

## 2. Revisão Bibliográfica

### 2.1. Fadiga

A definição literal de fadiga é a degradação das propriedades mecânicas de um material, quando sujeito a carregamentos cíclicos, levando-o à falha mecânica. A grande maioria das falhas em serviço de componentes estruturais e mecânicos ocorrem devido a problemas de fadiga. Com isso, uma boa parte dos recursos destinados a nível mundial, para pesquisas na área metal-mecânica se destina à avaliação do comportamento de materiais e estruturas sob o efeito de regimes cíclicos de carregamento.

Fadiga é o um tipo de falha mecânica que é caracterizada pela geração e pela propagação paulatina de uma trinca, causada primariamente pela aplicação repetida de cargas variáveis no tempo. Uma trinca é gerada pela gama de deformações  $\Delta\varepsilon$  ou das tensões  $\Delta\sigma$  atuantes no ponto crítico da peça [2].

Entende-se por fadiga, um processo de acúmulo de dano permanente de forma progressiva e localizada. A fadiga ocorre, em componentes ou materiais sujeitos a condições dinâmicas de carregamento que resultam na nucleação e propagação de trincas, que culminam numa fratura completa após um número suficiente de ciclos de carregamento. Resultando nas falhas em serviço de componentes estruturais e mecânicos [3].

Quando se faz menção a metodologias adotadas em projeto de componentes sujeitos à fadiga durante serviço, se destaca a curva S-N, proposta por Wöhler no século XIX [4], e que em conjunto com os diagramas de Goodman [5] é considerada como uma ferramenta simples e eficiente na previsão da vida-fadiga de materiais estruturais sob carregamento uniaxial.

Devido aos avanços ligados a Mecânica do Dano e da Integridade Estrutural no mesmo século XIX, deu-se início à filosofia de continuidade de operação em estruturas trincadas ou em falha controlada, pois passou a se observar que a presença de trincas, não significava uma estrutura perdida. Nesta época apresentou-se a metodologia de Paris [6], que propôs pela primeira vez uma relação empírica entre a taxa de crescimento de trincas ( $da/dN$ ) e variações no fator intensidade de tensão na ponta da trinca ( $\Delta K$ ) na curva  $da/dN$  versus  $\Delta K$ .



**Figura 2.1** – Exemplo de manilha que apresentou fratura em operação [7].

Existe também um tipo muito comum de fadiga, conhecido como Fadiga de Contato (*fretting fatigue*). Trata-se da fadiga por fricção, cujo mecanismo de iniciação não necessita de uma trinca como ponto de partida. É um fenômeno que diz respeito a componentes mecânicos em contacto que se destinam a ser fixados uns aos outros, mas sofrem pequenos aparentes deslocamentos (tipicamente 5-50  $\mu\text{m}$ ), devido às flutuações das cargas [3].

### 2.1.1. Tipos de Tensões Cíclicas

Um carregamento cíclico pode ser definido como uma função harmônica, sendo esta dotada de uma tensão máxima, uma tensão mínima e uma tensão média. Este tipo de carregamento leva os materiais metálicos à falência mecânica pelo mecanismo denominado fadiga. Para a determinação da vida em fadiga e de todos os parâmetros envolvidos no processo utilizam-se os ensaios de fadiga [8].

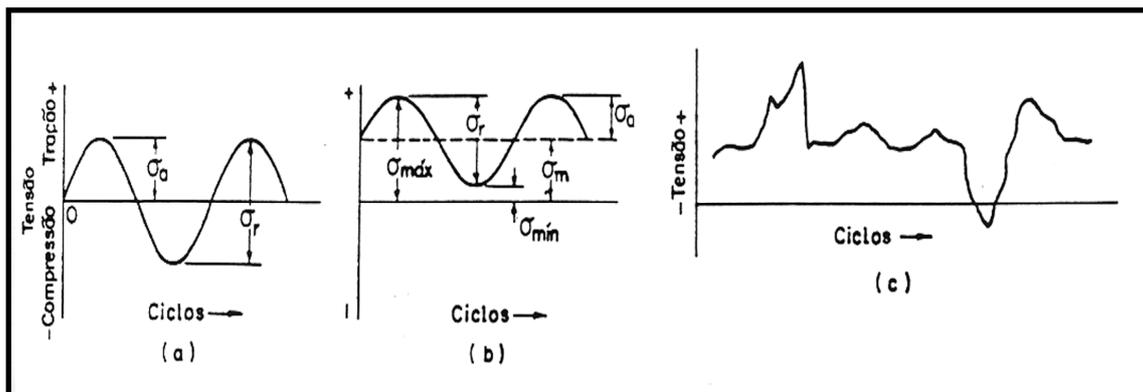
Existem diferenças significativas entre as estruturas resultantes dos materiais solicitados ciclicamente e dos materiais solicitados monotonicamente, como nos ensaios de tração, por exemplo. As principais diferenças são:

- devido ao intervalo de tempo de deformação bastante superior na solicitação de fadiga, as estruturas de discordâncias geradas são muito mais próximas das condições de baixa energia do que a estrutura gerada no regime monotônico de deformação;
- a movimentação cíclica da solicitação de fadiga minimiza o unidirecionamento das deformações, o qual prevalece nos ensaios monotônicos;
- a densidade de discordâncias encontrada após a solicitação por fadiga é muito maior que após a solicitação monotônica.

A falha de materiais pela aplicação de esforços cíclicos foi reportada pela primeira vez por Albert [9], em 1838, porém a definição de fadiga como falha do material por esforços alternados surge no trabalho de Poncelet [9] de 1839; o estudo desta causa de falha por ensaios onde as tensões foram geradas em experimentos de flexão rotativa se deu pela primeira vez no trabalho de Wöhler [4], em 1860.

É importante caracterizar os possíveis tipos de tensões cíclicas que provocam o fenômeno de fadiga, sendo que as tensões aplicadas podem ser axiais (tração-compressão), de flexão (dobramento) ou de torção (carga rotativa), permitindo, de modo geral, a existência de três diferentes formas de tensões variáveis com o tempo.

Os ciclos típicos de fadiga estão apresentados na Figura 2.2:



**Figura 2.2** – Exemplos típicos de carregamentos de fadiga [6].

Na Figura 2.2, a curva (a) apresenta um ciclo de tensões alternadas de forma senoidal, onde as tensões máximas e mínimas são iguais em módulo. A curva (b) apresenta um ciclo de tensões alternadas de forma também senoidal, onde a tensão máxima e mínima possuem valores diferentes. A curva (c) apresenta um espectro cujo componente está sujeito a cargas aleatórias.

### 2.1.2. Vida em Fadiga

Normalmente a vida ou resistência à fadiga de um material pode ser visualizada na forma de uma curva S-N, e refere-se à capacidade do material de resistir a condições de solicitação cíclica. A curva S-N pode ser considerada como uma ferramenta simples de apresentação de dados experimentais de fadiga dos materiais metálicos, onde o número de ciclos necessários para a falha (geralmente a fratura) do corpo de prova ( $N$ ) é plotada como função da tensão de ensaio ( $S$ ). Normalmente emprega-se uma escala logarítmica para os valores de  $N$ , enquanto que os valores de  $S$  são os próprios valores nominais das tensões de ensaio, isto é, não há correção das tensões atuantes nos corpos de prova em função de concentradores de tensão. As curvas S-N são adotadas, principalmente, para a estimativa de vida útil em fadiga que esteja relacionada com elevado

número de ciclos para a falha. Nestas condições, a tensão nominal é inferior ao limite de escoamento do material, isto é, predominantemente de ordem elástica, com o corpo de prova apresentando deformações plásticas localizadas e caracterizando uma fadiga de alto ciclo [10]. Para tensões maiores do que o limite de escoamento do material, os ciclos de fadiga são controlados por deformações plásticas generalizadas no corpo de prova, o que caracteriza uma fadiga de baixo ciclo. Entretanto, de uma maneira generalizada, a fronteira entre fadiga de baixo ciclo e de alto ciclo se situa em torno de  $10^4$  ciclos.

É sempre importante levar em conta separadamente as componentes elásticas e plásticas presentes na solitação cíclica do material. A componente elástica em um carregamento onde  $R = -1$  pode ser representada pela relação [10]:

$$\frac{\Delta \varepsilon_e}{2} = \frac{\sigma_a}{E} = \left( \frac{\sigma'_f}{E} \right) x (2N_f)^b \quad (1)$$

onde  $\Delta \varepsilon_e/2$  representa a amplitude de deformação elástica,  $\sigma_a$  é a amplitude real de tensões,  $\sigma'_f$  é o coeficiente de resistência à fadiga,  $N_f$  é o número de ciclos até a falha e “ $b$ ” é o expoente de resistência à fadiga. Esta equação nada mais é que uma representação matemática da curva S-N. Já a componente plástica pode ser representada pela relação de Coffin-Manson [10]:

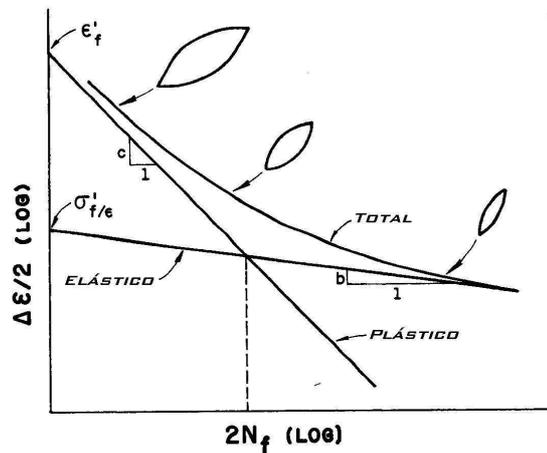
$$\varepsilon_a^p = \frac{\Delta \varepsilon_p}{2} = \varepsilon'_f x (2N_f)^c \quad (2)$$

onde  $\Delta \varepsilon_p/2$  representa a amplitude de deformação plástica,  $\varepsilon'_f$  é o coeficiente de ductilidade à fadiga,  $2N_f$  é o número de reversões até a falha e “ $c$ ” é o expoente de ductilidade à fadiga. Quanto menor o valor de “ $c$ ”, maior será a vida do material quando submetido à fadiga. A relação de Coffin-Manson assume especial importância no caso de fadiga de baixo ciclo, onde existem altos níveis de deformação.

Porém, na maioria dos componentes que sofrem fadiga, ocorre a superposição dos fenômenos elásticos e plásticos de deformação, e para os quais pode-se utilizar a relação [9]:

$$\frac{\Delta \varepsilon_t}{2} = \frac{\Delta \varepsilon_e}{2} + \frac{\Delta \varepsilon_p}{2} = \left( \frac{\sigma'_f}{E} \right) x (2N_f)^b + \varepsilon'_f x (2N_f)^c \quad (3)$$

A curva referente à amplitude total de deformação gerada por esta relação tende à curva plástica para grandes amplitudes de deformação total e tende para a curva elástica para baixas amplitudes de deformação total, como pode-se visualizar pela Figura 2.3:



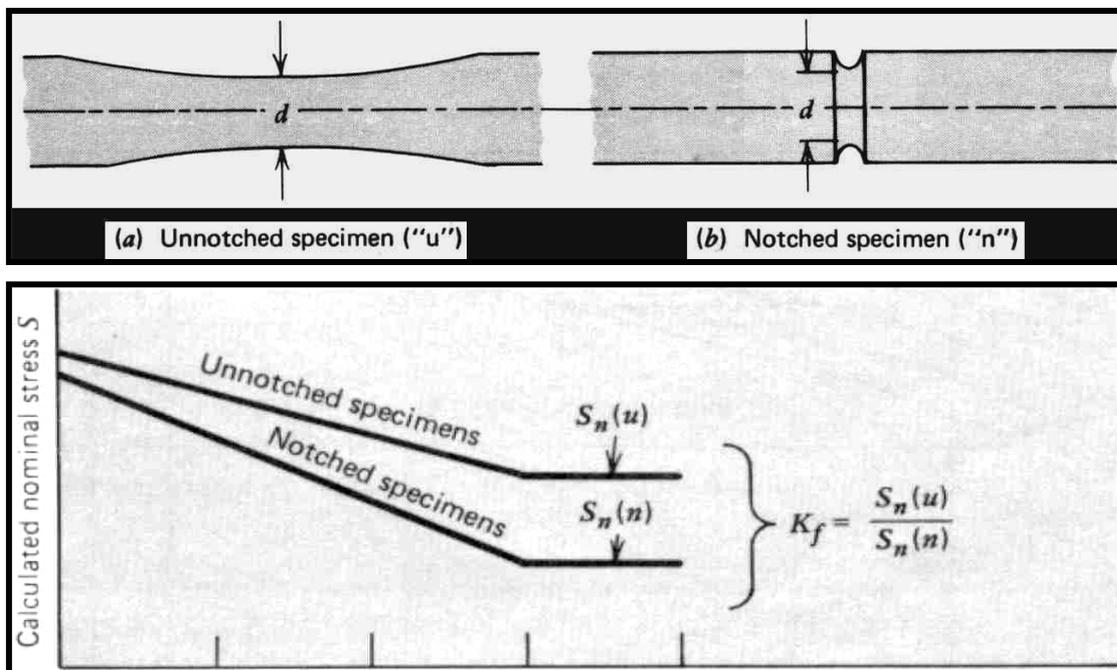
**Figura 2.3** – Superposição das frações elástica e plástica da fadiga [11].

A equação de Ramberg-Osgood cíclica [8], Eq. 4, representa uma relação entre a amplitude de deformação aplicada no carregamento cíclico e a correspondente amplitude de tensão gerada, através dos valores do coeficiente  $H'$  e do expoente  $n'$ , os quais caracterizam o comportamento do material quando submetido a carregamento cíclico [12].

$$\varepsilon_a = \frac{\sigma_a}{E} + \left( \frac{\sigma_a}{H'} \right)^{n'} \quad (4)$$

### 2.1.3. Influência da Presença de Concentradores de Tensões na Vida-Fadiga dos Materiais

A concentração de tensões é fundamental na avaliação da susceptibilidade a fadiga de um elemento mecânico. O concentrador pode ser um entalhe, um rasgo de chaveta, um furo, uma inclusão ou outro qualquer. O efeito da concentração é o de reduzir o limite de resistência a fadiga ou de aumentar a tensão de solicitação. Essa redução é proporcional à susceptibilidade ao entalhe do material. Materiais mais duros (mais resistentes) são mais susceptíveis a presença dos concentradores de tensão. A Figura 2.4 mostra o efeito de um entalhe sobre o limite de resistência a fadiga  $S_n$ , que é o limite no qual o material que sofre tensões abaixo deste, nunca sofrerá ruptura. Nessa figura é mostrado o fator  $K_f$ , que é chamado de fator de concentração de tensões na fadiga. Trata-se da relação entre o limite de resistência a fadiga com e sem o concentrador mostrado na parte (b) da figura. A figura mostra também que o efeito da concentração de tensões é muito mais pronunciado para vida infinita, tendo seu efeito diminuído à medida que a vida decresce.



**Figura 2.4** – Efeito do entalhe na propriedade de resistência a fadiga. [8]

A presença do intensificador de tensões é importante para materiais cuja matriz seja uniforme, como o aço, por exemplo. Isso é verdade porque materiais como o ferro fundido não têm matriz uniforme e são pouco sensíveis aos concentradores de tensão. Isso ocorre porque o limite de resistência à fadiga foi obtido em corpos de prova que já incluíam o efeito da não uniformidade da matriz. Por isso, a sensibilidade ao entalhe em aços fundidos é baixa, podendo ser desprezada na maioria das vezes.

Como existem materiais com sensibilidade baixa ao entalhe, é necessário incluir essa sensibilidade nos fatores de concentração de tensão. Isso indica que nem todo o valor do intensificador vai servir para aumentar as tensões na peça. De fato, a fórmula que é utilizada para levar em conta a concentração de tensão inclui a sensibilidade ao entalhe ( $q$ ), e é expressa por [8]:

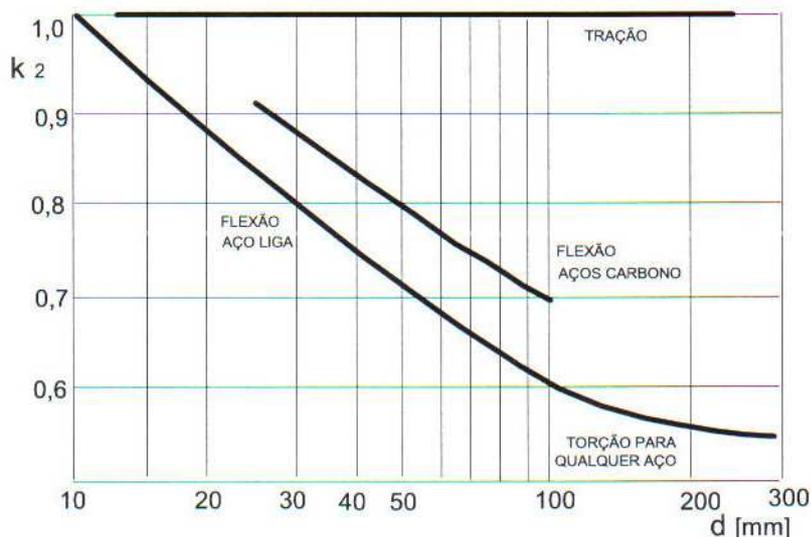
$$q = \frac{(K_f - 1)}{(K_t - 1)} \quad (5)$$

A sensibilidade também é função do tamanho do entalhe: grandes raios implicam em maior sensibilidade e pequenos raios implicam em menor sensibilidade. O que parece ser uma incoerência está aí para compensar o comportamento dos fatores  $K_t$  (fator que quantifica concentradores de tensões tais como entalhes, cavidades, rasgos ou variações bruscas nas seções do componente) quando da diminuição dos raios de entalhe.

O valor de  $K_f$  deve ser utilizado para multiplicar o limite de resistência à fadiga, na construção do diagrama S-N. Em níveis de tensão mais altos, o efeito deste fator é bem menor, já que a fadiga passa a ser controlada pela deformação e não pela tensão. Assim, um intensificador de tensão não teria necessariamente o efeito esperado. No entanto, como não é possível construir um modelo capaz de quantificar esse efeito para as diversas situações, é recomendável utilizar o fator para multiplicar qualquer tensão. Caso haja escoamento significativo na seção, deve-se corrigir os valores de

tensão levando-se em conta as tensões reais a que os elementos estão submetidos, e não as tensões aplicadas.

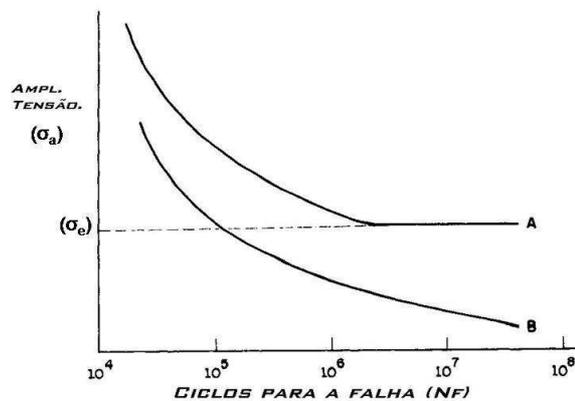
A resistência à fadiga do componente é influenciada por suas dimensões, caracterizando o efeito de tamanho. Em ensaios de fadiga rotativa, a resistência à fadiga do material diminui com o aumento diâmetro do corpo de prova, embora esta dependência tenha um caráter assintótico, isto é, após determinado diâmetro a resistência à fadiga deixa de diminuir com variações geométricas do corpo de prova [8]. O efeito de tamanho pode ser explicado pelo chamado efeito estatístico, que considera que o aumento das dimensões do componente significa o aumento da área da superfície de fratura correspondente, aumentando a probabilidade da existência de pontos de descontinuidades e concentradores de tensão no componente. Tal efeito é modelado pelo parâmetro  $k_2$  ( $k_2 = \sigma_f' / (k_1 \sigma_f)$ , sendo  $k_1$  o fator de acabamento superficial [13]). A Figura 2.5 apresenta o efeito das dimensões do corpo de prova sobre o parâmetro  $k_2$ . Nesta mesma figura, a título de exemplificação, se pode observar que para carregamento monotônicos de tração o efeito de tamanho não é relevante. Entretanto tal afirmativa somente é válida quando se tratar de tração em materiais dúcteis [8].



**Figura 2.5** – Efeito da dimensão do corpo de prova no parâmetro  $k_2$  [13].

### 2.1.4. Curva Tensão versus Número de Ciclos para a Falha

Tradicionalmente, o comportamento de um material submetido à fadiga é descrito pelas curvas S-N (ou s-N), onde S (ou s) representa a amplitude de tensão aplicada num carregamento onde  $\sigma_{\text{médio}} = 0$  e N representa o número de ciclos até a falha. Para aços em geral, é normalmente observada a existência de uma tensão limite de fadiga ( $\sigma_e$ ). É uma tensão abaixo da qual o material não falha, podendo assim ser indefinidamente solicitado ciclicamente. Este fenômeno pode ser visualizado na curva “A” da Figura 2.6. Já para materiais não ferrosos e aços de alta resistência, não ocorre este tipo de comportamento, como pode ser visualizado na curva “B” da Figura 2.6. Nestes casos a falha por fadiga se estabelecerá em qualquer amplitude de tensão, e é usual assumir como tensão limite de fadiga um valor que garanta um grande número de ciclos, da ordem de  $10^7$ , por exemplo.



**Figura 2.6** – Curva S-N para materiais ferrosos (A) e para não ferrosos e aços de alta resistência (B). [13]

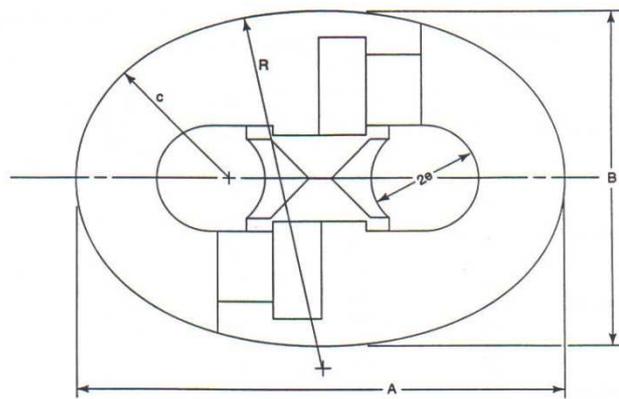
## 2.2. Acessórios de União

A ligação dos trechos de amarras utilizados numa linha de ancoragem é feita através de acessórios de união. Hoje, nas atividades

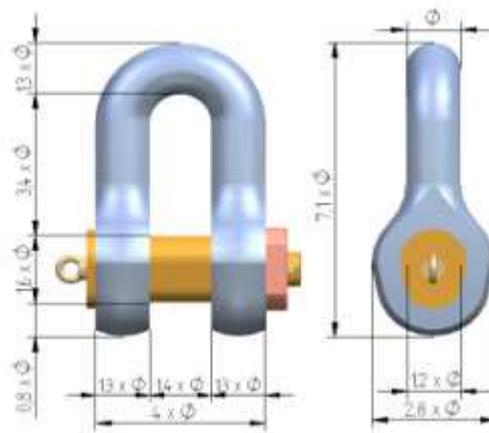
*offshore*, diferentes modelos de acessórios são adotados em função da arquitetura pretendida para a linha de ancoragem.

### 2.2.1. Geometria

O projeto de acessórios de união objetiva, principalmente, a integridade estrutural das linhas de ancoragem mediante suas solicitações de serviço e proporcionar facilidades aos usuários no manuseio destes acessórios em operações de montagem da arquitetura [14]. Nas Figuras 2.7 e 2.8 são apresentados, esquematicamente, dois tipos de acessórios clássicos de união e com aplicação consolidada na indústria *offshore*.

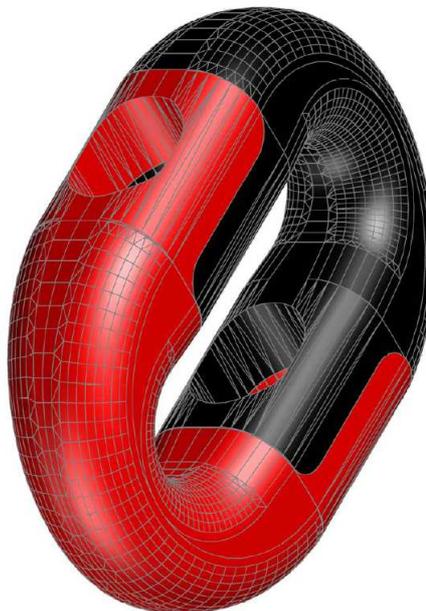


**Figura 2.7** – Elo *Kenter* [14].



**Figura 2.8** – Manilha reta de união [14].

Recentemente, fabricantes de componentes vêm desenvolvendo um outro acessório de união conhecido como elo *Multifuncional*. A denominação *Multifuncional* se deve a sua versatilidade de aplicação em diferentes posições da linha de ancoragem, o que traz vantagens operacionais para as diversas arquiteturas propostas, permitindo, ainda, uma maior eficiência nas operações de montagem e desmontagem. A Figura 2.9 apresenta de maneira esquemática um elo *Multifuncional*.



**Figura 2.9** – Elo *Multifuncional* [14].

### 2.2.2. Materiais

Aços estruturais adotados na fabricação de componentes para sistemas de ancoragem de unidade *offshore* possuem características mecânicas certificadas pelas Sociedades Classificadoras [DNV, ASTM, ABS e IACS]. A Tabela 2.1 apresenta um exemplo de composição química de um aço com classificação grau R4, utilizado na fabricação de manilhas.

**Tabela 2.1** – Exemplo de composição química do aço R4 adotado [15]

Elemento	% em peso
Carbono	0,22
Manganês	1,0
Cromo	1,1
Níquel	0,6
Molibidênio	0,3
Vanádio	0,07
Titânio	0,01

A Tabela 2.2 apresenta as propriedades mecânicas mínimas definidas para o aço estrutural R4, largamente adotado na fabricação de elos de amarras e acessórios para tais sistemas e empregado nas simulações numéricas deste trabalho

**Tabela 2.2** – Propriedades do aço estrutural R4 [16]

Material	R4	
Limite de Escoamento – (MPa)	580	
Limite de Resistência Mecânica – (MPa)	860	
Redução mínima de área (%)	50	
Alongamento específico – $\epsilon_f$ (%)	12	
Energia ao Impacto a -20°C (J)	Mat.de Base	Solda
	50	36

### 2.2.3.Cargas de Teste e Certificação

Carregamentos do tipo *Proof Load* (PL) são aplicados a todos os componentes dos sistemas de ancoragem, isto é, amarras e acessórios, imediatamente após sua fabricação. Os mesmos devem apresentar variação nas dimensões dentro de tolerâncias especificadas pelas Sociedades Classificadoras após o teste [DNV, ASTM, ABS e IACS].

Cargas do tipo *Minimum Break Load* (MBL) são carregamentos aos quais duas peças em cada 100, de lotes de amarras ou de acessórios, são submetidas e não devem se romper antes que tal nível de carregamento seja atingido durante o teste [14].

Ambas as cargas PL e MBL são função do material e das dimensões nominais dos elos de amarras e acessórios. Cargas MBL são idênticas para elos com e sem malhete de mesmo diâmetro e fabricados de um mesmo material. Entretanto, as cargas PL são diferentes considerando-se o mesmo diâmetro e material, sendo as cargas relativas aos elos com malhete superiores àquelas dos elos sem malhete [14].

Acessórios adotam carregamentos PL e MBL de elos com malhete de mesmo diâmetro nominal e material, por ser a primeira carga maior em elos com malhete, enquanto que a segunda carga é idêntica para ambas as geometrias [14].

### 2.2.4.Cargas de Fadiga em Amarras e Acessórios

As cargas cíclicas associadas com solicitações em fadiga de amarras e acessórios sofrem influência dos carregamentos ambientais da localização da unidade *offshore* (ventos, incidência de marés e altura média de ondas, entre outros), das características hidrodinâmicas da plataforma (massa e curvas de *Response Amplitude Operator* - RAO) e da própria posição da linha de ancoragem na unidade [16].

Em projetos de sistemas de ancoragem, tem-se que a carga máxima de fadiga é limitada em 60% do valor do MBL associado com os componentes da linha, enquanto que a diferença entre as cargas máxima e média é função das solicitações dinâmicas da unidade e das próprias características da linha, mas limitada a 20% do MBL. A frequência de carregamento também varia com a localidade da instalação. Para o caso da Bacia de Campos temos os valores entre 0,15 e 0,25 Hz.

### 2.3.O Método de Elementos Finitos

O desenvolvimento do Método dos Elementos Finitos (MEF) teve suas origens no final do século XVIII, quando Gauss propôs a utilização de funções de aproximação para a solução de problemas matemáticos [17]. Durante mais de um século, diversos matemáticos desenvolveram teorias e técnicas analíticas para a solução de problemas, entretanto, pouco se evoluiu devido à dificuldade e à limitação existente no processamento de equações algébricas.

O desenvolvimento prático desta análise ocorreu somente muito mais tarde em consequência dos avanços tecnológicos, por volta de 1950, com o advento da computação. Isto permitiu a elaboração e a resolução de sistemas de equações complexas. Em 1956, Turner, Clough, Martins e Topp, trabalhando em um projeto de aeronaves para a *Boeing*, propuseram um método de análise estrutural, similar ao MEF. Mais tarde, em 1960, estes autores utilizaram pela primeira vez o nome de Método dos Elementos Finitos, descrevendo-o. A partir de então, seu desenvolvimento foi exponencial, sendo aplicado em diversas áreas da Engenharia, Medicina e áreas afins [18].

Em linhas gerais, pode-se definir o MEF como um método matemático, no qual um meio contínuo é discretizado (subdividido) em elementos que mantêm as propriedades de quem os originou. Esses elementos são descritos por equações diferenciais e resolvidos por modelos matemáticos para que sejam obtidos os resultados desejados.

Algumas análises que podem ser executadas por softwares de elementos finitos são:

- Estática linear de tensões e deformações;
- Não linear de tensões e deformações (grandes deformações);
- Dinâmica (modos de vibração e frequências naturais);
- Tensões devido ao carregamento térmico;
- Escoamento de fluídos;
- Campos elétricos e magnéticos.

O primeiro passo para a utilização do MEF é a obtenção do modelo que se deseja estudar. Para a obtenção de um modelo experimental por meio do MEF, é necessário definir o objeto de pesquisa. No primeiro passo, define-se a geometria da estrutura que se deseja analisar. O objeto é desenhado graficamente em um programa de computador específico, como por exemplo, o SolidWorks (SolidWorks Corporation, EUA) ou AutoCAD (Autodesk, EUA). Posteriormente, a estrutura criada será discretizada em pequenos elementos denominados elementos finitos em um programa específico de MEF, como por exemplo, o Patran e Nastran (MSC Software, EUA) ou o Cosmos (SolidWorks Corporation, EUA). Os elementos representam coordenadas no espaço e podem assumir diversos formatos, sendo que os tetraédricos e os hexaédricos são os mais comuns. Quanto maior o número de elementos, mais preciso será o modelo. Nas extremidades de cada elemento finito encontram-se pontos, ou nós, que conectam os elementos entre si, formando uma malha arranjada em camadas bi ou tridimensionais. Através dos nós as informações são passadas entre os elementos. Cada nó possui um número definido de graus de liberdade, que caracterizam a forma como o nó irá deslocar-se no espaço. Este deslocamento pode ser descrito em três dimensões espaciais (X, Y e Z) no caso de modelos tridimensionais, ou duas direções (X e Y) em modelos bidimensionais. O arranjo dos nós possui graus de liberdade que o caracterizam como tridimensionais ou bidimensionais. Modelos tridimensionais possuem vantagens sobre os bidimensionais, uma vez que

somente no primeiro é possível analisar corretamente as estruturas assimétricas [19].

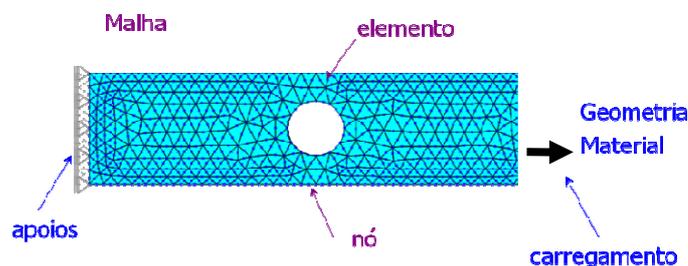
O próximo passo é a determinação das propriedades físicas e mecânicas de cada estrutura constituinte do modelo. Esta etapa é muito importante para se obter fidelidade dos resultados, uma vez que as características de cada componente do modelo influenciarão o comportamento das respostas às aplicações das forças. Característica de fundamental importância é o comportamento dos materiais frente a uma deformação. Nessas situações, diversos fenômenos podem ocorrer: elásticos não-lineares (após a deformação ocorre retorno à condição de origem sem seguir um padrão), plásticos (a deformação ocorre sem retorno à condição de origem), elasto-plásticos (parte da observação possui comportamento elástico e parte plástico), viscoelásticos (ocorre deformação e o retorno à origem é considerado dependente do tempo) e viscoplásticos (ocorre deformação sem retorno à condição de origem e é dependente do tempo). Além destas propriedades de elasticidade, os materiais podem ser considerados como isotrópicos, anisotrópicos ou ortotrópicos. Um material isotrópico significa que suas propriedades mecânicas são as mesmas em todas as direções em um mesmo ponto do elemento estrutural. Em um material ortotrópico, suas propriedades mecânicas são as mesmas em duas direções e diferentes em uma terceira, enquanto em um material anisotrópico, as propriedades diferem em todas as direções [20].

Por fim, determina-se o coeficiente de Poisson e o módulo de Young (Elasticidade) das estruturas. O coeficiente de Poisson refere-se ao valor absoluto da relação entre as deformações transversais e longitudinais em um eixo de tração axial, e o módulo de Young representa a inclinação da porção linear do diagrama de tensão/deformação do material. Após a determinação de todas as propriedades, realiza-se a aplicação das cargas necessárias e a análise dos resultados. O comportamento de cada um dos elementos é descrito por funções algébricas, em que os achados representarão a distribuição das tensões e deformações do modelo [21].

A visualização dos resultados é feita por uma escala de cores, em que cada tonalidade, corresponde a uma quantidade de deslocamento ou tensão gerada nas estruturas. Ainda com este método, é possível obter o

deslocamento em magnitude, ou seja, o maior deslocamento de cada ponto em direção à resultante dos deslocamentos existentes, sendo independente de seu sentido. Outro tipo de análise das tensões é chamado de von Mises, que representam a média das tensões em todas as direções. Os resultados nessa situação permitem a localização dos pontos de maior tensão [22].

A figura abaixo apresenta, esquematicamente, os elementos e variáveis envolvidas no procedimento de análise de tensões pelo método de elementos finitos [21].



**Figura 2.10** – Elementos e variáveis envolvidas no MEF. [20]

As inúmeras vantagens da aplicação deste método contribuíram para seu extensivo uso. Dentre elas podem ser citadas [18-23]:

- as propriedades do material em elementos adjacentes podem ser diferentes, permitindo que o método possa ser aplicado em objetos compostos de diversos componentes;
- o método não está limitado a geometrias simplificadas, podendo ser utilizado em modelos com contornos irregulares;
- o tamanho dos elementos pode ser variado, ou seja, os elementos podem ser expandidos ou refinados de acordo com a necessidade de análise do projeto;
- condições de contorno descontínuas podem ser aplicadas facilmente por este método.