

PONTIFÍCIA UNIVERSIDADE CATÓLICA
DO RIO DE JANEIRO



**Michel Angelo Oliveira Werneck de
Carvalho**

**Fadiga em tubos de perfuração de poços de
petróleo**

Projeto de Graduação

Projeto de Graduação apresentado ao Departamento de Engenharia
Mecânica da PUC-Rio

Orientador: João Carlos Ribeiro Plácido

Rio de Janeiro

Julho de 2018

AGRADECIMENTOS

Agradeço a oportunidade desse trabalho, que culmina com a minha graduação em Engenharia de Mecânica. Depois de anos de estudo, entro no mercado de trabalho e a parte mais desafiadora da vida está para começar.

Agradeço aos meus mestres e doutores que durante o período de minha graduação me ajudaram a entender mais sobre o universo que enfrentaremos e forneceram o conhecimento técnico inicial necessário para começar a minha empreitada na Engenharia de Mecânica. Assim como agradeço ao meu orientador nesse trabalho e ao meu amigo de curso Gabriel Flamenbaum que me ajudaram na realização desse trabalho.

RESUMO

Fadiga em tubos de perfuração de poços de petróleo

A caracterização de uma coluna de perfuração foi o primeiro passo deste trabalho. A coluna de perfuração, que é formada pela conexão de vários elementos tubulares, tem como principais funções aplicar peso sobre a broca, transmitir rotação a broca, permitir a circulação do fluido de perfuração até a broca, manter o poço calibrado e garantir a inclinação e a direção do poço. Além da descrição dos componentes de uma coluna de perfuração são apresentadas as condições de trabalho, a fim de se compreender o ambiente em que a fadiga é submetida.

A fadiga é a forma mais comum de falha estrutural em colunas de perfuração e, ao longo do tempo, tem sido um problema desafiador devido às solicitações impostas e ao tipo de carga aplicada. Desde modo é apresentado nesse trabalho a caracterização de uma fadiga assim como métodos de análise da mesma. A fadiga aparece quando os tubos são submetidos à rotação com flexão que causa o aparecimento de uma carga cíclica. A primeira manifestação da fadiga é o aparecimento de trincas no tubo de perfuração, que em um primeiro momento são invisíveis ao olho nu.

Palavras chaves: Coluna de perfuração. Fadiga. Engenharia de poço. Petróleo

ABSTRACT

Fatigue in oil well drill pipes

The characterization of a drill string was the first step of this work. The drill string, which is formed by the connection of several tubular elements, has as main functions to apply weight to the drill, to transmit rotation to the drill bit, to allow the circulation of the drilling fluid to the drill, to maintain the well calibrated and to guarantee the inclination and the direction of the well. Besides the description of the components of a drill string, the working conditions are presented in order to understand the environment in which the fatigue is submitted.

Fatigue is the most common form of structural failure in drill string and, over time, has been a challenging problem due to the imposed stresses and the type of load applied. In this work the characterization of a fatigue as well as methods of analysis of fatigue is presented. Fatigue appears when the tubes are subjected to bending rotation which causes the appearance of a cyclic load. The first manifestation of fatigue is the appearance of cracks in the drill pipe, which at first are invisible to the naked eye.

Key-words: Drill string. Fatigue. Well Engineering. Petroleum

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO	10
2 COLUNA DE PERFURAÇÃO	12
2.1 Drillpipe	14
2.2 Tool joint	17
2.3 Tubos pesados (Heavy weight)	19
2.4 Drillcollar	21
2.5 Estabilizadores	24
2.6 Subs ou substitutos	25
2.7 Escareadores	25
2.8 Alagardadores	26
2.9 Amortecedores de choque (Shocksups)	27
3 FADIGA	29
3.1 Fadiga controlada por tensão (fadiga de alto ciclo)	32
3.1.1 Curva tensão – número de ciclos (S-N)	34
3.1.2 Fatores que modificam a curva S-N	36
3.1.3 Tensões residuais	37
3.1.4 Limitações da curva S-N	38
3.2 Fadiga controlada por deformação (fadiga de baixo ciclo)	38
3.2.1 Ciclo tensão-deformação dos materiais	39
3.2.2 Curva $\epsilon_f \times N$	40
3.3 Acúmulo de danos	40
3.3.1 Fenômeno caracterizados pelo dano	41
3.3.2 Variáveis associadas ao dano	41
3.3.3 Leis elementares dos danos por fadiga	42
3.3.4 Teoria de acúmulo de danos	44
3.3.4.1 Teoria de acúmulo de danos de Palmgren-Miner	44
3.3.4.2 Teoria do acúmulo de danos de Corten-Dolan	45
3.3.4.3 Teoria do acúmulo de danos de Marin	46
3.3.5 Teoria das médias das tensões atuantes - Mansur	47
4 ANÁLISE DE FADIGA EM TUBOS DE PERFURAÇÃO	48
4.1 Exemplo prático de cálculo de fadiga	49

5 CONCLUSÃO	52
REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS	53

Lista de figuras

2.1 Visualização típica de uma coluna de perfuração (Adams, 1985).	11
2.2 Identificação por cor do drill pipe e tool joint (Adams, 1985).	13
2.3 Exemplificação de proteção tipo “hardbanding” nos tool joints (Adams, 1985).	14
2.4 Heavy weight típico com seus componentes (Adams, 1985).	18
2.5 Drill collar espiralado.	20
2.6 BHA com estabilização tipo pêndulo.	21
2.7 Escareador (Plácido 2012).	22
2.8 Os dois tipos de alargadores, o da esquerda (a) Hole Opener, e o da direita (b) Underreamer.	24
3.1 Representação esquemática mostrando o modelo da iniciação e propagação da trinca por fadiga, adaptado de (Rocha, 2005).	27
3.2 Parâmetros utilizados nos ensaios fadiga.	28
3.3 Exemplo de um carregamento variável composto por vários carregamentos constantes (Furtado, 2002).	29
3.4 Comportamento cíclico em um material sob controle de tensão. Endurecimento cíclico.	30
3.5 Comportamento cíclico em um material sob controle de tensão. Amolecimento cíclico.	30
3.6 Carregamento típico de fadiga de alto ciclo [Ávila, 2005].	31
3.7 Carregamento típico de fadiga térmica (Mansur, 2003).	31
3.8 Curvas S-N ou curvas de Wöhler.	32
3.9 Exemplos de algumas curvas S-N, (Dieter, 1986).	33
3.10 Laço de histerese para carregamento cíclico em um material elástico.	36
3.11 Laço de histerese para carregamento cíclico em regime plástico.	36
3.12 Curva $\epsilon_f \times N$.	38
3.13 Seção transversal nominal e degradada.	39
3.14 Evolução e acúmulo linear de dano.	40
3.15 Evolução não linear do dano, mas com acúmulo linear.	40
3.16 Teoria do Palmgren-Miner (Domingues, 2003).	42
3.17 Curva S-N modificada por Corten-Dolan (Yang, 1996).	43

4.1 Curva S-N do tubo grau E-75 e S-135.	45
4.2 Cálculo de parâmetros na determinação da fadiga acumulada	48

Lista de tabelas

2.1 Designação e o limite de escoamento de tubos (Adams, 1985).	12
2.2 Dados dimensionais de drillpipes novos (Adams, 1985).	13
2.3 Tabela de tubos pesados (Adams, 1985).	16
2.4 Tabela de drill collars (Adams, 1985).	19
4.1 Dados para cálculos.	46

1 Introdução

O petróleo vem sendo uma das principais fontes energéticas mundiais no último século, o que tem atraído muitos profissionais para fazerem parte desse universo. Além disso, empresas que trabalharam durante anos em outros segmentos de engenharia estão se adaptando para atender a indústria do petróleo.

A engenharia do petróleo é subdividida em áreas, como engenharia de reservatório, elevação e escoamento e a engenharia de poços que contam com muitos profissionais que possuem formações acadêmicas diferentes. Portanto, a indústria do petróleo conta com uma gama de várias linhas de pensamento o que faz com que o desafio de explorar e explorar óleo e gás seja possível. Com isso essa atividade vem crescendo e se adaptando a cenários cada vez mais desafiadores.

A história do petróleo vem dos meados do século XIX, quando o coronel Drake em "Titusville", no estado americano da Pensilvânia, produziu o primeiro barril de óleo com a ajuda de um homem que chamavam de "Uncle Bill", que perfurou o primeiro poço de petróleo de alguns metros de profundidade. Esse marco foi o início de uma nova era em termos de fonte de energia.

De alguns metros a quilômetros de profundidade, a perfuração de poços foi se aprimorando e desafiando o conhecimento humano. No último século, o alvo de exploração e produção de óleo e gás tem sido em ambientes *offshore*, o que torna a logística e a capacidade de operação limitada.

Perfurar um poço em regiões *offshore*, onde o cenário é de difícil acesso, é preciso analisar a operação de diversos aspectos, pois parâmetros individuais podem comprometer a viabilidade econômica do desenvolvimento do campo.

A atividade toda que envolve a exploração e produção de óleo tem altos valores para serem viabilizadas, e a perfuração e completação de poços correspondem a 1/3 do custo total de instalação e início da produção de óleo e gás. Um poço pode chegar a custar na faixa de US\$ 100 milhões, envolvendo o custo diário da sonda, a compra de equipamentos, perfuração, instalação de módulos e operações a serem realizadas.

Sabendo que a perfuração de poços, principalmente em ambiente offshore, tem altos custos, é necessário evitar todos os imprevistos que possam ocorrer durante a operação. Um dos problemas e desafios encontrados na perfuração de poços é a fadiga na coluna de perfuração onde, devido a movimentos repetitivos do tubo de

perfuração com aplicação de tensão, ocorre o aparecimento de trincas na coluna no eixo de maior fraqueza no qual poderá comprometer a operação.

O problema da fadiga corresponde a 80% das falhas mecânicas em estruturas. Como mencionado, a fadiga é devido a movimentos repetitivos dos elementos tubulares submetidos a determinadas tensões cíclicas e, devido a muitas operações, o componente sofre um acúmulo de fadiga.

Para poder viabilizar o desenvolvimento de um campo, é preciso otimizar ao máximo todas as operações e saber controlar e prever tais problemas, como a fadiga acumulada. Para isso, análises em tubos de diferentes especificações são feitas no intuito de concluir se a determinada coluna de perfuração é apropriada para o uso nas específicas condições.

No campo da fadiga, em particular, consideráveis avanços foram feitos recentemente, no aspecto de quantificar a fadiga, especialmente no que diz respeito ao crescimento de trincas na fadiga acumulada, pois o que é primordial é saber de que modo a fadiga do componente irá se comportar. Vale ressaltar que a fadiga é inevitável, mas o modo de tratamento e o método de minimizar, ou ainda se preparar para isso, é de extrema importância em operações de perfurações de poços.

Esse trabalho tem o intuito de apresentar o que existe em termos de fadiga de colunas de perfuração.

2 Coluna de Perfuração

A coluna de perfuração (*drillstring*) é um importante componente no método de perfuração rotativa. É a conexão entre a sonda e a broca de perfuração, e por ser o maior componente da operação de perfuração, a coluna de perfuração é frequentemente fonte de problemas como os de washouts¹, twistoffs² e falhas mecânicas. Esse componente é projetado para prevenir problemas, entretanto muitas vezes ocorrem eventos indesejados, o que resulta em perdas e custos altos para a indústria do petróleo.

A coluna de perfuração tem diversas funções, as quais são:

- Providenciar um caminho para o fluido de perfuração que vem da sonda chegar até a broca.
- Transmitir o movimento de rotação para a broca.
- Aplicar peso sobre broca.
- Retirar e descer a broca.

Para completar, a coluna de perfuração serve também para serviços especializados, como:

- Fornecer estabilidade através da sua composição de fundo BHA (BottomHole Assembly).
- Minimizar vibrações.
- Permitir a passagem de fluidos e da pressão para testes de formação ao longo da coluna.
- Permitir a avaliação de formação ao longo do tubo, quando ferramentas de perfilagem não puderem ser corridas em poço aberto.

Os componentes da coluna de perfuração são variados e têm distintas funções. A fig. 2.1 mostra uma distribuição típica da coluna de perfuração. Vale ressaltar que na figura 2.1 que, quando se usa *kelly*, todas as conexões do *swivel* até a parte superior da seção do *kelly* são juntas à esquerda, e todas as conexões abaixo são juntas à direita, pois o torque transmitido no *kelly* tende a ser muito apertado, em vez de afrouxar em cada seção. No entanto, atualmente a maioria das sondas não utiliza o *kelly*, sendo o topo da coluna de perfuração conectado diretamente ao sub de salvacão (*saver sub*) do *top drive*, que substitui a mesa rotativa.

1- Trincas passantes nos tubos que permitem a passagem de fluido

2- Desenroscamento das conexões dos tubos da coluna de perfuração

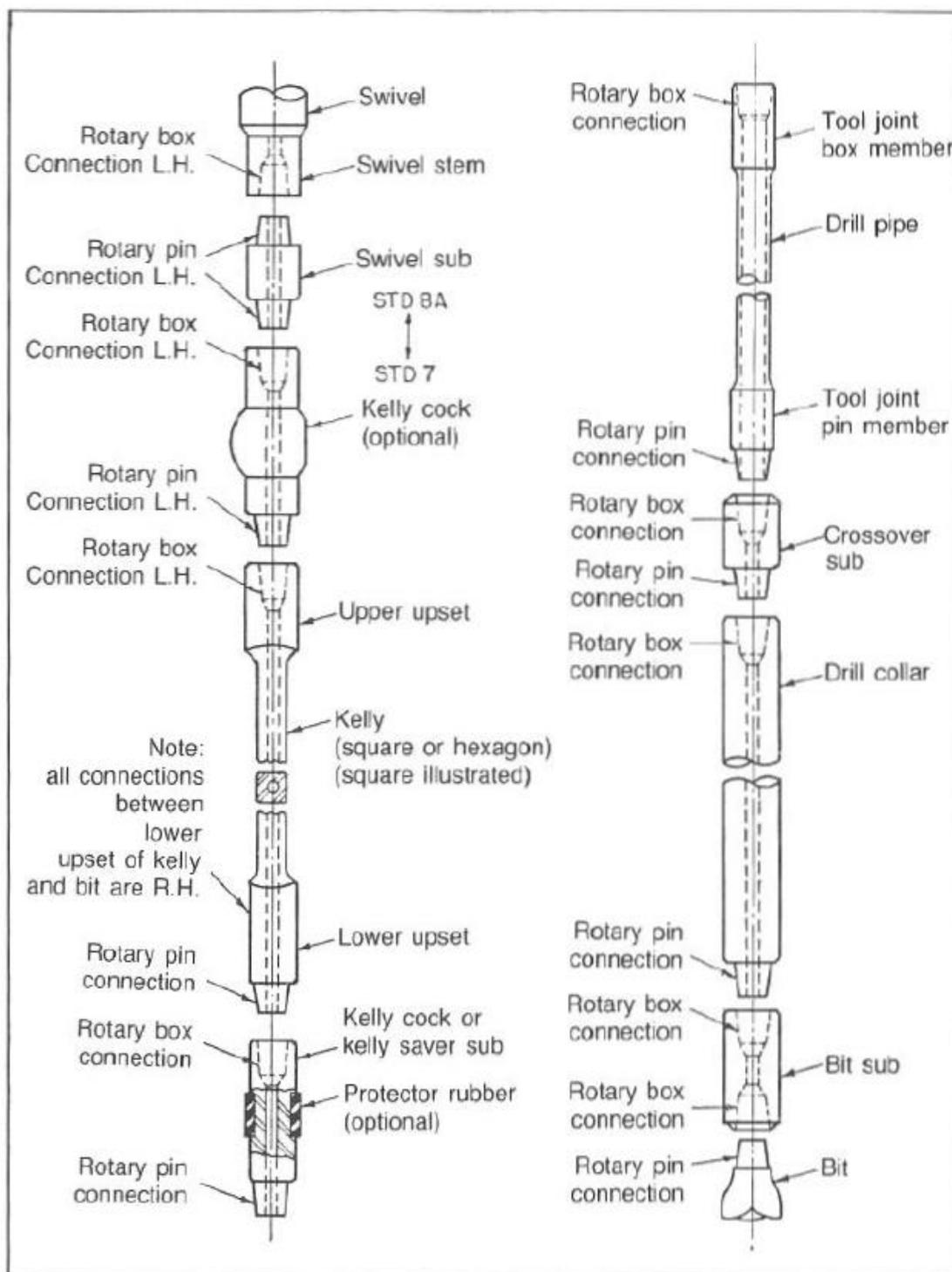


Figura 2.1 - Visualização típica de uma coluna de perfuração (Adams, 1985)

A coluna de perfuração consiste, primeiramente, de tubos de perfuração (é descido normalmente seções com 3 tubos de 9 m ou 30 pés), os tubos pesados (*heavy weight*) e da composição de fundo de poço (*BottomHole Assembly- BHA*). O BHA pode conter os seguintes itens:

- Comandos (*drill collars*).
- Estabilizadores.
- Escareadores.
- *Jars*
- Amortecedores de choque.

Existem também outras ferramentas especiais no BHA, como MWD (*Measuring While Drilling*) e ferramentas de teste.

2.1 Drill Pipe

A mais longa seção da coluna de perfuração é composta pelos tubos de perfuração (*drill pipe*). O BHA usualmente não passa de 1, 000 pés de comprimento, porém seu comprimento depende principalmente do peso a ser transferido para a broca. Cada conjunto de *drill pipe* inclui o corpo do tubo e a sua conexão, na qual são conectados os tubos da coluna. Embora tubos de alumínio sejam usados em projetos especiais, a maioria dos tubos são compostos de ligas de aço.

O *drill pipe* está disponível em muitos tamanhos e pesos (Tabela 2.2), entretanto os tamanhos mais comuns são:

- 3 ½" – 13,3 lb/pé nominal.
- 4 ½" – 16,6 lb/pé nominal.
- 5" – 19,5 lb/pé nominal.

Existem vários tipos de conexões (*tool joint*). O peso total dos tubos deve levar em conta o peso das conexões. Por exemplo, os tubos de 4 ½" com peso nominal 16,6 lb/pé passa para 18,6 lb/pé ao se considerar a conexão. O grau do tubo descreve o limite de escoamento do *drill pipe*. Esse valor é importante, porque é usado no cálculo das resistências mecânicas do tubo (colapso, pressão interna, tração e torque). A Tabela 2.1 apresenta alguns graus mais comuns dos tubos de perfuração.

Grade		Yield Strength, psi
Letter Designation	Alternate Designation	
D	D-55	55,000
E	E-75	75,000
X	X-95	95,000
G	G-105	105,000
S	S-135	135,000

Tabela 2.1 - Designação e o limite de escoamento de tubos (Adams, 1985)

Na maioria dos projetos de coluna de perfuração, o tubo tem o seu grau aumentado para ter uma resistência extra ao invés de aumentar a espessura (peso linear) do tubo. Essa técnica é diferente para outros tubulares do projeto de perfuração, como os tubos de revestimento.

Os *drill pipes* diferem dos outros componentes tubulares, como revestimentos (*casing*) e tubos de produção (*tubing*), pois são usados em condições de desgaste. *Casing* e *tubing* são instalados novos no poço. Como resultado, os tubos de perfuração são classificados em classes de desgaste para o seu uso. Portanto, os *drill pipes* precisam ser definidos de acordo com o peso nominal, grau e classe. A Tabela 2.2 mostra os valores dimensionais de *drill pipes* novos.

1	2	3	4	5	6
Size OD, in.	Nominal Weight Threads & Couplings, lb/ft	Plain End Weight*, lb/ft	Wall Thickness, in.	ID in.	Section Area Body of Pipe,** in. ² A
2 $\frac{3}{8}$	† 4.85	4.43	0.190	1.995	1.3042
	6.65	6.26	0.280	1.815	1.8429
2 $\frac{7}{8}$	† 6.85	6.16	0.217	2.441	1.8120
	10.40	9.72	0.362	2.151	2.8579
3 $\frac{1}{2}$	9.50	8.81	0.254	2.992	2.5902
	13.30	12.31	0.368	2.764	3.6209
	15.50	14.63	0.449	2.602	4.3037
4	†11.85	10.46	0.262	3.476	3.0767
	14.00	12.93	0.330	3.340	3.8048
	†15.70	14.69	0.380	3.240	4.3216
4 $\frac{1}{2}$	13.75	12.24	0.271	3.958	3.6004
	16.60	14.98	0.337	3.826	4.4074
	20.00	18.69	0.430	3.640	5.4981
5	†16.25	14.87	0.296	4.408	4.3743
	19.50	17.93	0.362	4.276	5.2746
	25.60	24.03	0.500	4.000	7.0686
	†19.20	16.87	0.304	4.892	4.9624
5 $\frac{1}{2}$	21.90	19.81	0.361	4.778	5.8282
	24.70	22.54	0.415	4.670	6.6296
	25.20	22.19	0.330	5.965	6.5262

*lb/ft = 3.3996 × A (col. 6)

**A = 0.7854 (D² - d²)

Tabela 2.2 - Dados dimensionais de *drillpipes* novos (Adams, 1985)

O API (American Petroleum Institute) estabeleceu um guia para a classificação dos tubos de perfuração (*drill pipes*) na recomendação prática API 7G. Embora a definição das classes possa ser complicada e extensa, elas são resumidas nas seguintes:

- Novo – Tubo nunca usado em nenhuma operação
- Premium – Uso uniforme e com um mínimo de espessura da parede de até 80% da espessura original.
- Classe 2 – Tubo com um mínimo de espessura da parede de até 65%.
- Classe 3 – Tubo com no mínimo de 55% de espessura da parede.

A classificação de desgaste do tubo de perfuração é um importante fator no projeto de poço, pois partindo do número e tipos de efeitos de usos, a propriedade e resistência do tubo podem estar comprometidas. Em operações offshore, normalmente se usa somente até tubos Premium, por se tratar de uma operação cara e com maiores riscos.

Estabeleceu-se um sistema de cores para mostrar a classificação de desgaste de cada tubo (Fig. 2.2). O mesmo sistema é recomendado para a classificação do *tool joint*.

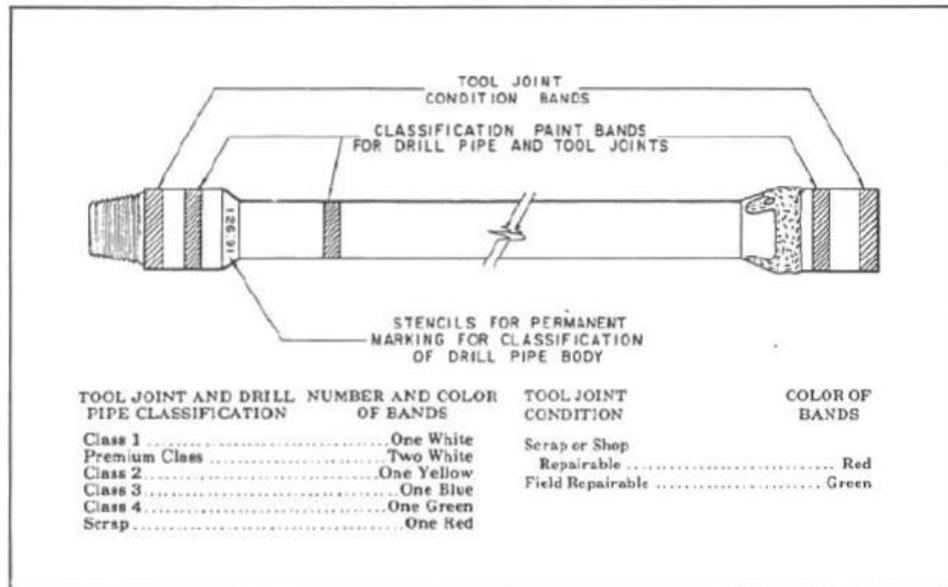


Figura 2.2 - Identificação por cor do *drill pipe* e *tool joint* (Adams, 1985)

Os *drill pipes* estão disponíveis em diferentes ranges de comprimentos, entretanto o mais usado é o 2:

- Range 1 – 18 a 22 pés
- Range 2 – 27 a 30 pés
- Range 3 – 38 a 40 pés

2.2 Tool Joint

Tool joints são conectores tipo parafuso que unem juntas individuais de *drill pipe*. Pode-se aplicar um material para proteger a parede do *tool joint*, o qual é denominado de *hardbanding*. Vários tipos pode ser utilizados a depender da necessidade de reduzir o fator de desgaste (Fig. 2.3):

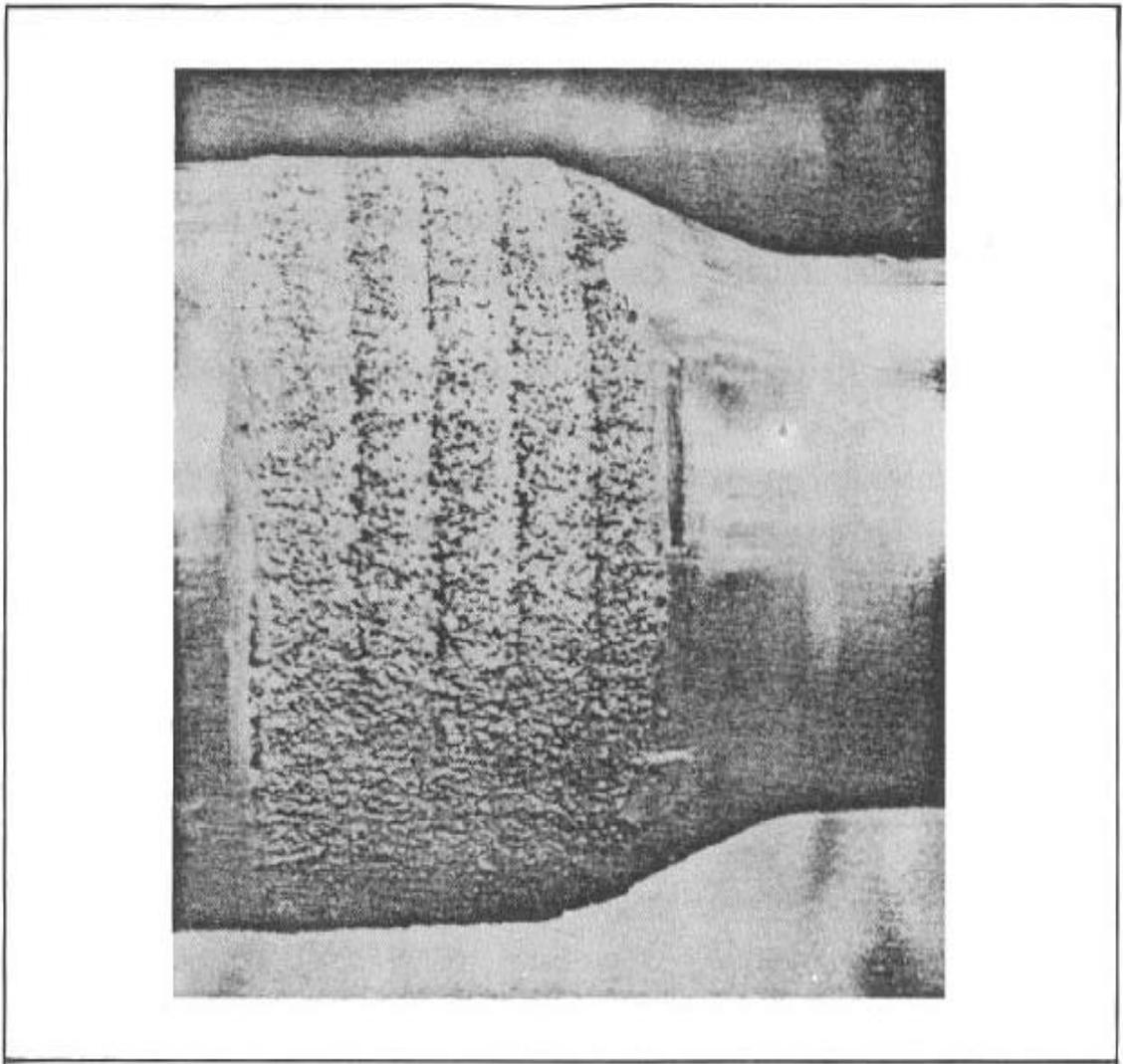


Figura 2.3 - Exemplificação de proteção tipo “*hardbanding*” nos *tool joints* (Adams, 1985)

Existe um reforço forjado nas extremidades dos tubos. Abaixo são descritos os diferentes tipos de reforços nas extremidades:

- IEU (*internal-external-upset*): *tool joint* tem diâmetro externo (OD) maior que o do *drill pipe*, já o diâmetro interno (ID) é menor que o do *drill pipe*. Geralmente, os IEU são os conectores mais fortes disponíveis no mercado.
- IF (*internal flush*): O conector tem aproximadamente o mesmo ID do *drill pipe*.
- IU (*internal upset*): O *tool joint* tem o ID menor que o do *drill pipe*, e o OD é aproximadamente igual ao do tubo.

Os *tool joints* podem ser reforçados com uma camada resistente, a qual tornou-se uma prática comum nas empresas de perfuração, com intuito de minimizar o

desgaste do componente, enquanto opera em ambientes com rochas abrasivas. Esta camada é composta por um material com dureza específica para proteger o *tool joint* ao mesmo tempo em que protege o a parede do revestimento.

2.3 Tubos pesados (Heavy Weight)

O uso de tubos pesados na composição da coluna se tornou uma prática amplamente usada. Este tipo de tubo está disponível em diâmetros externos convencionais, contudo a espessura da parede desse tipo de tubo é mais robusta e fornece ao componente duas ou três vezes mais peso. A Tabela 2.3 mostra os pesos e diâmetros de tubos pesados comuns.

OD, in.	ID, in.	Weight, lb/ft
3½	2⅛	26
4	2 ⁹ / ₁₆	28
4½	2¾	42
5	3	50

Tabela 2.3 - Tabela de tubos pesados (Adams, 1985)

Os tubos pesados fornecem grandes benefícios para o usuário:

- 1) Reduz a concentração de tensão, pois cria uma zona de transição entre os *drill pipes* e os *drill collars*.
- 2) Aumenta significativamente o desempenho e capacidade de sondas pela facilidade de manuseio ao substituírem os *drill collars*.
- 3) Reduzem os custos de perfurações direcionais pela substituição de grande parte da seção de *drill collars*, pois permite a redução do torque e do arraste.

Observou-se também que a maioria das falhas por fadiga nos tubos de perfuração (*drill pipe*) é resultado do acúmulo de dano por fadiga, que ocorre nas juntas localizadas na zona de transição. Os tubos pesados (*heavy weight*) minimizam esse efeito.

Um típico conector dos tubos pesados é mostrado na figura 2.4. A junta nesse tipo de tubo é maior que o de costume. Muitos tubos pesados (*heavy weights*) tem um reforço na metade do comprimento, que tem a função de centralizador. Isso previne o desgaste excessivo do tubo quando é submetido a regimes de compressões, pois o tubo terá menos contato com a parede do que os *drill collars*. Portanto, reduz as chances de prisão da coluna por diferencial de pressão.

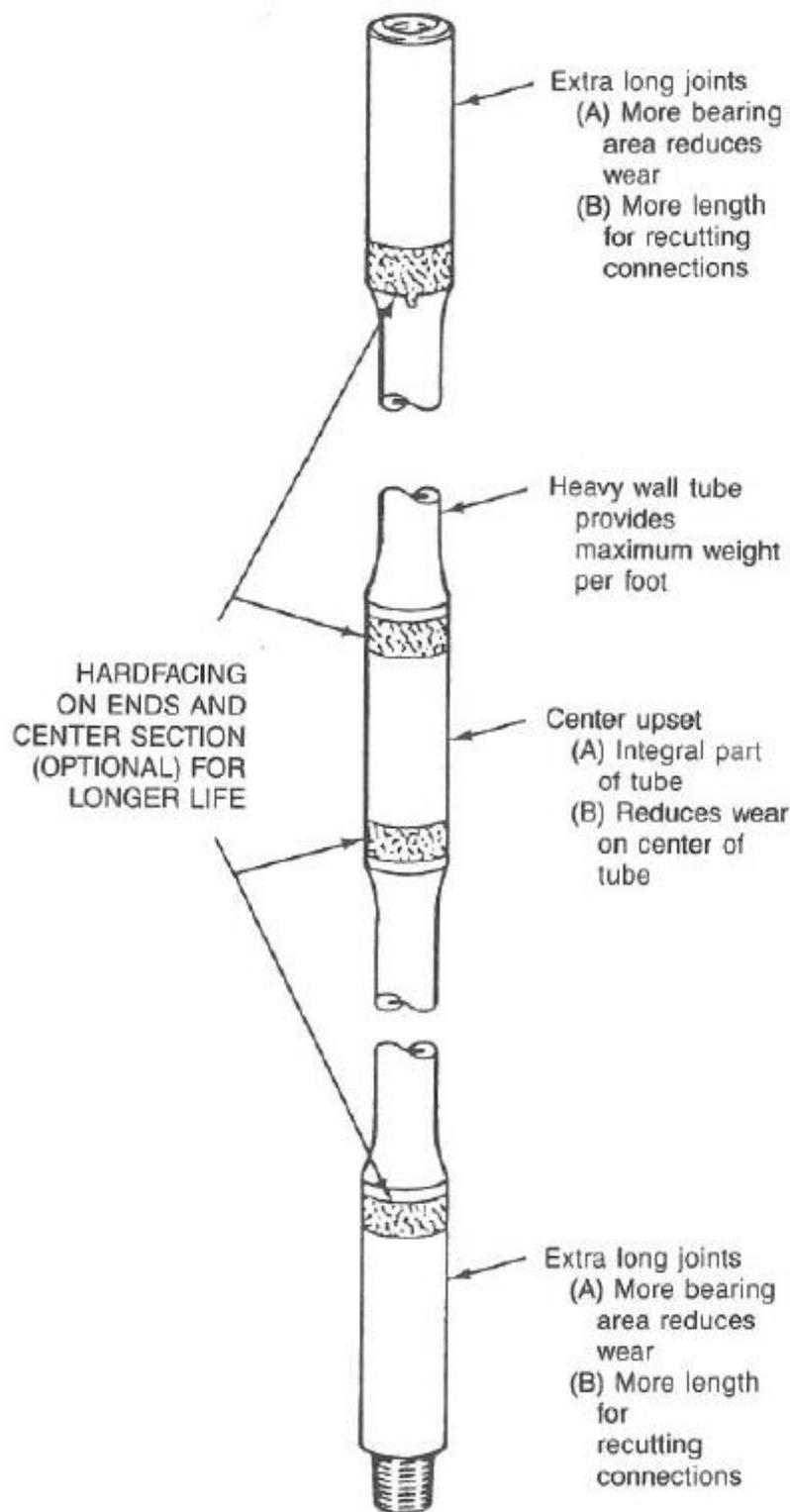


Figura 2.4 - Heavy weight típico com seus componentes (Adams, 1985)

2.4 Drill Collar

Os comandos ou colares de perfuração (*drill collars*) são os componentes predominantes em um BHA, e muitas das funções desses tubos são:

- Fornecer peso para broca.
- Promover maior resistência à flambagem em ambientes de compressão.
- Estabilizar a coluna de perfuração.
- Minimizar problemas na perfuração direcional.

Uma seleção adequada de *drill collars* e, conseqüentemente do BHA, pode prevenir muitos dos problemas enfrentados na perfuração.

Esse componente está disponível em muitos tamanhos e formas, como, redondo, quadrado, triangular, podendo ser espiralado. Mas os mais comuns são os redondos. A Tabela 2.4 mostra os *drill collars* segundo recomendação API de vários diâmetros.

1	2	3
Drill Collar Number	OD, in.	Bore + $\frac{1}{16}$, -0, In.
NC23-31 (tentative)	3 $\frac{1}{8}$	1 $\frac{1}{4}$
NC26-35 (2 $\frac{3}{8}$ IF)	3 $\frac{1}{2}$	1 $\frac{1}{2}$
NC31-41 (2 $\frac{7}{8}$ IF)	4 $\frac{1}{8}$	2
NC35-47	4 $\frac{3}{4}$	2
NC38-50 (3 $\frac{1}{2}$ IF)	5	2 $\frac{1}{4}$
NC44-60	6	2 $\frac{1}{4}$
NC44-60	6	2 $\frac{13}{16}$
NC44-62	6 $\frac{1}{4}$	2 $\frac{1}{4}$
NC46-62 (4IF)	6 $\frac{1}{4}$	2 $\frac{13}{16}$
NC46-65 (4IF)	6 $\frac{1}{2}$	2 $\frac{1}{4}$
NC46-65 (4IF)	6 $\frac{1}{2}$	2 $\frac{13}{16}$
NC46-67 (4IF)	6 $\frac{3}{4}$	2 $\frac{1}{4}$
NC50-70 (4 $\frac{1}{2}$ IF)	7	2 $\frac{1}{4}$
NC50-70 (4 $\frac{1}{2}$ IF)	7	2 $\frac{13}{16}$
NC50-72 (4 $\frac{1}{2}$ IF)	7 $\frac{1}{4}$	2 $\frac{13}{16}$
NC56-77	7 $\frac{3}{4}$	2 $\frac{13}{16}$
NC56-80	8	2 $\frac{13}{16}$
6 $\frac{7}{8}$ REG	8 $\frac{1}{4}$	2 $\frac{13}{16}$
NC61-90	9	2 $\frac{13}{16}$
7 $\frac{7}{8}$ REG	9 $\frac{1}{2}$	3
NC70-97	9 $\frac{3}{4}$	3
NC70-100	10	3
NC77-110 (tentative)	11	3

Tabela 2.4 - Tabela de *drill collars* (Adams, 1985)

Recentemente têm sido usados *drill collars* de grandes diâmetros no BHA. Não é incomum usar um *drill collar* com diâmetros de 8 a 10", em substituição aos de diâmetros de 6 ¾" a 7 ½". Esse tipo de *drill collar* oferece diversas vantagens:

- Diminui o número necessário de *drill collars* requerido para fornecer o peso adequado na broca.
- Diminui o número de conexões necessárias no BHA.
- O dano por fadiga nos conectores é menor com *drill collars* que tem o diâmetro próximo ao do poço.
- Possibilita a perfuração mais estabilizada.

Esse componente na sua forma espiralada reduz a superfície de contato entre o tubo e o poço (fig. 2.5), reduzindo a possibilidade de prisão por diferencial de pressão.

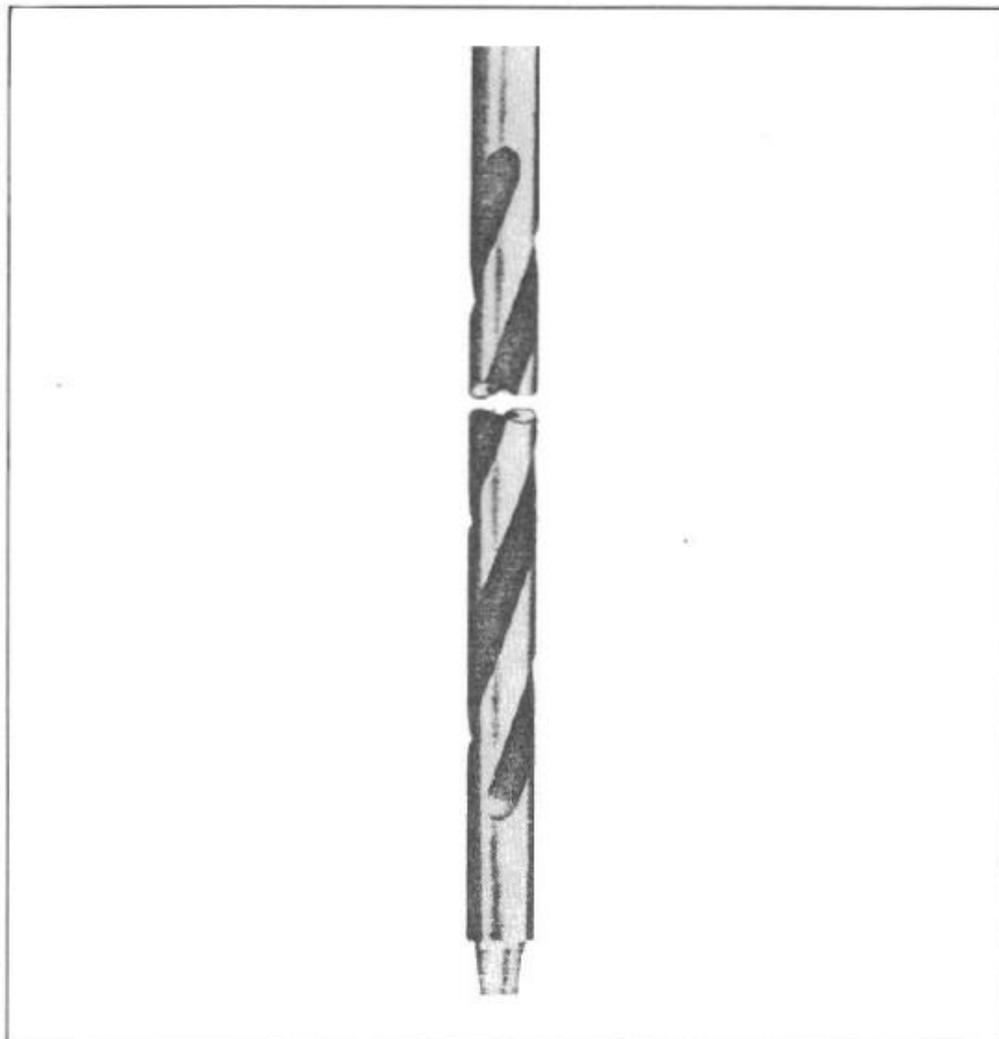


Figura 2.5 – Drill collar espiralado

2.5 Estabilizadores

Poços verticais ou direcionais requerem um posicionamento adequado de estabilizadores no BHA. O objetivo desse componente é de estabilizar o BHA e controlar a direção da broca.

O arranjo mais comum do BHA é em forma de pêndulo com uma seção rígida (fig. 2.6). O arranjo em forma de pêndulo usa o peso dos *drill collars* para agir como um estabilizador em pivotamento para direcionar a broca. O arranjo de estabilizadores pode ser em forma empacada, de maneira que pelos três estabilizadores são usados próximos um do outro aumentando a rigidez do BHA. Uma última forma de centralização é a alavanca, na qual um estabilizador é colocado próximo da broca e o próximo estabilizador afastado de pelo menos duas juntas.

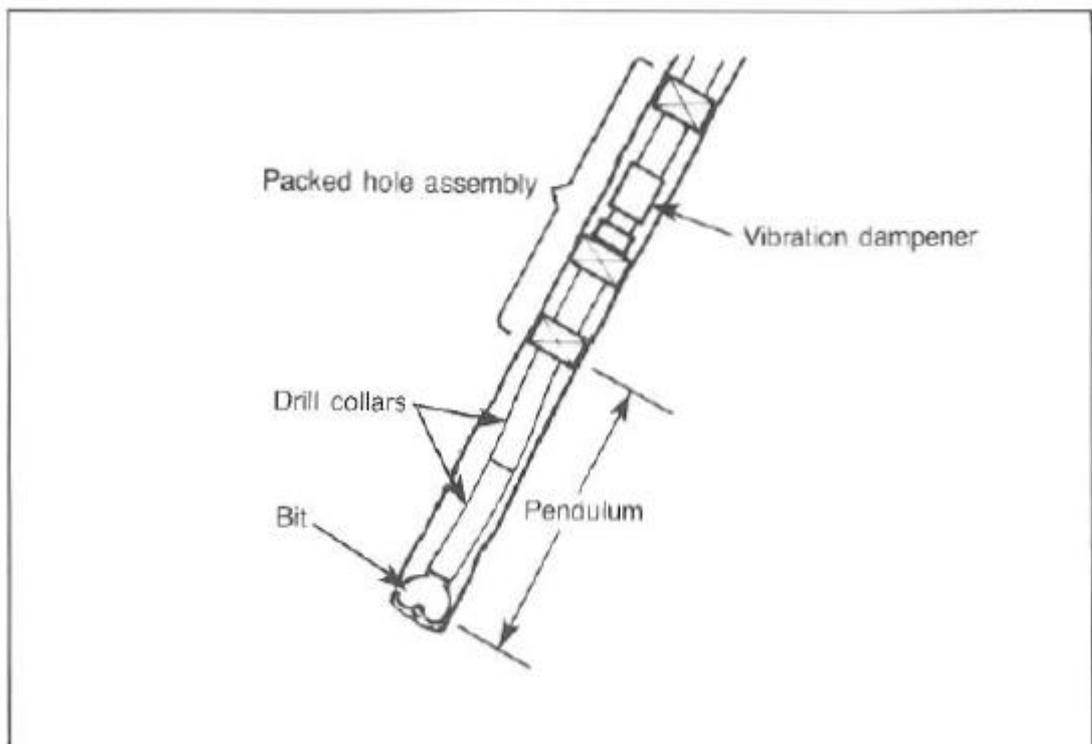


Figura 2.6–BHA com estabilização tipo pêndulo.

2.6 Subs ou substitutos

Os subs são pequenos tubos que desempenham várias funções. A seguir são descritos diversos tipos de subs com suas respectivas funcionalidades:

- O sub de içamento (Lift Sub) serve para promover um batente para o elevador poder içar os comandos (*drill collars*) que não possuem pescoço para este fim.
- Cross Over ou XO são pequenos tubos que permitem a conexão de tubos com diferentes tipos de roscas. O sub de cruzamento pode ser: Caixa-Pino com tipos de roscas diferentes em cada extremidade; Caixa com ou sem roscas diferentes em cada extremidade; Pino-Pino com ou sem roscas diferentes em cada extremidade.
- Sub de broca é apenas um sub de cruzamento caixa-caixa, que serve para conectar a broca, cuja união é pino, à coluna, cujos elementos são conectados com o pino para baixo.
- Sub de salvação é um pequeno tubo conectado ao *kelly* ou ao top drive, que tem a finalidade de proteger a rosca destes elementos dos constantes enroscamentos e desenroscamentos, inerentes à perfuração.

2.7 Escareadores

Também conhecidos como *Roler-Reamer* ou apenas *Reamer*, escareado (fig. 2.7) é uma ferramenta estabilizadora utilizada em formações abrasivas, onde graças à presença de roletes consegue mais facilmente manter o calibre do poço.

Basicamente são usados para 3 funções:

- *Reamer* de fundo com três roletes: utilizado entre os comandos e a broca, para diminuir a necessidade de repassamento.
- *Reamer* de coluna com três roletes: É utilizado entre os comandos com finalidade de manter o calibre do poço e ajudar na eliminação de *dog-legs* e chavetas.
- *Reamer* de fundo com seis roletes: É utilizado entre os comandos e a broca e graças ao seu maior número de apoios evita alterações abruptas na direção e inclinação.

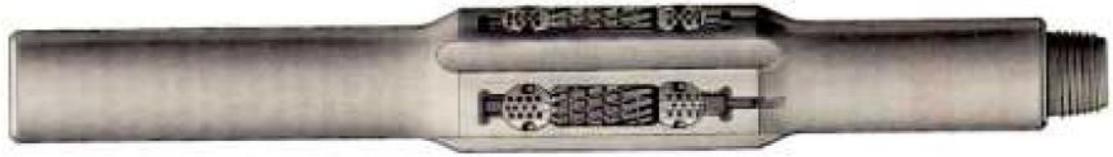


Figura 2.7 - Escareador (Plácido 2012)

2.8 Alargadores

São ferramentas que servem para aumentar o diâmetro de um trecho já perfurado do poço. Existem basicamente dois tipos: *Hole Opener* e *Underreamer*.

O *Hole Opener* é utilizado quando se deseja alargar o poço desde a superfície, tem braços fixos e é muito utilizado quando se perfura para a descida do condutor de 30", que neste caso se perfura com uma broca de 26" e com um *Hole Opener* de 36" posicionado acima da broca. (Fig. 2.8 (a))

O *Underreamer* é usado quando se deseja alargar um trecho do poço começando por um ponto abaixo da superfície. Por exemplo, podem ser usados com a finalidade de prover espaço para a descida de revestimento e para alargamento da formação, para se efetuar o empacotamento de areia (*gravel packer*). Seus braços móveis são normalmente abertos através da pressão de bombeio. (Fig. 2.8 (b))

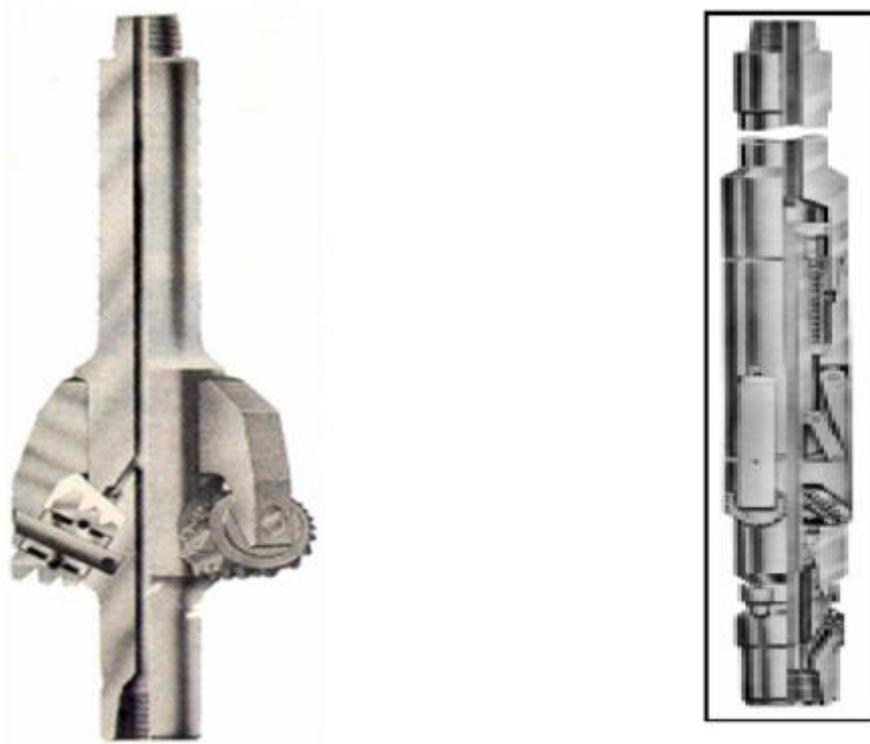


Figura 2.8 - Os dois tipos de alargadores, o da esquerda (a) *Hole Opener*, e o da direita (b) *Underreamer*.

2.9 Amortecedores de choque (*ShockSubs*)

São ferramentas que absorvem as vibrações axiais da coluna de perfuração induzidas pela broca. Devem ser usados para perfurar rochas duras ou zonas com várias mudanças de dureza. Seu uso é importante para aumentar a vida útil das brocas, principalmente de insertos e de PDC. Podem ser de mola helicoidal ou hidráulica.

Para ter melhor eficácia deve ser colocado o mais perto possível da broca. Entretanto, por não ser tão rígido quanto um *drill collar*, a colocação dele perto da broca pode induzir inclinações no poço. Assim devem ser seguidas as seguintes recomendações:

- Para poços sem tendência de desvio, o amortecedor de choque deve ser colocado acima do sub de broca.
- Para poços com pequena tendência de desvio, deve-se posicionar o amortecedor de choque acima do primeiro ou segundo estabilizador.

- Para poços com grande tendência de desvio, deve-se colocar o amortecedor de choque acima de todo conjunto estabilizado.
-

3 Fadiga

O termo fadiga pode ser definido como um processo pelo qual mudanças progressivas e localizadas de natureza irreversível ocorrem no material sujeito a tensões ou deformações cíclicas. Esses esforços podem resultar em trincas ou na falha completa do material.

Fadiga mecânica é a degradação das propriedades mecânicas levando à falha do material ou de um componente sob carregamento cíclico.

Os primeiros estudos em relação ao comportamento de materiais metálicos a esforços cíclicos foram feitos por Wöhler em 1860, trabalhando com eixos de trens que estavam sujeitos a flexão rotativa. Os diagramas de Wöhler (curvas S - N) representam os resultados obtidos nos ensaios de fadiga, baseando no registro da tensão aplicada (S) em função do número de ciclos (N) para a ruptura. A tendência observada da curva S x N é a vida útil de o material aumentar com a diminuição da tensão cíclica aplicada e abaixo de determinado valor não ser mais afetada. Essa tendência pode ser descrita pela equação abaixo:

$$N = C \times \sigma_r^n \quad (\text{eq. 3.1})$$

Onde: N é a vida útil do elemento (número de ciclos); C é uma constante que depende do material; σ_r é a tensão cíclica aplicada ao corpo de prova; n é o expoente também dependente do material.

Essa abordagem tradicional baseada nas curvas Wöhler para o teste de fadiga não informa os tempos para o surgimento e para a propagação da trinca. Isto dificulta a compreensão do comportamento de estruturas que apresentam trincas, bem como a influência de suas dimensões na vida útil em fadiga.

O mecanismo de formação de falha por fadiga em metais inicia com a formação de bandas de deslizamento. Essas são causadas pela movimentação de discordâncias no reticulado cristalino do metal, levando a formação de intrusões e extrusões, como mostrado na Figura 3.1. Como consequência forma-se locais para nucleação de trincas, por acumularem grande deformação plástica localizada. Essas trincas propagam em cada ciclo de tensão até a instabilidade.

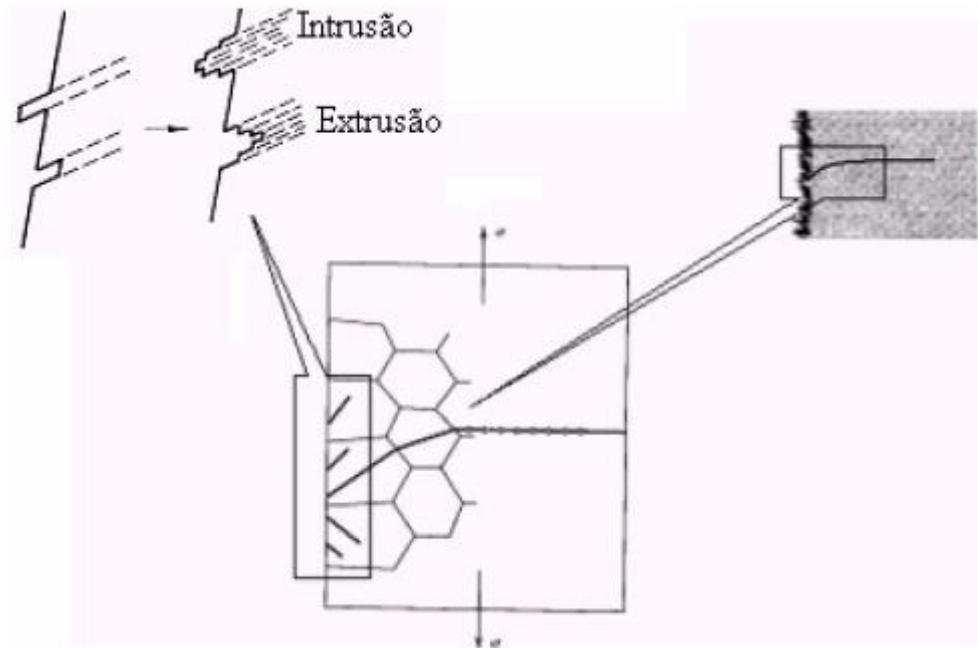


Figura 3.1 – Representação esquemática mostrando o modelo da iniciação e propagação da trinca por fadiga, adaptado de (Rocha, 2005).

Pequenas sobrecargas de tensão durante esses ciclos podem levar a liberação de discordâncias ancoradas, facilitando a movimentação, a nucleação ou a propagação de trincas.

Na ausência de defeitos internos, a trinca de fadiga inicia na superfície livre do metal, pois os grãos cristalinos encontram na superfície menor restrição à deformação plástica. A ação de carregamento induz a formação de linhas de escorregamento facilitando a nucleação de trinca.

Para o estudo da degradação por fadiga é necessário desenvolver ensaios que apresentem ciclos típicos para cada situação. Devem-se conhecer as tensões atuantes no componente que será analisado.

A Figura 3.2 apresenta um caso típico de tensões regulares (amplitude constante), onde verifica a tensão máxima, σ_{max} , e a tensão mínima, σ_{min} , aplicadas. Essa figura descreve um ciclo senoidal de tensão com carregamento cíclico definindo a variação de tensão, $\Delta\sigma$:

$$\Delta\sigma = \sigma_{max} - \sigma_{min} \quad (\text{eq. 3.2})$$

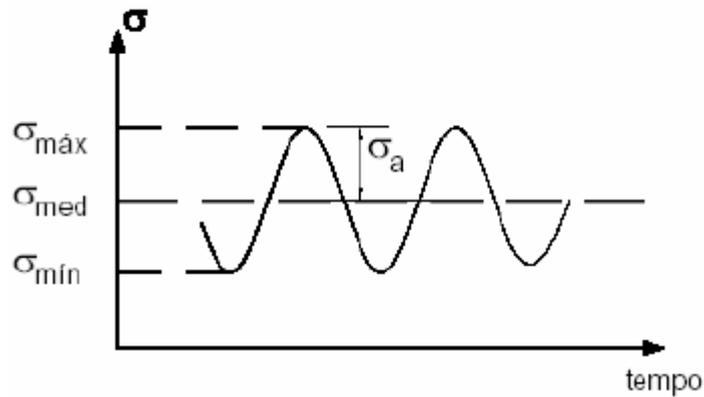


Figura 3.2 - Parâmetros utilizados nos ensaios fadiga

A amplitude da tensão alternada (σ_a) é a diferença entre a tensão máxima e mínima dividido por 2:

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} \quad (\text{eq. 3.3})$$

Ao comparar a variação da tensão ($\Delta\sigma$) com a tensão alternada (σ_a) tem-se:

$$\Delta\sigma = 2\sigma_a \quad (\text{eq. 3.4})$$

A tensão média (σ_m) é a média das tensões máxima e mínima e é dada por,

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} \quad (\text{eq. 3.5})$$

O parâmetro R_f indica o tipo de carregamento ao qual o elemento está sujeito. Se o ciclo varia de carga nula para carga de tração, a solitação é repetida e $R_f = 0$. Caso ocorra a completa inversão de tração para compressão, a tensão média é nula, $R_f = -1$ e o carregamento é totalmente reverso. Se houver somente carga de tração, a solitação é $R > 0$.

$$R_f = \frac{\sigma_{min}}{\sigma_{max}} \quad (\text{eq. 3.6})$$

Em amplitude variável, como na Figura 3.3, a análise de fadiga em metais submetidos a esses carregamentos se torna mais complexa. Nessa ocorrência, é necessário desenvolver uma metodologia para simplificar as solitações aplicadas, passando a representar várias combinações de carregamentos constantes.

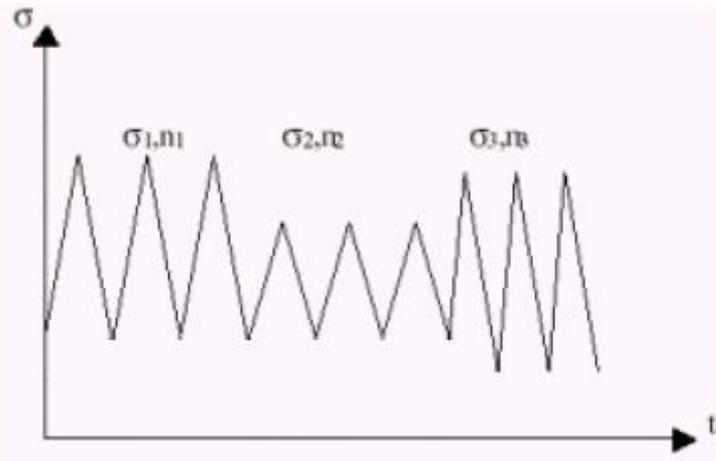


Figura 3.3 - Exemplo de um carregamento variável composto por vários carregamentos constantes (Furtado, 2002).

Os critérios de análise do comportamento de fadiga dos metais são baseados no controle da tensão ou no controle da deformação. O conceito da deformação-vida considera os efeitos da deformação plástica. Esses estudos são realizados pelos métodos de fadiga de alto ciclo e de baixo ciclo.

3.1 Fadiga controlada por tensão (fadiga de alto ciclo)

A fadiga controlada por tensão normalmente utiliza o método S-N para o estudo de fadiga por meio de diagrama S-N, plotado com a variação da tensão versus o número de ciclos. É denominado de alto ciclo, devido à grande quantidade de ciclos para a ocorrência da falha por fadiga. Os ensaios para determinação do diagrama S-N são feitos em corpos de prova ou em componentes da própria estrutura, conduzidos pela norma [ASTM E-466, 96], com carregamento totalmente reverso ($R_f = -1$).

Alguns materiais sob condições constantes de carregamento exibem, em seus diagramas S-N, a amplitude de tensão abaixo da qual o mesmo não está sujeito à falha por fadiga, independentemente do número de ciclos. Isso é denominado limite de fadiga ou limite de *endurance*, S_e , e varia entre 35 a 50% do limite de ruptura do material, σ_u . Alguns metais, como alumínio e suas ligas, não apresentam esse limite definido, sendo estimado para romper o metal de 10^6 a 10^7 ciclos.

Os metais sob esforços cíclicos podem sofrer amolecimento ou endurecimento. Na Figura 3.4, se observa que utilizando o mesmo nível de tensão, a deformação cíclica diminui, ocorrendo um endurecimento do metal. Em outra situação, se houver

um aumento nas deformações durante os ciclos, o metal sofrerá um amolecimento cíclico, Figura 3.5.

Ressalta que o endurecimento e o amolecimento cíclico de um material ocorrem no início do ciclo e existe a estabilização depois de determinado número de ciclos. Há estruturas que apresentam fadiga de alto ciclo com tensões variáveis em relação ao tempo e a outros esforços, Figura 3.6. Há também fadiga envolvendo a variação de temperaturas conhecidas como fadiga térmica, Figura 3.7.

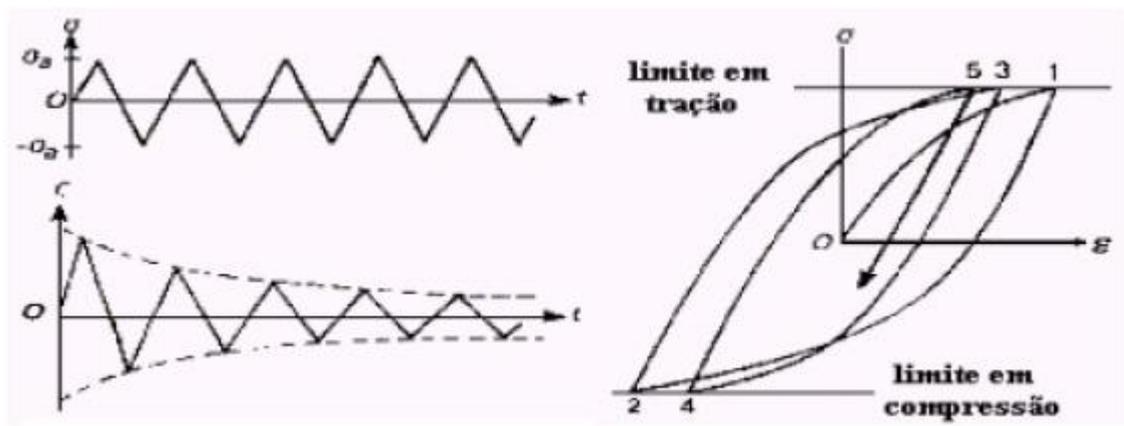


Figura 3.4 - Comportamento cíclico em um material sob controle de tensão. Endurecimento cíclico.

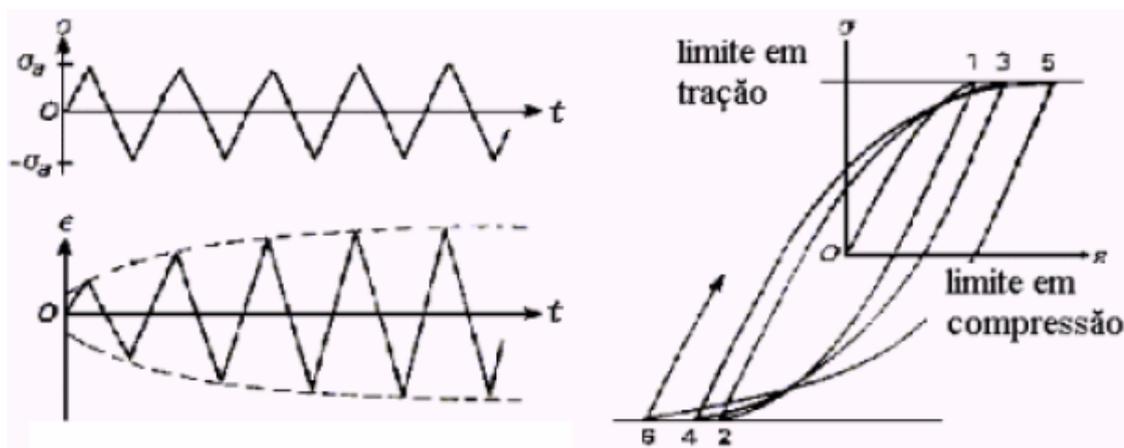


Figura 3.5 - Comportamento cíclico em um material sob controle de tensão. Amolecimento cíclico.

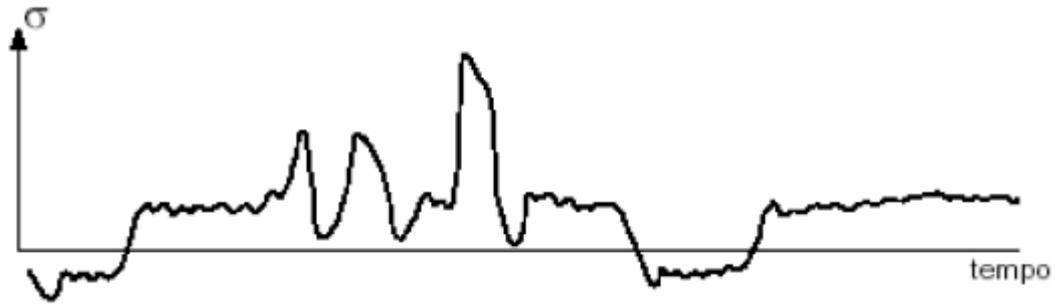


Figura 3.6 - Carregamento típico de fadiga de alto ciclo [Ávila, 2005]

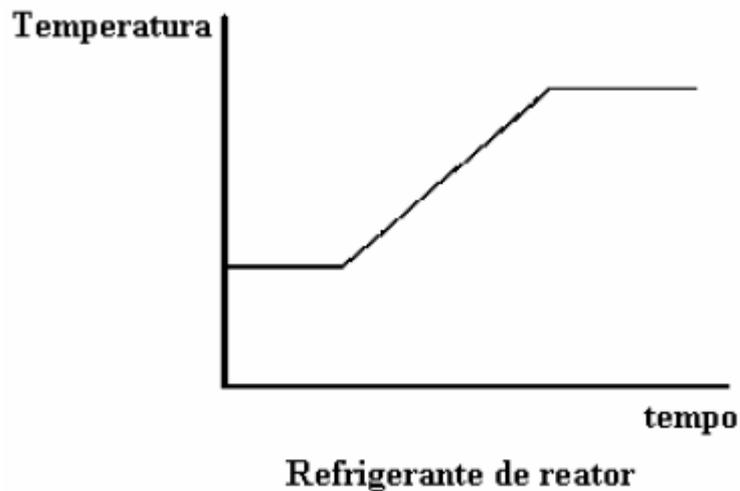


Figura 3.7 - Carregamento típico de fadiga térmica (Mansur, 2003)

3.1.1 Curva tensão – número de ciclos (S-N)

O trabalho desenvolvido por Wöhler, em meados do século XIX, mostrou que um metal ao sofrer tensões alternadas falha em níveis de tensões bem abaixo do esperado. O método da tensão nominal (curva S-N) foi o primeiro método desenvolvido para entender esse fenômeno e é ainda hoje largamente aplicado.

Nessa curva, o número N para a fratura (ou log de N) é colocado nos eixos das abscissas e, no eixo das ordenadas os dados da tensão, S, podendo ser expressos por meio de logaritmo.

Assim, há três modos de construir o diagrama da curva S-N variando as escalas dos eixos cartesianos: S-N, S-logN e logS-LogN. A escala logarítmica facilita a comparação de dados, pois fornece as curvas de diferentes materiais com a mesma forma, além de diminuir a escala de N.

Pelo gráfico, Figura 3.8, nota-se que quanto menor o S_{\max} (σ_{\max}) aplicado, maior é o número de ciclos, N , suportado para romper o material. Verifica-se que para os aços, a curva apresenta um patamar que corresponde justamente ao limite de resistência à fadiga (S_e) do material (curva A). Esse limite de fadiga representa o maior valor da amplitude da tensão alternada que não causará falha no material mesmo que seja infinito o número de ciclos.

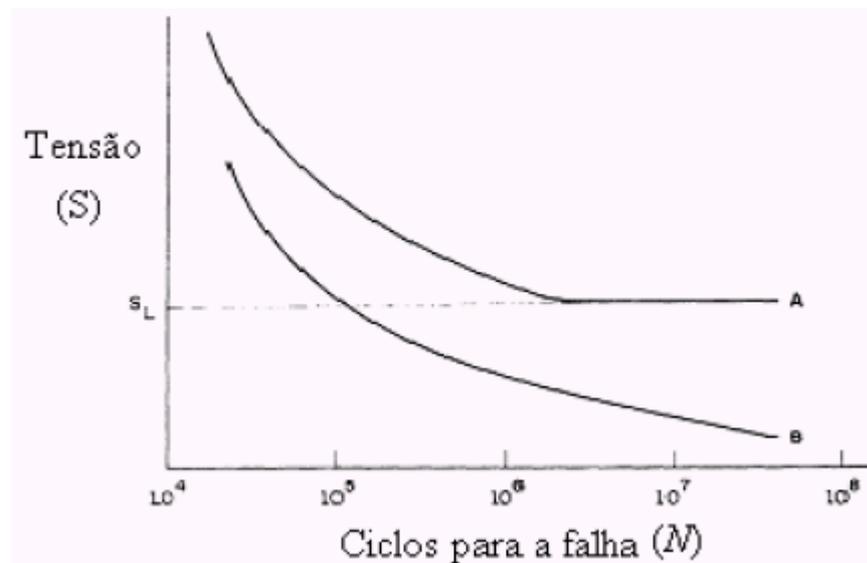


Figura 3.8 - Curvas S-N ou curvas de Wöhler.

As ligas não ferrosas, como exemplo, uma liga de alumínio, não apresentam um limite de resistência à fadiga (curva B). Assim, os casos das falhas por fadiga ocorrerão em determinado número de ciclos dependendo da tensão aplicada. Na Figura 3.9, são plotadas algumas curvas S-N de metais.

Ressalta-se que o limite de resistência à fadiga depende do tipo de ensaio. Geralmente as tensões aplicadas nos ensaios mais encontradas na prática são do tipo flexão-rotativa, torção ou tração-compressão.

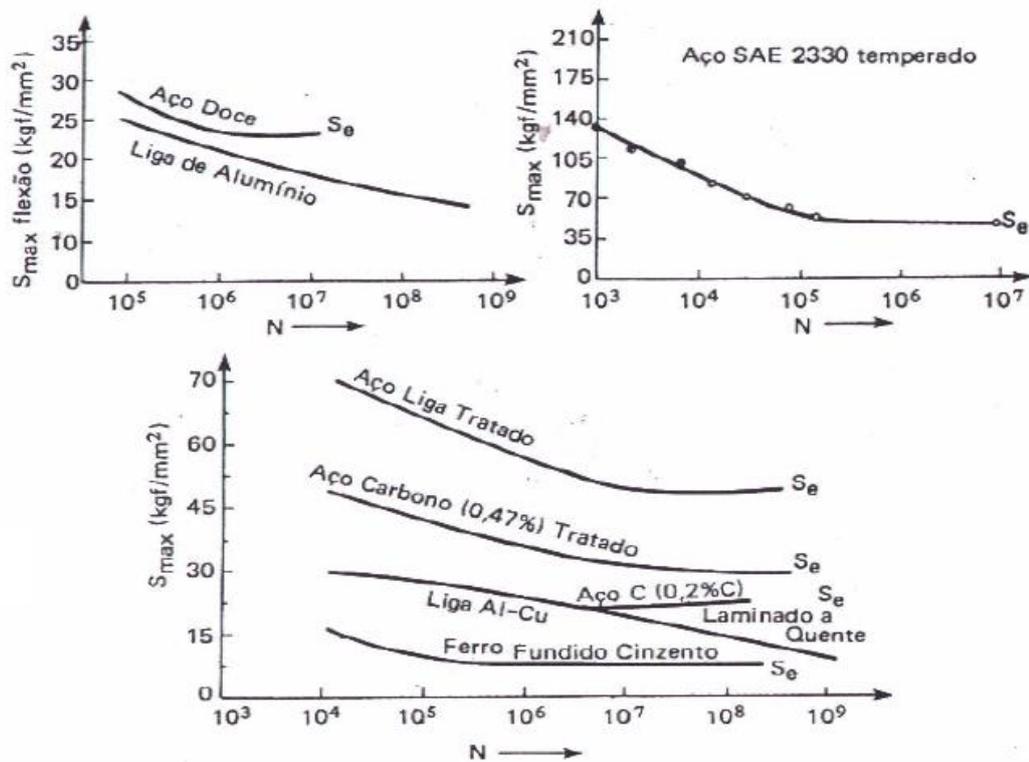


Figura 3.9 - Exemplos de algumas curvas S-N, (Dieter, 1986).

3.1.2 Fatores que modificam as curvas S-N

O ensaio de fadiga depende de algumas variáveis, tais como: as condições superficiais do corpo-de-prova, o seu tamanho, a carga solicitada, a temperatura, e a concentração de tensão influenciam no limite de resistência à fadiga Se' . Essas variáveis devem ser consideradas, pois são usadas para modificar e adaptar as condições reais da peça em estudo. Assim, se multiplicar o Se' pelos fatores dessas variáveis obtém-se o limite de resistência à fadiga, Se .

$$Se = Ka \times Kb \times Kc \times Kd \times Ke \times Se' \quad (\text{eq. 3.7})$$

Cada fator K tem uma função de modificação definida por um valor numérico. Portanto, na Equação 3.7, são:

- Fator da superfície, Ka , praticamente todas as falhas por fadiga iniciam na superfície do componente, sendo as condições superficiais determinantes na vida em fadiga de um componente. Esse fator leva em consideração o acabamento da superfície, que no caso do corpo-de-prova é bem acabado.
- Fator de tamanho, Kb , associado ao diâmetro do corpo-de-prova. Se a peça tiver outra geometria, deve-se utilizar o conceito do diâmetro efetivo, obtido pelo

volume do material, submetido a 95% da carga máxima para o mesmo volume do corpo-de-prova.

- Fator de carga, K_c , expressa a confiança esperada no limite de resistência à fadiga da peça. Para uma confiabilidade de 50%, o fator de confiabilidade é igual a 1.
- Fator de temperatura, K_d , quando uma peça for projetada para trabalhar com temperatura superior, é necessário uma correção na resistência à fadiga do material. Em geral, ocorre uma pequena queda da resistência à fadiga para temperaturas até 200 a 250 °C. Acima desse valor, a queda é mais acentuada. Ao realizar ensaio em temperaturas inferiores do ambiente, observa um aumento da resistência do material à fadiga.
- Fator de concentração de tensão, k_e , quando uma peça possui em sua geometria desvios que podem gerar concentradores de tensão, como: ângulos retos, cantos vivos, tratamentos térmicos e entalhes.

Além dos métodos discutidos, operações como: cementação, nitretação e têmpera superficial contribuem para uma melhoria superficial do material, pois geram tensões residuais de compressão na superfície da peça contribuindo para o aumento da resistência à fadiga.

Yakoveleva (2004) trabalhou com três tipos de ligas (níquel, alumínio, e titânio) e constatou que não apenas o fator de concentração era importante, mas também a geometria da peça. Ambos podem inferir nos resultados dos testes de fadiga para diferentes frequências, significando uma diferença de cerca de 10% nos resultados experimentais.

3.1.3 Tensões residuais

São aquelas que permanecem nas peças quando todas as solicitações externas são removidas. Elas modificam a curva S-N. Essas tensões aparecem frequentemente em peças submetidas a diferentes processamentos mecânicos (fundição, soldagem, laminação, forjamento, usinagem, têmpera, etc.) e/ou térmicos. Uma das principais causas do aparecimento das tensões residuais é a ocorrência de deformações plásticas não uniformes na peça.

A tensão residual compressiva em relação à resistência por fadiga é muito similar ao comportamento das tensões estáticas presentes na superfície do material. A tensão estática compressiva na superfície é benéfica, pois aumenta a resistência à fadiga e retarda o surgimento de trincas.

Um exemplo típico é o aparecimento de tensões residuais próximo da superfície de uma peça submetida a processos de esmerilhamento ou jateamento com granalhas, que causam o escoamento plástico do material próximo da superfície.

Aguiar et al (1997) desenvolveram um trabalho para medir imperfeições geométricas, bem como as deformações residuais longitudinais e radiais em dutos. Neste caso, dutos foram enrolados em um carretel para armazenagem e posteriormente desenrolados para o seu lançamento na água. Após o processo de desenrolamento e retificação, observou-se que o processo de lançamento provocou um alívio de tensão residual. Contudo, ocorreu uma perda de resistência, devido ao aumento das ovalizações observadas após a retificação.

Além das melhorias obtidas na resistência à fadiga por indução de tensões compressivas na superfície dos metais, o aumento da dureza superficial também contribui para o efeito.

3.1.4 Limitações da curva S-N

Apesar de sua grande utilização em engenharia, as curvas S-N apresentam algumas limitações. Esse método não é capaz de separar as etapas de iniciação e de propagação da trinca, trazendo dificuldades na avaliação do comportamento de elementos mecânicos com entalhes acentuados e de estruturas com trincas.

A metodologia capaz de acompanhar o estágio da propagação da trinca é a da Mecânica da Fratura, por meio do monitoramento em ensaios realizados em corpos-de-prova pré-trincados.

3.2 Fadiga controlada por deformação – fadiga de baixo ciclo

O método da fadiga controlada por deformação é o mais indicado quando as tensões são suficientemente altas para causar deformações plásticas no material que ocorre na fadiga de baixo ciclo.

Nesse caso, os gráficos são plotados em função da deformação específica e do número de ciclos. Os resultados são obtidos por testes realizados de acordo com a norma [ASTM E-606, 1998].

3.2.1 Ciclo tensão-deformação dos materiais

No carregamento cíclico, em regime elástico, a tensão e a deformação estão relacionadas linearmente, Figura 3.10.

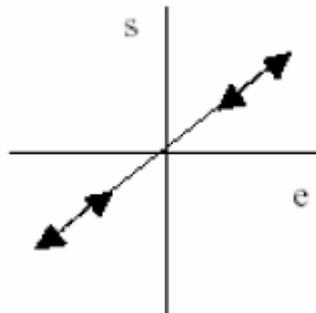


Figura 3.10 - Laço de histerese para carregamento cíclico em um material elástico.

Ao tratar as cargas cíclicas em regime plástico as respostas são mais complexas, pois produz deformações plásticas, Figura 3.11. Nesse aspecto, a relação entre a tensão e a deformação deixa de ser linear, produzindo um laço de histerese para o carregamento.

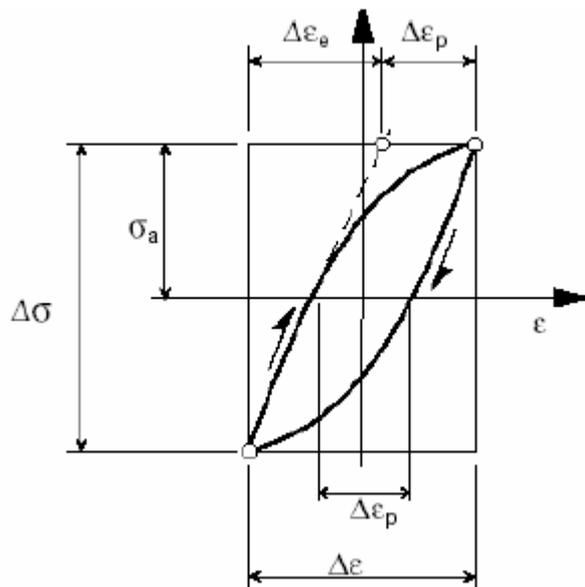


Figura 3.11 - Laço de histerese para carregamento cíclico em regime plástico.

Uma característica importante de um laço de histerese é que durante o carregamento não mostra a tensão variando. Nessa aplicação é possível medir, a cada ciclo, a sua deformação plástica.

3.2.2 Curva $\epsilon_f \times N$

A curva $\epsilon_f \times N$ é construída por meio de ensaios com amplitude de deformação controlada, conforme apresentado na Figura 3.12.

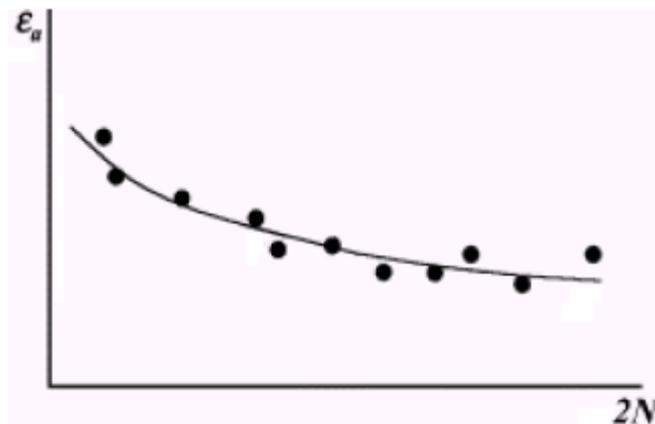


Figura 3.12- Curva $\epsilon_f \times N$

Na figura 3.14, N significa o número de reversos para ocorrer à falha, onde um ciclo é igual a dois reversos ($2N$).

3.3 Acúmulo de danos

Seja um material submetido a tensões cíclicas, mesmo que estas tensões estejam abaixo do seu limite de ruptura, pode haver um acúmulo de dano por fadiga afetando a integridade física do componente, devido à ciclagem contínua com tensões cíclicas acima do limite de fadiga. O acúmulo de danos conduz à formação de trincas que podem se propagar levando o material à fratura.

O trabalho pioneiro que introduziu o conceito de dano foi elaborado por Kachanov em 1958 [Proença, 2000]. Ele procurou justificar a ruptura precocemente observada em metais, em regime de deformação lenta, como consequência da existência de defeitos no material. Para consideração do dano, se definiu uma variável

escalar do material livre de defeitos, $D=0$, enquanto, $D=1$ corresponde a um estado de completa perda de integridade da estrutura interna do material.

3.3.1 Fenômenos caracterizados pelo dano

Nos últimos anos, os modelos de dano têm sido amplamente aceitos como alternativa para a simulação de comportamentos constitutivos dos materiais, que apresentam perda de rigidez com a evolução da fissuração interna. Fisicamente, a degradação das propriedades mecânicas do material é resultado do surgimento e crescimento de micro defeitos, entre eles, micro poros, micro fissuras, e cavidades. Esses fatores associados com tensões cíclicas aplicadas são favoráveis ao aumento do dano por fadiga.

A mecânica do dano fundamenta-se num modelo constitutivo para materiais com defeitos em sua microestrutura. A particularidade do formalismo está no conjunto de hipóteses admitidas: os processos irreversíveis possuem um número finito de variáveis internas, o estado em que encontra o meio e a resposta que possa apresentar quando solicitada dependem exclusivamente dos valores atuais das variáveis internas.

Segundo Proença (2000) não se pode considerar que o dano seja mensurável diretamente, pois procedimentos voltados para tal fim não são viáveis. Porém, é possível quantificá-lo de forma indireta, ao medir a redução progressiva de uma propriedade mecânica global, como por exemplo, o módulo de elasticidade.

3.3.2 Variáveis associadas ao dano

O modelo de dano supõe que o comportamento mecânico dos micro poros e das micro fissuras independem da orientação e dependem de uma variável escalar chamada variável de dano (ou de degradação), d . Assim, a variável de dano é dada por:

$$d = \frac{A_D}{A} \quad (\text{eq. 3.8})$$

Onde, A_D é área com defeitos (fissuras) e A é a área total (nominal) da seção transversal, como apresentada na Figura 3.13.

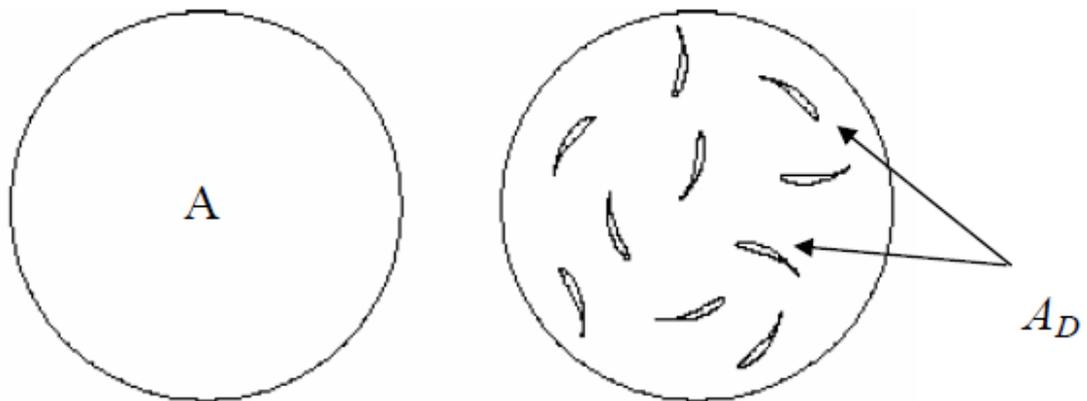


Figura 3.13 - Seção transversal nominal e degradada

3.3.3 Leis elementares dos danos por fadiga

Enquanto Kachanov (1958) assumiu D como uma variável de natureza escalar, estudos posteriores levaram à proposição de quantidades tensoriais para descrever o dano. Mais recentemente Lemaitre & Chaboche formalizou a chamada Mecânica do Dano em Meios Contínuos (“Continuum Damage Mechanics”) com base numa metodologia fundamentada em um processo irreversível.

Sibaja (2003) apresentou um trabalho para estimar o crescimento de dano por fadiga. Utilizou as cargas cíclicas, em plataformas marítimas esbeltas, no modelo da mecânica do dano contínuo. Ressalta que para a formulação do modelo de dano por fadiga, o número de ciclos fez parte da análise numérica. Os resultados indicaram que pode ocorrer um colapso por fadiga da plataforma dependendo do dano provocado.

Em um ensaio de fadiga, a evolução linear do dano é expressa pela Equação 3.9.

$$D = \frac{n_i}{N_f} \quad (\text{eq. 3.9})$$

Onde, n_i é o número de ciclos a que um material está submetido à tensão σ_i e N_f é o número de ciclos que leva o material à fratura na mesma tensão. A figura 3.14 mostra a evolução linear do dano e o acúmulo linear.

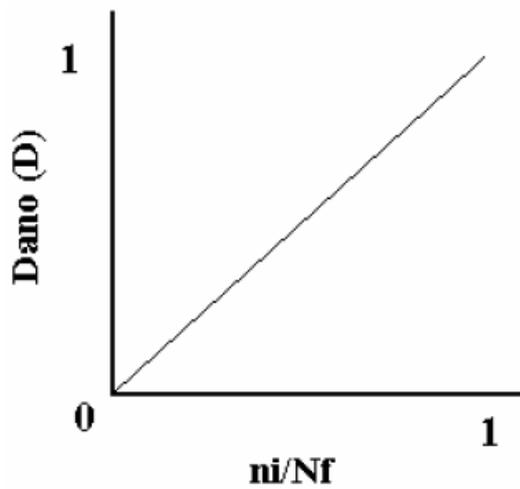


Figura 3.14 - Evolução e acúmulo linear de dano.

A regra de acúmulo linear se aplica ainda para a evolução não linear do dano. Se o ensaio é realizado a dois níveis de tensão, a Figura 3.15 representa a evolução não linear do dano. O aumento do dano é introduzido pelo número de ciclos. A Equação 3.10, representa a forma e o gráfico do modelo.

$$\delta D = \frac{n_i}{N_f} \quad (\text{eq. 3.10})$$

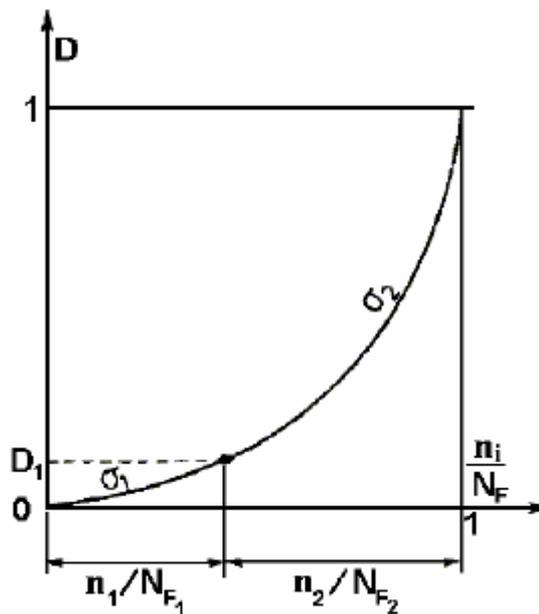


Figura 3.15 - Evolução não linear do dano, mas com acúmulo linear.

Pelo gráfico, D_1 representa o estado de dano no fim da aplicação de σ_1 . A evolução do dano prossegue em um segundo nível de tensão a partir do mesmo estado. A Equação 3.11 representa a soma das frações do dano.

$$\frac{n_1}{N_{f1}} + \frac{n_2}{N_{f2}} < 1$$

3.3.4 Teorias de acúmulo de danos

Um processo acumulativo de dano pode produzir falha no material devido a carregamentos cíclicos gerando fadiga. Desde a década de 40, os trabalhos e teorias propostas estão se somando para um conhecimento melhor do problema. Nesse aspecto, são apresentadas algumas teorias referentes ao acúmulo de dano.

3.3.4.1 Teorias de acúmulo de danos de Palmgren-Miner

A teoria de Palmgren-Miner foi uma das primeiras a tratar o acúmulo de danos. É uma teoria linear que, por sua simplicidade e aplicabilidade, é utilizada para o estudo do dano.

Os processos propostos por Palmgren-Miner admitem que o dano referente a cada solicitação possa ser quantificado em termos de quociente entre o número de ciclos (n) aplicados e o número de ciclos (N) necessários para causar a falha. Em seguida, admite-se que a falha por fadiga ocorra quando a soma dos quocientes dos danos relativos, a cada solicitação, seja igual à unidade, 1, conforme a Equação 3.12.

$$\sum D_i = \frac{n_i}{N_i} \geq 1 \quad (\text{eq. 3.12})$$

Onde, n_i é o número de ciclos aplicados ao componente sob uma tensão σ_i e N_i é o número de ciclos obtidos da curva S-N sob a tensão σ_i .

A Figura 3.16, ilustra esta situação sobre a curva S-N de um dado material. Nesse exemplo, supõe que já existiram as duas primeiras solicitações sem ocorrer ruptura. Ao aplicar a terceira solicitação, a ruptura ocorreria quando o número de ciclos satisfizesse a seguinte igualdade:

$$\frac{n_1}{N_1} + \frac{n_2}{N_2} + \frac{n_3}{N_3} = 1 \quad (\text{eq. 3.13})$$

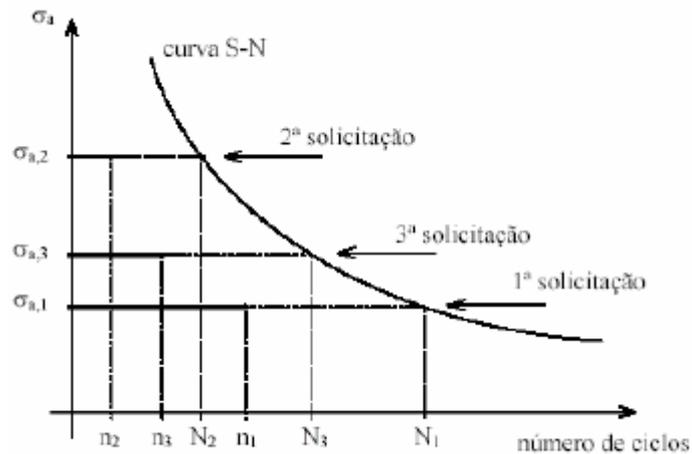


Figura 3.16 - Teoria do Palmgren-Miner (Domingues, 2003).

Segundo Mansur (2003) as principais deficiências desta teoria são as independências do nível de tensão, da sequência do carregamento e a desconsideração da interação dos danos.

3.3.4.2 Teorias de acúmulo de danos de Corten-dolan

Corten e Dolan desenvolveram uma teoria um pouco mais complexa em relação à teoria do dano proposta por Palmgren-Miner e incorpora seis hipóteses baseadas na nucleação da fadiga, no dano e na sua propagação:

- O período de nucleação (possivelmente um pequeno número de ciclos) é necessário para iniciar os danos em fadiga;
- O número de núcleos de danos cresce com o aumento da tensão;
- Os danos, para uma dada amplitude de tensão, aumentam com o crescimento do número de ciclos;
- A taxa de danos por ciclos cresce com a tensão crescente;
- O dano total que leva o componente à falha é uma constante para todos os históricos que podem ser aplicados;
- O dano continua a ser propagado em níveis de tensão menores que o mínimo de tensão necessário para iniciar os mesmos.

A expressão para o dano acumulado é dada pela Equação 3.14.

$$D = \left(\frac{n_1}{N_1}\right) + \left(\frac{n_2}{N_1}\right) \times \left(\frac{\sigma_{2a}}{\sigma_{1a}}\right)^d + \left(\frac{n_3}{N_1}\right) \times \left(\frac{\sigma_{3a}}{\sigma_{1a}}\right)^d + \dots + \left(\frac{n_i}{N_1}\right) \times \left(\frac{\sigma_{ia}}{\sigma_{1a}}\right)^d \quad (\text{eq. 3.14})$$

Onde, n_1 é o número de ciclos aplicados ao componente sob uma tensão σ_1 , N_1 é o número de ciclos obtidos da curva S-N para a maior amplitude de tensão, e assim sucessivamente. Tendo $\sigma_{1a} > \sigma_{2a} > \dots > \sigma_{na}$, sendo d uma constante do material, igual a 6,67 para o aço. A falha do componente ocorre quando $D=1$.

Essa teoria é baseada na modificação da curva S-N, que é simplesmente uma rotação no sentido horário da curva S-N original em torno de um ponto correspondente ao mais alto nível do histórico do carregamento, conforme apresentado na Figura 3.19. A Figura 3.17 mostra um gráfico Log-Log do número de ciclos (N) por tensão (sigma), σ_{\max} é a tensão máxima.

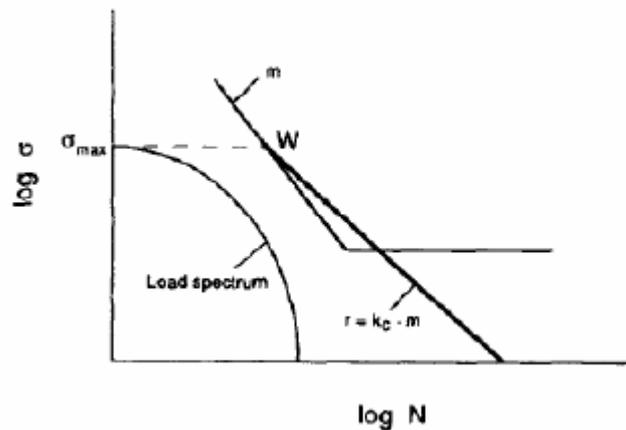


Figura 3.17 - Curva S-N modificada por Corten-Dolan (Yang, 1996).

3.3.4.3 Teorias de acúmulo de danos de Marin

A teoria de Marin (1962) propõe uma relação entre os danos em função do número de ciclos e a mudança na curva S-N causada pelo acúmulo de danos. Pode-se observar que a teoria tem expoentes iguais a q semelhantemente à teoria de Corten-Dolan. A teoria é baseada numa família de curvas de danos constantes, onde a curva S-N para o material livre de danos é a curva de danos constantes igual a 1 para a falha. A expressão do dano acumulado é dada pela Equação 3.15.

$$D = \left(\frac{n_1}{N_1}\right) + \left(\frac{n_2}{N_2}\right) \times \left(\frac{\sigma_{a2}}{\sigma_{a1}}\right)^q + \left(\frac{n_3}{N_3}\right) \times \left(\frac{\sigma_{a3}}{\sigma_{a1}}\right)^q + \dots + \left(\frac{n_i}{N_i}\right) \times \left(\frac{\sigma_{ai}}{\sigma_{a1}}\right)^q \quad (\text{eq. 3.15})$$

Onde, $q=y-x$, $y=d$ (da teoria de Corten-Dolan), os números de ciclos são retirados da curva S-N e o valor de x é dado pela equação 3.16. O x é a inclinação da reta do gráfico log-log de números de ciclos por tensão.

$$x = \frac{(\log N_1 - \log N_2)}{(\log \sigma_{a2} - \log \sigma_{a1})} \quad (\text{eq. 3.16})$$

3.3.5 Teoria das médias das tensões atuantes - Masrur

Mansur (2003) propôs uma nova metodologia, que considera a história das tensões passadas. Em seu trabalho descreve que o dano total é obtido pela soma de danos parciais D_i . Cada parcela do dano D_i é obtida pela relação entre o número de ciclos n_i sob uma tensão alternada aplicada σ_1 e a vida esperada N_1 . A partir da segunda parcela, o número de ciclos é multiplicado pela média aritmética das tensões aplicadas. A sua descrição está apresentada na Equação 3.17.

$$D = \sum_{i=1}^n D_i = D_1 + D_2 + D_3 + \dots \quad (\text{eq. 3.17})$$

$$D = \frac{n_1 \times \sigma_1}{N_1 \times \sigma_1} + \frac{n_2 \times \left(\frac{\sigma_1 + \sigma_2}{2}\right)}{N_2 \times \sigma_2} + \frac{n_3 \times \left(\frac{\sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3}{3}\right)}{N_3 \times \sigma_3} + \frac{n_4 \times \left(\frac{\sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3 + \sigma_4}{4}\right)}{N_4 \times \sigma_4} + \dots \quad (\text{eq. 3.18})$$

A proposta desta teoria é considerar a média aritmética das tensões atuantes na danificação dos materiais, provocada por fadiga. Nessa teoria, n_1 é o número de ciclos que o corpo-de-prova foi submetido à tensão alternada σ_1 , N_1 é o número de ciclos correspondente à vida do componente sob esta tensão, retirado das curvas S-N, e assim sucessivamente.

4 Análise de fadiga em tubos de perfuração

Para a análise de fadiga em colunas de perfuração deve-se acompanhar o desgaste da vida dos elementos da coluna quando submetidos a esforços cíclicos.

A tensão cíclica corrigida pela tensão média não deve ultrapassar o limite de resistência à fadiga. Caso isto aconteça, parte da vida útil do tubo é consumida, sendo função do valor da tensão, da velocidade da rotação e da taxa de penetração.

Usa-se as curvas S-N para o respectivo grau do material do tubo de perfuração para definir a resistência à fadiga do material pelo número de ciclos de repetições de rotação da coluna (dados obtidos de ensaios laboratoriais). A figura 4.1 apresenta as curvas S-N para os tubos de perfuração de grau E-75 e S-135.

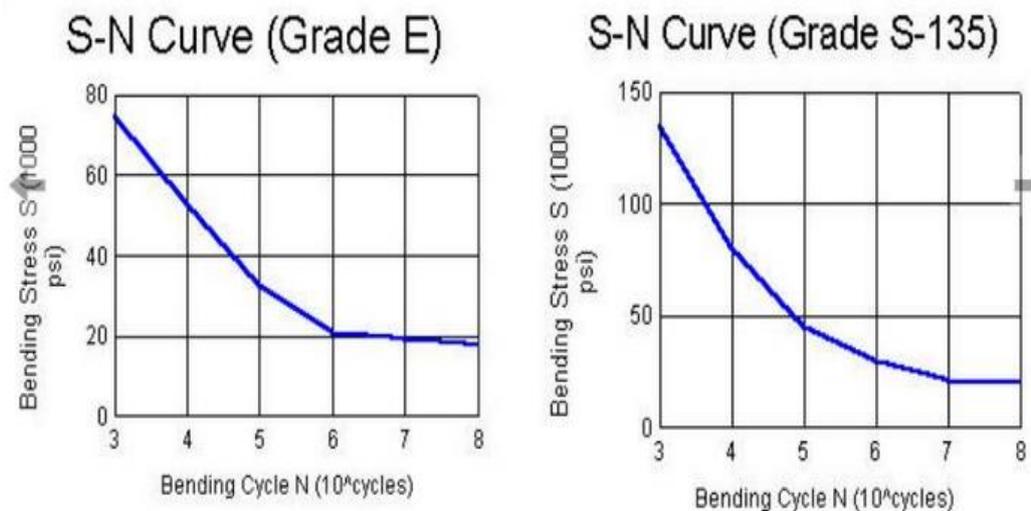


Figura 4.1 - Curva S-N do tubo grau E-75 e S-135

O cálculo de acúmulo de fadiga é feito pelo método de Miner:

$$FA = \frac{n_1}{N_1} + \frac{n_2}{N_2} + \frac{n_3}{N_3} + \dots \quad (\text{eq. 4.1})$$

Onde:

n = Número de ciclos a uma determinada tensão cíclica

N = Números de ciclos para falhar a uma determinada tensão cíclica

FA = Fadiga acumulada

O cálculo do número de revoluções durante a perfuração de um intervalo ΔD com uma determinada rotação da coluna (RPM) e uma taxa de penetração (ROP) constante é feita pela Equação 4.2:

$$n = \frac{RPM \cdot \Delta D}{ROP} \quad (\text{eq. 4.2})$$

A tensão axial é dada por:

$$\sigma_x = \frac{T}{A} \pm \frac{E \cdot c_0 \cdot OD}{2} \quad (\text{eq. 4.3})$$

A componente cíclica da tensão axial é dada por:

$$\sigma_{x,c} = \frac{E \cdot c_0 \cdot OD}{2} \quad (\text{eq. 4.4})$$

A componente média da tensão axial é dada por:

$$\sigma_{x,m} = \frac{T}{A} \quad (\text{eq. 4.5})$$

A tensão cíclica corrigida (S) devido à tensão média é dada por:

$$S = FC \cdot (\sigma_{x,c}) \quad (\text{eq. 4.6})$$

Onde FC pode ser calculado pelo fator de Goodman (FC_g)

$$FC_g = \frac{\sigma_u}{\sigma_u - \sigma_{x,m}} \quad (\text{eq. 4.7})$$

Ou pelo fator de Soderberg (FC_s):

$$FC_s = \frac{Y_p}{Y_p - \sigma_{x,m}} \quad (\text{eq. 4.8})$$

As tensões cíclicas corrigidas são usadas nas curvas S-N, as quais são obtidas normalmente com tensão média igual à zero.

4.1 Exemplo prático de cálculo de fadiga

Nesse exemplo é usada uma planilha Excel para calcular a fadiga acumulada de um tubo de perfuração 4 ½ " OD x 3,825 " ID, com peso de 16,6 lb/ft, de grau S-135, classificado como novo, range 2, conexão NC50, após a perfuração de um intervalo de 30 metros com uma curvatura de 15° / 30 m, com uma rotação da coluna de 80 rpm e uma taxa de penetração de 15,2 m / h. Assume-se que a tração no intervalo é de 70000 lbf, e sabe-se que o módulo de elasticidade do tubo S-135 é de 30×10^6 psi.

Fadiga de tubos de perfuração range II:	
OD	4,500 pol
ID	3,825 pol
Yp	135000 psi
E	30000000 psi
Intervalo	30,0 m
Curvatura	15,0 graus/30m
Rotação	80,0 rpm
ROP	15,2 m/hora
Tração	70000 lbf

Tabela 4.1 - Dados para cálculos

$$\text{Área: } \frac{\pi(OD^2-ID^2)}{4} = 4,413 \text{ in}^2$$

$$I = \frac{\pi(OD^4-ID^4)}{64} = 9,621 \text{ in}^4$$

Curvatura da coluna:			
$KL = \sqrt{\frac{T}{EI}}L =$	2,8031		
$c_o = \frac{c(KL)}{\tanh(KL)} =$	6,2588E-04	1/pol	
Tensão cíclica:			
$\sigma_{x,c} = \frac{Ec_o OD}{2} =$	42247	psi	
Tensão média:			
$\sigma_{x,m} = \frac{T}{A} =$	15861	psi	
Usando o fator de correção de Soderberg:			
$FC_s = \frac{Y_p}{Y_p - \sigma_{x,m}} =$	1,13		
Tensão cíclica corrigida pela tensão média:			
$S = FC(\sigma_{x,c}) =$	47871	psi	
Ciclos trabalhados:			
$n = \frac{RPM \Delta D}{ROP} =$	9449	ciclos	
Equação da curva SN: $\text{Log}(S) = a \text{Log}(N) + b$			
$\text{Log}(S) =$	-0,2210	* $\text{Log}(N) +$	5,7852
		$N =$	100407
Fadiga acumulada=	9,41%		

Figura 4.2 - Cálculo de parâmetros na determinação da fadiga acumulada

Logo, para esta operação, o tubo acumulará uma fadiga de 9,41%.

5 Conclusão

Mais que 80% das falhas mecânicas em componentes da coluna de perfuração são devido à fadiga, portanto trata-se de um problema que traz enormes prejuízos para a indústria do petróleo.

A coluna de Perfuração é o componente principal nas operações de poço, portanto é de fundamental importância no planejamento e execução de projetos de poços. Prevenção de fadiga na coluna de perfuração tem sido o tópico de mais destaque a fim de minimizar os custos ou fornecer a garantia que a operação seja realizada com segurança.

Colunas de perfuração sofrem severas vibrações, constatadas com maior intensidade no BHA. Estas vibrações são em decorrência às interações entre broca e a formação rochosa e, em segundo lugar, devido ao contato da coluna de perfuração com a parede do poço.

Os tubos de perfuração acumulam sulcos e ranhuras pela ação das cunhas, contato com o revestimento, transporte, etc. Quando elas são arredondadas ou longitudinais os problemas são poucos, pois sendo arredondadas não causam acúmulo de tensões, e sendo longitudinais seguem a direção dos esforços principais. As ranhuras transversais e em especial as agudas são muito perigosas, principalmente quando perto das uniões, pois ao concentrarem as tensões facilitam o aparecimento das trincas de fadiga.

Devem-se programar inspeções periódicas nos tubos de perfuração, buscando com isto detectar o mais cedo possível o aparecimento de trincas por fadiga. Deve-se fazer um rastreamento dos tubos de perfuração e calcular a vida residual à fadiga, objeto de análise deste trabalho.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRAFICAS

CARLOS ALBERTO CARVALHO CASTRO, tese: Estudo do comportamento à fadiga de metais dentro e fora da água na presença de pressão hidrostática – Universidade Federal de Minas Gerais.

ADAMS, N. J. DRILLING ENGINEERING, A complete well planning approach. Tulsa, 1985.

PLÁCIDO, J. C. Apostila de colunas de perfuração. Rio de Janeiro 2012

MURTHY GVS, Chapter Oil Fiel Drill Pipe Failures, Disponível em https://www.researchgate.net/publication/311716720_Oil_Field_Drill_Pipe_Failures