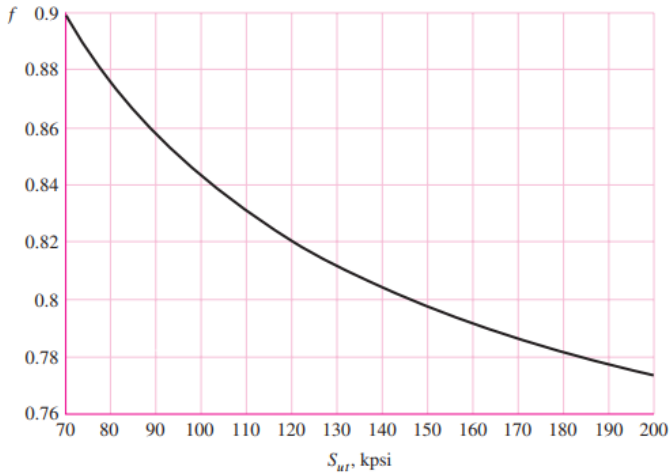


Figura 12 – Fração de Resistência à fadiga Shigley *et al*. (2003).

Os testes para levantamento da curva SN e para determinar o limite de fadiga (S_e') de metais ferrosos é realizado com corpos de prova com acabamento e geometria padronizados sob condições controladas.

3.2.1 Fatores de Modificação do Limite de Fadiga (S_e')

Marin identificou alguns fatores modificadores, que se utilizados multiplicando o limite de fadiga de corpos de prova de fadiga (S_e'), poderiam estimar o limite de fadiga de peças reais (S_e) conforme descrito em Shigley *et al*. (2003).

A equação de Marin pode ser descrita conforme a equação (10).

$$S_e = k_a \cdot k_b \cdot k_c \cdot k_d \cdot k_e \cdot k_f \cdot S_e' \tag{10}$$

Onde:

k_a= Fator de modificação de acabamento superficial;

k_b= Fator de modificação de tamanho;

k_c= Fator de modificação de carregamento;

k_d= Fator de modificação de temperatura;

k_e= Fator de confiabilidade;

k_f= Fator de modificação por efeitos diversos;

S'_e = Limite de fadiga de um c.p. de teste de fadiga.

S_e= Limite de fadiga do componente mecânico.

Segundo Shigley *et al*. (2003), o limite de fadiga de um c.p. (S'_e) pode também ser estimado. Para aços, o S'_e pode ser calculado em função do S_{ut} conforme a equação (11).

$$S'_e = \begin{cases} 0{,}5 \cdot S_{ut}, & se\ S_{ut} \leq 1400\ MPa \\ 700\ MPa & se\ S_{ut} > 1400\ MPa \end{cases} \quad (11)$$

3.2.1.1 Fator de Modificação de acabamento Superficial (k_a)

Um c.p. para testes de fadiga é altamente polido, os componentes mecânicos reais na maioria dos casos possuem superfícies em outras condições, o valor de k_a deve ser calculado segundo a equação (12).

$$k_a = a \cdot S_{ut}^b \quad (12)$$

Onde alguns valores de *a* e *b* são mostrados na Tabela 3.

Tabela 3– Fator de acabamento superficial, k_a . Shigley *et al*. (2003) .

Acabamento Superficial	a (MPa)	b
Retificado	1,58	-0,085
Usinado ou laminado a frio	4,51	-0,265
Laminado a quente	57,7	-0,718
Forjado	272	-0,995

3.2.1.2 Fator de Modificação de Tamanho (k_b)

Para carregamentos axiais não há efeito de tamanho, logo k_b = 1, para carregamentos de flexão e torção os resultados podem ser expressos como:

$$k_b = \begin{cases} \left(\frac{d}{7{,}62}\right)^{-0{,}107} \; ou \quad 1{,}24d^{-0.107} & \text{se } 2{,}79 \leq \text{d} \leq 51\,\text{mm} \\ 1{,}51 \cdot d^{-0{,}157} & \text{se } 51 \leq \text{d} \leq 254\,\text{mm} \end{cases} \tag{13}$$

3.2.1.3 Fator de Modificação de Carregamento (k_c)

O k_c é o fator de modificação relativo ao carregamento, a Tabela 4 mostra os fatores para cada tipo de carregamento:

Tabela 4 - Fator de carregamento k_c para diferentes tipos de carregamento. Shigley *et al*. (2003)

k_c	Flexão	1
	Axial	0,85
	Torção	0,59*

(*) Segundo Shigley *et al*. (2003), usar este valor apenas se tiver torção totalmente alternada. Caso haja mais de um carregamento usar k_c = 1.

3.2.1.4 Fator de Modificação de Temperatura (k_d)

O fator k_d visa quantificar a variação do limite de fadiga quando a temperatura de operação é diferente da temperatura ambiente. De acordo com Shigley *et al*. (2003). o limite de fadiga para aços aumenta ligeiramente com o aumento da temperatura e depois decresce para o valores maiores 250ºC.

3.2.1.5 Fator de Confiabilidade (k_e)

De acordo com Shigley *et al.* (2003), o fator de confiabilidade k_e foi definido após constatação dos resultados dos testes de resistência à fadiga que apresentaram espalhamento de dados significativo. Shigley *et al*. (2003) mencionam que muitos testes apresentaram desvio padrão de resistência à fadiga em torno de 8%. Assim k_e pode ser escrito da seguinte forma.

$$k_e = 1 - 0{,}08 \cdot Z_a \tag{14}$$

Tabela 5– Fatores de confiabilidade correspondente a 8% do desvio padrão do limite de fadiga. Shigley *et al*. (2003)**.**

Confiabilidade, %	Z_a	Fator de confiabilidade (k_e)
50	0	1,000
90	1,288	0,897
95	1,645	0,868
99	2,326	0,814
99,9	3,091	0,753
99,99	3,719	0,702
99,999	4,265	0,659
99,9999	4,753	0,620

3.2.1.6 Fator de Modificação por efeitos diversos (k_f)

O fator de modificação k_f é proposto para levar em consideração outros efeitos que não foram mencionados anteriormente. Alguns efeitos do ambiente operacional ou efeitos do próprio processo de fabricação podem influenciar no limite de fadiga. Tensões residuais podem afetar o limite de fadiga, por exemplo, onde tensões residuais compressivas na superfície melhoram a resistência à fadiga; já efeitos como corrosão podem reduzir o limite de fadiga.

3.2.2 Fator de Concentração de Tensão de Fadiga (K_f)

Descontinuidades geométricas formam áreas de concentração de tensões, onde as tensões nominais são majoradas pelo fator de concentração de tensão teórico ou geométrico, K_t. Portanto a relação da tensão máxima σ_{max} e a tensão nominal σ_0, é definida conforme a equação (15).

$$K_t = \frac{\sigma_{max}}{\sigma_0} \tag{15}$$

O fator concentração de tensões teórico K_t só leva em conta o detalhe geométrico e o tipo de carregamento, mas não o material que é feito a peça. O fator de concentração de tensões de fadiga (K_f) inclui o efeito do material através da utilização do fator sensibilidade ao entalhe do material, para tensões normais q e para tensões cisalhantes q_{cis}, respectivamente para K_f e K_{f_cis}:

$$K_f = 1 + q \cdot (K_t - 1) \tag{16}$$

$$K_{f_cis} = 1 + q_{cis} \cdot (K_t - 1) \tag{17}$$

As sensibilidades ao entalhe de aços e alumínios estão disponíveis por meio de gráficos conforme mostrado na Fig.13 e 14.

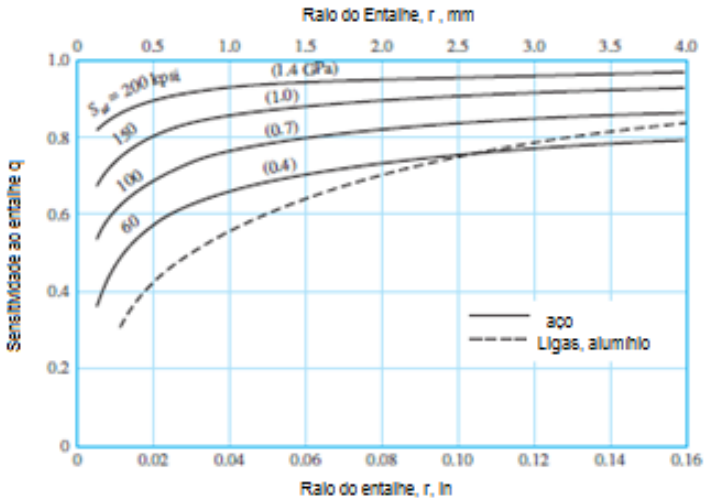


Figura 13 – Carta de sensibilidade ao entalhe de aços e ligas de alumínio forjado UNS A92024-T submetidas a flexão alternada ou a cargas axiais alternadas Shigley *et al*. (2003).

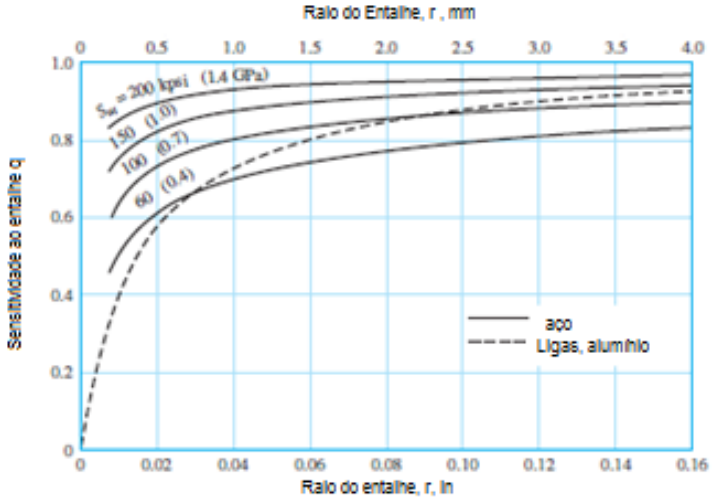


Figura 14 - Carta de sensibilidade ao entalhe de aços e ligas de alumínio forjado UNS A92024-T submetidas a torção alternada Shigley *et al*. (2003).

3.2.3 – Efeito da carga média na fadiga

O modelo de fadiga convencional, baseado na curva SN, pode ser aperfeiçoado para incluir efeitos de carga média. Conforme já relatado as curvas SN para aços e outros metais são obtidas através de testes de fadiga onde a tensão média (σ_m) é nula, o que não corresponde a maioria dos carregamentos variáveis que peças/estruturas são submetidas durante a sua vida útil. Como a tensão média influencia significativamente a resistência à fadiga de componentes mecânicos, alguns modelos foram propostos para adaptar o modelo inicial baseado na curva SN para levar também em conta as tensões médias.

O diagrama da Fig.15 mostra a representação gráfica de quatro modelos que levam em conta tantos as tensões alternadas quanto as tensões médias. São eles: Critério de Soderberg, Goodman modificado, Gerber e ASME elíptica. Note que a tensão alternada (σ_a) está representada no eixo das ordenadas e a tensão média (σ_m) está representada no eixo das abcissas.

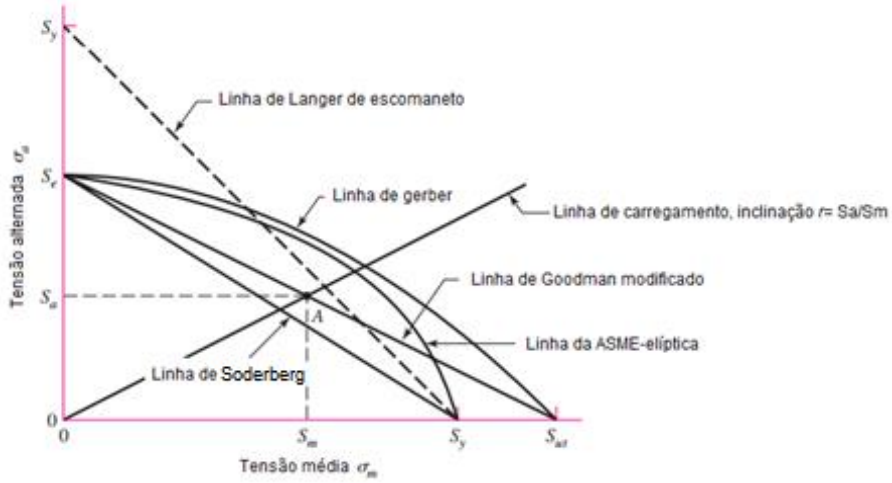


Figura 15– Vários critérios de falha à fadiga com tensão média. Shigley *et al*. (2003).

As equações da tensão alternada e da tensão média podem ser escritas conforme as equações (18) e (19):

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} \tag{18}$$

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} \tag{19}$$

Os pontos internos as curvas de cada modelo representam região de vida infinita e os pontos externos vida finita. Em cima de cada curva é prevista a transição entre vida finita e infinita. O ponto A da Fig.15, por exemplo, está na transição de vida finita e infinita segundo o critério de Goodman modificado, tem vida finita segundo Soderberg e tem vida infinita segundo Gerber. As relações entre as tensões e as resistências são descritas a seguir:

- Critério de Soderberg:

$$\frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_y} = \frac{1}{n} \tag{20}$$

- Critério de Goodman modificado:

$$\frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}} = \frac{1}{n} \tag{21}$$

- Critério de Gerber:

$$\left(\frac{\mathrm{n}.\sigma_a}{S_e}\right) + \left(\frac{\mathrm{n}\,.\sigma_m}{S_{ut}}\right)^2 = 1 \quad (22)$$

- Critério de ASME elíptico:

$$\left(\frac{\mathrm{n}\,\sigma_a}{S_e}\right)^2 + \left(\frac{n\,\sigma_m}{S_y}\right)^2 = 1 \quad (23)$$

No modelo 1 - Fadiga convencional, utiliza a equação de Goodman modificada para avaliar se um componente possui vida infinita ou vida finita à fadiga. Caso a vida for finita pode-se calcular o número de ciclos *N* que levaria o componente à falha. A equação (24) mostra a tensão totalmente alternada equivalente $\sigma_{a_eq,}$ segundo Shigley *et al*. (2003), que leva em conta tanto as tensões alternadas quanto as tensões médias de um dado carregamento.

$$\sigma_{a_eq} = \left[\frac{1}{1-\left(\frac{\sigma_m}{S_{ut}}\right)}\right]\sigma_a \quad (24)$$

Substitui-se o valor encontrado na equação (24) em S_f na equação (7) para estimar-se o número de ciclos *N*.

3.2.4 Contabilização de Dano à fadiga

Um componente mecânico que está sujeito a tensões de amplitude variáveis ao longo do tempo, dividindo os ciclos de tensões em classes, onde cada classe possui ciclos de amplitude de tensões dentro de uma mesma faixa de amplitude de tensões pode-se considerar que cada classe de tensões irá causar um nível diferente de dano. Portanto, a quantidade de dano causado ao componente mecânico estará diretamente ligado a amplitude da tensão e ao número de ciclos decorridos.

O conceito de dano pode ser associado a qualquer perda parcial da funcionalidade de uma peça ou de um componente.

O dano pode ser descrito como uma variável numérica, $0 \leq D \leq 1$, onde $D = 0$ representa uma peça nova, sem uso, e $D = 1$ representa a falha. É comum associar fadiga ao trincamento, e consequentemente se a parte trincada da peça for removida pode-se considerar que o dano foi zerado e que a vida útil da peça foi restabelecida.

Muitas regras quantificam o dano acumulativo de fadiga, mas a regra mais utilizada é a regra de Palmgren- Miner. Considerando-se que n_i é o número de ciclos que a peça foi submetida na classe de tensão σ_i, e N_i é o número de ciclos necessários para causar a falha da peça quando submetida apenas a classe de tensão σ_i e D_i é o dano causado por n_i, logo:

$$D_i = \frac{n_i}{N_i} \tag{25}$$

O somatório de todos os danos dos ciclos decorridos de todas as classes de tensão atuantes na peça, (25) pode ser reescrita como:

$$D = \Sigma \frac{n_i}{N_i} \tag{26}$$

Arbitrariamente Miner prevê a falha quando o somatório dos danos for igual a um, D = 1. O próprio Miner cita 0,7 ≤ D ≤ 2,2 como valores típicos obtidos em testes sob cargas não ordenadas. Mesmo utilizando D = 1, a regra de danos cumulativos de Miner tende a gerar resultados razoáveis e geralmente conservativos para peças sob cargas reais de serviços, segundo Castro *et al.* (2009).

3.2.5 – Modelos de Fadiga Convencionais

Os modelos de fadiga convencionais são estabelecidos e podem se dividir em dois métodos de cálculo, o método SN, que relaciona o início do trincamento no ponto crítico de um componente com a vida de corpos de prova e o método εn ou de Coffin Manson que reconhece as deformações elastoplásticas cíclicas que atuam no ponto crítico da peça e correlaciona com a vida de corpos de prova. Nesse trabalho utiliza-se o Método SN.

3.2.5.1 Modelo 1 – Fadiga Convencional segundo a Norma API RP 7G

O modelo 1 – Fadiga Convencional segundo a Norma API RP 7G (de agora em diante denominado apenas modelo 1 – Fadiga Convencional) utiliza o método SN, de expressões apresentadas anteriormente, para estimar o fator de segurança de componentes mecânicos submetidos a carregamentos de fadiga utilizando o critério de Goodman modificado. A norma é baseada no trabalho de Lubinski, considerando a tensão de flexão como tensão alternada e a tensão axial como tensão média e essa relação com o dano de fadiga é mostrada no ábaco da Figura 10. Um resumo de sua aplicação para o caso particular do DP é mostrada através do fluxograma da Fig.16.

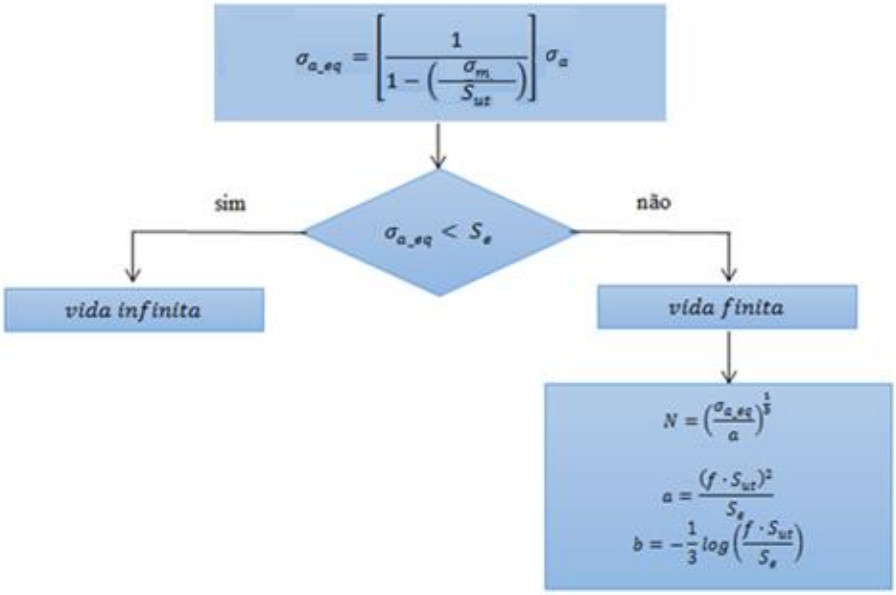


Figura 16 – Fluxograma das etapas de cálculo do modelo de fadiga convencional segundo a Norma API RP 7G.

Onde, S_e e S_{ut} são respectivamente, o limite de fadiga da peça e a tensão última do material. Para o cálculo de fadiga de DP por este modelo, segundo a norma API RP 7G, o caso apresentado considera apenas a tensão de flexão alternada e a tensão axial média, conforme mostrado à seguir:

$$\sigma_a = K_{f_flexão}\sigma_{y_a} \tag{27}$$

$$\sigma_m = K_{f_axial}\sigma_{y_m} \tag{28}$$

Nos casos em que a tensão de flexão é nula, utiliza-se a tensão axial alternada e a tensão axial média.

3.2.5.2 Modelo 2 – Fadiga Convencional Adaptado

Os carregamentos reais em componentes e peças mecânicas geralmente apresentam combinações de vários tipos de carregamento. A peça pode estar sujeita, por exemplo, a carregamentos de flexão, de torção, axial ao mesmo tempo. Neste trabalho supõe-se que o efeito das tensões provocadas por carregamento cortante sejam desprezíveis.

Conforme já mencionado, o gráfico SN, realiza testes utilizando flexão totalmente alternada, onde a componente média é nula. Para considerar a influência de σ_m na vida à fadiga de uma peça, alguns autores (Goodman, Soderberg, Gerber, entre outros), desenvolveram teorias para incluir o efeito de componentes médias.

Shigley *et al*. (2003) mostra uma teoria que possibilita a contabilização de três tipos de carregamento ao mesmo tempo: flexional, torcional e axial. Para aplicação do método de combinação de carregamentos, algumas considerações devem ser feitas. Ao combinar múltiplas tensões é necessário considerar os fatores concentradores de tensão de fadiga (K_f) para cada tipo de carregamento. Isto é aplicar $(K_f)_{flexão}$ para tensões de flexão, $(K_f)_{torção}$ para tensões de torção e $(K_f)_{axial}$ para tensões de tensões axiais. As tensões equivalentes de von Mises para as tensões alternadas combinadas (σ'_a) e para as tensões médias combinadas (σ'_m) são então calculadas. Para este modelo utiliza-se o fator modificador k_c para flexão e o fator de carga para carregamentos axiais deve ser considerado dividindo a tensão axial alternada por 0,85, Shigley *et al*. (2003).

O cálculo do coeficiente de segurança *n* é baseado na curva de Goodman modificada, conforme mostrada na equação (31).

$$\sigma'_a = \sqrt{\left(K_{f_circ}\sigma_{x_a}\right)^2 - K_{f_circ}\sigma_{x_a}.\left(\frac{K_{f_axial}\sigma_{y_a}}{0.85} + K_{f_flexão}\sigma_{y_a}\right) + \left(\frac{K_{f_axial}\sigma_{y_a}}{0.85} + K_{f_flexão}\sigma_{y_a}\right)^2 + 3\left(K_{fs_torção}\tau_{xy_a}\right)^2} \quad (29)$$

$$\sigma'_m = \sqrt{\left(K_{f_circ}\sigma_{x_m}\right)^2 - K_{f_circ}\sigma_{x_m}.\left(K_{f_axial}\sigma_{y_m} + K_{f_flexão}\sigma_{y_m}\right) + \left(K_{f_axial}\sigma_{y_m} + K_{f_flexão}\sigma_{y_m}\right)^2 + 3\left(K_{fs_torção}\tau_{xy_m}\right)^2} \quad (30)$$

$$n = \left(\frac{\sigma'_a}{S_e} + \frac{\sigma'_m}{S_{ut}}\right)^{-1} \quad (31)$$

Onde σ_x representa as tensões normais no eixo x, σ_y, representa as tensões normais no eixo y e τ_{xy} representa a tensão cisalhante no plano xy.

O fluxograma da Fig.17 mostra a sequência necessária para calcular o dano à fadiga utilizando o modelo 2 – Fadiga convencional adaptado. Note que este modelo mostra uma abordagem que utiliza vários tipos de carregamento ao mesmo tempo.

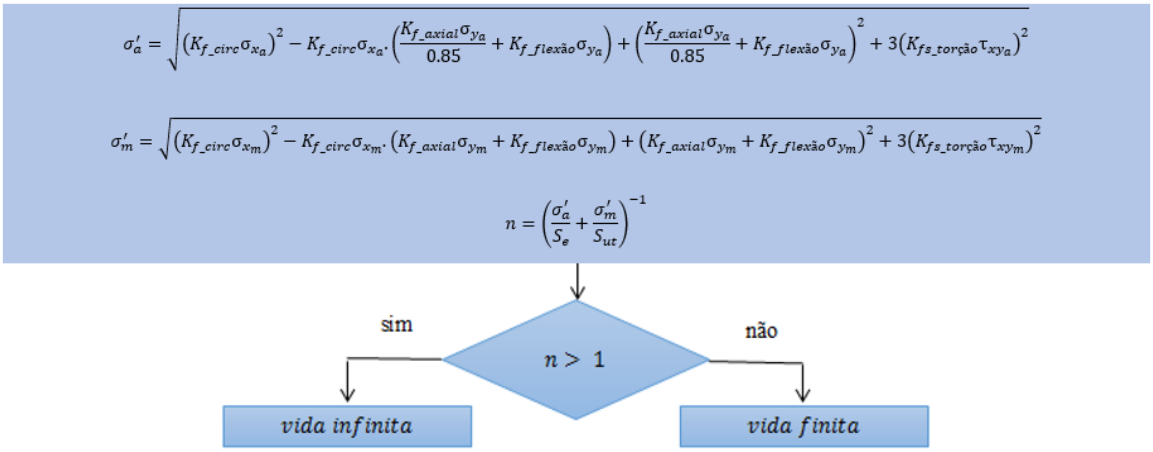


Figura 17 – Fluxograma das etapas de cálculo do modelo de fadiga convencional adaptado.

Note que as tensões de cisalhamento transversal não fazem parte das equações (27), (28), (29) e (30), pois o DP pode ser certamente considerado uma “viga” muito longa, onde estes efeitos podem ser desprezados.

3. 3 – Modelos de Fadiga Multiaxiais

De acordo com Castro *et al* (2009), fadiga multiaxial deve ser levada em consideração quando os carregamentos geram tensões de mesma natureza e em direções diferentes, ou quando geram tensões de naturezas distintas. No caso geral, esses carregamentos podem ser de flexão, torção, axial, cisalhante, de pressão interna, que quando combinados, geram um estado de tensões bi ou triaxiais. Antes de aplicar os modelos de fadiga multiaxial duas situações devem ser levadas em consideração. Se as cargas atuantes são proporcionais ou não; e se estão em fase ou não. História de cargas que geram tensões cujos eixos principais mantém uma orientação fixa ao longo do tempo é denominada proporcional, se os eixos principais das tensões geradas pela carga sofrem alteração ao longo do tempo, a história de carga é chamada não-proporcional. Cargas periódicas e de mesma frequência podem separar também as cargas em fase das cargas fora de fase.

Para o estado plano de tensão sua direção principal θ_p pode ser calculada por:

$$\theta_p = \frac{1}{2} tan^{-1}\left(\frac{2\tau_{xy}}{\sigma_x - \sigma_y}\right) \tag{32}$$

A direção principal pode ser estimada com o auxílio do círculo de Mohr. A Fig.18 ilustra a direção principal, θ_p.

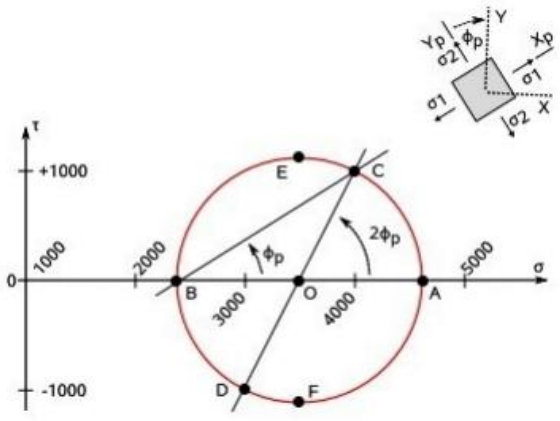


Figura 18 – Círculo de Mohr e a direção principal Bandeira (2014)

As Figs. 19 e 20 mostram exemplos de carregamentos proporcionais (CP), e carregamentos não proporcionais (CNP), com o estado de tensão e a direção de tensão principal Bandeira (2014).

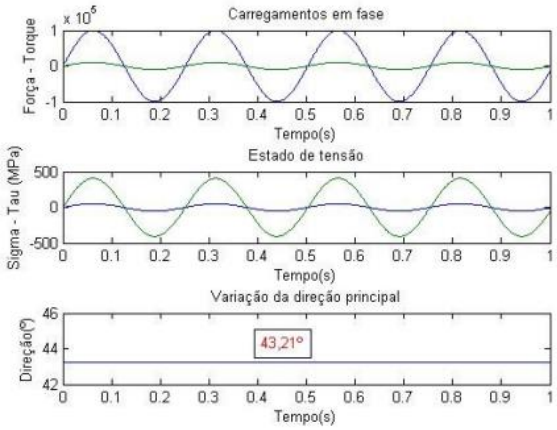


Figura 19 – CP sem defasagem. Força axial (verde) e momento torçor (azul). Bandeira (2014)**.**

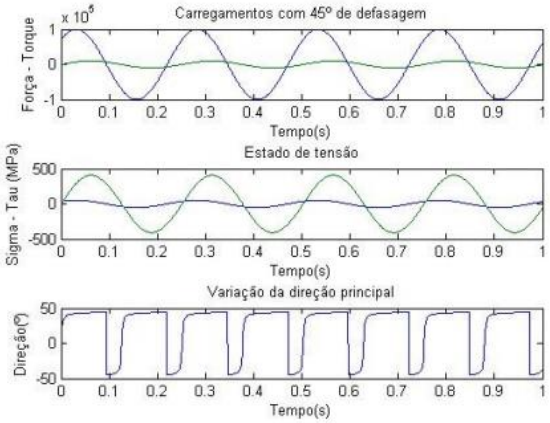


Figura 20 - CNP com defasagem em 45º. Força axial (verde) e momento torçor (azul). Bandeira (2014)**.**

Analisando as Figs. 19 e 20, conclui-se que no caso da Fig.19, quando os carregamentos são proporcionais, não existe variação da direção da tensão principal ao longo do tempo, nesse caso específico, $\underline{\theta_p}$ = 43,21°. Os carregamentos, força axial e momento torçor, da Fig.20 estão defasados em 45°caracterizando um CNP já que a direção da tensão principal varia ao longo do tempo $\underline{\theta_p}$ = f(tempo).

Basicamente os modelos de fadiga multiaxial podem ser divididos em 4 grupos, onde cada grupo se baseia em um parâmetro diferente, e suas aplicações dependem do comportamento das cargas. Pode-se dividir os modelos de fadiga multiaxial em:

-Modelos baseados em tensão;

-Modelos baseados em deformação;

-Modelos baseados em energia;

-Modelos baseados na Mecânica da Fratura.

Nesse trabalho serão abordados modelos de fadiga multiaxial baseados em tensão e em deformação.

3.3.1 – Modelos de fadiga multiaxial baseados em tensão

Os primeiros modelos usados em fadiga multiaxial foram os modelos baseados em tensão, ainda hoje são os modelos mais abrangentes para peças e componentes que estão sujeitos a tensões abaixo da tensão de escoamento.

Muitos modelos de fadiga multiaxial baseados em tensão podem ser utilizados com sucesso para avaliar casos de fadiga de alto ciclo, desde que as deformações plásticas sejam nulas ou muito pequenas. Muitos modelos de fadiga multiaxial baseados em tensão já foram desenvolvidos, como os listados a seguir Castro *et al* (2009).

-Modelo de Gough & Pollard (1935, 1950, 1951)

-Modelo da tensão principal sinalizada

-Modelo da tensão de cisalhamento sinalizada (modelo de Tresca)

-Modelo de von Mises Sinalizado

-Modelo de Sines (1955, 1959)

-Modelo de Findley (1959)

-Modelo de Crossland (1956)

-Modelo de Dang Van (1973, 1982, 1993)

-Modelo de Matake (1977)

-Modelo de Lee (1985)

-Modelo de Papuga (2005)

-Modelo de Ninic (2006, 2007).

Os modelos de fadiga multiaxial baseados em tensão podem ser divididos basicamente em três grupos: Modelos baseados em tensão equivalente, modelos baseados em plano crítico e modelos baseados em tensão mesoscópica. Castro *et al* (2009).

Os modelos baseados em tensão equivalente têm como base a teoria do escoamento de von Mises ou de Tresca e são utilizados para muitos metais que estão sujeitos a carregamento proporcional. Os modelos baseados em plano crítico, a orientação da trinca é identificada através da determinação do plano de maior dano, entre os inúmeros planos de iniciação da trinca. A combinação entre a tensão cisalhante e a tensão normal atuante no plano crítico é levada em consideração para determinar o dano à fadiga e a vida da estrutura. Os modelos baseados em tensão mesoscópica, que são as tensões medidas dentro de um grão cristalino de um metal, utilizam esse conceito para avaliar a vida em fadiga de equipamentos.

Modelos dos primeiros dois grupos são mais utilizados. A seguir apresenta-se exemplo de modelos, um baseado na tensão equivalente e outro baseado no plano crítico.

3.3.1.1 Modelo de Sines

Sines desenvolveu um modelo sob tensões multiaxiais proporcionais supondo que o dano à fadiga fosse causado pela tensão de cisalhamento de Von Mises e pela componente hidrostática das tensões médias.

Sua ideia foi generalizar a linha de Goodman para o caso multiaxial, baseado na hipótese de que só as tensões médias normais afetam linearmente a vida à fadiga. Em seus testes experimentais Sines observou que a tensão média devido à torção não afeta o limite de fadiga em flexão até que o limite de escoamento torcional seja excedido em pelo menos 50%. Além disso, concluiu que a tensão média hidrostática afeta o limite de fadiga Castro *et al* (2009):

$$\frac{\Delta\tau_{mises}}{2} + \propto_{sines} (3\sigma_{h_m}) = \beta_{sines} \tag{33}$$

Onde α_{sines} e β_{sines} são constantes ajustáveis para cada material, enquanto $\Delta\tau_{mises}$, a tensão cisalhante de Mises e σ_h, a componente hidrostática das tensões médias normais.

As tensões cisalhantes de Mises podem ser escritas como:

$$\Delta\tau_{mises} = \frac{1}{3}\sqrt{(\Delta\sigma_{1_}\Delta\sigma_2)^2 + (\Delta\sigma_{1_}\Delta\sigma_3)^2 + (\Delta\sigma_{2_}\Delta\sigma_3)^2} \tag{34}$$

A tensão hidrostática média pode ser escrita como:

$$\sigma_{h_m} = \frac{(\sigma_x^m + \sigma_y^m + \sigma_z^m)}{3} \tag{35}$$

Utilizando as equações (34) e (35), a equação (33) pode ser reescrita:

$$\frac{1}{6}\sqrt{(\Delta\sigma_{1_}\Delta\sigma_2)^2 + (\Delta\sigma_{1_}\Delta\sigma_3)^2 + (\Delta\sigma_{2_}\Delta\sigma_3)^2} + \propto_{sines} (\sigma_x^m + \sigma_y^m + \sigma_z^m) = \beta_{sines} \tag{36}$$

Quando uma peça satisfizer a condição de $\frac{\Delta\tau_{mises}}{2} + \propto_{sines} (3\sigma_h) < \beta_{sines}$, ela terá vida infinita à fadiga segundo critério de Sines.

As constantes α_{sines} e β_{sines} podem ser estimadas utilizando as seguintes equações:

$$\propto_{sines} = \frac{\sqrt{2}}{3}\left(\frac{S_e}{S_{e_p}} - 1\right) \tag{37}$$

$$\beta_{sines} = \frac{\sqrt{2}}{3}(S_{e_p}) \tag{38}$$

O parâmetro S_{e_p} é o limite de fadiga do material sob tensões pulsativas. Seu valor pode ser obtido através da equação (39).

$$S_{e_p} = \frac{1}{\frac{1}{Se}+\frac{1}{Sut}} \tag{39}$$

Sines comprovou sua hipótese testando c.p.s sob: (i) tração cíclica + torção estática; (ii) torção cíclica + flexão estática; (iii) flexão cíclica + torção estática; (iv) torção cíclica + torção estática. Apenas nos casos 1 e 2 ele mediu alguma variação da vida à fadiga com a carga média (de tração ou flexão) indicando que: (i) tensões médias normais (de tração ou de flexão) afetam a vida à fadiga tanto em tração quanto em flexão; e (ii) tensões médias cisalhantes não afetam a vida à fadiga nem sob tração nem sob torção alternada Castro *et al* (2009).

3.3.1.2 Modelo de Findley

O modelo proposto por Findley também é aplicável a cargas NP, sua teoria é aplicada em praticamente todos os modelos de fadiga multiaxial mais avançados. É o modelo mais conhecido e relatado na literatura pertinente ao tema. Findley supôs que uma trinca nasce por fadiga no plano crítico do ponto crítico da peça.

Ao desenvolver o modelo Findley sugeriu que tensão normal ao plano de cisalhamento tem uma relação linear com a amplitude de tensão de cisalhamento nesse plano, para carregamentos NP que a direções principais variam ao longo do tempo, as trincas nucleiam-se onde o dano acumulado por fadiga for máximo.

Modelos baseados nessa ideia apresentam uma complexidade considerável pois requerem que a identificação de qual dos planos que passam pelo ponto crítico é o mais solicitado Castro *et al* (2009). O modelo de Findley pode ser representado pela equação (40):

$$\left[\frac{\Delta\tau(\theta)}{2} + \propto_{findley} \sigma(\theta)\right]_{max} = \beta_{findley} \tag{40}$$

As constantes $\propto_{findley}$ e $\beta_{findley}$ são determinadas em pelo menos dois ensaios de fadiga, por exemplo, torção e tração, um para tensões cisalhantes e outro para tensões normais, ambas totalmente alternadas. As constantes $\propto_{findley}$ e $\beta_{findley}$ podem ser definidas pelas equações (41) e (42), onde os limites de fadiga do material sob tensões normais é σ_{-1} e sob tensões de cisalhamento é τ_{-1}.

$$\propto_{findley}=\frac{1-0,5k}{\sqrt{k-1}} \quad (41)$$

$$\beta_{findley}=\frac{\sigma_{-1}}{2\sqrt{k-1}} \quad (42)$$

O parâmetro *k* é definido pela razão $k=\frac{\sigma_{-1}}{\tau_{-1}}$ Castro *et al* (2009).

3.3.2 – Modelos de fadiga multiaxial baseados em deformação

Modelos baseados em tensão não apresentam uma boa eficácia parà fadiga de baixo ciclo. Para suprir essa deficiência alguns autores desenvolveram modelos baseados em deformação, onde o fenômeno de fadiga na região da vida finita é afetado principalmente pela deformação cisalhante, que são responsáveis pela nucleação de microtrincas. Os modelos de Brown e Miller, Fatemi-Socie e Smith-Watson-Topper são alguns dos exemplos de modelo que utilizam a deformação como critério de falha parà fadiga de baixo ciclo.

3.3.2.1 Modelo de Brown e Miller

Brown e Miller, com o intuito de considerar as cargas médias, propuseram um modelo que considera que a máxima gama de deformação cisalhante $\Delta\gamma_{max}$ combinada à gama de deformação normal $\Delta\varepsilon^{\perp}$ e a tensão média normal perpendicular ao plano máximo de deformação cisalhante $\sigma^{\perp}{}_{m}$, para obter o número de ciclos de vida à fadiga *N* Castro *et al* (2009).

$$\frac{\Delta\gamma_{max}}{2}+\alpha_{BM}\Delta\varepsilon^{\perp}=\beta_1\left[(\sigma_c-2\sigma^{\perp}{}_{m})E\right](2N)^b+\beta_2\varepsilon_c(2N)^c \quad (43)$$

Onde α_{BM} é o coeficiente do modelo multiaxial de Brown-Miller , as contantes β_1 e β_2 podem ser estimadas por $\beta_1=1,3+0,7\,.\alpha_{BM}$ e $\beta_2=1,5+0,5\,.\alpha_{BM}$, σ_c é o coeficiente elástico de Coffin Manson, ε_c é o coeficiente plástico de Coffin Manson, b é o expoente elástico da curva de Coffin Manson e *c* é o expoente plástico da curva de Coffin Manson, *E* é o modulo de Young e *N* é o número de ciclos que levariam um componente a falha utilizando o modelo de Brown-Miller. α_{BM} depende de *N* (mas para materiais dúcteis pode ser estimado por $\alpha_{BM}\cong 0,3$ nas vidas longas, $N\cong N_{L,}$ ou $\alpha_{BM}\cong 4,6$ nas vidas curtas; $\beta_1=(1+\nu)+(1-\nu)\alpha_{BM}$ e $\beta_2=1,5+0,5\alpha_{BM}$ Castro *et al* (2009) $N_{L,}$ é a vida associada ao limite de fadiga do material e ν é o coeficiente de Poisson.

3.3.2.2 Modelo de Fatemi e Socie

O modelo de Brown e Miller apesar de muito utilizado em fadiga multiaxial, não considera algumas informações sobre tensão e deformação máximas que podem tornar o cálculo impreciso.

Fatemi e Socie propuseram substituir a gama $\Delta\varepsilon^{\perp}$ pela tensão normal máxima $\sigma^{\perp}{}_{max}$ atuante na direção perpendicular ao plano de máxima deformação cisalhante e aplica-la a curva $\gamma\ x\ N$ em vez da curva ε x n.

$$\frac{\Delta\gamma_{max}}{2}(1+\alpha_{FS}\frac{\sigma^{\perp}{}_{max}}{S_{Ec}})=\frac{\tau_c}{G}(2N)^{b_\gamma}+\gamma_c(2N)^{c_\gamma} \quad (44)$$

Assim como o parâmetro de Brown e Miller α_{BM}, o parâmetro de Fatemi e Socie α_{FS} também varia com *N*. Uma estimativa recomendada por Socie é $\alpha_{FS}\cong S_{Ec/\sigma_c}$ Castro *et al* (2009). Onde α_{FS} é o coeficiente do modelo multiaxial de Fatemi e Socie, S_{Ec} é a resistência ao escoamento cíclico, *G* é o modulo de cisalhamento do material, τ_c é o cisalhamento cíclico, γ_c é a deformação cisalhante, b_γ e c_γ são as constantes que podem ser obtidas através das equações (48) e (49).

Para resolver a equação (44), algumas propriedades de cisalhamento cíclico são obtidas utilizando as equações (45) a (50) e algumas constantes de Coffin-Manson, Castro *et al* (2009).

$$\tau_c=\frac{\sigma'_c}{\sqrt{3}} \quad (45)$$

$$\gamma_c=\sqrt{3}\cdot\varepsilon_c \quad (46)$$

$$G=\frac{E}{2(1+\nu)} \quad (47)$$

$$b_\gamma=\mathrm{b} \quad (48)$$

$$c_\gamma=\mathrm{c} \quad (49)$$

A máxima gama de deformação cisalhante ($\Delta\gamma_{max}$) pode ser calculada:

$$\Delta\gamma_{max}=\frac{\tau_{max}}{G} \quad (50)$$

Onde τ_{max} é a máxima tensão equivalente.

3.3.2.3 Modelo de Smith-Watson-Topper Multiaxial (SWT)

Quando a fase de propagação da trinca curta for muito mais longa que a fase da micro trinca, a versão multiaxial de SWT é útil Castro *et al* (2009).

$$\left(\frac{\Delta\varepsilon_1}{2}\right)\sigma^{\perp}{}_{max} = (\frac{\sigma_c^2}{E})(2N)^{2b} + \sigma_c\varepsilon_c(2N)^{b+c} \quad (51)$$

Onde $\Delta\varepsilon_1$ é a gama de máxima deformação principal e $\sigma^{\perp}{}_{max}$ é a máxima (pico do ciclo) tensão normal na direção ε_1 Castro *et al* (2009).

A Fig. 21 resume e ilustra os parâmetros de dano supostos nos modelos baseados em deformação mencionados anteriormente.

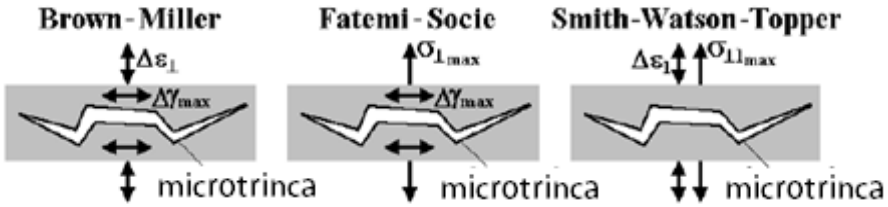


Figura 21 – Parâmetros de dano dos vários modelos multiaxiais de dano à fadiga baseado nas deformações solicitantes Castro *et al* (2009)**.**

3.4 Modelos de fadiga multiaxial utilizados neste trabalho

Os primeiros modelos de dano em fadiga multiaxial, também denominados de critérios de fadiga multiaxial, foram baseados em estimativas elásticas das tensões combinadas aplicadas. O objetivo desses critérios era de estimar o limite de fadiga de materiais sujeitos as cargas de torção e flexão. No início da década de 1970 foi direcionado muitos esforços para o desenvolvimento de modelos de fadiga multiaxial baseados em deformação que são úteis em análise de fadiga de baixo ciclo. No entanto os modelos de fadiga baseados em tensão se mostram mais abrangentes para a grande parte dos componentes que operam abaixo do limite de escoamento. Castro *et al* (2009)

Nesse trabalho foram escolhidos dois modelos de fadiga multiaxial para aplicação em um caso real, o modelo de Sines e o modelo de Fatemi Socie. Sines propôs um critério idealizado na generalização da linha de Goodman. Note que o critério de Goodman já é utilizado nesse trabalho para incluir o efeito da carga média no dano no DP utilizando as técnicas de fadiga convencional. O modelo de Sines avalia se o componente terá vida finita ou infinita à fadiga porem não gera em seus resultados o número de ciclos que levaria o componente à falha no caso de vida finita. Para a aplicação do modelo de Sines será suposto que os carregamentos impostos ao DP estão em fase e, portanto, são proporcionais.

O modelo de Fatemi e Socie foi a segunda escolha por gerar em seus resultados o número de ciclos que levaria o componente à falha e por ser um modelo utilizado por outros pesquisadores referência na área Helmy (2016) e Placido *et al*. (1994).

3.4.1 Modelo de fadiga multiaxial de Sines

Conforme já comentado na seção 3.3.1, o modelo de fadiga multiaxial proporcional de Sines, de acordo com Castro *et al.* (2009), pode ser entendido como uma generalização do modelo de fadiga convencional adaptado. Para utilizar esse modelo é necessário calcular a tensão cisalhante de von Mises $\Delta\tau_{mises}$ e a componente hidrostática das tensões médias σ_h.

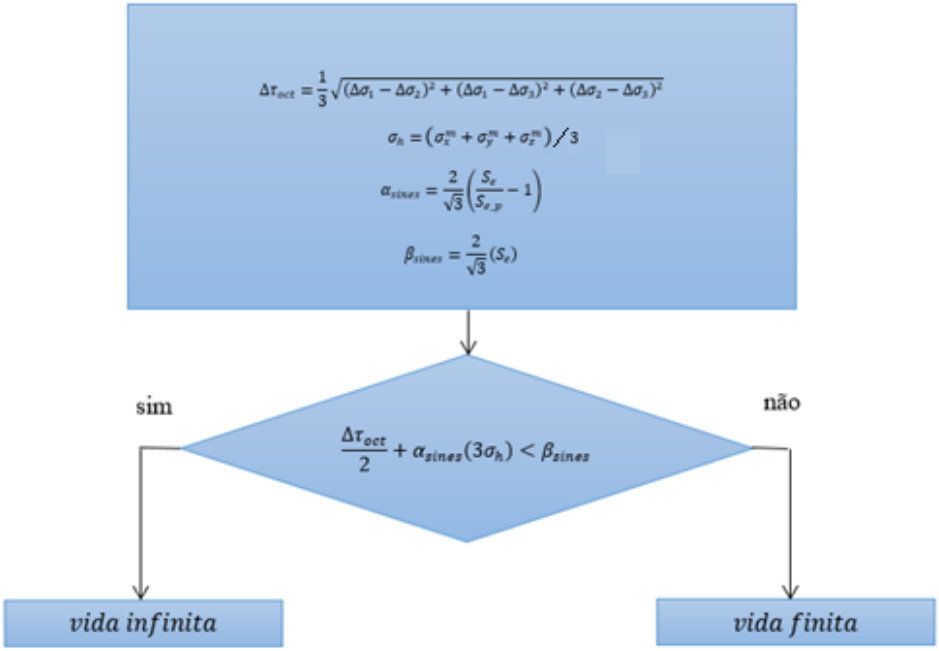


Figura 22 – Fluxograma de cálculo do modelo de fadiga multiaxial por Sines.

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 da tensão principal. O fluxograma da Fig. 22 mostra a sequência necessária para calcular o dano à fadiga utilizando este modelo.

3.4.2 Modelo de Fadiga multiaxial de Fatemi e Socie

Conforme já comentado na seção 3.3.2, este modelo é baseado, em deformação, o mesmo considera que o fenômeno de fadiga na região da vida finita é afetado principalmente pela deformação cisalhante. Tal deformação é responsável pela nucleação de microtrincas.

O resultado da equação proposta por Fatemi e Socie é o número de ciclos que levaria o componente a falha. O fluxograma da Fig. 23 mostra a sequência necessária para calcular o dano à fadiga utilizando este modelo:

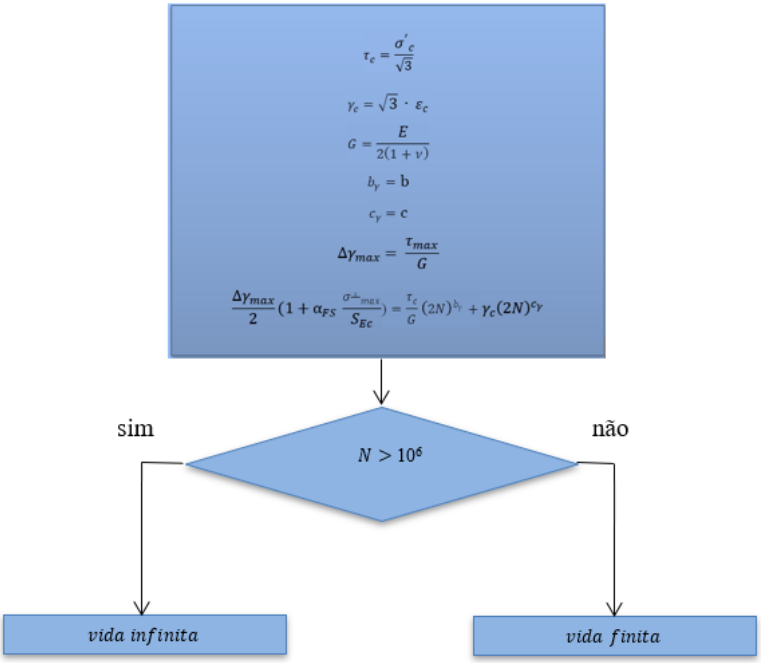


Figura 23 – Fluxograma de cálculo do modelo de fadiga multiaxial de Fatemi e Socie

No capítulo 4 será feita a análise de tensões necessária para a aplicação dos modelos de fadiga no Capítulo 5.

Capítulo 4 Apresentação do problema

Neste capítulo apresentam-se as características do problema de perfuração com *drillpipe.* Este capítulo está dividido em: introdução, características do problema, parâmetros de operação, casos analisados, análise de tensões e resultados parciais.

4.1 - Introdução

Para simular um caso complexo utilizando valores de parâmetros reais de serviço, foram utilizadas as informações disponíveis de um poço de petróleo com configuração semelhante aos poços de petróleo perfurados na Bacia de Campos, região que se estende do sul do estado do Espirito Santo até a cidade de Cabo Frio, localizada no estado do Rio de Janeiro. Também foi utilizada as informações de uma coluna de perfuração típica de perfuração para águas profundas para calcular o dano à fadiga em duas localizações diferentes da coluna de perfuração (na superfície e no início do *dogleg*) e para duas operações típicas: a operação de perfuração direcional e a operação de tentativa de liberação de coluna por tração após um aprisionamento desta. Não foi considerado nesse trabalho as cargas decorentes de vibração da coluna e nem dos efeitos de corrosão.

4.2 - Características do problema

Nessa seção são apresentados os dados necessários para que o problema possa ser entendido, e calculado. Os dados principais, e necessários, do poço de petróleo, da coluna de perfuração e dos carregamentos são explicitados nessa seção.

4.2.1 Poço de Petróleo

Os dados de um poço de petróleo foram cuidadosamente selecionados para simular esforções reais de operações inerentes à perfuração em um DP. O poço utilizado no modelo deste trabalho foi do tipo direcional com as seguintes características:

- ✓ Profundidade: 4080 m;
- ✓ Densidade do Fluido: 8,9 ppg;
- ✓ Profundidade que se inicia a inclinação: 2500 m;
- ✓ Taxa de inclinação: 5º/100 ft;
- ✓ Inclinação final: 51º;
- ✓ Profundidade onde a inclinação é atingida: 2815 m;
- ✓ Comprimento do DP: 9,65 m;
- ✓ Taxa de penetração (avanço): 5m/h;
- ✓ Rotação da coluna: 50 rpm.

A Fig. 24 mostra um desenho esquemático do poço utilizado para o problema.

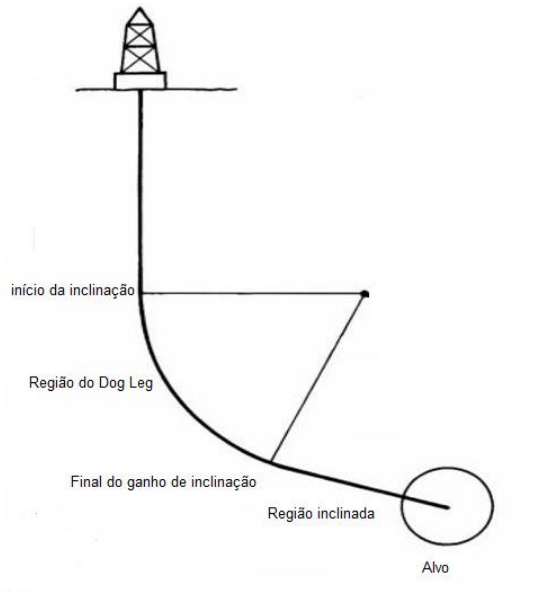


Figura 24 – Desenho esquemático do poço utilizado no problema.

A Fig. 24, mostra as características básicas do poço a ser analisado. O início da inclinação do *dogleg* dá-se a 2500 m de profundidade. Na região do *dogleg*, onde há taxa de inclinação de 5º a cada 100 pés de comprimento. A inclinação final do poço foi estabelecida em 51º, atingida a 2815 m de profundidade. A partir dessa profundidade o poço mantém uma inclinação constante de 51º até o final, na figura representada como “alvo”, em 4080 m de profundidade. O fluido de perfuração que preenche o poço utilizado apresenta peso específico de 8,9 libras por galão.

4.2.2 Coluna de perfuração

Foram selecionados dados de equipamentos que são comumente utilizados nas operações de perfuração em águas profundas no Brasil. Por falta de dados específicos dos equipamentos de LWD, MWD, direcional; esses equipamentos não foram levados em consideração para formulação do BHA.

O BHA, utilizado na coluna de perfuração está detalhado na Tabela 6, onde a coluna 1, mostra os componentes, a coluna 2 mostra o peso específico de cada componente, a coluna 3 mostra o comprimento de cada componente em metros, a coluna 4 mostra o resultado do cálculo do peso em lbf de cada componente do BHA no ar. O peso da broca e do *bit sub* (conexão da broca com o DC) não foi considerado para efeitos de cálculos.

Tabela 6– Composição do BHA, dados de peso específico

http://workstringsinternational.com (2017).

componente	peso específico (lbf/m)	comprimento (m)	peso (lbf)
Broca 8 ½”	-	-	-
Bit Sub	-	-	-
DC 6 3/4"	325,9	113,5	36.989
HW 5"	163,2	74,9	12.223
Peso total			49.212

Conforme já mencionado a principal função do BHA é fornecer peso para a broca possa comprimir a formação a ser perfurada, portanto no modelo analítico o BHA possui um peso total de 49.212 lbf, que em teoria esse seria o peso que o *Driller* teria disponível para fornecer sobre a broca, acima desse peso iniciaria a compressão dos DP. Compressão em DP deve ser sempre evitada para não flambar a coluna de perfuração. Outros parâmetros também limitam o peso sobre a broca, como por exemplo, capacidade da broca, limitação da taxa de avanço entre outros. Para composição da coluna de perfuração, além do BHA foram utilizados DPs de 5” e de 5 1/2”. É comum a utilização de mais de um tipo de DP na composição da coluna, utilizando-se o DP de maior capacidade mais próximo da plataforma, pois o mesmo sustenta um maior comprimento de coluna e consequentemente maior peso.

O poço, deste exemplo, possui 4080 m de profundidade medida, o BHA possui 188,4 m de comprimento, logo o comprimento de DP necessário para possibilitar à perfuração é 3.891,6 m. Os DPs utilizados na coluna de perfuração estão detalhados na Tabela 7, onde a coluna 1, mostra os tipos de DP, a coluna 2 mostra o peso específico de cada tipo de DP, a coluna 3 mostra o comprimento em metros de cada tipo de DP, a coluna 4 mostra o resultado do cálculo do peso em lbf de cada tipo de DP no ar.

Tabela 7 – Composição de DP da coluna de perfuração, dados de peso específico

http://workstringsinternational.com (2017).

componente	peso específico (lbf/m)	comprimento (m)	peso (lbf)
DP 5”	79,0	155,6	12.292
DP 5,5”	100,7	3.736,0	376.215
Peso total			388.507

Utilizando a equação (6) para calcular o fator de flutuabilidade para um fluido de 8,9 ppg, o resultado do valor de flutuabilidade é 0,86. Somando o peso de todos os componentes da coluna no ar (pesos das Tabelas 6 e 7) e multiplicando pelo fator de flutuabilidade chega-se ao resultado de 376.438 lbf.

A Tabela 8, mostra as principais especificações geométricas e mecânicas dos componentes utilizados na coluna.

Tabela 8 – Principais especificações mecânicas e geométricas dos componentes da coluna. Os valores referentes ao DP, são os valores de DP premium.

http://workstringsinternational.com (2017).

componente	Grau	faixa	d. ext. (in)	d. int. (in)	conexão	S_{ut} (MPa)	S_y (MPa)	Torque max. (ft·lbf)
DP 5,5”	S135	II	5,356	4,778	5 1/2" FH	1000	931	71,75
DP 5"	S135	II	4,855	4,276	NC50	1000	931	58,11
DC 6 3/4"	4145H	II	6,75	2,813	NC50	970	760	56,8
HW 5"	4145H	II	5,00	3 1/16"	NC50	970	760	56,5

4.2.3 Localização da análise de tensões no DP

Conforme já mencionado a região do *upset* no DP é umas das regiões mais propensas a nucleação de trinca de fadiga no DP, devido à concentração de tensões, devido a mudanças geométricas. Os valores de K_t adotados no modelo foram obtidos em Grondin e Kulak (1994). Ao considerar K_{t_axial} = 1,17, $K_{t_flexão}$ = 1,10, $K_{t_circ} \approx 1$ e $K_{t_torção} \approx 1$, pode-se calcular os respectivos fatores de concentração de tensões à fadiga K_f.

Com o auxílio da Fig. 13, considerando o r = 4 mm e S_{ut} = 1 GPa, o valor da sensibilidade ao entalhe q é igual a 0,9. Aplicando a equação (16), consegue-se calcular os valores de K_{f_axial} e $K_{f_flexão}$. Logo K_{f_axial} = 1,15, $K_{f_flexão}$ =1,09 e considera-se $K_{f_torção} \approx 1$. A Fig. 25 ilustra a região do *upset*, o local circulado mostra onde a tensão será calculada.

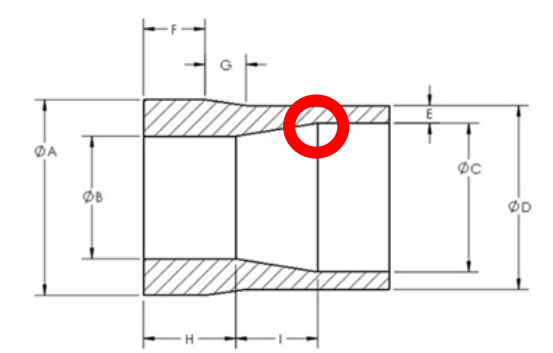


Figura 25 – Região do *upset* considerada para cálculos das tensões Lubinski (1961)**.**

4.3 - Parâmetros de operação

A operação de perfuração, é uma operação complexa que engloba muitas outras operações. Nesse trabalho, para simular um problema real, duas operações inerentes à perfuração foram utilizadas:

- Operação 1 – Perfuração direcional;
- Operação 2 – liberação da coluna por tração após um “aprisionamento”.

O critério para escolha das duas operações foi baseado nos tipos de carregamentos gerados em cada uma delas. Na operação 1, de perfuração, os carregamentos são: Axial e torção em toda a coluna de perfuração e acrescida de flexão na região do *dogleg*. Na operação 2, tentativa de liberação da coluna utilizando tração após um aprisionamento, apresenta carregamento axial trativo elevado, podendo ser da ordem de 75% do limite de escoamento para os tubos localizados próximos a superfície. Uma vez escolhidas as operações, foram selecionados parâmetros que simulam um caso real para cada tipo operação.

4.3.1 - Operação 1 – Perfuração direcional

Ao utilizar o método de perfuração rotativa, a coluna de perfuração é submetida a torção devido à resistência a rotação da própria coluna. O torque na coluna varia principalmente de acordo com a dureza da formação a ser perfurada e com o grau de limpeza do poço. É comum na operação de perfuração, parar o avanço da broca e circular uma quantidade de fluido com viscosidade elevada para carrear os cascalhos originados na perfuração para a superfície, melhorando assim a limpeza do poço e diminuindo o torque imposto à coluna.

O carregamento axial é originado pelo próprio peso da coluna. Obviamente que quanto mais a superfície do poço o tubo estiver localizado maior será a carga axial agindo neste. Nos tubos localizados próximos a broca a carga axial é baixa. O carregamento axial varia de acordo com o peso sobre broca que imposto pelo *Driller* ao operar o equipamento de perfuração.

Para viabilizar à perfuração, é necessário a introdução de um peso sobre a broca, que está limitado ao próprio peso do BHA. É comum em termos práticos utilizar o valor de 80% do peso do BHA como peso sobre broca limitante. Caso esse valor seja ultrapassado a coluna de *drillpipe* estará submetida a um carregamento compressivo, podendo causar sua falha por flambagem.

Quando o peso sobre broca, em inglês *weight on bit* (WOB), apresenta seu valor máximo, a carga axial trativa em qualquer tubo da coluna será subtraída do valor do peso sobre broca, quando o peso sobre broca for nulo, o valor da carga trativa em qualquer ponto da coluna será o próprio peso da coluna abaixo do ponto de interesse.

O Momento fletor na coluna está totalmente vinculado à região do *dogleg* (supõem-se que a coluna não está flambada), caso esta região apresente taxa de inclinação constante, o momento fletor será constante em toda essa região. Para este modelo é assumido tanto nas regiões onde o poço apresenta perfil vertical, quanto a partir do ponto onde a inclinação máxima for atingida, o momento fletor nulo, pois nessa região apesar de existir inclinação no poço a coluna de perfuração não apresenta curvatura.

A pressão interna no tubo lida no manômetro no momento da perfuração é de 2.000 psi. Na Fig. 26 os parâmetros operacionais são apresentados e utilizados para simular um caso real de uma operação de perfuração direcional.

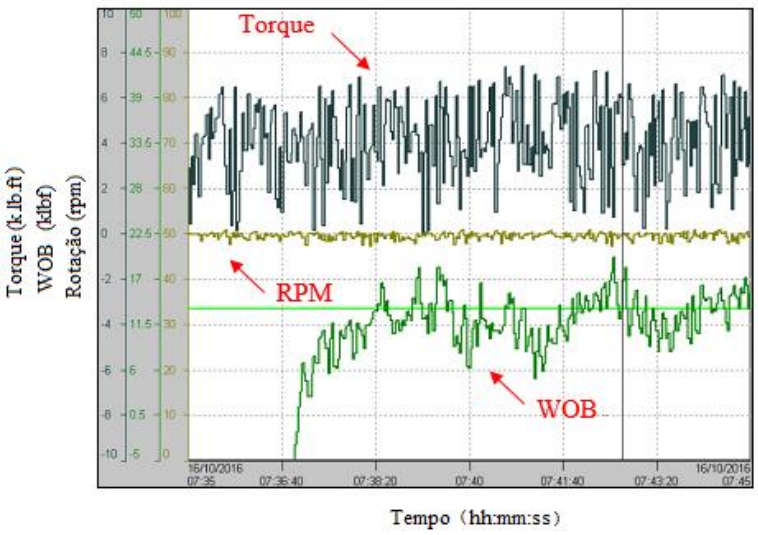


Figura 26 – Parâmetros de operação de perfuração.

O peso sobre a broca apresenta uma variação de 0 a 20 klbf. O peso imerso de toda coluna (BHA + DP5” + DP 5 ½”) no fluido de 8,9 ppg é de 376,4 klbf. No momento em que o peso sobre broca for mínimo, igual a 0, o carregamento trativo devido ao peso da coluna no primeiro DP será o valor do peso da própria coluna, 376,4 klbf.

Quando o peso sobre broca for máximo, igual a 20 klbf o carregamento trativo devido ao peso da coluna no primeiro DP será o valor do peso da própria coluna, 376,4 klbf, subtraído de 20 klbf, logo será igual a 356,4 klbf.

O torque apresenta uma variação entre 0,5 e 6 klbf·ft. No momento em que o gráfico foi salvo a rotação da coluna estava em 50 rpm, que equivale a uma frequência de 0,83 Hz.

4.3.2 - Operação 2 – Liberação da coluna utilizando tração após um “aprisionamento”

Quando a coluna de perfuração está “aprisionada” em um poço de petróleo, é comum executar várias tentativas de soltura da coluna aplicando esforço adicional de tração até bem próximo ao limite escoamento do material da coluna.

O torque deve ser mantido nulo. Devido ao aumento da tração a tensão de flexão também irá variar seus valores nos locais do poço que apresentar inclinação. Em termos práticos é comum limitar a tração na coluna em 75% da resistência de escoamento do material do tubo localizado na superfície.

Para comparar os modelos de fadiga, em um caso real, os seguintes parâmetros foram adotados para a operação de liberação de coluna: Foi utilizado nesse modelo o valor de 35 klbf de *overpull*, que é termo utilizado na área de *offshore* para referenciar a tração adicional aplicada na coluna. Para melhor entendimento, ao considerar o peso da própria coluna no primeiro DP de 376,4 klbf, somado a um *overpull* de 35 klbf, a carga de tração que o primeiro DP está submetido será igual a 411,4 klbf. O valor de *overpull* aplicado a coluna foi selecionado, de maneira que o *overpull* somado ao peso da coluna, gere uma tensão axial equivalente a aproximadamente 75% da tensão de escoamento do material do primeiro DP.

No gráfico da Fig. 27, é possível observar um ciclo completo de tentativa de liberação da coluna. O tempo necessário para se atingir o *overpull* máximo de 35 klbf é de 1 minuto, após aplicar o *overpull* máximo durante 4 minutos, se inicia o declínio do *overpull* até que o mesmo atinja zero, esse tempo também é de 1 minuto.

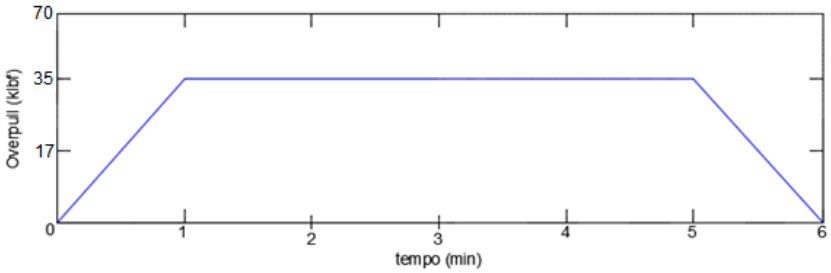


Figura 27 - Parâmetros de operação da operação de liberação da coluna.

4.4 - Casos analisados

Uma vez conhecido o perfil do poço de petróleo, as características necessárias da coluna de perfuração e os parâmetros operacionais para as operações a serem analisadas, pode-se definir os diferentes casos a serem desenvolvidos e analisados, desde a análise de tensão no ponto de interesse no DP até o cálculo do dano à fadiga utilizando diferentes modelos.

No primeiro momento utilizam-se os parâmetros da operação de perfuração direcional para calcular o carregamento gerado na profundidade de 2.500 m e na superfície. A justificativa para a escolha dessas localizações se baseou que a 2.500 m de profundidade, tem-se a maior tensão axial com tensão de flexão na região do *dogleg* e na superfície tem-se a maior tensão axial de toda a coluna.

Nas duas localizações o torque gerado na coluna devido a rotação da mesma apresenta os mesmos valores.

No segundo momento utiliza-se os parâmetros da operação de liberação de coluna para calcular o carregamento gerado na profundidade de 2.500 m e na superfície.

Após o conhecimento das tensões geradas, já levando em consideração o fator de concentração de tensão à fadiga localizado no *upset* interno do DP em cada caso, pode-se calcular o S_e para cada caso, considerando os fatores modificadores de resistência à fadiga.

Dessa forma pode-se determinar 4 casos a serem analisados.

- ✓ Caso 1 – Operação de perfuração, profundidade: 2500 m;

Carregamentos: Tração devido ao peso da coluna na profundidade de 2500 m variando conforme parâmetros operacionais, flexão totalmente alternada, torque variando conforme parâmetros operacionais e pressão diferencial constante devido ao bombeamento.

- ✓ Caso 2 – Operação de perfuração, profundidade: Superfície;

Carregamentos: Tração devido ao peso da coluna na superfície, variando conforme parâmetros operacionais, torque variando conforme parâmetros operacionais e pressão diferencial constante devido ao bombeamento.

- ✓ Caso 3 – Operação de liberação da coluna, profundidade: 2500 m;

Carregamentos: Tração variando conforme *overpull* e flexão variando conforme *overpull*.

- ✓ Caso 4 – Operação de liberação da coluna, profundidade: Superfície.

Carregamentos: Tração variando conforme *overpull*.

A seguir os carregamentos são calculados para cada caso.

4.4.1 - Caso 1 - Perfuração para uma região do DP à 2.500 m

Na operação de perfuração, para se realizar a análise de tensões no DP localizado na profundidade de 2.500 m é necessário calcular o peso da coluna abaixo desse ponto. A Tabela 9 mostra o peso total da coluna de perfuração abaixo do ponto de interesse para cálculo das tensões atuantes, bem como os componentes e comprimentos utilizados na configuração da coluna.

Tabela 9 – Peso da coluna referente ao trecho de 2.500 m até a broca.

Componente	peso específico (lbf/m)	comprimento (m)	peso (lbf)
Broca 8 ½”	-	-	-
Bit Sub	-	-	-
DC 6 3/4"	325,9	113,5	36.989
HW 5"	163,2	74,9	12.223
DP 5”	79,0	155,6	12.292
DP 5,5”	100,7	1234,8	124.334
Peso total			185.838

O peso total da coluna referente ao comprimento a partir da profundidade de 2.500 m até a broca é de 185.838 lbf. Com o auxílio da equação (6), pode-se calcular o peso da coluna, que será considerado para os cálculos subsequentes, levando em consideração o empuxo exercido pelo fluido de perfuração de peso específico 8,9 ppg, que é de 159.820 lbf. Aplicando as equações (1), (2) e (3), chega-se as tensões de flexão, axial e torção.

Utilizando a equação (5), e considerando o peso específico do fluido de 8,9 ppg e a profundidade de 2.500 m, chega-se a pressão externa de 3.782 psi. Utilizando a equação (4), e os dados geométricos do DP de 5,5`` é possível calcular tensão circunferencial devido ao

bombeamento de fluido utilizando a aproximação da teoria de vasos de pressão de parede fina. A tensão longitudinal devido a pressão é desprezada, apesar da broca possuir jatos que aumentam a perda de carga, nessas operações em nenhum momento a coluna é tamponada a ponto de gerar tensões consideráveis na direção longitudinal.

Quando o peso sobre broca for igual a zero a tensão axial será máxima a 2500 m, quando o peso sobre broca for 20 klbf a tensão axial será mínima a 2500 m. Em relação ao torque, a tensão cisalhante será máxima quando o torque na coluna for máximo. A flexão apresenta comportamento totalmente alternado, ao se analisar um ponto da superfície do tubo, ora ele estará totalmente trativo, ora ele estará totalmente compressivo, essa mudança se dá a cada meio ciclo.

4.4.2 - Caso 2 - Perfuração para uma região do DP na superfície

Na operação de perfuração, para se realizar a análise de tensões no DP localizado na superfície é necessário calcular o peso de toda a coluna. A Tabela 10 mostra o peso total da coluna de perfuração, bem como os componentes e comprimentos utilizados na configuração da coluna.

Tabela 10 – Peso de toda a coluna de perfuração

componente	peso específico (lbf/m)	comprimento (m)	peso (lbf)
Broca 8 ½”	-	-	-
Bit Sub	-	-	-
DC 6 3/4"	325,9	113,5	36.989
HW 5"	163,2	74,9	12.223
DP 5”	79,0	155,6	12.292
DP 5,5”	100,7	3.736,0	376.215
Peso total			437.719

O peso total da coluna referente ao comprimento a partir da superfície até a broca é de 437.719 lbf. Com o auxílio da equação (6), pode-se calcular o peso da coluna levando em consideração o empuxo exercido pelo fluido de perfuração de peso específico 8,9 ppg, que será considerado para os cálculos de tensão. O peso da coluna levando em consideração o empuxo é 376.438 lbf.

Na superfície, a coluna se encontra na direção vertical, logo não apresenta curvatura, a tensão de flexão é considerada nula. A tensões axial e cisalhante (devido ao torque) podem ser calculadas seguindo o mesmo procedimento do item anterior.

A tensão circunferencial pode ser calculada utilizando a equação (4) conforme o item anterior, a pressão externa na superfície é a atmosférica.

4.4.3 - Caso 3 - Liberação de coluna para uma região do DP à 2.500 m

Na operação de liberação de coluna, para se realizar a análise de tensões no DP localizado na profundidade de 2.500 m foi considerado o peso de 159.820 klbf (calculado no caso1). Analisando a Fig. 27, é possível verificar que o *overpull* varia de 0 a 35 klbf, o torque na coluna é nulo nesse tipo de operação, e a curvatura do poço é de 5°/100ft.

É importante destacar que quando o *overpull* for zero a tensão axial será mínima, quando o *overpull* for 35 klbf a tensão axial será máxima.

A flexão nesse caso não terá comportamento totalmente alternado, ela será nula quando o *overpull* for zero e máxima quando o *overpull* for máximo. Nas operações de liberação de coluna quando a mesma se encontra presa, não foram considerados os carregamentos de torque e pressão por bombeamento.

4.4.4 - Caso 4 - Liberação de coluna para uma região do DP na Superfície

Na operação de liberação de coluna, para se realizar a análise de tensões no DP localizado na superfície foi considerado o peso de 376.438 lbf, peso calculado no caso 2.

É importante destacar que quando o *overpull* for zero a tensão axial será mínima, quando o *overpull* for 35 klbf a tensão axial será máxima.

Para a coluna presa, principalmente por “empacotamento” não é realizado bombeamento de fluido inicialmente, logo não foi considerado tensão circunferencial para o caso 4.

4.5 – Análise de tensões

Nas próximas seções, os resultados das análises de tensões serão mostrados bem como a determinação dos valores e direções das tensões principais.

4.5.1– Tensões não principais

Utilizando as expressões de (1)-(4) e um software matemático, como o Mathcad, pode-se calcular, respectivamente, as tensões de flexão, axial, torção e circunferencial no DP.

A Tabela 11 mostra os resultados das tensões calculadas para cada caso já levando em consideração o fator de concentração de tensões de fadiga (K_f) para a região do *upset*, para K_{f_axial} = 1,15, $K_{f_flexão}$ = 1,09, $K_{t_circ} \approx 1$ e $K_{t_torção} \approx 1$.

Tabela 11 – Resumo das tensões calculadas no DP.

	$\sigma_{axial\ min}$ (MPa)	$\sigma_{axial\ max}$ (MPa)	$\sigma_{_flexão_min}$ (MPa)	$\sigma_{flexão\ max}$ (MPa)	$\tau_{xy\ min}$ (MPa)	$\tau_{xy\ max}$ (MPa)	$\sigma_{circunferencial}$ (MPa)
caso 1	239	273	-141	141	3,3	40	-101
caso 2	613	648	0	0	3,3	40	114
caso 3	274	334	141	154,8	0	0	0
caso 4	648	708	0	0	0	0	0

Analisando a Tabela 11, verifica-se que o caso 1 é o único caso onde todas as tensões (referentes aos carregamentos axial, flexão, torção e pressão) apresentam valores diferentes de zero. O caso 4, por ser uma operação especial que apresenta alto valores de tração é o caso onde foi calculada a maior tensão, onde a tensão axial máxima é de 708 MPa, que é aproximadamente 75 % do S_y do material do DP.

4.5.2 – Tensões principais

Uma vez calculada as tensões não principais em cada caso, determina-se as tensões principais.

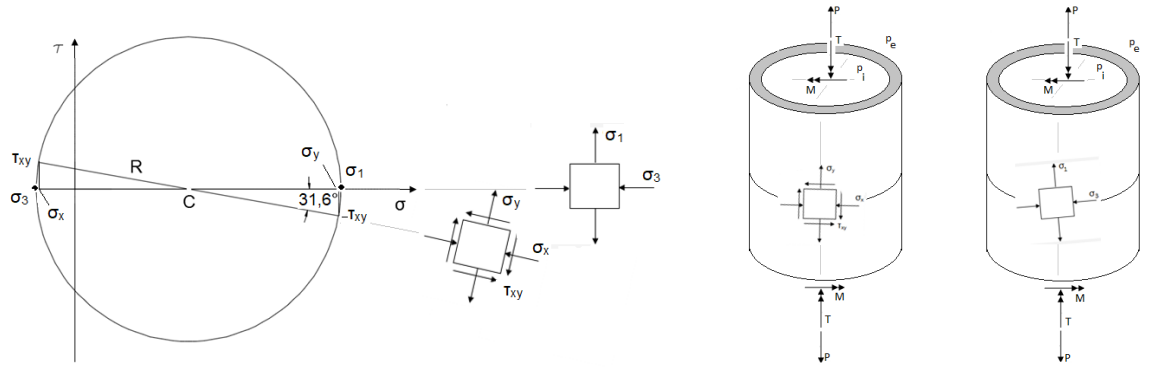
4.5.2.1 - Caso 1

Analisando um elemento na área externa do DP localizado na profundidade de 2.500 m, considerando que o poço está iniciando a inclinação, submetidos as tensões não principais do caso 1, pode-se determinar as tensões principais através da utilização do círculo de Mohr (Fig. 28.a). Onde σ_x representa a tensão circunferencial, que é negativa devido a pressão externa no tubo ser maior que a pressão interna na profundidade de 2500 m, σ_y representa as tensões normais de flexão e axial e τ_{xy} representa a tensão cisalhante de torção. σ_x e σ_y podem ser calculados segundo as equações (52) e (53); τ_{xy} pode ser calculado conforme a equação (54), veja também equações de (1) a (4).

$$\sigma_x = \sigma_{circuferencial} \tag{52}$$

$$\sigma_y = \sigma_{flexão} + \sigma_{axial} \tag{53}$$

$$\tau_{xy} = \tau_{\text{torção}} \tag{54}$$



(a) (b) (c)

Figura 28 – (a) Círculo de Mohr para o caso 1, elemento diferencial: (b) com tensões não principais e (c) com tensões principais.

Algumas relações podem ser extraídas do círculo de Mohr e permitem o cálculo das tensões principais:

$$C = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} \tag{55}$$

$$R = \sqrt{\left(\frac{\sigma_y - \sigma_x}{2}\right)^2 + (\tau_{xy})^2} \tag{56}$$

$$\sigma_1 = C + R \tag{57}$$

$$\sigma_3 = C - R \tag{58}$$

$$\theta = \frac{1}{2} \cdot arctan\frac{2\tau_{xy}}{\sigma_y - \sigma_x} \tag{59}$$

As equações (55) a (59) são aplicadas para o cálculo as tensões máximas e mínimas, possibilitando o cálculo da diferença das tensões principais conforme as equações (60) e (61).

$$\Delta\sigma_1 = \sigma_{1\max} - \sigma_{1\min} \tag{60}$$

$$\Delta\sigma_3 = \sigma_{3\max} - \sigma_{3\min} \tag{61}$$

Aplicando as equações (52) à (61), chega-se aos seguintes valores:

Tabela 12 – Tensões principais calculadas para o caso 1.

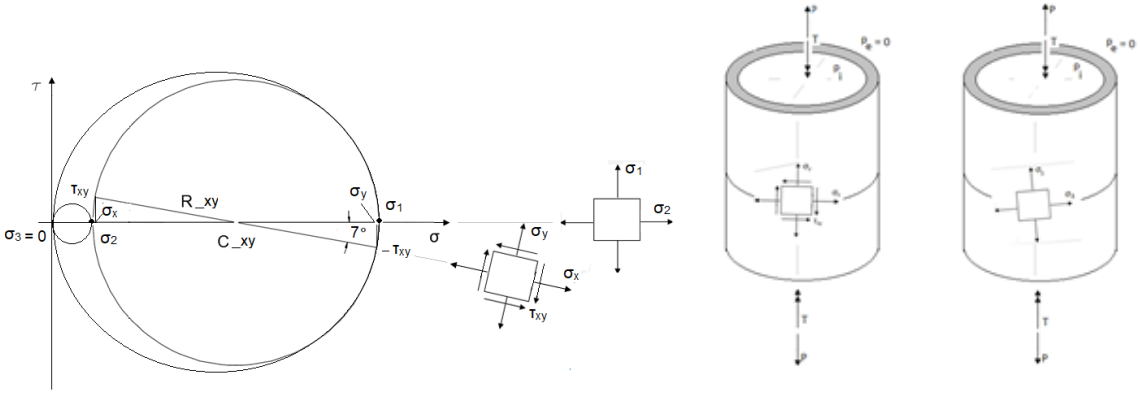
	σ_x (MPa)	σ_{y_axial} (MPa)	σ_{y_flexao} (MPa)	τ_{xy} (MPa)	Θ (°)	C (MPa)	R (MPa)	σ_1 (MPa)	σ_3 (MPa)
tensões mínimas	-101	239	-141	3,3	0,5	-1,5	100	98	≈-101
tensões máximas	-101	273	141	40	15,8	156	260	415	-104

Subtraindo a tensão principal máxima pela tensão principal mínima pode-se calcular a diferença entre as tensões, logo $\Delta\sigma_1$ = 317 MPa e $\Delta\sigma_3$ = -3 MPa.

O caso 1 é único dos quatro casos, onde todos os carregamentos são combinados, pois é o caso que representa os carregamentos da operação de perfuração direcional, operação rotineira em plataformas marítimas de perfuração. As trincas de fadiga crescem na direção perpendicular a maior tensão principal. Analisando as tensões máximas no caso 1, verifica-se que a direção das tensões principais está defasada 15,8º da direção axial do eixo do tubo na peça, comprovando que a trinca tende a se propagar aproximadamente perpendicular ao eixo do tubo (vide figura 3) Zamani *at al*. (2016)

IV.5.2.2 - Caso 2

Analisando um elemento na área externa do DP localizado na superfície submetido às tensões do caso 2, podem-se determinar as suas tensões principais. Neste caso a tensão circunferencial σ_x é positiva já que à pressão externa no tubo é nula na superfície, sendo apenas a pressão interna de bombeamento considerada para o cálculo da tensão circunferencial; σ_y representa apenas a tensão axial, pois é considerado não haver tensão de flexão na superfície e τ_{xy} representa o a tensão cisalhante de torção. A Fig. 29 a, mostra o círculo de Mohr das tensões máximas atuantes no DP.



(a) (b) (c)

Figura 29 – (a) Círculo de Mohr para o caso 2, elemento diferencial: (b) com tensões não principais e (c) com tensões principais.

Aplicando as equações (52) a (61), observando que neste caso $\sigma_{flexão} = 0$, chega-se aos seguintes valores:

Tabela 13 – Tensões principais calculadas para o caso 2 (plano x-y).

	σ_x (MPa)	σ_{y_axial} (MPa)	σ_{y_flexao} (MPa)	τ_{xy} (MPa)	Θ (°)	C (MPa)	R (MPa)	σ_1 (MPa)	σ_2 (MPa)
tensões mínimas	114	613	0	3,34	0,31	364	250	614	≈114
tensões máximas	114	648	0	40	3,5	381	270	651	111

Subtraindo a tensão principal máxima pela tensão principal mínima pode-se calcular a diferença entre as tensões, logo $\Delta\sigma_1$ = 37 MPa e $\Delta\sigma_3$ = -3 MPa.

O caso 2.a apresenta comportamento similar ao do caso 1 em relação a direção das tensões principais, nos dois casos as direções principais estão quase alinhadas com o eixo do tubo.

As tensões mínimas e máximas normais apresentam valores altos acima de 500 MPa, porém próximos. No caso de uma propagação de trinca, a trinca teoricamente iria se propagar perpendicular à maior tensão principal, que está quase paralela ao eixo longitudinal do DP.

Note que como σ_x e σ_y têm o mesmo sinal (ambos são positivos) o círculo de Mohr no plano x-y não é o maior círculo de Mohr. A Figura IV.6.a mostra três círculos de Mohr. O maior deles está no plano y-z. A tabela 13 b recalcula as tensões para este caso.

Tabela 13 b – Tensões principais calculadas para o caso 2 (plano y-z).

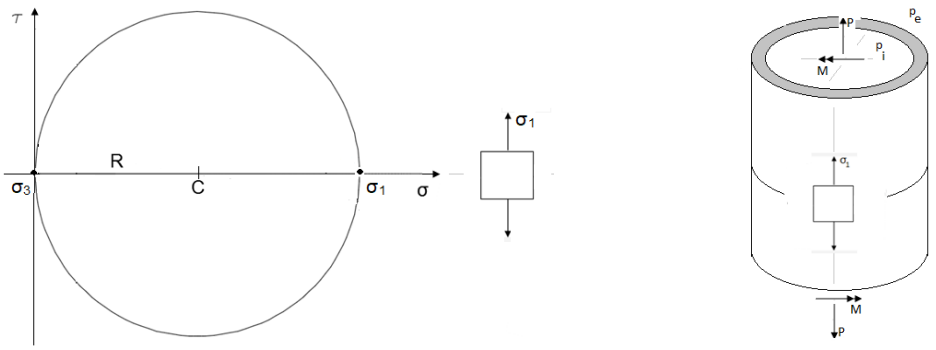
	σ_x (MPa)	σ_{y_axial} (MPa)	σ_{y_flexao} (MPa)	τ_{xy} (MPa)	Θ (°)	C (MPa)	R_{max} (MPa)	σ_1 (MPa)	σ_3 (MPa)
tensões mínimas	114	613	0	3,34	-	307	307	614	0
tensões máximas	114	648	0	40	-	325,5	325,5	651	0

Subtraindo a tensão principal máxima pela tensão principal mínima pode-se calcular a diferença entre as tensões, logo $\Delta\sigma_1$ = 37 MPa e $\Delta\sigma_3$ = 0 MPa. As tensões da Tabela 13 b são utilizadas para os cálculos subsequentes do caso 2.

4.5.2.3 - Caso 3

Analisando um elemento na área externa do DP localizado na profundidade de 2.500 m submetido as tensões do caso 3, pode-se determinar as tensões principais. A Fig. 30.a apresenta o círculo de Mohr deste caso, onde, σ_y são as tensões normais de flexão e axial. A

Fig. 30.b, mostra um elemento diferencial submetido a tensão principal máxima na direção vertical.



(a) (b)

Figura 30 – (a) Círculo de Mohr para o caso 3 e (b) elemento diferencial com tensões principais.

Tanto o caso 3 quanto o caso 4 foram modelados para a operação de liberação de coluna por tração após um aprisionamento, logo não apresentam tensão cisalhante de torção e tensão circunferencial gerada por pressão. Aplicando as equações (52) à (61), e observando-se que $\sigma_x = 0$ (a lama internamente e externamente ao DP produz a mesma pressão) e $\tau_{xy} = 0$ chega-se aos seguintes valores:

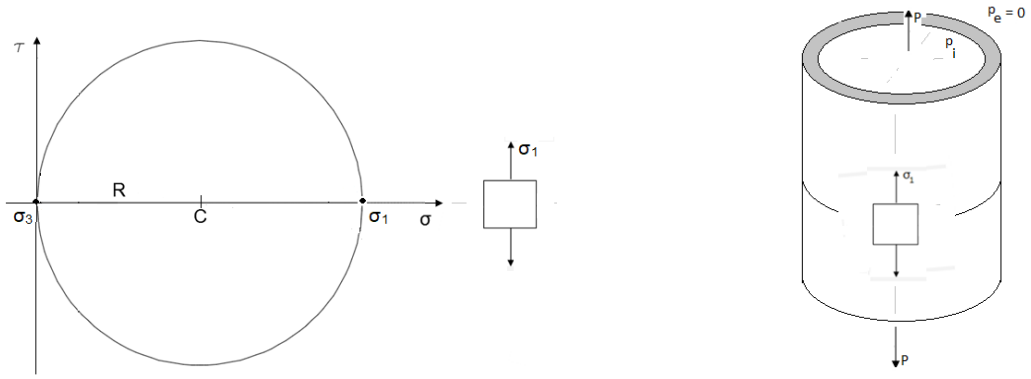
Tabela 14 – Tensões principais calculadas para o caso 3.

	σ_x (MPa)	σ_{y_axial} (MPa)	σ_{y_flexao} (MPa)	τ_{xy} (MPa)	Θ (°)	C (MPa)	R (MPa)	σ_1 (MPa)	σ_3 (MPa)
tensões mínimas	0	273	141	0	0	208	208	415	0
tensões máximas	0	334	154	0	0	244	244	489	0

Subtraindo a tensão principal máxima pela tensão principal mínima pode-se calcular a diferença entre as tensões, logo $\Delta\sigma_1$ =74 MPa e $\Delta\sigma_3$ = 0 MPa. O caso 3 apresenta tensões altas de tração, superando mais que 50% da tensão de escoamento do tubo.

4.5.2.4 - Caso 4

Analisando um elemento na área externa do DP localizado na superfície submetido as tensões do caso 4. A Fig. 31.a, mostra o círculo de Mohr das tensões máximas atuantes no DP.



(a) (b)

Figura 31 – (a) Círculo de Mohr para o caso 4 e (b) elemento diferencial com tensões principais.

Pode-se determinar as tensões principais através da utilização das equações (52) a (61), observando-se que $\sigma_{flexão} = 0$, $\sigma_{circunferencial} = 0$, e $\tau_{xy} = 0$ chega-se aos seguintes valores:

Tabela 15 – Tensões principais calculadas para ao caso 4.

	σ_x (MPa)	σ_{y_axial} (MPa)	σ_{y_flexao} (MPa)	τ_{xy} (MPa)	Θ (°)	C (MPa)	R (MPa)	σ_1 (MPa)	σ_3 (MPa)
tensões mínimas	0	648	0	0	0	324	324	648	0
tensões máximas	0	708	0	0	0	354	354	708	0

Subtraindo a tensão principal máxima pela tensão principal mínima pode-se calcular a diferença entre as tensões, logo $\Delta\sigma_1 = 60$ MPa e $\Delta\sigma_3 = 0$ MPa.

O caso 4 apresenta tensões muito altas de tração, essas tensões elevadas são oriundas das altas cargas de tração comum em operações dessa natureza, os tubos localizados na superfície devido ao maior comprimento de coluna que os mesmos sustentam estão mais tensionados que os tubos localizados no *dogleg* no caso específico desse problema, a maior tensão principal está alinhada ao eixo do tubo, seguindo o mesmo comportamento dos outros casos.

4.6 – Resultados parciais

Sabe-se que grandes valores de tensões principais máximas podem contribuir de forma significativa para a propagação de trincas. Os resultados obtidos a partir do círculo de Mohr, de tensões principais calculadas em cada caso e a diferença entre as tensões principais máximas e mínimas de cada caso, serão utilizados nos modelos de fadiga multiaxiais.

Tabela 16 – Resultados dos cálculos e tensões principais

	$\sigma_{1\ máxima}$ (MPa)	$\sigma_{3\ máxima}$ (MPa)	Θ (°)	$\Delta\sigma_1$ (MPa)	$\Delta\sigma_3$ (MPa)
Caso 1	415	-104	15,8	317	-3
Caso 2 (plano y-z)	651	0	3,5	37	0
Caso 3	489	0	0	74	0
Caso 4	708	0	0	60	0

O caso 1 apresenta a tensão principal σ_1 menor que nos outros casos, mas tem a maior diferença entre as tensões principais calculadas a partir das tensões máximas e mínimas. Os casos 2 e 4 apresentam tensões principais σ_1 mais altas dos quatro casos. O caso 4 chegou há ultrapassar um pouco a marca de 75% do limite de escoamento do tubo. Os casos que tem tensão de flexão apresentam maior diferença entre as tensões principais máximas e mínimas. Todos os casos apresentam direção das tensões principais próximas a direção do eixo do tubo, nos casos 1 e 2 a direção está defasada em 15,8º e 3,5º e nos casos 3 e 4 as direções estão alinhadas com o eixo longitudinal do DP.

Capítulo 5 Aplicação dos modelos de Fadiga

Neste capítulo serão mostrados os resultados da aplicação dos modelos de fadiga para os 4 casos propostos. Dessa maneira pode-se comparar os resultados obtidos em cada modelo, analisando o coeficiente de segurança para os modelos 1, 2 e 3 e analisando o número de ciclos que levariam o DP a falha para os modelos 1, 2 e 4.

5.1 – Aplicação dos modelos de fadiga ao caso 1

O caso 1, operação de perfuração na profundidade de 2500 m, considerando que poço está iniciando o *dogleg*, logo possui curvatura e consequentemente tensões de flexão. O DP analisado apresenta tensões geradas pelos esforços axial, flexão, torção e pressão circunferencial. Os seguintes valores de tensão serão utilizados nas aplicações dos modelos de fadiga. A Tabela 17 resume os resultados da Tabela 16 e da aplicação das expressões (60) e (61).

Tabela 17 – Tensões calculadas para o caso 1

σ_axial_min (MPa)	σ_axial_max (MPa)	σ_flexão_min (MPa)	σ_flexão_max (MPa)	τxy_min (MPa)	τxy_max (MPa)	σ_circunferencial (MPa)	$\Delta\sigma_1$ (MPa)	$\Delta\sigma_3$ (MPa)
239	273	-141	141	3,3	40	-101	317	-3

Aplicando as equações (18) e (19) pode-se calcular as tensões alternada e média para cada tipo de tensão mostrada na Tabela 18.

Tabela 18 – Tensões médias e alternadas para o caso 1

σ_axial_alt (MPa)	σ_axial_med (MPa)	σ_flexão_alt (MPa)	σ_flexão_med (MPa)	τxy_alt (MPa)	τxy_med (MPa)	σ_circunferencal_alt (MPa)	σ_circunferencial_med (MPa)
17	256	141	0	18	22	0	-101

5.1.1 Aplicação do Modelo 1 no caso 1

O modelo de fadiga convencional, modelo adotado como critério de falha pela norma API RP 7G (1998), apenas possibilita a escolha de uma tensão normal e uma tensão cisalhante para calcular a tensão alternada e média. A tensão alternada no caso 1, foi calculada utilizando a equação (27), para a tensão de flexão, $\sigma_a = 141$ MPa, a tensão média, foi calculada utilizando a equação (28) para tensão de axial, $\sigma_m =$ 256 MPa.

Considerando que a tensão última do material do DP é S_{ut} = 1000 MPa, ao aplicar a equação (11), chega-se ao resultado de S'_e = 500 MPa.

O valor de k_a foi calculado considerando o acabamento usinado ou laminado a frio, k_a = 0,72. O valor de k_b foi calculado considerando o diâmetro interno do tubo, k_b = 0,74. De acordo com Shigley *et al*. (2003) para mais de um carregamento alternado, usar k_c = 1. k_d, k_e e k_f foram considerados iguais a 1. Aplicando a equação (10), encontra-se o limite de fadiga, S_e = 269 MPa.

Seguindo o fluxograma da Fig. 16 e aplicando a equação (24), o valor da tensão alternada equivalente para o caso 1 foi de σ_{a_eq} = 163 MPa. O caso 1 produziu n = 1,64 que é maior que 1, indicando vida infinita.

5.1.2 – Aplicação do Modelo 2 no caso 1

O modelo 2, de fadiga convencional adaptado proposto por Shigley *et al.* (2003), possibilita o cálculo das tensões alternada e média equivalentes, onde as tensões de flexão, axial, torção e pressão circunferencial alternadas e médias são levadas em consideração.

Para o caso 2, utilizando as equações (29) e (30) pode-se calcular os valores da tensão alternada equivalente $\sigma'_a = 164$ MPa e da tensão média equivalente $\sigma'_m = 320$ MPa. Aplicando a equação de Goodman modificada como critério de falha e considerando S_e = 269 MPa, o coeficiente de segurança calculado foi n = 1,06 estimando a vida do DP analisado no caso 1 em vida infinita.

5.1.3 – Aplicação do Modelo 3 no caso 1

O modelo 3, de fadiga Multiaxial proposto por Sines é aplicado ao caso 1, na profundidade de 2500 m, utilizando os valores de $\Delta\sigma_1$ = 317 MPa e $\Delta\sigma_3$ = -3 MPa para a diferença das tensões principais máximas e mínimas, na equação (34), resultando em $\Delta\tau_{mises}$ = 151 MPa.

Utilizando as parcelas médias das tensões normais, o valor da tensão média hidrostática, equação (35), é de $\sigma_{h_m} = 51{,}2$ MPa. Para S_e = 269 MPa foi possível calcular o valor do limite de fadiga para tensões pulsativas, S_{e_p}= 212 MPa. Uma vez calculado S_{e_p} foi possível calcular os valores de α_{sines} = 0,127 e β_{sines} =126,8. Utilizando a equação (36), o DP analisado no caso 1 satisfaz a condição apresentada na equação e terá vida finita segundo o critério de Sines com coeficiente de segurança igual a n= 1,33.

5.1.4 – Aplicação do Modelo 4 no caso 1

O modelo 4, de fadiga Multiaxial proposto por Fatemi e Socie utiliza a máxima tensão normal perpendicular ao plano de máxima deformação cisalhante e a máxima deformação cisalhante para estimar o resultado do número de ciclos que levariam o componente a falha.

O aço grau S135, apresenta propriedades mecânicas próximas ao aço AISI 4142, para aplicação do modelo 4, algumas propriedades cíclicas, disponíveis em livros técnicos Castro *et al.* (2009) se fazem necessárias, dessa forma foram utilizados os coeficientes de Coffin Manson para o aço 4142 temperado e revenido.

A Tabela 19 mostra os coeficientes de Coffin-Manson utilizados.

Tabela 19 – Propriedades Cíclicas do aço 4142 Castro *et al.* (2009)

Propiedades cíclicas	
σ_c	2172 MPa
ε_c	0,09
b	-0,08
c	-0,61

Para o caso 1, na profundidade de 2500 m considerando que o poço possui inclinação, resolvendo as equações (44) a (50) utilizando os dados da Tabela 19 e utilizando a equação (44), considerando a metade da máxima tensão normal $\sigma_y/2 =$ 207 MPa e a máxima deformação cisalhante de $3{,}22.10^{-3}$ rad, o número de ciclos estimado que levaria o DP a falha no caso 1 calculado pelo modelo de fadiga multiaxial por Fatemi e Socie foi de $3{,}7.10^{7}$ ciclos, número de ciclos que se caracteriza vida infinita (supõe-se vida infinita para $N < 10^6$ ciclos).

5.1.5 – Resumo dos Resultados (caso 1)

A Tabela 20 mostra os resultados do cálculo do valor de coeficiente de segurança (n) e do número de ciclos (N). Note que, para *n* maior que 1, não é calculado o número de ciclos que levariam a falha, pois o componente teria vida infinita. Note também que o modelo 3 não apresenta possibilidade de cálculo do número de ciclos que levariam o componente a falha e o modelo 4 apenas apresenta o número de ciclos que levariam a falha, mas não disponibilizando o valor de *n*.

Tabela 20 – Resumo dos resultados encontrados no caso 1

	Modelo 1	Modelo 2	Modelo 3	Modelo 4
Coeficiente de Segurança (n)	1,64	1,06	1,33	-
Número de ciclos (N)	-	-	-	$3{,}7{\cdot}10^{7}$

5.2 – Aplicação dos modelos de fadiga ao caso 2

O caso 2, operação de perfuração, o DP localizado na superfície apresenta tensões geradas pelos esforços axial, torção e pressão circunferencial. Os seguintes valores de tensão serão utilizados nas aplicações dos modelos de fadiga. A Tabela 21 resume os resultados das Tabela 16 e da aplicação das expressões (60) e (61).

Tabela 21 – Tensões calculadas do caso 2

σ_axial_min (MPa)	σ_axial_max (MPa)	σ_flexão_min (MPa)	σ_flexão_max (MPa)	τxy_min (MPa)	τxy_max (MPa)	σ_circunferencial (MPa)	$\Delta\sigma_1$ (MPa)	$\Delta\sigma_3$ (MPa)
613	648	0	0	3,3	40	114	37	0

Aplicando as equações (18) e (19) pode-se calcular as tensões alternadas e médias para cada tipo de tensão mostrada na Tabela 22.

Tabela 22 – Tensões médias e alternadas do caso 2

σ_axial_alt (MPa)	σ_axial_med (MPa)	σ_flexão_alt (MPa)	σ_flexão_med (MPa)	τxy_alt (MPa)	τxy_med (MPa)	σ_circunferencal_alt (MPa)	σ_circunferencial_med (MPa)
17,5	630,5	0	0	18	22	0	114

5.2.1 Aplicação do Modelo 1 no caso 2

Mantendo a mesma metodologia para o caso 1. A tensão alternada no caso 2, foi calculada utilizando a equação (27) a partir da tensão axial, $\sigma_a =$ 17,5 MPa e a tensão média, foi calculada utilizando a equação (28) a partir da tensão axial, $\sigma_m =$ 630,5 MPa.

O valor de k_a foi calculado considerando o acabamento usinado ou laminado a frio, k_a = 0,72. O valor de k_b foi calculado considerando o diâmetro interno do tubo, k_b = 0,74. De acordo com Shigley *et al*. (2003) para mais de um carregamento alternado, usar k_c = 1. k_d, k_e e k_f foram considerados iguais a 1. Aplicando a equação (10), encontra-se o limite de fadiga, S_e = 269 MPa.

Aplicando a equação (24), o valor da tensão alternada equivalente foi de σ_{a_eq} = 29 MPa, valor inferior ao limite de fadiga, logo para o caso 2, o DP apresenta vida infinita com coeficiente de segurança igual a 9,3.

5.2.2 – Aplicação do Modelo 2 no caso 2

As tensões alternadas e médias equivalentes foram calculadas a partir das tensões de flexão, axial e torção alternada e média. Utilizando as equações (29) e (30) pode-se calcular a tensão alternada equivalente $\sigma'_a =$ 37 MPa e a tensão média equivalente $\sigma'_m =$ 583 MPa.

Aplicando a equação de Goodman modificada como critério de falha considerando S_e = 269 MPa o coeficiente de segurança calculado foi n =1,38. Valor que caracteriza vida infinita.

5.2.3 – Aplicação do Modelo 3 no caso 2

Aplica-se o modelo 3, de fadiga Multiaxial proposto por Sines, para o caso 2, utilizando os valores de $\Delta\sigma_1$ = 37 MPa e $\Delta\sigma_3$ = 0 MPa para a diferença das tensões principais máximas e mínimas na equação (34), resultando em $\Delta\tau_{mises}$ = 17,8 MPa.

Utilizando as parcelas médias das tensões normais, o valor da tensão média hidrostática, equação (35), é de $\sigma_{h_m} = 248$ MPa.

Para S_e = 269 MPa e S_{ut} = 1000 MPa foi possível calcular o valor de S_{lp}, limite de fadiga para tensões pulsativas. O valor calculado de S_{lp} = 211 MPa. Uma vez calculado S_{lp} foi possível calcular os valores de α_{sines} = 0,127 para e β_{sines} = 126,8.

Utilizando a equação (36), o DP analisado no caso 2 satisfaz a condição apresentada na equação e terá vida infinita segundo o critério de Sines com coeficiente de segurança igual a 1,22.

5.2.4 – Aplicação do Modelo 4 no caso 2

O modelo 4, de fadiga Multiaxial proposto por Fatemi utiliza a máxima tensão normal perpendicular ao plano de máxima deformação cisalhante e a máxima deformação cisalhante para estimar o resultado do número de ciclos que levariam o componente a falha.

A Tabela 23, mostra as propriedades cíclicas utilizadas no modelo 4.

Tabela 23– Propriedades Cíclicas do aço 4142 Castro *et al.* (2009)

Propiedades cíclicas	
σ_c	2172 MPa
E_c	0,09
b	-0,08
c	-0,61

Resolvendo as equações (44) a (50) utilizando os dados da Tabela 23 e considerando a metade da máxima tensão normal de 324 MPa e a máxima deformação cisalhante de 0,004 rad o número de ciclos estimado que levaria o DP a falha no caso 2 calculado pelo modelo de fadiga multiaxial por Fatemi e Socie foi de $1{,}1.10^6$ ciclos, número de ciclos que caracteriza uma vida infinita.

5.2.5 – Resumo dos Resultados (caso 2).

A Tabela 24 mostra os resultados do cálculo do valor de coeficiente de segurança (n) e do número de ciclos (N). Note que, para *n* maior que 1, não é calculado o número de ciclos que levariam a falha, pois considera-se que o componente terá vida infinita. Note também que por limitação do modelo, o modelo 4 apenas apresenta o número de ciclos que levariam a falha, mas não disponibiliza o valor de *n*.

Tabela 24 – Resumo dos resultados encontrados no caso 2.

	Modelo 1	Modelo 2	Modelo 3	Modelo 4
Coeficiente de Segurança (n)	9,3	1,38	1,22	-
Número de ciclos (N)	-	-	-	$1{,}1.10^6$

O modelo 3 por levar em consideração a diferença entre as tensões principais máxima e mínima, tende a apresentar maiores valores de *n* quando essa diferença de tensão é pequena, o caso 2 apresenta valores altos de tensão média porém os baixos valores de tensão alternada fez com que as tensões principais não tivessem grande diferença entre seus valores máximos e mínimos. Ao analisar o resultado de *N*, o modelo 4 também apresentou conforme os outros modelos, vida infinita.

V.3 – Aplicação dos modelos de fadiga ao caso 3

O caso 3, operação de liberação de coluna por tração, onde o DP localizado na profundidade de 2500 m é avaliado, apresenta tensões geradas pelos esforços axial e flexão. Os seguintes valores de tensão serão utilizados nas aplicações dos modelos de fadiga. As tensões no DP localizado na profundidade de 2500m. A Tabela 25 resume os resultados das Tabela 16 e da aplicação das expressões (60) e (61).

Tabela 25 – Tensões calculadas do caso 3

σ_axial_min (MPa)	σ_axial_max (MPa)	σ_flexão_min (MPa)	σ_flexão_max (MPa)	τxy_min (MPa)	τxy_max (MPa)	σ_circunferencial (MPa)	$\Delta\sigma_1$ (MPa)	$\Delta\sigma_3$ (MPa)
274	334	141	154,8	0	0	0	74	0

Aplicando as equações (18) e (19) pode-se calcular as tensões alternada e média para cada tipo de tensão mostrada na Tabela 26.

Tabela 26 – Tensões médias e alternadas do caso 3

σ_axial_alt (MPa)	σ_axial_med (MPa)	σ_flexão_alt (MPa)	σ_flexão_med (MPa)	τxy_alt (MPa)	τxy_med (MPa)	σ_circunferencal_alt (MPa)	σ_circunferencial_med (MPa)
30	304	6,9	148	0	0	0	0

5.3.1 Aplicação do Modelo 1 no caso 3

Mantendo a mesma metodologia dos casos 1 e 2. A tensão alternada no caso 1, foi calculada utilizando a equação (27) a partir da tensão de flexão, $\sigma_a =$ 6,9 MPa e a tensão média, foi calculada utilizando a equação (28) a partir da tensão axial, $\sigma_m =$ 304 MPa

O valor de k_a foi calculado considerando o acabamento usinado ou laminado a frio, k_a = 0,72. O valor de k_b foi calculado considerando o diâmetro interno do tubo, k_b = 0,74. De acordo com Shigley *et al*. (2003) para mais de um carregamento alternado, usar k_c = 1. k_d, k_e e k_f foram considerados iguais a 1. Aplicando a equação (10), encontra-se o limite de fadiga, S_e = 269 MPa.

Aplicando a equação (26), o valor da tensão alternada equivalente foi $\sigma_{a_eq} =$ 8,4 MPa, valor inferior ao limite de fadiga, logo para o caso 3, o DP apresenta vida infinita com coeficiente de segurança n = 32.

5.3.2 – Aplicação do Modelo 2 no caso 3

As tensões alternadas e médias equivalentes foram calculadas a partir das tensões de flexão, axial e torção alternadas e médias.

Utilizando as equações (29) e (30) pode-se calcular a tensão alternada equivalente $\sigma'_a =$ 43 MPa e a tensão média equivalente $\sigma'_m =$ 513 MPa.

Aplicando a equação de Goodman modificada como critério de falha e considerando S_e = 269 MPa, o coeficiente de segurança calculado n= 1,49 valor que caracteriza vida infinita.

5.3.3 – Aplicação do Modelo 3 no caso 3

O modelo 3, de fadiga Multiaxial proposto por Sines, utiliza para o caso 3, $\Delta\sigma_1$ = 74 MPa e $\Delta\sigma_3$ = 0 MPa para a diferença das tensões principais máximas e na equação (34). O resultado da $\Delta\tau_{mises}$ = 34,8 MPa.

Utilizando as parcelas médias das tensões normais, o valor da tensão média hidrostática, equação (25), é de $\sigma_{h_m} =$150 MPa.

Para S_e = 269 MPa foi possível calcular o valor de S_{lp}, limite de fadiga para tensões pulsativas. O valor calculado de S_{lp} = 212 MPa. Uma vez calculado S_{lp} foi possível calcular os valores de α_{sines} = 0,127 e β_{sines} = 126,8.

Utilizando a equação (36), o DP no caso 3 satisfaz a condição apresentada na equação e terá vida infinita segundo o critério de Sines com coeficiente de segurança n = 1,34.

5.3.4 – Aplicação do Modelo 4 no caso 3

O modelo 4, de fadiga Multiaxial proposto por Fatemi utiliza a máxima tensão normal perpendicular ao plano de máxima deformação cisalhante e a máxima deformação cisalhante estima o resultado do número de ciclos que levariam o componente a falha.

O aço grau S135, apresenta propriedades mecânicas próximas ao aço AISI 4142, a utilização do modelo 4 os coeficientes de Coffin-Manson disponibilizados para o aço AISI4142 temperado foram utilizados.

A Tabela 27, mostra as propriedades cíclicas utilizadas no modelo 4.

Tabela 27 – Propriedades Cíclicas do aço 4142 Castro *et al.* (2009)

Propiedades cíclicas	
σ_c	2172 MPa
ε_c	0,09
B	-0,08
C	-0,61

Resolvendo as equações (44) a (50) utilizando os dados da Tabela 27 e considerando a metade da máxima tensão normal de 244 MPa e a máxima deformação cisalhante de 0,0031 rad o número de ciclos estimado que levaria o DP a falha no caso 3 calculado pelo modelo de fadiga multiaxial por Fatemi e Socie foi de $N = 6{,}6.10^7$ ciclos, número de ciclos que caracteriza uma vida infinita.

5.3.5 – Resumo dos Resultados (caso 3).

A Tabela 28 mostra os resultados do cálculo do valor de coeficiente de segurança (n) e do número de ciclos (N). Note que, para *n* maior ou igual a 1, não é calculado o número de ciclos que levariam a falha, pois o componente teria vida infinita, note também que por limitação do modelo, o modelo 3 não apresenta possibilidade de cálculo do número de ciclos que levariam a falha e o modelo 4 apenas apresenta o número de ciclos que levariam a falha, não disponibilizando o valor de *n*.

Tabela 28 – Resumo dos resultados para o caso 3.

	Modelo 1	Modelo 2	Modelo 3	Modelo 4
Coeficiente de Segurança (n)	1,34	1,49	1,34	-
Número de ciclos (N)	-	-	-	$6{,}6 \cdot 10^7$

O modelo 1 apresentou maior valor de *n* entre os modelos. Os modelos 2, 3 e 4 apresentaram também vida infinita.

5.4 – Aplicação dos modelos de fadiga ao caso 4

O caso 4, operação de liberação de coluna por tração, onde o DP localizado na superfície é avaliado, apresenta tensões geradas apenas pelo esforço axial. Os seguintes valores de tensão serão utilizados nas aplicações dos modelos de fadiga. A Tabela 29 resume os resultados da Tabela 16 e da aplicação das expressões (60) e (61).

Tabela 29 – Tensões calculadas do caso 4

σ_axial_min (MPa)	σ_axial_max (MPa)	σ_flexão_min (MPa)	σ_flexão_max (MPa)	τxy_min (MPa)	τxy_max (MPa)	σ_tangencial (MPa)	$\Delta\sigma_1$ (MPa)	$\Delta\sigma_3$ (MPa)
648	708	0	0	0	0	0	60	0

Aplicando as equações (18) e (19) pode-se calcular as tensões alternadas e médias a para cada tipo de tensão mostrada na Tabela 30.

Tabela 30 – Tensões médias e alternadas do caso 4

σ_axial_alt (MPa)	σ_axial_med (MPa)	σ_flexão_alt (MPa)	σ_flexão_med (MPa)	τxy_alt (MPa)	τxy_med (MPa)	σ_circunferencal _alt (MPa)	σ_circunferencial_ med (MPa)
30	678	0	0	0	0	0	0

5.4.1 Aplicação do Modelo 1 no caso 4

No caso 4, o carregamento axial é o único carregamento levado em consideração no cálculo da tensão média e uma tensão alternada. A tensão axial alternada σ_{axial_alt} = 30 MPa e a tensão axial média σ_{axial_med} = 678 MPa foram utilizadas nos cálculos.

O valor de k_a foi calculado considerando o acabamento usinado ou laminado a frio, k_a = 0,72 . O valor de k_b = 1 (carregamento axial). Para carregamento de axial k_c =0,85. k_d, k_e e k_f foram considerados iguais a 1. Aplicando a equação (10), encontra-se o limite de fadiga, S_e = 307 MPa.

Aplicando a equação (24), o valor da tensão alternada equivalente foi de 53 MPa, valor superior ao limite de fadiga, logo para o caso 4 o DP apresenta vida infinita com coeficiente de segurança n = 5,81.

5.4.2 – Aplicação do Modelo 2 no caso 4

As tensões alternadas e médias equivalentes foram calculadas a partir das tensão axial.

Utilizando as equações (29) e (30) pode-se calcular a tensão alternada equivalente $\sigma'_a =$ 35 MPa e a tensão média equivalente $\sigma'_m =$ 630 MPa.

Aplicando a equação de Goodman modificada como critério de falha e considerando S_e = 307 MPa, o coeficiente de segurança calculado n= 1,34 valor que caracteriza vida infinita.

5.4.3 – Aplicação do Modelo 3 no caso 4

Utilizando os valores de $\Delta\sigma_1$ = 60 MPa e $\Delta\sigma_3$ = 0 MPa para a diferença das tensões principais máximas e mínimas pode-se aplicar a equação (34). O resultado da $\Delta\tau_{mises}$ = 28 MPa.

Utilizando as parcelas médias das tensões normais, o valor da tensão média hidrostática, equação (35), é de $\sigma_{h_m} =$ 226 MPa.

Considerando S_e = 307 MPa e S_{ut} = 1000 MPa foi possível calcular o valor de S_{lp}, limite de fadiga par tensões totalmente alternada. O valor calculado de S_{lp} = 267 MPa. Uma vez calculado S_{lp} e considerando o valor de S_e, foi calculado os valores de α_{sines} = 0,145 para e β_{sines} = 144. Utilizando a equação (36), o DP no caso 4 satisfaz a condição apresentada na equação e terá vida infinita segundo o critério de Sines com coeficiente de segurança igual a 1,28.

5.4.4 – Aplicação do Modelo 4 no caso 4

O modelo 4, de fadiga Multiaxial proposto por Fatemi utiliza a máxima tensão normal perpendicular ao plano de máxima deformação cisalhante e a máxima deformação cisalhante estima o resultado do número de ciclos que levariam o componente a falha.

A Tabela 31, mostra as propriedades cíclicas utilizadas no modelo 4.

Tabela 31 – Propriedades Cíclicas do aço 4142 Castro *et al.* (2009)

Propiedades cíclicas	
σ_c	2172 MPa
E_c	0,09
B	-0,08
C	-0,61

Resolvendo as equações (44) a (50) utilizando os dados da Tabela 31 e considerando a metade da máxima tensão normal de 354 MPa e a máxima deformação cisalhante de 0,0043 rad o número de ciclos estimado que levaria o DP a falha no caso 1 calculado pelo modelo de

fadiga multiaxial por Fatemi e Socie foi n = $3{,}3 \cdot 10^5$ ciclos, número de ciclos que caracteriza uma vida finita.

A fim de calcular a parcela de dano acumulado de fadiga foi aplicado a teoria de Miner utilizando as técnicas de fadiga convencional. Considerando que o número de ciclos para liberar a coluna sob as condições de tensões impostas seriam 2000 ciclos, dividindo 2000 ciclos (n) pelo valor de N calculado, equação (25), o resultado da parcela de dano, D = 0,0058, o que equivale a mais de 170 manobras de liberação de coluna. Número de manobras improvável que aconteça antes do DP passar por inspeções.

5.4.5 – Resumo dos Resultados (caso 4).

A Tabela 32 mostra os resultados do cálculo do valor de coeficiente de segurança (n) e do número de ciclos (N). Note que, para *n* maior que 1, não é calculado o número de ciclos que levariam a falha, pois o componente teria vida infinita, note também que por limitação do modelo, o modelo 3 não apresenta possibilidade de cálculo do número de ciclos que levariam a falha e o modelo 4 apenas apresenta o número de ciclos que levariam a falha, não disponibilizando o valor de *n*.

Tabela 32 – Resumo dos Resultados para o caso 4.

	Modelo 1	Modelo 2	Modelo 3	Modelo 4
Coeficiente de Segurança (n)	5,81	1,34	1,28	-
Número de ciclos (N)	-	-	-	$3{,}3.10^5$

O modelo 1 apresentou coeficiente de segurança maior que os modelos 2 e modelo 3. O modelo 4 foi o único modelo que resultou em vida finita.

5.5 – Análise dos Resultados

Nessa seção será realizada uma análise global dos resultados obtidos a partir da aplicação dos modelos de fadiga para os 4 casos simulando parâmetros de operação reais: de perfuração direcional e de liberação de coluna por tração após um aprisionamento.

A Tabela 33 mostra os coeficientes de segurança calculados utilizando os modelos 1, 2 e 3 para os casos 1 a 4. O Modelo 4, por limitação do mesmo não mostra o resultado do valor de n.

Tabela 33 –Valores de *n* calculados pelos modelos 1, 2 e 3 para os casos 1 a 4.

Caso	Modelo 1 (n)	Modelo 2 (n)	Modelo 3 (n)
caso 1	1,64	1,06	1,36
caso 2	9,3	1,38	1,22
caso 3	32	1,49	1,34
caso 4	5,81	1,34	1,28

Analisando a Tabela 33, podem-se fazer as seguintes constatações:

- Para a operação de perfuração direcional, o DP mais crítico no ponto de vista de fadiga é o DP localizado na profundidade de 2500 m (caso 1), onde se inicia o *dogleg,* apresentando coeficiente de segurança próximo a 1, nos modelo 1,2 e 3.
- O modelo 1, de fadiga convencional apresentou, sempre com maiores valores de coeficiente de segurança em comparação aos outros modelos, provavelmente por não considerar todos os esforços atuantes para o cálculo de *n*, apenas considerar apenas os esforços normais na direção longitudinal do DP. Já os modelos 2 e 3, que considerarem todos os esforços atuantes, apresentaram resultados próximos entre si;

Para efeito de comparação, utilizando o modelo 2, plota-se os quatro casos em um mesmo gráfico σ_a x σ_m (note que são duas linhas de Goodman distintas, pois os casos 1, 2 e 3 tem um mesmo S_e e o caso 4 tem outro S_e).

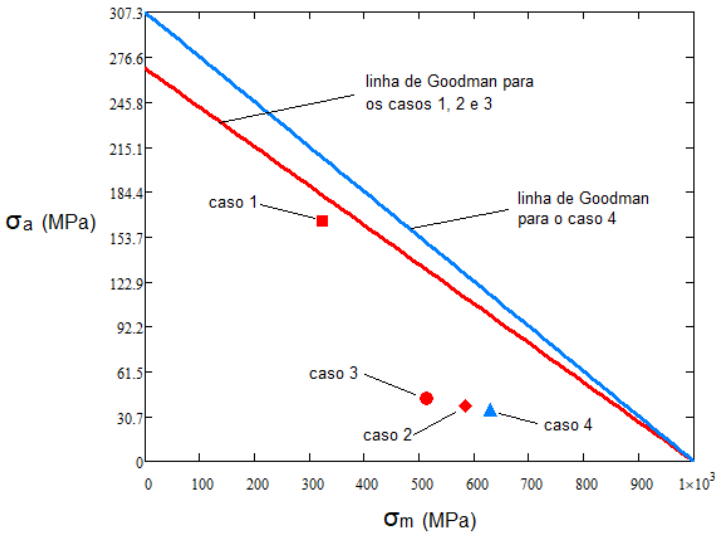


Figura 32 – Análise comparativa dos quatro casos para o modelo 2.

Analisando a Fig. 32 pode-se verificar que o caso 1 difere bastante dos casos 2, 3 e 4 (que são bem próximos entre si). O caso 1 a parcela de tensões alternadas é significativa,

enquanto as tensões médias não são tão significativas, já os casos 2, 3 e 4 as tensões alternadas são pouco significativas enquanto as tensões médias são significativas.

A Tabela 34 mostra os números de ciclos calculados utilizando os modelos 1, 2 e 4 para os casos 1 a 4. Pelo coeficiente de segurança ser maior que 1, o valor de *N* não foi calculado para os modelos 1 e 2.

Tabela 34 – Valores de *N* calculados pelos modelos 1, 2 e 4 para os casos 1 a 4.

Caso	Modelo 1 (N)	Modelo 2 (N)	Modelo 4 (N)
caso 1	-	-	$3{,}7.10^{7}$
caso 2	-	-	$1{,}1.10^{6}$
caso 3	-	-	$6{,}6.10^{7}$
caso 4	-	-	$3{,}3.10^{5}$

Analisando a Tabela 34, podem-se fazer as seguintes constatações:

- O modelo 4 foi o único modelo que apresentou vida finita para o caso 4.
- O modelo 4 apresentou valores menores de *N* para os casos 2 e 4 ao comparar-se aos casos 1 e 3. Esse resultado pode ser explicado por o modelo 4 ser muito influenciado pelas tensões normais, logo os casos 2 e 4 por se tratarem de DPs localizados na superfície, apresentam tensões normais elevadas.

O presente trabalho comparou quatro modelos de fadiga utilizados em quatro casos de carregamento em DP, tomando-se o cuidado de utilizarem-se carregamentos, comprimentos e geometria dos DPs bastante próximos da realidade, na verdade bastante severos para acessar os coeficientes de segurança para estas dezesseis combinações de carregamentos e modelos de fadiga. Os coeficientes de segurança, em sua maioria, foram consistentemente próximos de 1, indicando que carregamentos mais severos, por exemplo causados por taxas de inclinação do mais altas no *doglegs,* podem levar a falhas por fadiga de colunas de perfuração.

Capítulo 6 Conclusões

Foi realizado um estudo de integridade estrutural, focado em fadiga, onde um arranjo de DPs foi analisado utilizando quatro modelos de fadiga para avaliar a variação do coeficiente de segurança e do número de ciclos que levariam o componente a falha, quando o mesmo é submetido parâmetros de operações reais em casos limites de carregamento, a saber: duas operações distintas, à perfuração direcional e a liberação de coluna presa por tração; e duas posições distintas: na superfície e no início do *dogleg*.

Os resultados mostraram que para a operação de perfuração direcional o DP localizado no *dogleg* está submetido a condições mais severa de fadiga que o DP localizado na superfície. Ao considerar todos os modelos adotados para calcular o dano à fadiga, os coeficientes de segurança para este tipo de operação foram na maioria próximos de um. Esse resultado reforça a necessidade de prevenir sobrecargas e acompanhamento estrito da geração de inicial de pequenas trincas nos DPs (que pode ser definido como falha por fadiga), através da realização da inspeção periódica nos mesmos, principalmente para os DP localizados na região do *dogleg*. De fato, o período entre inspeções precisa bem ser determinado, por exemplo, utilizando a mecânica da fratura para que estes períodos entre inspeções serem menores que o período que uma pequena trinca (a menor que possa ser identificada por equipamentos de ensaios não destrutivos) levaria para propagar pela espessura do DP e gerar o *wash out* .

A operação de liberação de coluna presa, mesmo sendo uma operação especial que não tem previsão de acontecer frequentemente, necessita de cuidados especiais, principalmente por atingir altos valores de tensão nos DP localizados na superfície. Os resultados encontrados utilizando os modelos de fadiga mostram o quanto essa operação apresenta potencial de causar falha. Operar o equipamento limitando o *overpull* máximo é de extrema importância para não atingir valores muito altos de tensão axial, que por vezes acontecem por descuido operacional. Há, portanto, a necessidade de um estudo prévio de fadiga na seleção da coluna de perfuração para projetos de poços. Quanto menos profundo for o *Dogleg*, mais severos serão os esforços no DP.

É sabido que a região do *upset* no *drillpipe* é a região mais propensa ao aparecimento de trincas de fadigas que geralmente de propagam na direção perpendicular ao eixo do tubo. O estudo das tensões principais para os casos de perfuração direcional e de liberação de coluna presa por tração mostrou que as tensões principais estão praticamente alinhadas com a direção do eixo do tubo, corroborando a explicação da razão da propagação da trinca na direção perpendicular ao eixo do DP.

O modelo 1 de fadiga convencional tende a apresentar resultados com coeficiente de segurança maiores que os outros modelos. Isto provavelmente ocorre devido a consideração apenas das tensões normais longitudinais (que são as tensões mais significativas no DP).

O modelo 2 de fadiga uniaxial adaptado proposto por Shigley se mostrou bastante coerente com o modelo 3 proposto por Sines. Ambos os modelos apresentaram valores pequenos de *n* para todos os casos, próximos a 1.

O modelo 3 de fadiga multiaxial proposto por Sines, modelo que considerou todos os carregamentos envolvidos nas operações e mostrou-se sensível as tensões médias, gerando fatores de segurança menores para os casos (2 e 4) onde as tensões médias foram maiores.

O modelo 4, de fadiga multiaxial proposto por Fatemi e Socie para calcular número de ciclos que levariam um componente a falha, se mostrou mais afetado pela tensão normal máxima, os casos 2 e 4 apresentaram valores de número de ciclos menores, pois apresentam maior valor de tensão normal.

Ao comparar a severidade das operações, foi verificado que tanto a operação de perfuração direcional quanto a operação de liberação de coluna apresentam potencial para levar o componente à falha por fadiga dependendo dos parâmetros de operação. Portanto é fundamental que seja mantido um programa de monitoramento contínuo do aparecimento de trincas nos DPs.

É importante entender que os modelos de fadiga acusam falha quando em uma região inicialmente contínua, surge uma pequena trinca, que não necessariamente têm a profundidade da espessura do DP. Embora, entende-se que a maior parte da vida de uma trinca é gasta para gera-la, a sua propagação é que vai gerar o fenômeno do *wash out*.

Finalmente, os resultados mostraram que os modelos de fadiga utilizados para avaliação da integridade estrutural de DPs apresentaram resultados bastante semelhantes. Discrepâncias eventuais foram explicadas, em sua maioria, devido a características intrínsecas de cada modelo. O modelo de SINES de fadiga multiaxial (modelo 3) seria muito interessante de ser utilizado em maior escala, pois apresenta muitas semelhanças ao modelo de fadiga convencional adaptado, e seria uma evolução natural do projeto à fadiga convencional para o projeto à fadiga multiaxial.

Sugestões para trabalhos futuros

A continuação deste tema de pesquisa aplicada à tecnologia offshore poderia abordar o efeito de alguns tipos de transientes de vibração mecânica na geração de carregamentos espúrios, do efeito da flambagem da coluna de perfuração, da influência da corrosão e na utilização da mecânica da fratura para simulação da propagação de pequenas trincas geradas por falhas de fadiga.

A realização de experimentos em escala 1:1 de DPs, com a aplicação de carregamento combinados, seria de fundamental importância para a verificação de qual dos modelos estariam efetivamente mais próximo da realidade.

Referências Bibliográficas

API RP 7G -1998, **Recommended Practice for Drillstem Design and Operating Limits**. API RP 7G, 16th ed., August, 1998.

BANDEIRA, C.F.C., **Análise de fadiga multiaxial em elementos estruturais tubulares sujeitos à vibração forçada** – Projeto Final (Graduação). Centro Federal de Educação Tecnológica Celso Suckow da Fonseca, 2014.

BERT, D.R., STORAUNE, A., ZHENG, N. **Case study: Drillstring failure analysis and new deep-well guidelines lead to success**. SPE Drilling and Completion, 24 (4), pp. 508-517. 2009.

CASTRO, J.T.P. AND MEGGIOLARO, M.A. **Fadiga - Técnicas e Práticas de Dimensionamento Estrutural sob Cargas Reais de Serviço- Volume I – Iniciação de Trinca**s, Amazon Books, 2009.

DALE, B.A. **An Experimental Investigation of Fatigue-Crack Growth in Drillstring Tubulars**. SPE Drilling Engineering, 356-362, December, 1988.

GRONDIN, G.Y. AND KULAK, G.L., **Fatigue Testing of drill pipe**. Journal of the Society of Petroleum Engineers, 9, (2), pp. 95-102, June 01, 1994.

HELMY N. A, **Multiaxial Fatigue of Drill Pipes under Non-Proportional Loading**. The American University in Cairo School of Sciences and Engineering, Mechanical Engineering Department, Thesis submitted of requirements of science in mechanical design, august, 2016.

DS-1 Standard, HILL, T.H. **Drillstem Design and Inspection.** T.H. Hill associates Inc., DEA Project 74, 2nd ed., March,1998.

HUANG, B., YANG, J., ZHANG, H., LIU, G., CHEN, Y., LI, J. **Influence of H_2S Corrosion on Rotating Bending Fatigue Properties of S135 Drill Pipe Steel** – Trans Indian Institute metals, 2017.

Informações capturadas no site http://www.rigzone.com/training/insight.asp?insight_id=332 - retirada 06/11/2017.

Informações capturadas no site http://workstringsinternational.com/equipment/spec_sheets retirada em 06/11/2017

Informações capturadas no site http://www.metalica.com.br/o-incrivel-mundo-das-plataformas-de-petroleo - retirada 06/11/2017.

JIAHAO, Z. "**Fatigue Estimation of Drill-string and Drill-pipe Threaded Connection Subjected to Random Loadings**" Master thesis of Engineering Department of Engineering and Applied Science. University of Newfoundland, Feb., 2015.

LUBINSKI, A. **Maximum Permissible *Doglegs* in Rotary Boreholes**. Journal of Petroleum Technology, February, 1961.

MISCOW, G. F., MIRANDA, P. E. V., NETTO, T. A., PLÁCIDO, J. C. R., SAMPAIO JR., J. H. B. **Fadiga do aço de tubo de perfuração de Poço de Petróleo e do componente em escala real.** Relatório Fundação COPPETEC, CTPetro no. 714, 2000.

MORADI, S., RANJBAR, K.. **Experimental and computational failure analysis of drillstrings**. Eng. Fail. Anal. Volume 16. Issue 3. pp.923–933, 2009.

PLACIDO,J.C.R., AZAR,J.J., SOREM JR, J.R., KESSLER, F., TIPTON, S.M. **Drillpipe Fatigue Life Prediction Model Based on Critical Plane Approaches**. Offshore Technology Conference. May, 1994.

SANTOS, M.V.C., **Análise de Fadiga em Dutos Danificados,** Dissertação de Mestrado, Rio de Janeiro, UFRJ/COPPE, 2015.

SHIGLEY, J. E.; MISCHKE, C. R.; BUDYNAS, R. G. **Mechanical Engineering Design** 7th ed.). McGraw Hill Higher Education. ISBN 978-0-07-252036-1, 2003.

SILVA, N. S., **Avaliação Numérico-Experimental De Modelos Analíticos Para Previsão De Fadiga Multiaxial De Tubos De Perfuração De Poços De Petróleo**/ Neilon de Souza da Silva. – Rio de Janeiro: UFRJ/COPPE, 2008.

SWEET, R.G. **Case History of Drillstem Failures Offshore West Africa**. Drilling Conference SPE/IADC 18653, New Orleans, February 28-March 3, 1989.

VAISBERG,O., VINCKE, O., PERRIN,G., SARDA, J.P., FAY, J.B. **Fatigue of drillstring: state of the art**. Oil Gas Sci. Technol. Volume 57. Issue 1. pp. 7–37, 2002.

ZAMANI, S.M., HASSANZADEH-TABRIZI, S.A. AND SHARIFI, H., 2016. **'Failure analysis of drill pipe: A review**'. Engineering Failure Analysis, 59, pp.605-623.

ZENG, D., LI, H. , TIAN, G., LIU, F. LI, B., YU, S., OUYANG, Z., SHI, T. **Fatigue behavior of high-strength steel S135 under coupling multi-factor in complex environments**. Materials Science and Engineering: A Volume 724, Pages 385 402, 2 May 2018.

ZHU, H., LIN, Y., ZENG, D., ZHOU, Y., XIE, J., **Simulation analysis of flow field and shear stress distribution in internal *upset* transition zone of drill pipe**, Eng. Fail. Anal. 21 pp.67–77. April, 2012.