

UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA

SISTEMAS MECÂNICOS

APOSTILA 1 – INTRODUÇÃO E FADIGA

2º Semestre de 2002

AUTOR:

PROF. DR. AUTELIANO ANTUNES DOS SANTOS JÚNIOR

DEPARTAMENTO DE PROJETO MECÂNICO - FEM - UNICAMP

Resumo:

Essa apostila abrange os tópicos iniciais da disciplina Sistemas Mecânicos:

Introdução ao Projeto Mecânico, Conceito sobre Tensão e Deformação, Critérios de Falha por Carregamento Estático, Fadiga, Projeto de Eixos e Chavetas

1. Introdução

A exercício da engenharia é uma arte, capaz de recompensar seu artista, o engenheiro, e beneficiar os seres cujas necessidades serão atendidas pelas soluções encontradas e implantadas. O engenheiro é então um artista, cujo trabalho é resolver problemas de engenharia com os materiais e com as ferramentas científicas disponíveis. No entanto, a maior das ferramentas que possui é a si próprio e o correto emprego dessa ferramenta pode ser expresso através de sua dedicação, sua disposição em conhecer e, principalmente, seu bom senso.

Engenharia é também uma ciência ligada a solução de problemas práticos. Embora essa definição seja extremamente abrangente, podendo incluir um médico que atua na solução de problemas de saúde ou um físico que busca as bases do comportamento do universo, o engenheiro se diferencia porque seu trabalho consiste na construção de artefatos ou na análise e na otimização destes. Assim, o projeto e a construção desses artefatos, bem como o trabalho com os artefatos construídos, representam a melhor expressão do trabalho do engenheiro.

Para o exercício da Engenharia, o profissional necessita de conhecimento, materiais, experiência e uma boa dose de senso crítico, expressa em decisões que revelem seu bom senso. Este texto é basicamente sobre o conhecimento necessário para exercer a profissão. Os materiais e sua disponibilidade são tão importantes que fazem parte de outras disciplinas. A experiência, o profissional só a terá com a prática, que será incentivada pelos seus mestres. Por melhores que sejam os mestres, no entanto, sempre será difícil transmitir bom senso. Palavras ajudarão na formação do caráter e esse terá muita influência no bom senso do engenheiro. Todavia, a imensa gama de variáveis que influi na formação pessoal do profissional impede que engenheiros que aprenderam da mesma forma, as mesmas coisas, com os mesmos mestres, exerçam a profissão com a mesma sabedoria. Caberá ao profissional

suprir suas próprias dificuldades em conter os arroubos naturais de quem tem muito conhecimento a aplicar, sem influenciar negativamente em sua capacidade criativa. Adquirir essa sabedoria é tarefa difícil, mas recompensadora.

Como já dito, este é um texto sobre conhecimento. Como tal, tem a pretensão de apresentar um conjunto de tópicos que permita ao engenheiro o exercício de sua profissão. Seria impossível, no entanto, incluir todo o conhecimento necessário para o exercício da engenharia. De fato, esse é um texto sobre as ferramentas para que o engenheiro desenvolva seus projetos. Ainda mais especificamente, esse é um texto sobre projetos em engenharia mecânica, em especial sobre o projeto de máquinas. O texto tem seu enfoque principal na descrição dos elementos básicos que compõem uma máquina e no conhecimento necessário para entendê-los e utilizá-los. Assim sendo, o texto discute suscintamente o conhecimento abordado em disciplinas básicas de engenharia, como os conceitos de tensão e deformação, as propriedades dos materiais de engenharia, os critérios de falha estática, a falha por fadiga, as falhas de impacto e de superfície. A seguir, são apresentadas as aplicações desses conceitos ao projeto e especificação dos elementos de uma máquina. Os elementos que serão estudados servem de base para a extensão dos mesmos conceitos a outros elementos. Ênfase será dada na abordagem aos seguintes elementos: eixos, chavetas, acomplamentos elásticos, molas helicoidais e planas, parafusos de movimento ou potência, junções aparafuladas, junções soldadas, mancais de rolamento e mancais de deslizamento.

1.1. O Projeto Mecânico

O projeto mecânico surge de uma necessidade. Suprí-la, resolver o problema utilizando algum tipo de artefato, é tarefa do engenheiro. A necessidade nem sempre é evidente. Muitas vezes, esconde-se atrás do próprio palavreado ou da forma utilizada para expressá-la. Como exemplo, a necessidade não é construir uma ponte ou viaduto, o que inviabilizaria uma série de soluções para o mesmo problema; a necessidade é transportar produtos ou pessoas além do

obstáculo natural, seja ele um rio ou um vale. A necessidade não é construir uma ponte rolante; talvez seja levantar a carga até uma determinada altura, ou mesmo transportá-la entre dois pontos de um mesmo prédio sem que cause transtornos durante sua movimentação. Saber definir a necessidade claramente permite que o projeto realmente atenda o objetivo, além de ser uma qualidade importante para diferenciar um engenheiro de um projetista mecânico competente. O tempo dispensado na busca da definição clara da necessidade não é desperdiçado. Na realidade, pode significar uma economia significativa no tempo total de projeto, evitando que o projeto final seja ineficiente e que seja necessário reiniciá-lo após a constatação da falta de um rumo correto.

A segunda tarefa do projetista é a clara definição do problema. Neste ponto, não apenas a necessidade deve estar clara, mas também as limitações que o projeto deve atender. Como exemplo, pode-se pensar que exista uma limitação de ruído no local onde o artefato será utilizado. Isso pode inviabilizar o uso de correntes ou de engrenagens em uma eventual transmissão de potência. Também pode haver a necessidade de que algum componente seja trocado ou removido para manutenção, impedindo que este seja fixado com solda ou por prensagem, na maioria dos casos. Limitações ambientais podem excluir motores a combustão como fonte de potência; baixas velocidades podem impedir a utilização de mancais hidrodinâmicos; velocidades características podem definir os tipos de amortecedores, etc... A tarefa de definir o problema com todas as suas limitações é tão importante quanto a definição da necessidade e, na grande maioria das vezes, mais importante que o modelo utilizado para o cálculo de esforços e solicitações. Custo é uma limitação importante a ser definida nessa etapa. Ao engenheiro de bom senso cabe definir o problema de forma que não haja qualquer surpresa durante as demais fases do projeto, com a inevitável constatação que leva a frase: "mas,... isso não poderia ter sido feito". As limitações também não podem ser tais que

limitem a criatividade nas propostas de solução para o problema, ou seja, sem criar limitações que o tornem impossível de ser resolvido.

A terceira fase é a da síntese. Essa fase é a que todos associamos com Engenharia. É o momento de pensar nas soluções, tendo em mente a necessidade real e a definição do problema. Via de regra, diversas soluções são propostas nessa fase. Uma pré-seleção define as aparentemente viáveis e estas são detalhadas através de cálculos, esboços e desenhos completos. Muitas vezes, uma solução pré-selecionada não passa pelo crivo dos projetistas, que são os profissionais que normalmente desenham as montagens e fazem uma análise da possibilidade construtiva do projeto. Isso ocorre porque algumas soluções se mostram inviáveis em termos de dimensões ou da possibilidade de construção. Quando o desenho é feito, até mesmos fatores estéticos podem levar ao descarte da solução proposta. As soluções que passarem por esses critérios iniciais serão analisadas na próxima fase.

Analizar as soluções propostas implica em avaliar se as mesmas atendem as limitações do problema e otimizar as que atendem para que atendam melhor. Ferramentas de projetos, tais como modelos diferentes de cálculo para permitir o refinamento de soluções propostas, podem ser utilizados nessa fase. Com essas ferramentas, será possível otimizar o uso de materiais, o processo de fabricação, o custo de manutenção e todas as demais características necessárias para a correta avaliação do produto na fase seguinte. A análise poderá mostrar que algumas das propostas pré-selecionadas deverão ser descartadas ou modificadas significativamente, para que possam concorrer com as demais na etapa seguinte, a da avaliação.

O passo da avaliação define a solução a ser implementada. Como critérios para a avaliação estão: o atendimento à necessidade e às limitações definidas anteriormente e todos os demais fatores limitantes eventualmente levantados durante a síntese. Nessa fase, poderão ser utilizados parâmetros de comparação ainda não avaliados, como o consumo de potência, o

número de profissionais necessários para operar a máquina, a possibilidade de empacotamento e transporte do produto, e outros. O projeto que sair dessa fase será o projeto a ser defendido diante das instâncias decisórias superiores. A argumentação que deverá embasar a proposta poderá levar o engenheiro ao reconhecimento por parte do setor onde trabalha, permitindo iniciar ou continuar uma carreira de sucesso, mas poderá levá-lo também ao descrédito e até a perda de seu posto. Pode ser conveniente retornar ao início ou a qualquer um dos passos do projeto, para evitar dificuldades a partir dessa fase. Obviamente, além da qualidade de seu projeto, a forma de apresentá-lo influenciará decisivamente na aceitação do mesmo.

Apresentar um projeto parece tarefa menos nobre para um engenheiro. No entanto, isto também faz parte de sua profissão. Afinal, é para isso que são feitos os desenhos, para transmitir uma idéia a pessoas que vão julgar o projeto ou construí-lo. Saber transmitir a suas idéias e motivar as pessoas para as quais as idéias estão sendo transmitidas é função do engenheiro. Pode fazer toda a diferença na aceitação ou não de um projeto. Saber falar corretamente, utilizar adequadamente os recursos gráficos, argumentar com destreza, transmitir a confiança em seu próprio trabalho, tudo isso requer esforço e dedicação. Requer também talento, algo que nem sempre é possível adquirir, mas que pode ser compensado com técnicas que podem ser aprendidas. Normalmente, quem julga os projetos não tem o conhecimento técnico necessário para avaliar sua qualidade, mas possui uma enorme capacidade de discernir entre projetos comercialmente viáveis ou não. Um grande projeto com uma péssima apresentação tem menores chances de ser aceito que um projeto apenas razoável com uma excelente apresentação.

A figura 1.1 apresenta o fluxograma simplificado do projeto, conforme proposto por Shigley (1986). Nela estão apresentadas as fases descritas anteriormente. Pode-se notar que pode haver a necessidade de retornar a qualquer uma das fases anteriores, de qualquer ponto

do projeto. Quanto mais criterioso o engenheiro for em determinada fase do projeto, menor será a possibilidade de ter que retornar a ela a partir das fases seguintes. Isso implica em menor tempo de projeto e, muitas vezes, em melhores projetos.

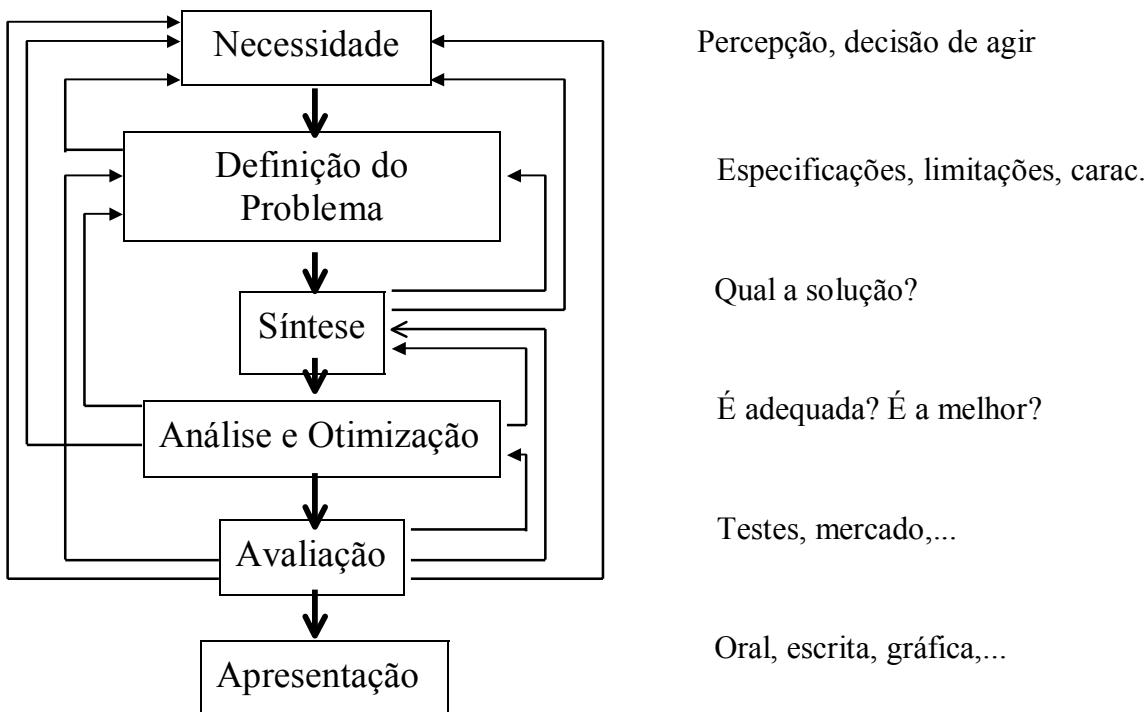


Figura 1.1. Fluxograma Simplificado de um Projeto Mecânico (Shigley, 1986).

2. Conceitos Básicos

2.1. Introdução

O conhecimento necessário para entender os elementos discutidos nesse texto está contido nas ementas de disciplinas anteriores. Algumas dessas disciplinas transmitiram uma grande quantidade de informações e a seleção da parte que realmente é necessária para este texto requer que um resumo seja dado nesse capítulo. Esse resumo servirá como revisão para os conceitos e, ao mesmo tempo, para nivelar o conhecimento dos leitores. No entanto, os conceitos serão descritos de forma simplificada e, tanto quanto possível, objetiva.

2.2. Trabalho e Energia

Um dos mais importantes conceitos de engenharia é o da Energia. Sempre que tratado em textos didáticos, energia é definida como a capacidade de realizar trabalho, ou produzir um determinado efeito desejado. Em sua definição mais simples, trabalho (W) é a capacidade de produzir uma mudança de posição (d) quando é aplicada uma força (F) na direção que vai do ponto inicial ao ponto final do deslocamento. Assim, trabalho pode ser descrito como:

$$W = F \cdot d$$

Uma vez que um trabalho é realizado sobre um sistema, este perde parte da energia que inicialmente possuía, ou ganha energia. Essa energia é transformada, obviamente, não perdida ou criada. Assim, o trabalho pode ser definido também com a variação da energia (E), conforme a equação:

$$W = \Delta E$$

A energia pode se apresentar em diversas formas, mas as que são de maior importância para a engenharia mecânica são a Energia Cinética (EC) e a Energia Potencial (EP), com crescente ganho de importância da Energia Acústica.

A Energia Cinética, como o nome já diz, representa a energia de movimento. Assim, um corpo que está em velocidade V possui energia em quantidade diferente da que possui o mesmo corpo com velocidade diferente de V . Para que a velocidade de um corpo seja reduzida é necessário executar trabalho sobre ele. A Energia Cinética de um corpo com massa (m) pode ser definida como:

$$EC = \frac{1}{2} m V^2$$

A Energia Potencial representa a energia de posição. Corpos em posições mais instáveis têm maior possibilidade de fornecer energia, pois têm maior potencial de mudança de posição. Obviamente, essa energia é relativa, já que a posição também o é. Assim, corpos em alturas diferentes têm diferentes energias potenciais devido à força da gravidade. A forma mais conhecida para avaliar a energia potência de um corpo de massa m é através da fórmula seguinte, onde g é a aceleração da gravidade e h é a altura (posição).

$$EP = mgh$$

Sempre que os elementos que compõem os sistemas mecânicos trabalham, estão atuando na transmissão de energia. Em algum grau, parte da energia gerada é perdida para o meio durante o processo de funcionamento do dispositivo. Cabe a engenharia desenvolver formas de executar o mesmo trabalho com a menor perda possível, já que é impossível executar o mesmo trabalho com menos energia.

2.2.1. Torque e Potência

O acionamento de máquinas rotativas normalmente é feito através de motores elétricos ou a combustão. A necessidade de definir qual a melhor forma de acionar o dispositivo exige a análise de fatores diversos, que vão desde os convencionais, relacionados à capacidade, até fatores ligados aos efeitos sobre o meio ambiente. Os primeiros têm sido os de maior

importância ao longo da história da engenharia: não é possível utilizar um acionamento que não tenha capacidade, por mais ecologicamente correto que seja. Atualmente, o grau de importância dado aos efeitos sobre o meio ambiente fazem com que o projeto já seja concebido tendo como condição a não agressão ao meio ambiente.

A capacidade de torque dos acionamentos utilizados em máquinas rotativas é o primeiro critério a ser analisado. Para executar o trabalho, o acionamento tem que ser capaz de mover os eixos. Qualquer que seja o motor, existem valores limites para o torque. Muitas vezes, o motor pode suprir valores maiores do que os previstos em regime permanente, desde que por um curto período de tempo.

Em alguns tipos de motores, principalmente a combustão, o torque depende da rotação. O produto do torque (T) pela rotação (n) é chamado de Potência (W). Na maioria dos motores a combustão, a Potência não varia linearmente com a rotação, já que o torque também depende dessa última. O valor da potência é utilizado na especificação dos motores e, geralmente, refere-se a potência máxima que pode ser obtida em regime constante de trabalho.

2.3. Equilíbrio e Movimento

Diz-se que um corpo está em equilíbrio quando os efeitos das solicitações sobre ele se anulam. Assim, na condição de equilíbrio, qualquer que seja a solicitação aplicada (força, torque, momento, ...), haverá um conjunto de outros esforços que anularão seu efeito sobre o corpo. Anular, nesse caso, não implica em considerar que os esforços não existem. Se assim fosse, não seria possível calcular as tensões internas aos elementos. Significa que o corpo não terá seu estado de movimento modificado pela atuação dos esforços externos, que estão equilibrados. O corpo pode estar parado ou movendo-se a velocidade constante em relação a algum referencial. A condição de equilíbrio é fundamental para a determinação dos esforços agindo no corpo, já que permite que as solicitações desconhecidas possam ser determinadas igualando seus efeitos com os esforços conhecidos. A forma mais simples de utilizar o

conceito de equilíbrio é considerando que *a somatória de todas as forças atuando sobre o corpo é nula e que a somatória de todos os momentos é nula, simultaneamente.*

Quando um corpo não está em equilíbrio, a somatória dessas forças ou desses momentos não é nula. Elas se igualam a aceleração linear ou angular, conforme os esforços aplicados. O que ocorre é representado pelo que se convencionou chamar da segunda lei de Newton, em homenagem a quem primeiro a postulou. Essa lei diz que *a somatória de todas as forças atuando sobre o corpo é igual ao produto de sua massa pela aceleração linear que sofre e que a somatória de todos os momentos é o produto de sua inércia pela aceleração angular.*

2.4. Materiais de Construção Mecânica

Os principais materiais utilizados na construção de dispositivos mecânicos são os metais, seguidos pelos plásticos e os cerâmicos. Os materiais metálicos têm como vantagem a disponibilidade, o baixo custo, a elevada resistência mecânica e ao desgaste e o fato de que não são poluentes, na maioria das vezes. Os plásticos são fáceis de moldar e possuem uma boa relação entre resistência e peso; a grande quantidade de tipos possibilita a seleção adequada para cada aplicação. Os materiais cerâmicos, com aplicação cada vez mais intensa em projetos mecânicos, possuem pouca variação resistência com a temperatura e boa resistência mecânica como características principais. São usados em motores a combustão, chassis, transmissões, etc...

Devido à limitação de espaço, este texto tratará resumidamente apenas dos materiais metálicos. Ao aluno é fortemente recomendada a leitura de outros textos mais completos sobre os demais materiais, a fim de ampliar sua base de conhecimentos e não limitar o domínio onde trabalha a sua criatividade.

2.4.1. Propriedades dos Materiais Metálicos

As propriedades dos materiais metálicos para uso em estruturas são as resistências à tração, ao escoamento, ao desgaste, ao impacto, à fadiga e a dureza superficial.

A resistência a tração e ao escoamento são obtidas através do ensaio convencional de tração, que permite também obter a relação entre a tensão e a deformação de uma amostra normalizada do material. A figura 2.1 mostra o resultado ilustrativo de um ensaio de tração em um material dútil. Diversos materiais metálicos, como o aço e o alumínio, podem ser considerados duteis, especialmente as ligas de menor resistência. Os pontos que devem ser destacados no gráfico são justamente os valores da resistência ao escoamento (S_y) e da resistência a tração (S_{ut}). A região do gráfico que vai da tensão nula até o valor de tensão igual a S_y é, para todos os efeitos, a região elástica. Um corpo de prova de qualquer material metálico solicitado em um nível de tensão menor do que este retornará às mesmas dimensões originais se a carga for retirada. Até esse nível de solicitação, a tensão é proporcional à deformação específica ξ , que é definida como a razão entre a variação do comprimento nesse valor de tensão e o comprimento inicial, sem a solicitação. Na realidade, são definidos dois outros valores de tensão característicos em materiais metálicos: o limite de proporcionalidade S_p e o limite elástico S_e . O primeiro representa o fim da região onde a tensão é realmente proporcional à deformação e o segundo representa o valor além do qual o material não retorna para as dimensões originais após o descarregamento. Ambos são valores muito próximos do limite de escoamento e, para esse texto, não serão diferenciados deste.

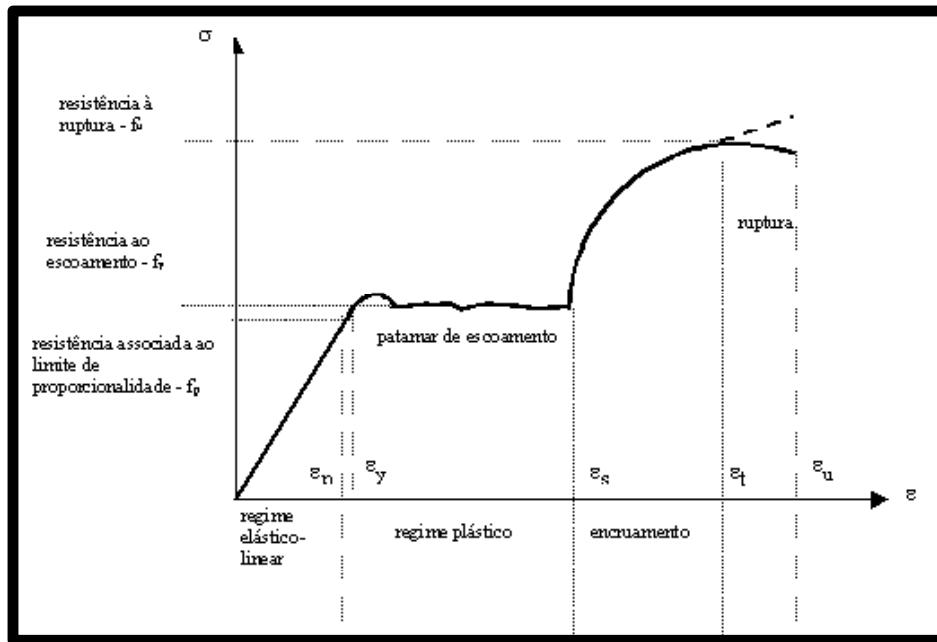


Figura 1. Diagrama tensão-deformação característico de materiais metálicos dúteis

A dureza de um material metálico é definida como a capacidade de suportar a penetração de uma ponta de prova normalizada. Existem diversas formas aceitas para avaliar a dureza, com diversos tipos de pontas de prova. Para a área de estruturas, os procedimentos de determinação de dureza mais importantes permitem a avaliação do que convencionou-se chamar de Dureza Brinnell e Dureza Vickers. Os valores obtidos com esses procedimentos normalmente têm uma relação estreita com o limite de resistência à tração, para materiais metálicos. Para o aço, Datsko (em Shigley, 1986) propõe as seguintes relações:

$$S_y \cong 1,05.S_u - 206,7$$

$$S_{ut} = 3,45.Hb$$

$$S_y \cong 3,62.H_B - 206,7$$

Para outros materiais, outras relações se aplicam. É importante ter em mente a faixa de aplicação das equações acima, para evitar a estimativa incorreta de algum dos valores a partir da dureza medida. A resistência ao desgaste e a resistência à fadiga serão tema de tópicos específicos ao longo do texto.

3. Falhas por Carregamento Estático

Carga estática é aquela que não varia no período de tempo sob análise. Também pode ser considerado carregamento estático aquele que varia de forma tão lenta no período, ou que tem variação de magnitude tão pequena, que pode ser modelado como uma carga única, constante e estável. Assim, uma viga que é projetada para suportar um peso fixo, ou quase fixo, ou um eixo utilizado apenas para transmitir torque e acionar uma carga que não varia no tempo, podem ser considerados elementos que sofrem carregamento estático.

As teorias de falha por carregamento estático podem ser aplicadas à materiais frágeis ou dúteis. As principais teorias que se aplicam a materiais frágeis são:

- Teoria da Tensão Normal Máxima (TNM), que postula que um elemento mecânico falha quando pelo menos uma das tensões principais atinge o valor do limite de ruptura, seja a tração ou a compressão.
- Teoria de Coulomb-Mohr Modificada, que é basicamente a mesma TNM quando as tensões principais têm o mesmo sinal, mas é diferente quando as tensões têm sinais diferentes.

A figura 3.1 mostra as duas teorias. É importante notar que os eixos mostram os valores das tensões principais, para o caso bidimensional. Para tensões tri-axiais, as teorias se aplicam plano a plano, ou seja, plano 1-2, plano 2-3 e plano 1-3.

As principais teorias que se aplicam a materiais dúteis são:

- Teoria da Tensão de Cisalhamento Máxima (TCM). Essa teoria postula que a falha ocorrerá quando a tensão de cisalhamento em algum plano atingir o mesmo valor que a tensão de cisalhamento atinge no instante do escoamento, durante o ensaio de tração. Essa tensão, que pode ser denominada Limite de Escoamento ao Cisalhamento (S_{SY}),

tem o valor de metade do limite de escoamento (S_Y), conforme pode ser visto através do círculo de Mohr do ensaio de tração.

- Teoria da Energia de Distorção (TED). Também chamada de critério de Von Mises-Henck, essa teoria baseia-se no fato de que a rede cristalina dos materiais se distorce sob tensão. Essa distorção pode atingir um limite além do qual não será reversível com a retirada da carga, ou seja, haverá escoamento: o material atingirá seu limite elástico. A distorção é dada pela diferença de tensões entre os planos principais. A forma mais simples de utilizar essa teoria é através do cálculo de uma tensão normal equivalente, que seria comparada a tensão normal no ensaio de tração que levaria ao escoamento. Assim, essa tensão equivalente pode ser comparada com o limite de escoamento. Outra forma de utilizar a teoria é através do cálculo de um limite de escoamento ao cisalhamento. Para o caso de torção pura, pode-se demonstrar que esse limite (S_{SY}) é tal que:

$$S_{SY} = 0,58 \cdot S_Y \quad (3.1)$$

A figura 3.2 mostra a comparação entre as duas teorias. Pode-se notar a linha onde as tensões principais são iguais, mas de sinais diferentes, representando a torção pura. Para um material com limite de escoamento de 100 unidades de tensão (ut), a TCM prevê 50 (ut) como critério para qualquer das tensões, a TED prevê 58 (ut) e, apenas para comparação, a TNM prevê 100 ut. Essa diferença mostra que não existe um erro muito grande em utilizar uma ou outra teoria de falha aplicável, mas quando utilizamos uma teoria que não se aplica a esse tipo de material (no caso, dútil) o erro na previsão da segurança pode ser significativo.

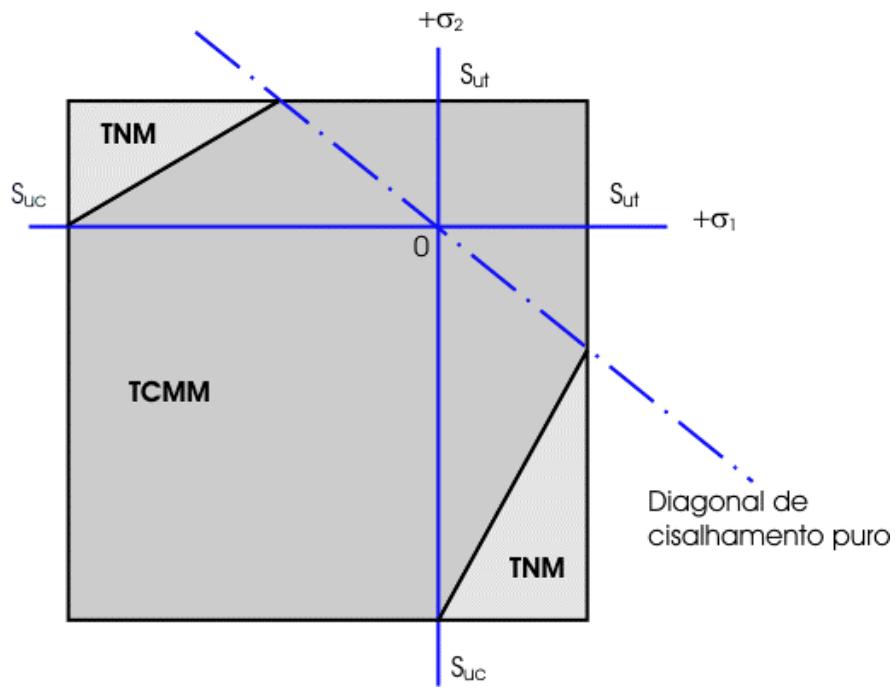


Figura 3.1 Teorias para Carregamento Estático de Materiais Frágeis

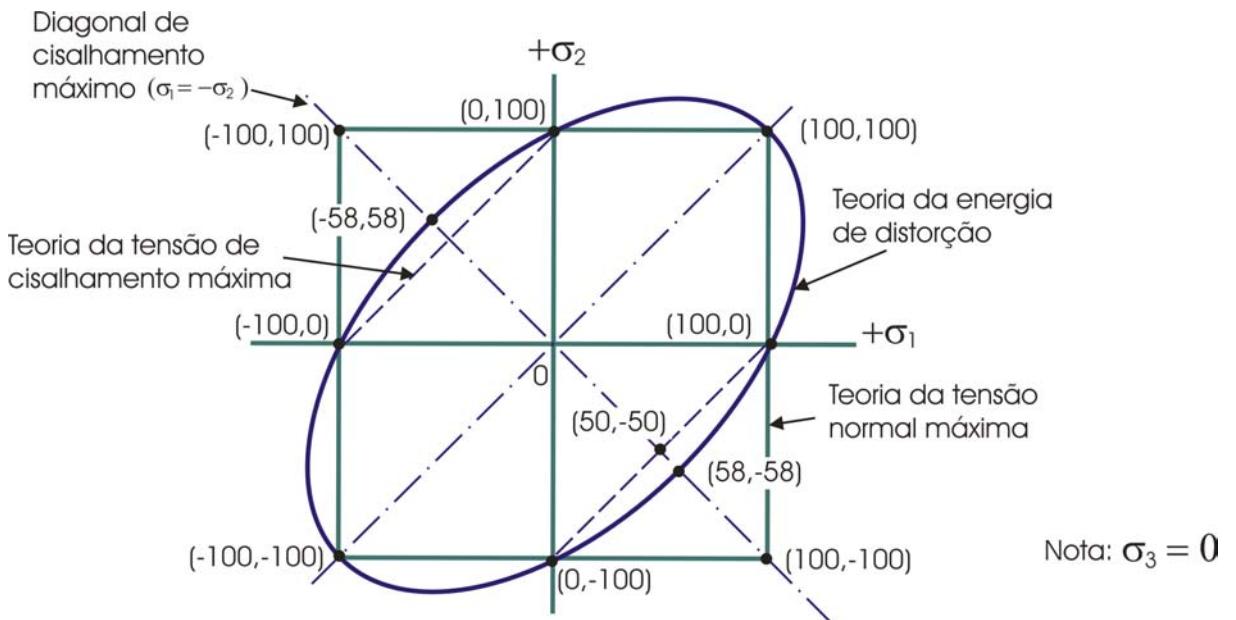


Figura 3.2 Teorias para Carregamento Estático de Materiais Dúteis

4. Falha por Carregamento Dinâmico

Quando a carga varia em função do tempo, as teorias que regem o comportamento dos elementos mecânicos sob solicitação estática não mais se aplicam. Para este tipo de carregamento variável, as falhas podem ocorrer muito antes do previsto. Materiais dúteis e, de forma ainda mais pronunciada, os materiais frágeis, falham em valores de tensão muito abaixo do limite de resistência a fratura e até do limite de escoamento.

A característica principal desse tipo de falha é o surgimento de uma trinca que se propaga através da secção normal à solicitação. Essa trinca continua se propagando com a variação da carga, até que a área resistente à tração não seja mais suficiente para conter a fratura súbita. Devido à progressão da trinca, esse tipo de falha é chamado também de fratura progressiva.

A descrição anterior permite definir três fases distintas desse tipo de falha: o surgimento, a propagação da trinca e a ruptura subta. Na grande maioria das vezes, não é possível prever o surgimento de trincas com exatidão. Elas podem surgir a partir de uma inclusão, ou de uma irregularidade superficial, ou ainda de uma falha na rede cristalina do material. O tempo para o surgimento da trinca não pode ser facilmente estimado, já que a trinca só é acompanhada a partir do momento em que começa a se propagar. O tempo de ruptura também não é suficientemente longo para que possa ser computado na vida do elemento. O tempo de propagação da trinca é o período que se convencionou relacionar à vida sob carregamento variável.

A figura 4.1 mostra uma roda ferroviária que falhou por fadiga. A trinca surgiu em uma marcação no aro da roda e se propagou em direção perpendicular, gerando certa marcas características de propagação de trincas, chamadas de marcas de praia. Quando a trinca atingiu um tamanho crítico, o material se rompeu. A região onde houve ruptura subta está claramente definida. Nessa região o material mostra-se espelhado. Isso ocorre porque a ruptura subta aproxima-se da condição de fratura frágil.

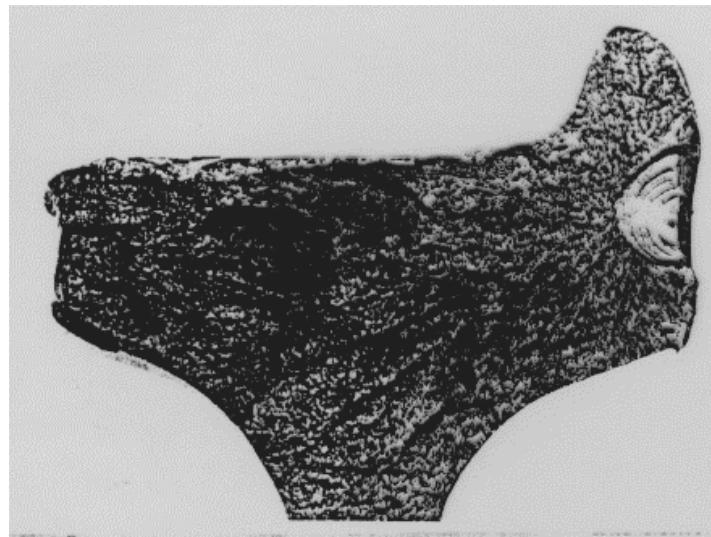


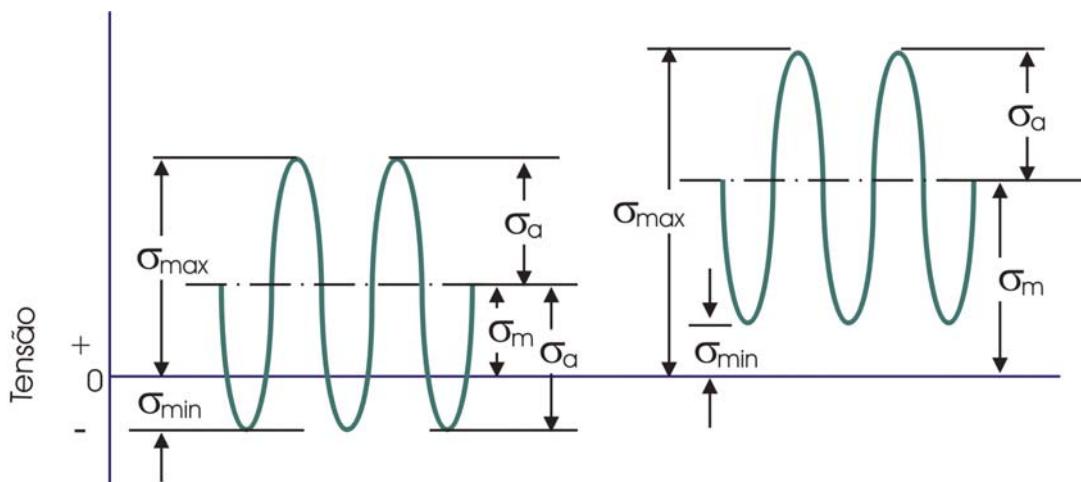
Figura 4.1 Roda ferroviária que falhou por fadiga

4.1. Conceitos Básicos

A Fadiga surge devido a deformação plástica repetida. Essa deformação ocorre na ponta da trinca, onde a concentração de tensões é muito elevada devido ao pequeno raio local. A propagação da trinca ocorre quando o material escoado na ponta da trinca transfere o carregamento para o material vizinho seguinte, ou seja, após uma região suficientemente grande da ponta da trinca ter escoado. Se a região de escoamento é muito pequena, o material pode endurecer sob carregamento, comportando-se da mesma forma que um forjado. Se a região for suficientemente grande, o material na ponta da trinca vai sendo rompido sucessivamente durante a variação da carga, e a trinca se propaga.

Para evitar a falha, o material do elemento deve resistir a propagação das trincas que surgirem. À resistência à propagação de trincas dá-se o nome de Resistência a Fadiga, e a representação mais comum é pelo símbolo S_f . Se um material resiste ou não pode ser determinado pela relação entre a semi-amplitude de tensão a qual é solicitado (σ_a) e a resistência.

Os tipos mais comuns de solicitação variável são apresentados na figura 4.2. Nesta podem ser vistas as tensões alternadas, com tensão média de valor nulo, e as tensões flutuantes, com valor da tensão média diferente de zero. Na determinação das propriedades do material a ser empregado, são realizados ensaios em corpos de prova sob tensão alternada. O ensaio realizado é chamado de Ensaio de Fadiga com Barreta Rotativa por Flexão Alternada Simétrica e visa determinar o valor de S_f . Esse ensaio também é chamado de Ensaio de Moore e é normalizado pelos principais organismos de engenharia mundiais, embora as normas possam ser diferentes entre países.



$$\begin{aligned}\sigma_m &= \text{Tensão média} & \sigma_a &= \text{Tensão alternada (ou tensão de amplitude)} \\ \sigma_{\max} &= \text{Tensão máxima} & \sigma_{\min} &= \text{Tensão mínima}\end{aligned}$$

Figura 4.2 Tipos de Solicitações Mecânicas Comumente Encontradas

O valor da Resistência à Fadiga é obtido normalmente em um ensaio por flexão simétrica, com um dispositivo e um corpo de prova conforme a figura 4.3. Nesse arranjo, o corpo de prova sofre flexão pura em toda a sua região central. Normalmente, são ensaiados diversos corpos de prova em diversos níveis de tensão, podendo chegar a quinze ou mais por nível. O resultado desse ensaio é uma curva que descreve o número de ciclos que os corpos de prova

sobrevivem em cada nível de tensão. O gráfico dessa curva é chamado de Diagrama S-N, ou diagrama de tensão em função do número de ciclos até a falha.

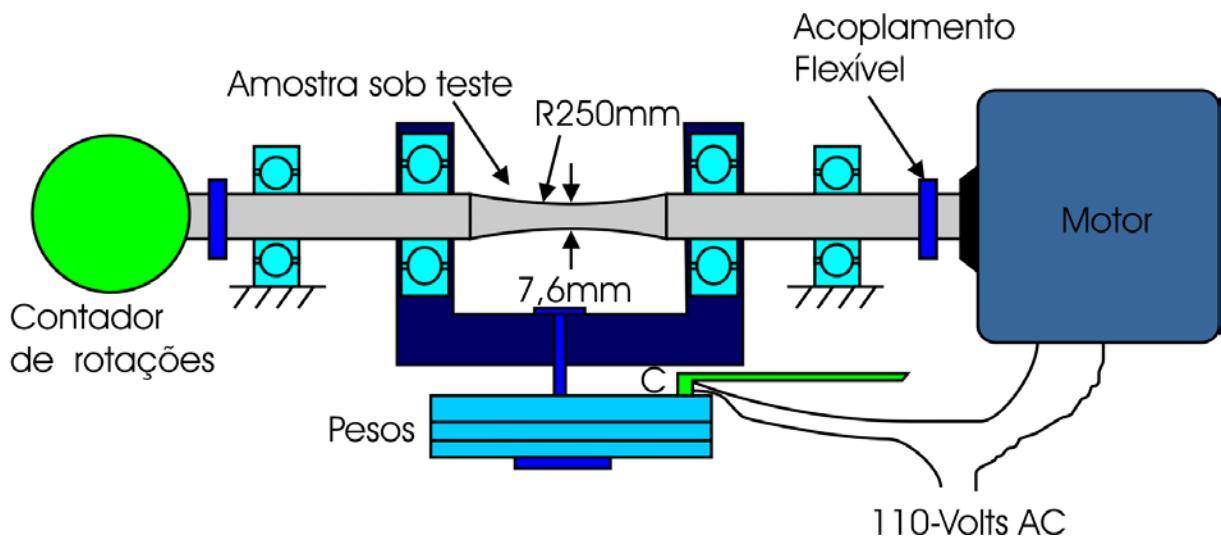


Figura 4.3 Esquema do Dispositivo de Ensaios de Fadiga por Flexão Alternada

A figura 4.4 mostra um exemplo de diagrama S-N para aços. Nesse diagrama, os círculos representam o instante da falha. As escalas são logarítmicas em ambos os eixos. Pode-se notar que existe um nível de tensão abaixo do qual não haverá falha. Esse nível de tensão é o limite de resistência a fadiga S_n' . Pode-se notar também que no nível de tensão correspondente ao limite de resistência S_n' , o número de ciclos é de um milhão (10^6 ciclos). De fato, observa-se que os aços que atingem essa vida sob fadiga não falham mais, ainda que solicitados indefinidamente no mesmo nível de tensões.

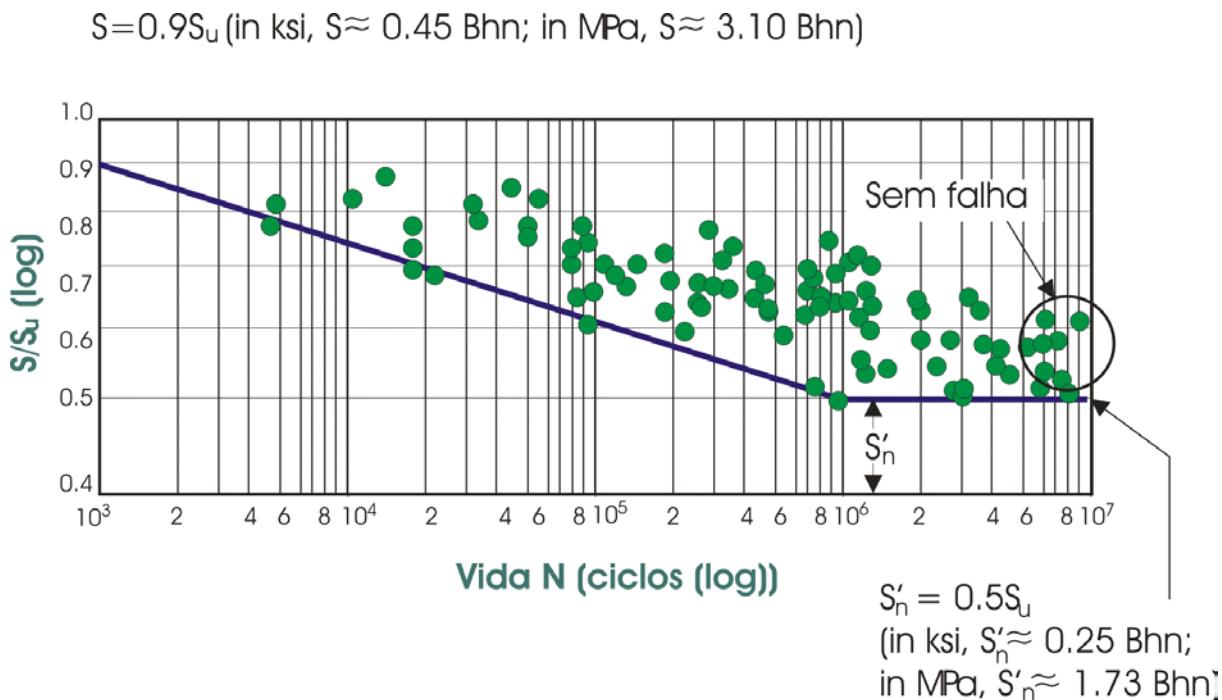


Figura 4.4 Diagrama Tensão pelo Número de Ciclos até a Falha - S-N

A análise dos resultados de ensaios para grande quantidade de aços mostrou que o limite de resistência à fadiga S_n' pode ser estimada a partir dos resultados do ensaio de tração. A vantagem desse procedimento é que o ensaio de tração é simples de ser conduzido, requer um menor número de corpos de prova, apresenta menor dispersão e os resultados de ensaios de tração são disponíveis na literatura, sem a necessidade da realização de ensaios complementares. O valor de S_n' para aços pode ser estimado como a metade do valor do limite de resistência à tração S_u .

A curva apresentada na figura 4.4 mostra também que maiores níveis de tensão podem ser empregados se o objetivo é uma vida finita. Por exemplo, para uma vida de dez mil ciclos (10^4 ciclos), o nível de tensão que pode ser empregado é de 70% do limite de resistência S_u . Além disso, a figura apresenta um resultado curioso: para 1000 ciclos de vida a resistência à

fadiga, representada por S_f , atinge o valor de $0,9.S_u$, que é bem maior do que o limite de escoamento para os aços dúteis. Isso ocorre porque as tensões apresentadas na figura são as tensões calculadas, e não as reais. O material está submetido a tensões menores nesse ponto, devido ao escoamento, o que leva ao compartilhamento da carga com as regiões elásticas adjacentes. Dessa forma, o diagrama é apenas indicativo e serve para limitar as tensões aplicadas e não para expressar as tensões reais na peça.

Uma constatação importante é a de que os limites da reta que liga os pontos da resistência à fadiga para 1000 ciclos e o limite de resistência a fadiga, em 10^6 ciclos, podem ser obtidos com o valor da resistência a tração. Como já visto, este valor pode ser obtido de tabelas e gráficos ou através de um ensaio simples. Existe também uma outra relação notável que permite a estimativa do valor de S_n : a relação de S_u com a dureza. A Figura 4.5 mostra que existe uma relação linear entre esses valores para aços com limite de resistência menor que 1400 MPa. Para outros aços a relação não vale.

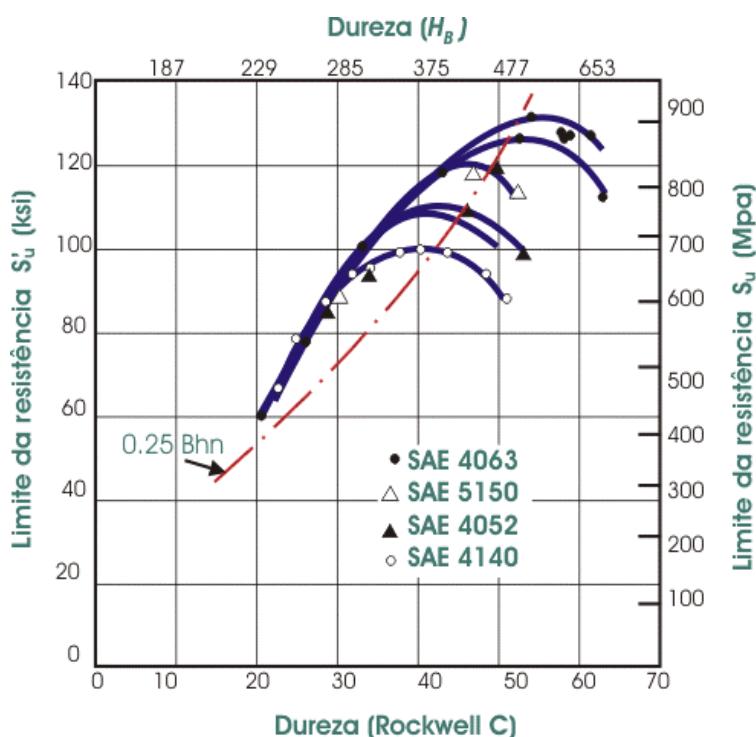


Figura 4.5 Relação entre a Dureza e o Limite de Resistência à Fadiga para Aços

4.2. Efeito do Tipo de Solicitação

O ensaio de fadiga é realizado com o corpo de prova solicitado à flexão. Este não é o caso de todos os componentes de máquinas que devem ser projetados. Na realidade, somente um pequeno número de componentes sofre flexão pura. Os demais sofrem algum tipo de combinação entre flexão, torção e tensão normal. Como utizar os resultados do ensaio de tração em situações onde o carregamento é diferente?

Quando o carregamento é por tensão normal alternada (tração alternada), toda a área resistente ao carregamento é submetida ao mesmo nível de tensão. A possibilidade da existência de um defeito ou alguma característica que leve ao enfraquecimento da amostra é maior do que no ensaio de flexão, onde apenas a superfície da peça sofre a tensão máxima. É de se esperar que o limite de resistência à fadiga seja menor no caso de tração do que no caso de flexão. De fato, experimentos mostram que este limite é cerca de 10% menor para o caso de tração-tração. Além disso, cargas axiais acrescentam um agravante quando da sua aplicação: a excentricidade. É extremamente difícil centralizar a aplicação da carga. Pode-se esperar uma diminuição maior que 10%, dependendo do controle que se tem quanto à excentricidade. Normalmente, considera-se um limite de resistência à fadiga por tensão normal alternada de 20 a 30% menor que o por flexão. Quando não existirem dados sobre excentricidade, deve-se considerar a diferença de 10% e levar em conta a incerteza do procedimento no coeficiente de segurança.

Quando o carregamento é por torção alternada, pesquisas mostram que a teoria da energia de distorção é adequada para relacionar os valores das resistências. Assim, o limite de resistência à fadiga por torção alternada é aproximadamente 58% do valor do limite de resistência à fadiga por flexão alternada, obtido no ensaio de fadiga. Dessa forma, todos os limites estão relacionados, permitindo que possam ser determinados conhecendo-se apenas o valor de S_u .

Da mesma forma, a resistência à fadiga por torção alternada para 1000 ciclos de vida pode ser obtida considerando que o valor da resistência é 90% do valor do limite de ruptura. A única diferença é que o limite de ruptura a ser utilizado é a resistência ao cisalhamento. Esse valor, para aços, é cerca de 0,8 S_u . Assim, o limite de fadiga à torção alternada para 1000 ciclos é $0,8 \cdot 0,9 \cdot S_u = 0,72 S_u$.

Para tensão normal alternada, os resultados são obtidos através de avaliação experimental. Com isso, determina-se que o limite de resistência para 1000 ciclos em tração-tração é de cerca de $0,75 \cdot S_u$. Pode-se observar que os valores de resistência à fadiga para os diversos tipos de carregamento também podem ser estimados a partir dos resultados de um ensaio de tração.

4.3. Avaliação da Resistência à Fadiga para Carregamento Biaxial

A teoria vista até este ponto relaciona as solicitações às resistências obtidas em materiais metálicos, especialmente o aço. Em especial, o modelo apresentado serve principalmente para análise de componentes dúteis, com vida esperada infinita. Vidas de materiais dúteis próximas a 1000 ciclos não são adequadamente descritas pelo modelo. Também não é adequadamente descrito o comportamento de materiais frágeis.

Para o caso de materiais dúteis, o modelo que se adapta para a avaliação da vida sob carregamento variável em ciclagens menores que 1000 ciclos é chamado de *fadiga em baixo ciclo*. Esse modelo postula que a falha (ou fadiga) para um pequeno número de ciclos é controlada pela deformação. Isso difere do modelo proposto, segundo o qual existe uma *tensão limite* e não uma *deformação limite*. Foge dos objetivos desse texto avaliar a fadiga em baixo ciclo, embora seja um tema importante que deve ser adequadamente abordado quando o profissional se defrontar com esse tipo de falha.

Dois modelos são propostos para avaliar os casos para os quais o modelo anterior não se aplica:

- Materiais Dúteis: Usar a teoria da Energia de Distorção para combinar as tensões em uma tensão equivalente e compará-la com o limite de resistência à fadiga ou o limite de fadiga.
- Materiais Frágeis: Usar a teoria de Mohr para obter uma tensão equivalente e compará-la com a resistência à fadiga. Para isso, é necessário plotar as tensões em um diagram $\sigma_1-\sigma_2$ e traçar uma reta paralela à linha de falha, passando pelo ponto (σ_1, σ_2) . O cruzamento dessa linha com o eixo σ_1 é a tensão equivalente.

4.4. Efeito do Acabamento Superficial

A resistência à fadiga é obtida a partir do ensaio de corpos de prova espelhados. Isso implica em que todos os elementos avaliados devam ter superfícies semelhantes ou que haja alguma forma de corrigir o valor obtido no ensaio para adaptá-lo à situação prática. Na prática, componentes de máquinas são usinados, laminados, forjados ou sofrem outro tipo de trabalho mecânico. A figura 4.6 mostra o fator C_s , utilizado para corrigir os valores de limite de resistência obtidos no ensaio para adaptá-los à condição real de utilização. Esse fator depende da resistência do material, como seria esperado de um fator de concentração de tensões superficial. Depende também, indiretamente, da dureza superficial.

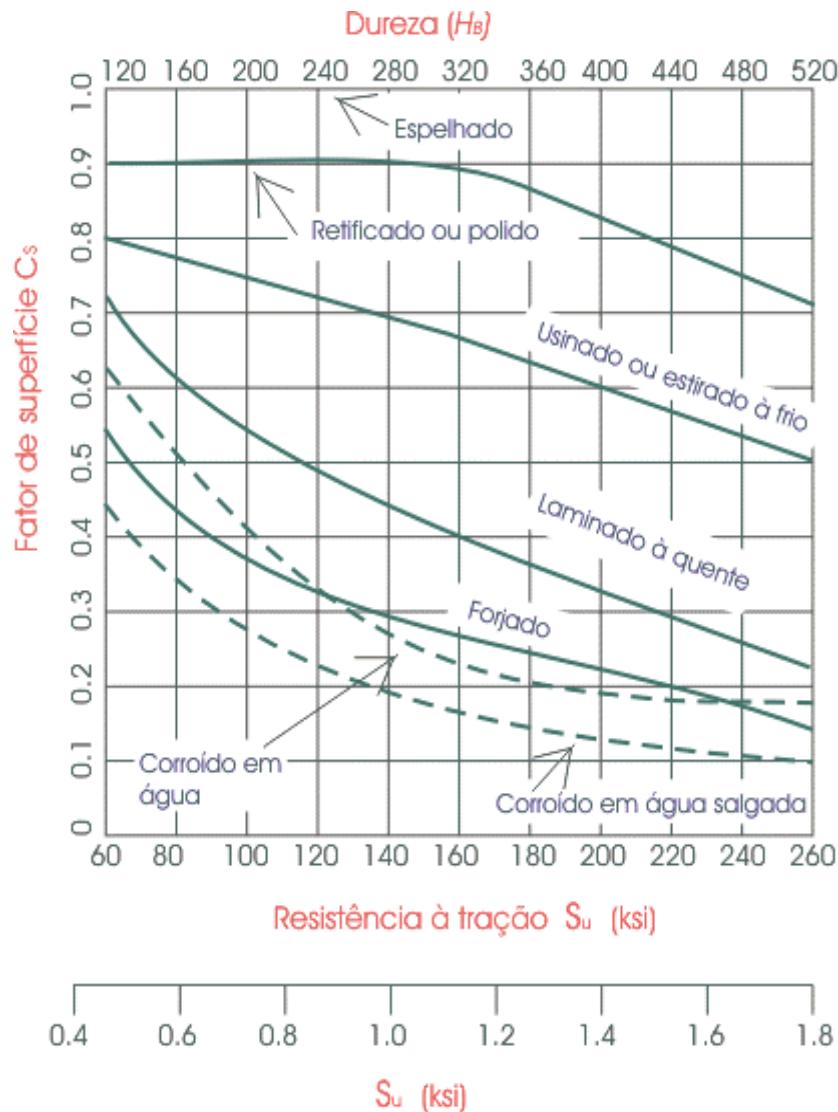


Figura 4.6 Fator de Correção para o Efeito do Acabamento Superficial C_s

4.5. Efeito do Tamanho do Elemento

O ensaio de fadiga é realizado como corpos de prova de dimensões padronizadas. Para essas amostras, é possível imaginar o efeito da deformação plástica superficial quando as tensões ultrapassam o limite de escoamento. Deve-se lembrar que os CP estão sendo solicitados à flexão e que as tensões superficiais são as máximas. É óbvio que, em elementos com secções maiores, o efeito do gradiente é menos pronunciado. Se isso ocorre, o valor da resistência real do elemento deve ser um pouco menor que a do corpo de prova. De fato, uma correção de 10% ou mais deve ser aplicada em elementos de dimensões acima de 50 mm.

Para elementos de dimensões menores do que as do corpo de prova, o efeito pode ser desprezado, já que seu efeito é a favor da segurança.

4.6. Sumário do Modelo de Resistência à Fadiga Adotado

Com base no que foi exposto, a resistência à fadiga de elementos mecânicos pode ser calculada por:

$$S_n = C_L \cdot C_G \cdot C_S \cdot S_n' \quad (4.1)$$

Onde: C_L = Fator tipo de carregamento (flexão, torção ou carga axial)

C_G = Fator Gradiente, que leva em conta o tamanho da peça

C_S = Fator de acabamento superficial (tipo de superfície)

S_n' = Limite de resistência à fadiga obtido no ensaio de flexão

S_n = Limite de resistência a fadiga corrigido

Os conceitos discutidos e o efeito destes sobre cada um dos fatores apresentados pode ser sumarizado pelo que está descrito na tabela 4.1. A resolução dos problemas de engenharia passa necessariamente pela adequada seleção dos fatores de correção e da obtenção correta das propriedades dos materiais testados.

4.7. Diagrama de Vida Constante e Efeito da Tensão Média

Conforme visto na figura 4.2, as cargas variáveis podem ser alternadas, com tensão média nula, ou flutuantes, com tensão média diferente de zero. Em ambos os casos a tensão que deve ser comparada com a resistência à fadiga é a semi-amplitude de tensão, mostrada com o símbolo σ_a na figura. O valor da tensão média para o caso de tensões flutuantes é mostrado com o símbolo σ_m . Quando as tensões são flutuantes, o modelo proposto precisa ser novamente corrigido. O diagrama S-N é adequado apenas para o caso de tensões alternadas.

Para o caso de tensões flutuantes, Goodman propos um diagrama denominado *Diagrama de Vida Constante*, apresentado

Trata-se de um diagrama que tem as tensões alternadas nas abssissas e as tensões médias nas ordenadas. O diagrama mostra as linhas de vida constante para 10^3 , 10^4 , 10^5 e 1 milhão

Tabela 4.1 Resumo da Aplicação dos Fatores de Correção para as Propriedades de Fadiga

**TABLE 8.1
Generalized Fatigue Strength Factors for Ductile Materials**

	Bending	Axial	Torsion
a. Endurance limit^a			
$S_n = S'_n C_L C_G C_S$, where S'_n is the R. R. Moore endurance limit, and			
C_L (load factor)	1	1	0.58
C_G (gradient factor): diameter < (0.4 in. or 10 mm) (0.4 in. or 10 mm) < diameter < (2 in. or 50 mm) ^b	1	0.7 to 0.9	1
C_S (surface factor)	0.9	0.7 to 0.9	0.9
b. 10^3-cycle strength^c			
	$0.9S_u$	$0.75S_u$	$0.9S_{us}^d$
<i>Note:</i> 1. For all biaxial loading except torsion, convert actual stresses to an equivalent bending stress using the distortion energy theory. Then relate this equivalent stress to the bending fatigue strength. 2. For other than 50 percent reliability, multiply S_n by C_R . (10^3 -cycle strength is usually not multiplied by C_R .)			
^a For materials not having an endurance limit, apply the factors to the 10^8 or 5×10^8 -cycle strength.			
^b For (2 in. or 50 mm) < diameter < (4 in. or 100 mm) reduce these factors by about 0.1. For (4 in. or 100 mm) < diameter < (6 in. or 150 mm), reduce these factors by about 0.2.			
^c No corrections for gradient or surface are normally made, but the experimental value of S_u or S_{us} should pertain to sizes reasonably close to those involved.			
^d $S_{us} = 0.8S_u$ for steel; $S_{us} = 0.7S_u$ for other ductile metals.			

de ciclos. Essas linhas ligam as resistências à fadiga para cada número de ciclos com o limite de resistência a tração. A área no interior dessas linhas, como OBCO, representa a região onde qualquer combinação de tensão média e alternada levará à vida desejada. Na realidade, essas linhas se projetam à esquerda na forma de um patamar (como CH), indicando que a tensão média de compressão não tem influência significativa na fadiga. A figura também mostra as linhas que unem os limites de escoamento. Essas linhas representam a ocorrência de

deformação plástica. Se esse tipo de deformação for critério de falha, a parte da área que fica fora da linha AA'A" deve ser excluída da área de segurança.

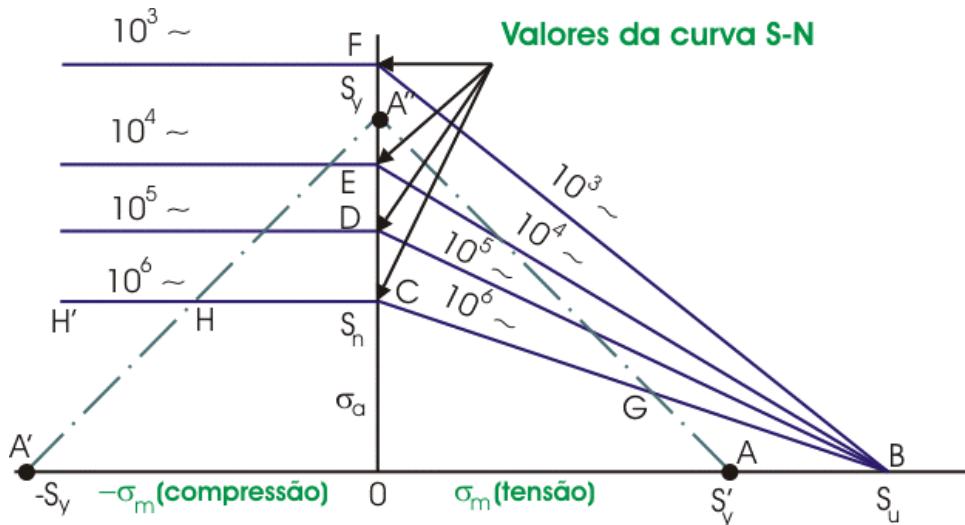


Figura 4.7 Diagrama de Vida Constante

O método de determinar as tensões utilizando essa figura é o seguinte:

- Para cargas de flexão: Usar o diagrama como apresentado
- Para cargas axiais: substitua dos valores de S_f pelos obtidos para cargas axiais
- Para Torsão: O lado esquerdo do diagrama não tem sentido físico. Pode ser omitido. Os valores de S_f devem ser os de torção, assim como os valores de S_y e S_u devem ser substituídos pelos correspondentes S_{Sy} e S_{Su} .
- Combinação de Carregamentos (biaxial): construir o diagrama para flexão e calcular as tensões equivalentes alternadas (sub-indice a) e médias (sub-indice m). Essas tensões podem ser dadas por:

$$\boxed{\sigma_{ea} = \sqrt{\sigma^2 + 3 \cdot \tau^2}} \quad (4.2a)$$

$$\sigma_{em} = \frac{\sigma_m}{2} + \sqrt{\tau_m^2 + \left(\frac{\sigma_m}{2}\right)^2} \quad (4.2b)$$

O valor da margem de segurança, ou do coeficiente de segurança, pode ser estimado pela distância que um ponto encontra-se da linha que define a área de segurança. A linha de carga passa por (0,0) tem a inclinação dada pelo ponto de tensão (σ_1, σ_2).

O efeito da tensão média que o elemento suporta pode ser observado na figura 4.8. Nessa figura pode-se notar que a amplitude de tensões para que não ocorra falha por fadiga é igual ao limite de resistência a fadiga, quando a tensão média é nula. Com o aumento da tensão média, a amplitude de tensão pode permanecer constante até que a soma da tensão média com a amplitude de tensão seja igual ao limite de escoamento. A partir dai, haverá redução na amplitude de tensão cada vez que a tensão média aumentar, ou haverá escoamento de partes do elemento.

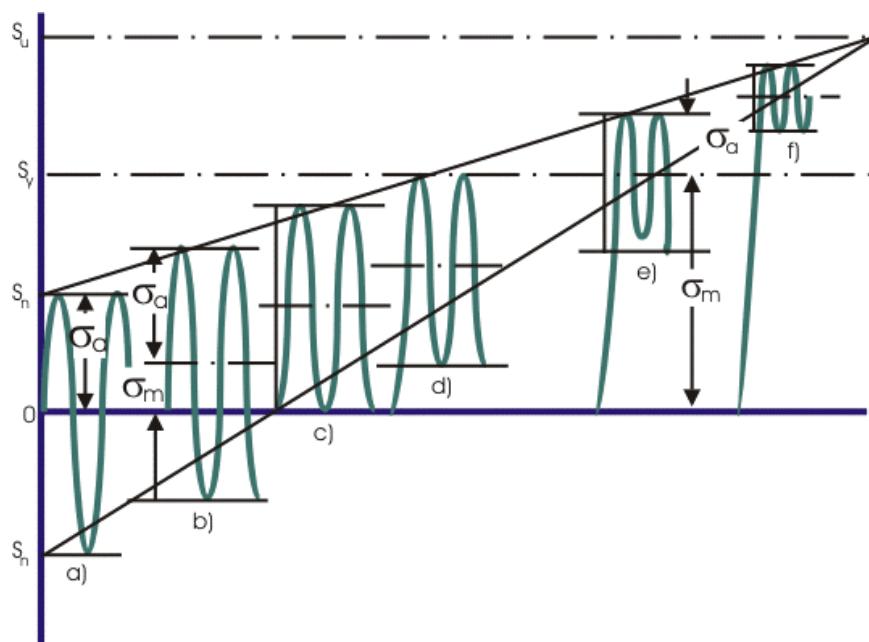


Figura 4.8 Efeito da Tensão Média na Amplitude de Tensão para Carga Uniaxial

4.8. Efeito da Concentração de Tensões na Resistência à Fadiga para Carga Alternada

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 4.9 mostra o efeito de um entalhe sobre o limite de resistência S_n' . 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 a medida que a vida decresce.

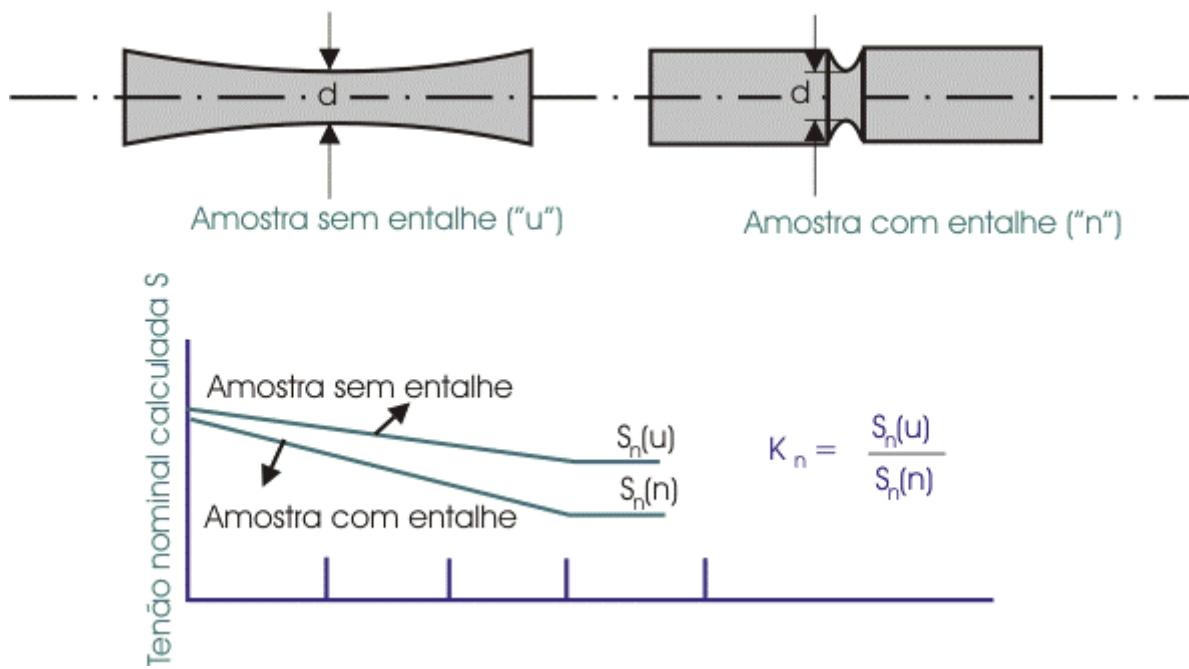


Figura 4.9 Efeito do Entalhe na propriedades de Resistência a Fadiga

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 incluiam 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:

$$K_f = 1 + (K_t - 1) \cdot q \quad (4.3)$$

A sensibilidade ao entalhe é mostrada no Anexo 1 dessa apostila. Na figura, o fator q é mostrado como função da dureza do aço e do tipo de carregamento. À esquerda estão os valores para flexão e carga normal; à direita estão os valores para torção. 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 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 desejado. 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 secção, conforme os conceitos a serem discutidos no tópico seguinte, 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.

4.9. Efeito da Concentração de Tensões na Resistência à Fadiga para Carga Flutuante

O efeito de K_f sobre a falha por fadiga na presença de tensão média pode ser visto na figura 4.10. Nessa figura, uma carga inicial de 150 MPa é aplicada em um entalhe. A carga leva a tensão no entalhe ao valor de 300 MPa, que é o mesmo valor do limite de escoamento. Nesse nível de tensão, a carga clica sucessivamente. A seguir, o valor da tensão aplicada é aumentado para 200 MPa, ou seja, uma tensão no entalhe de 400 MPa. Nesse nível de tensão, a carga atinge o ponto (b) do gráfico mostrado na parte inferior da figura. A tensão flutuante é 200 MPa e a tensão média tem o mesmo valor.

Aumentos posteriores de carga levam a tensão no entalhe a 500 e 600 MPa, respectivamente. A parte superior da figura mostra a tensão aplicada. A parte central mostra a tensão real que está sendo sentida no entalhe. Pode-se notar que a tensão real não atinge os níveis previstos na parte inferior da figura. As tensões jamais atingirão 600 MPa antes que toda a secção escoe.

Um fator importante a ser notado é que a tensão real, expressa pelos pontos (a), (b'), (c') e (d') da figura inferior, apresenta o número de ciclos real até a falha. O ponto (c), por exemplo, mostra que a falha ocorrerá antes de 1000 ciclos, quando na realidade a vida esperada pode atingir cinco ou mais vezes esse valor.

4.10. Vida em Fadiga com Carregamento Variável - A Regra de Miner

As cargas variáveis raramente têm o comportamento uniforme descrito na figura 4.10. Cargas reais não seguem harmônicas e raramente podem ser identificadas precisamente. Miner propôs uma forma de combinar as cargas de diversas intensidades para avaliação da vida em fadiga. Segundo essa proposta, parte da vida total seria consumida em cada nível de

carregamento. Assim, se 20% do número de ciclos até a falha fosse consumido em um nível de tensão de 300 MPa, restariam apenas 80% do número de ciclos em qualquer outro nível de tensão. A regra de Miner pode ser expressa matematicamente por:

$$\frac{n_1}{N_1} + \frac{n_2}{N_2} + \dots = 1 \quad (4.4)$$

Na realidade, Miner propôs que o valor 1 fosse variável. A faixa de variação seria de 0,7 a 2,3. Isso permitiria a adaptação para os diversos tipos de materiais

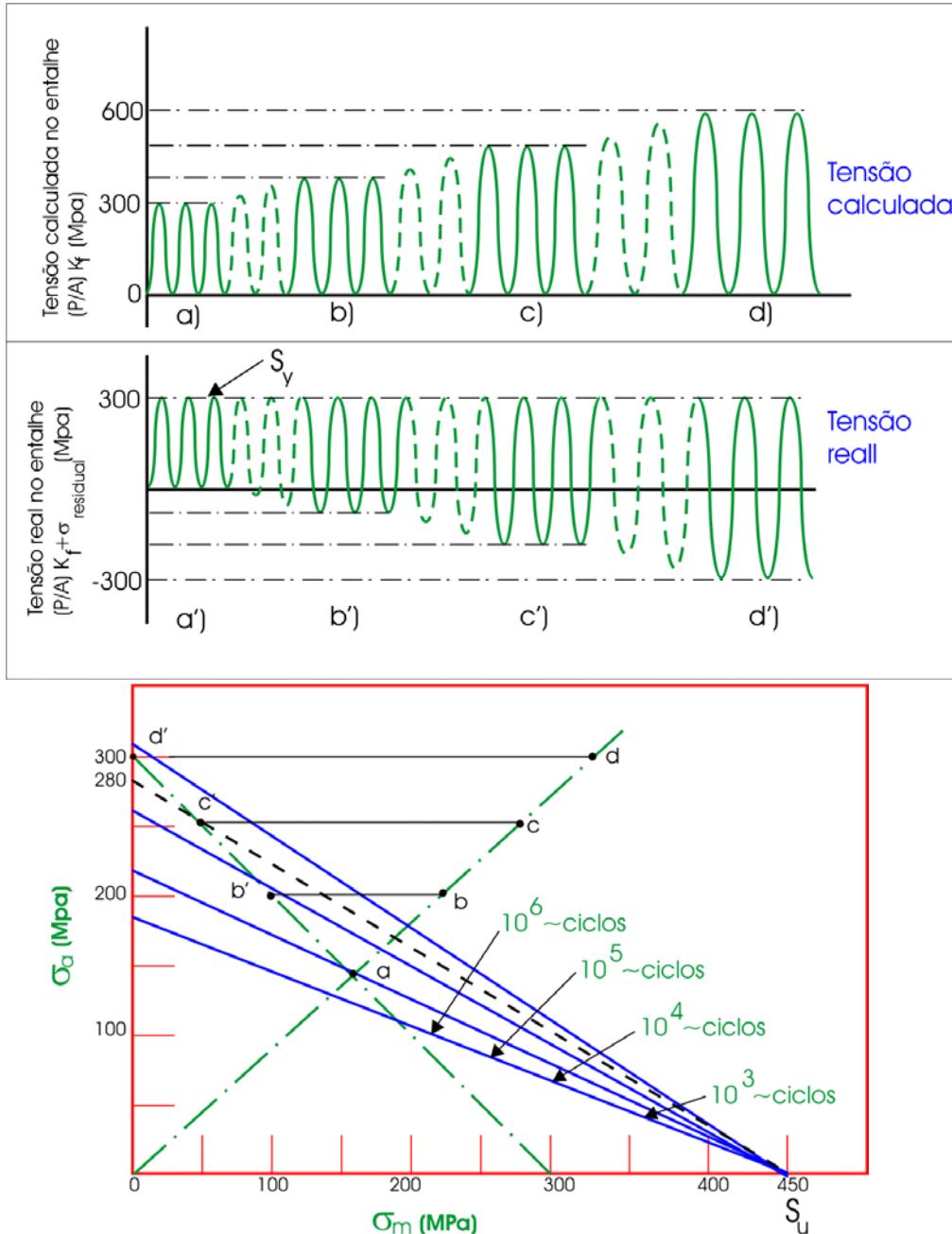


Figura 4.10 Vida em Fadiga em Elementos Entalhados e sob Deformação Plástica

4.11. Conclusões Iniciais

O processo de falha por fadiga em alto ciclo é complexo e o entendimento dos conceitos envolvidos requer aplicação por parte do profissional de engenharia. Saber projetar não está necessariamente entre os dons de todos os Engenheiros, mas esforçar-se para aprender e buscar o melhor projeto é o mínimo que se espera desses profissionais. O conhecimento do processo de falha por fadiga é um diferencial importante, que nem todos os engenheiros se preocupam em ter. Este texto procurou dar a visão inicial desse tipo de falha. Aprofundar-se é sempre necessário. Aprimorar-se? Ainda mais.

Não será somente esse texto que trará proficiência no tema, nem deixará de contribuir para isso. Nunca é demais reforçar que o bom senso, a experiêncial e o conhecimento formarão o engenheiro. Este texto é sobre conhecimento e, como tal, atingiu seus objetivos.

4.12. Equações para Cálculo de Diâmetros de Eixos

O cálculo dos diâmetros de eixos metálicos segue o mesmo procedimento apresentado anteriormente. Como em eixos o torque geralmente é constante e a tensão devida à flexão é variável, pode-se utilizar equações ou modelos mais simples. As teorias mais aceitas propõem uma equação parabólica para o cálculo dos diâmetros, que se ajusta nas retas do diagrama de tensão constante.

A equação mais usada é a de Soderberg, mostrada a seguir:

$$d = \left\{ \frac{32.SF}{\pi} \cdot \left[\left(\frac{T}{S_Y} \right)^2 + \left(\frac{M}{S_n} \right)^2 \right]^{1/2} \right\}^{1/3}$$

Uma variação dessa equação, proposta no livro de Mott, inclui a teoria da energia de distorção como base para o cálculo da parte estática da relação, diferentemente de

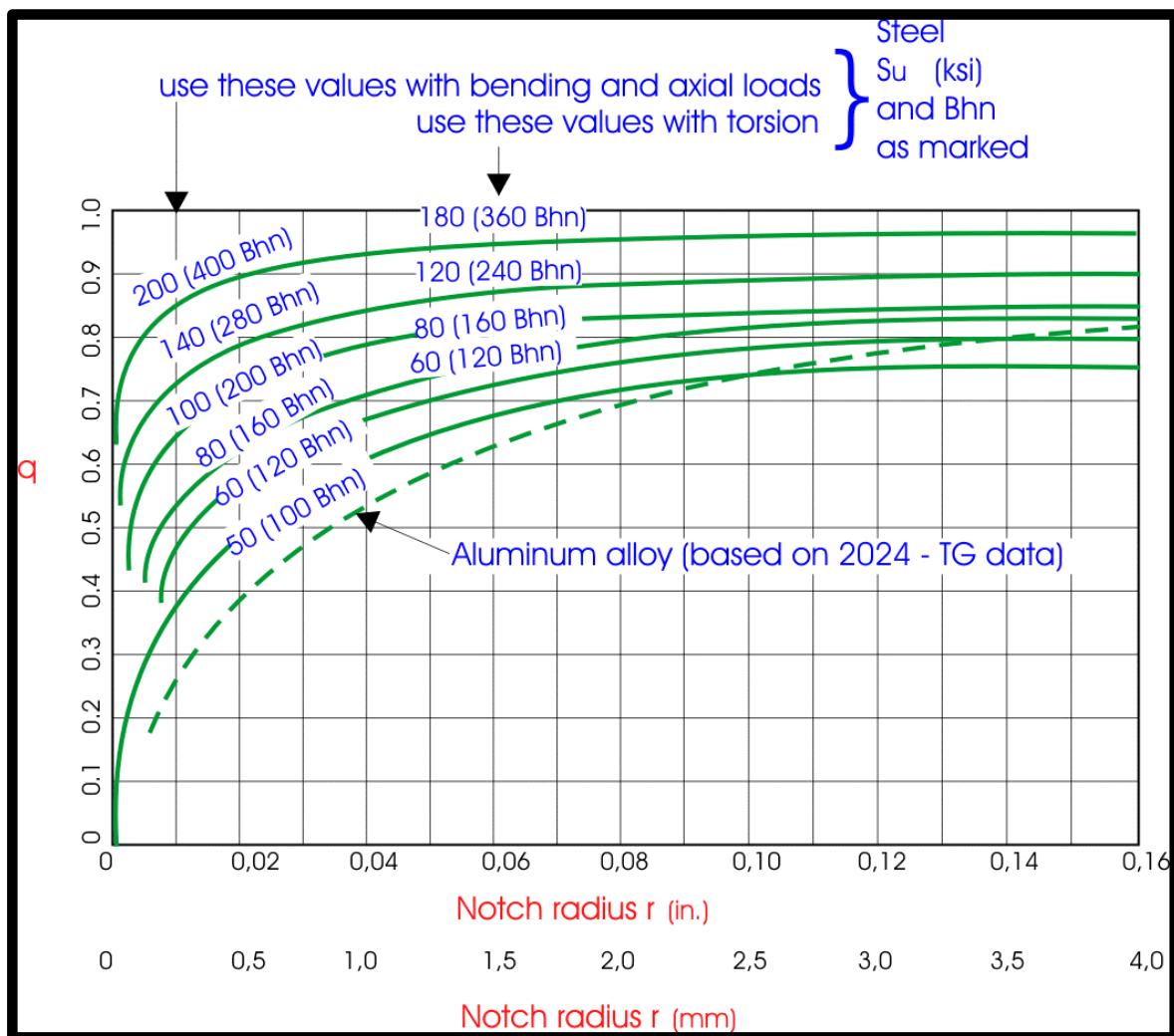
Soderberg, que propõe que a falha ocorre segundo a teoria da tensão de cisalhamento máxima, mais conservadora. A equação é:

$$d = \left\{ \frac{32.SF}{\pi} \left[\frac{3}{4} \left(\frac{T}{S_Y} \right)^2 + \left(\frac{M}{S_n} \right)^2 \right]^{1/2} \right\}^{1/3}$$

Em ambas as equações, SF é o fator de segurança e o Momento Fletor (**M**) e o Torque (**T**) devem incluir os fatores de concentração de tensão correspondentes. Para o primeiro, deve-se incluir k_f e para o segundo k_T .

ANEXO 1

Sensibilidade ao Entalhe q



ANEXO 2

Exemplo de Fatores de Concentração de Tensões K_t

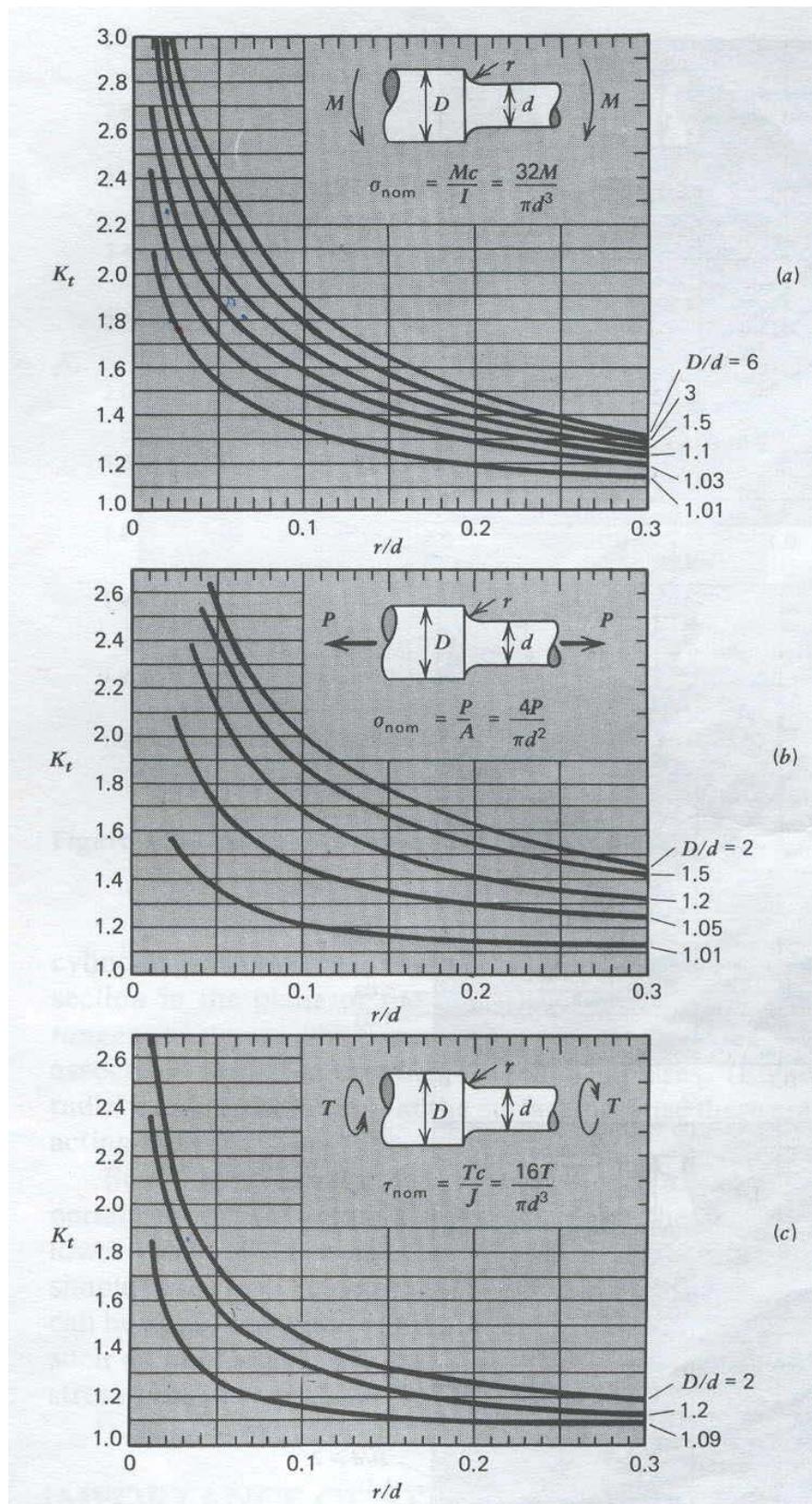


Figure 4.35 Shaft with fillet (a) bending; (b) axial load; (c) torsion [7].

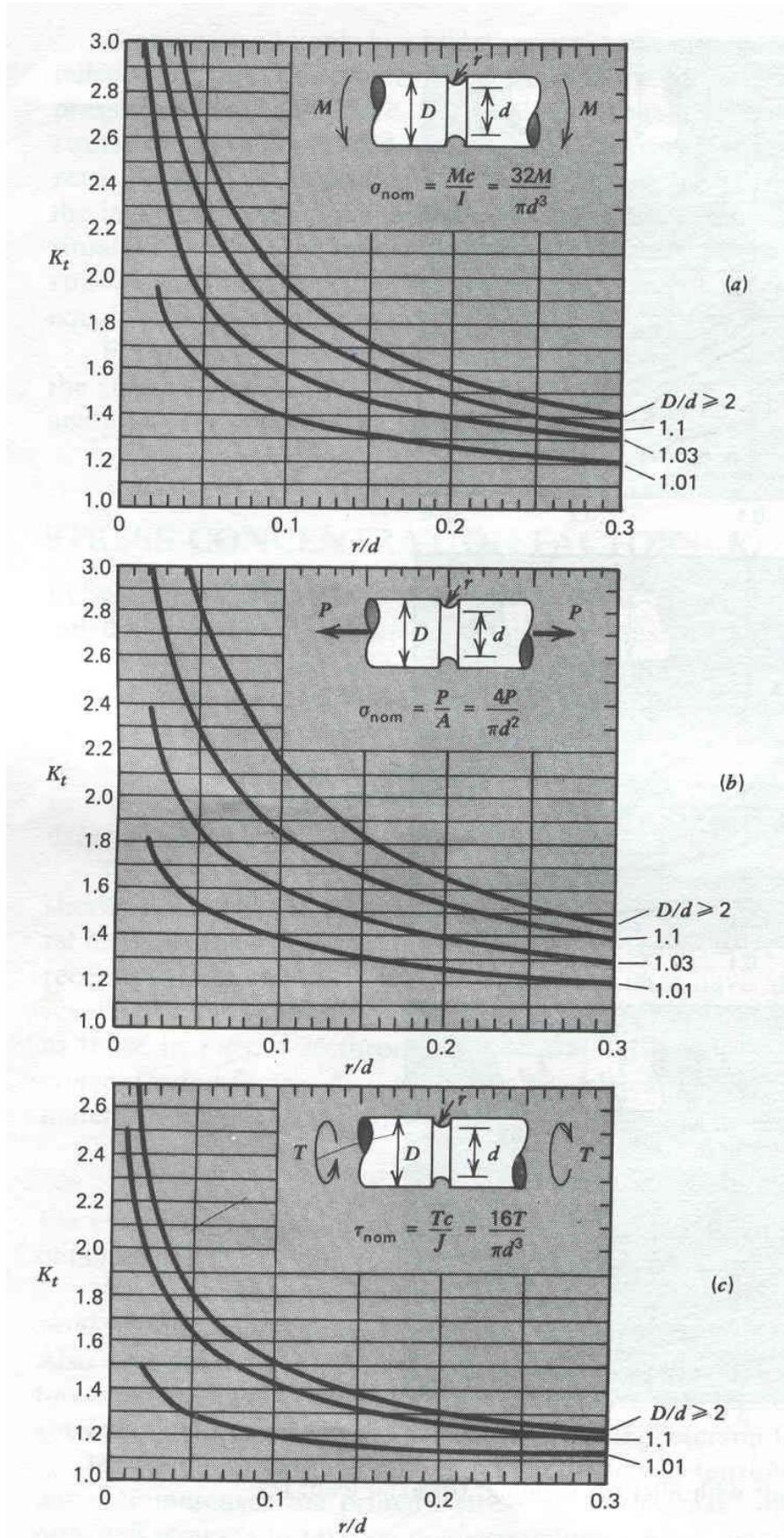


Figure 4.36 Grooved shaft (a) bending; (b) axial load; (c) torsion [7].

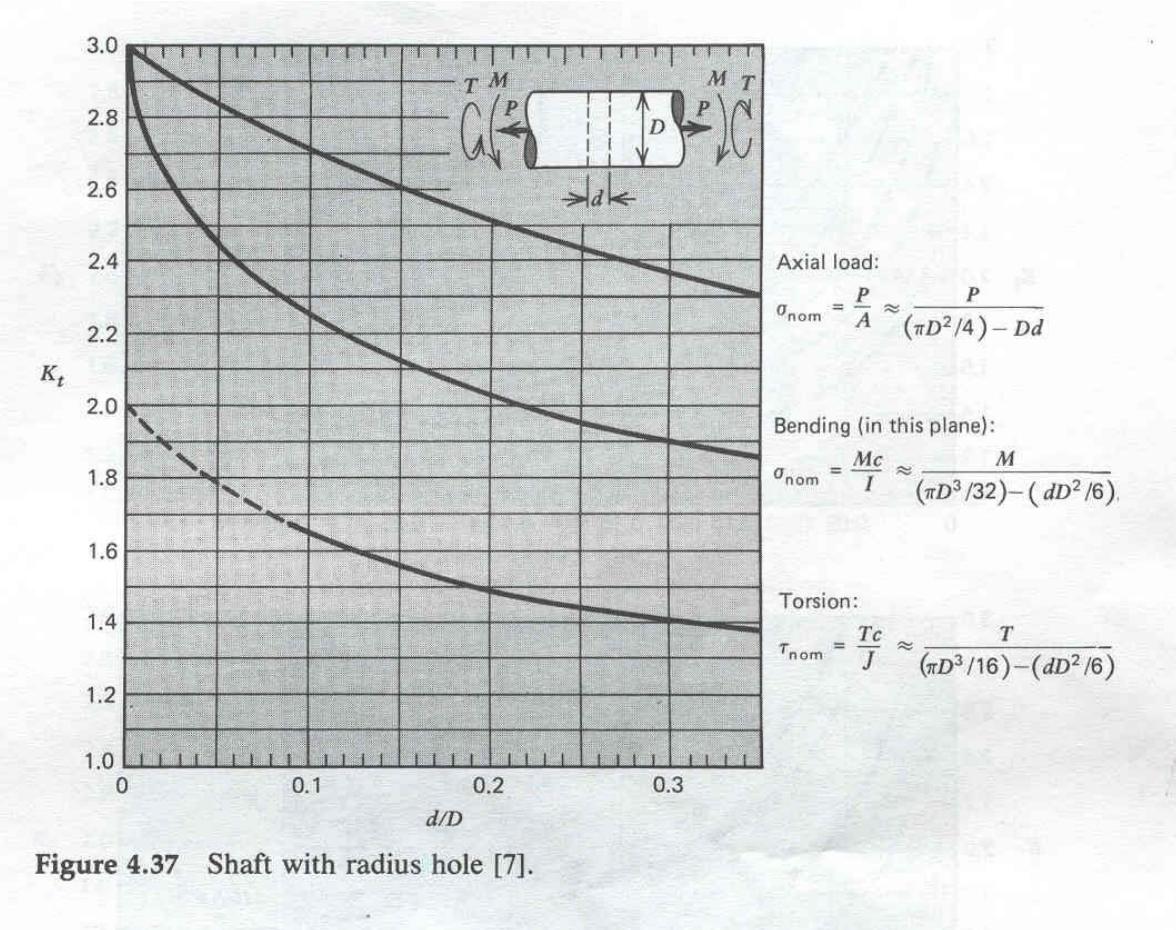


Figure 4.37 Shaft with radius hole [7].

ANEXO 3**Tabela para Especificação de Chavetas****TABELA 2 – Dimensões e tolerâncias para rasgos de chaveta**

dimensões em mm

Diâmetro d aci- ma- de até	Eixo	Chaveta Seção b x h	Rasgos de chaveta										Raio R	
			Largura					Profundidade						
			Nominal	Afastamentos				Eixo t ₁	Cubo t ₂					
				ajuste com folga no eixo	ajuste com folga no cubo	ajuste normal no eixo	ajuste normal no cubo							
6	8	2 x 2	2	+ 0,025	+ 0,060	- 0,004	+ 0,012	- 0,006	1,2	1	0,16	0,08		
8	10	3 x 3	3	0	+ 0,020	- 0,029	- 0,013	- 0,031	1,8	1,4	0,16	0,08		
10	12	4 x 4	4	+ 0,030	+ 0,078	0	+ 0,015	- 0,012	2,5	+ 0,1	0,16	0,08		
12	17	5 x 5	5	0	+ 0,030	- 0,030	- 0,015	- 0,042	3,0	1,8	0,25	0,16		
17	22	6 x 6	6						3,5	2,3	0,25	0,16		
22	30	8 x 7	8	+ 0,036	+ 0,098	0	+ 0,018	- 0,015	4,0	3,3	0,25	0,16		
30	38	10 x 8	10	0	+ 0,010	- 0,036	- 0,018	- 0,051	5,0	3,3	0,40	0,25		
38	44	12 x 8	12						5,0	3,3	0,40	0,25		
44	50	14 x 9	14	+ 0,043	+ 0,120	0	+ 0,021	- 0,018	5,5	3,8	0,40	0,25		
50	58	16 x 10	16	0	+ 0,050	- 0,043	- 0,022	- 0,061	6,0	4,3	0,40	0,25		
58	65	18 x 11	18						7,0	+ 0,2	0,40	0,25		
65	75	20 x 12	20						7,5	4,9	0,60	0,40		
75	85	22 x 14	22	+ 0,052	+ 0,149	0	+ 0,026	- 0,022	9,0	5,4	0,60	0,40		
85	95	25 x 14	25	0	+ 0,065	- 0,052	- 0,026	- 0,074	9,0	5,4	0,60	0,40		
95	110	28 x 16	28						10,0	6,4	0,60	0,40		
110	130	32 x 18	32						11,0	7,4	0,60	0,40		
130	150	36 x 20	36						12,0	8,4	1,00	0,70		
150	170	40 x 22	40	+ 0,062	+ 0,180	0	+ 0,031	- 0,026	13,0	9,4	1,00	0,70		
170	200	45 x 25	45	0	+ 0,080	- 0,062	- 0,031	- 0,088	15,0	10,5	1,00	0,70		
200	230	50 x 28	50						17,0	11,4	1,00	0,70		
230	260	56 x 32	56						20,0	12,4	1,60	1,20		
260	290	63 x 32	63	+ 0,074	+ 0,220	0	+ 0,037	- 0,032	20,0	+ 0,3	12,4	+ 0,3		
290	330	70 x 36	70	0	+ 0,100	- 0,074	- 0,037	- 0,106	22,0	0	14,4	0		
330	380	80 x 40	80						25,0	15,4	1,60	1,20		
380	440	90 x 45	90	+ 0,087	+ 0,260	0	+ 0,043	- 0,037	28,0	17,4	2,50	2,00		
440	500	100 x 50	100	0	+ 0,120	- 0,087	- 0,044	- 0,124	31,0	19,5	2,50	2,00		