

# CAPÍTULO 10

---

## RESISTÊNCIA À FADIGA DAS PEÇAS

A resistência à fadiga do material é o início do processo de análise, podendo ser obtida através de ensaios, ou então estimada por alguns dos procedimentos descritos no Capítulo 9. A aplicação destes dados para o projeto do produto não é, no entanto, imediata, já que a peça não é o corpo de prova e as diferenças entre ambos deverão ser consideradas. Este Capítulo discute os vários aspectos que devem ser considerados neste caso e a forma de aplicar cada um deles na análise de fadiga da peça e na avaliação de sua vida. Estes procedimentos são desenvolvidos para tratar do problema da nucleação das trincas de fadiga, de acordo com os modelos tradicionais representados pelas curvas  $\sigma - N$  e  $\varepsilon - N$ .

### 10.1 - INTRODUÇÃO.

No Capítulo anterior o comportamento quanto à resistência à fadiga de um material foi analisado para cargas cíclicas alternantes, ou seja, de média zero, e com amplitude constante, através do diagrama  $\sigma - N$  ou então do diagrama  $\varepsilon - N$ . Para um componente mecânico não nos é possível aplicar diretamente estes resultados, pois os mesmos são válidos apenas para os corpos de prova, porque existem vários aspectos que alteram a resistência à fadiga do componente, em relação aos resultados obtidos no ensaio com os corpos de prova. As

diferenças dizem respeito quanto ao tipo de sollicitação e a distribuição de tensões dentro do material, bem como a fatores que afetam a resistência do material propriamente dito. As principais diferenças entre um corpo de prova de fadiga e uma peça real podem ser resumidamente listadas como:

#### 1 - ACABAMENTO SUPERFICIAL.

O corpo de prova tem a sua superfície retificada ou muitas vezes polida, enquanto que o componente mecânico é apenas usinado ou mesmo é usado no estado bruto de fabricação, como de laminação, de forjamento, de solda ou de fundição. Estas diferenças são importantes, principalmente para vidas elevadas, acima da vida de transição do material. Um acabamento superficial de pior qualidade em geral degrada a resistência à fadiga da peça, diminuindo em muito a sua vida útil. Esta redução de vida pode ser de  $10^3$  vezes ou mais.

#### 2 - TAMANHO.

O corpo de prova é em geral de pequeno diâmetro, com um pequeno volume de material sollicitado pelas tensões máximas, o que reduz as heterogeneidades que podem existir no volume. Nas peças de grandes dimensões as regiões centrais são mais sujeitas a segregações, inclusões e outros defeitos metalúrgicos, o que compromete a resistência da peça. Existe também o efeito aparente do tamanho, quando comparamos carga de tração com carga de flexão, pela existência de deformações plásticas não levadas em conta no cálculo, em geral elástico, das tensões nominais de flexão.

#### 3 - CONFIABILIDADE.

É plenamente conhecido que o processo de falha por fadiga apresenta uma considerável dispersão de resultados. Assim, quando o nosso projeto deve usar os dados da resistência de fadiga com um nível de segurança que considere a dispersão existente, a tensão de resistência à fadiga deve ser corrigida por este efeito. Isto faz com que a tensão limite de fadiga fique abaixo do correspondente valor médio, quando é necessária uma confiabilidade superior a 50%.

#### 4 - TEMPERATURA.

Quando o componente que está sendo projetado deve trabalhar a uma temperatura distinta da temperatura em que os ensaios de fadiga foram realizados é necessária uma correção na resistência à fadiga do material para adequá-la à temperatura de trabalho. Em geral ocorre uma pequena queda da resistência à fadiga para temperaturas até 200 a 250 °C. Acima deste valor de temperatura a queda é mais acentuada.

#### 5 - GEOMETRIA.

Os corpos de prova possuem seção uniforme, com uma transição suave para os extremos onde são fixadas as garras, enquanto que nos componentes mecânicos sempre existirão variações bruscas da geometria que acarretarão concentrações de tensão. Estes pontos de concentração de tensão tem uma importância bastante grande, pois é a partir deles que a falha inicia. Uma grande parcela deste Capítulo é dedicada à discussão do problema de concentração de tensão.

## 6 - CARGA.

Na grande maioria dos casos os ensaios de corpos de prova de fadiga a solicitação é simples, ou seja, de apenas um tipo, de flexão, tração ou torção. Para os componentes mecânicos reais normalmente existe uma superposição de vários tipos de solicitações, tornando necessária uma análise do efeito combinado. O modo de tratamento apresentado neste Capítulo considera apenas o caso de carregamentos em fase, em que a direção das tensões principais não muda. Para o caso de carregamento fora de fase o problema ainda hoje não apresenta unanimidade quanto a forma de tratamento.

## 7 - OUTROS EFEITOS.

Outras variáveis tais como tensões residuais, tratamentos superficiais, ambiente agressivo etc., também influenciam na vida do componente mecânico em relação à vida dos corpos de prova. Isto faz com que devamos levar em consideração estes efeitos quando do projeto de produtos que irão trabalhar naquelas condições.

Pelo efeito cumulativo destes aspectos é necessário distinguir entre a resistência à fadiga do material, medida através de ensaios, realizados com corpos de prova, e a resistência à fadiga da peça propriamente dita, que é a resistência que esta apresentará quando em serviço. Como foi comentado, a resistência à fadiga do material, caracterizada pelos diagramas  $\sigma - N$  ou  $\epsilon - N$ , é afetada pelo conjunto de efeitos citados. Sendo assim, a forma de atacar o problema depende do tipo de diagrama usado, ou em outras palavras, depende da variável usada para definir o nível de solicitação no material, seja a tensão ou a deformação atuante, consiste em estudar separadamente os efeitos sobre cada um dos dois tipos de diagramas comentados no Capítulo anterior.

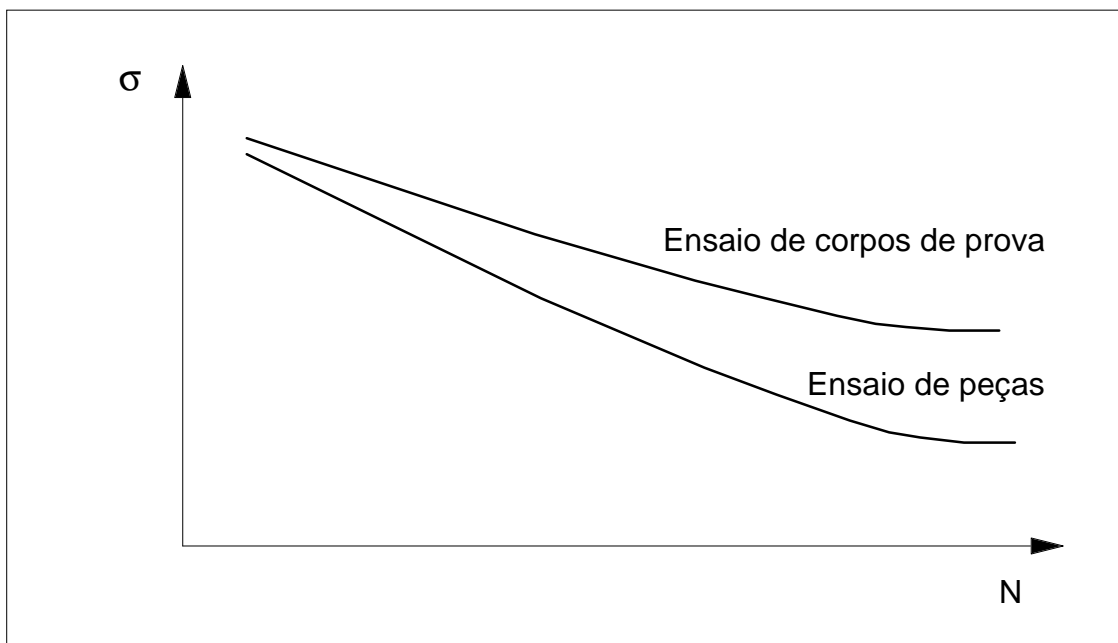
## 10.2 - EFEITOS SOBRE O DIAGRAMA $\sigma - N$ .

As discrepâncias das vidas entre o corpo de prova e o componente mecânico serão consideradas pelo uso de vários fatores empíricos obtidos experimentalmente, pois não é possível, ao menos até o momento, prever, através de um modelo matemático, o comportamento real de componentes sujeitos à ação da fadiga. Assim, estes fatores são usados de modo a permitir a estimativa da vida do

componente. A tensão limite de fadiga do material é  $\sigma_F$ , porém no componente, pelos diversos aspectos comentados, a tensão limite de fadiga será menor e denominada de  $\sigma_F'$ , podendo ser estimada por:

$$\sigma_F' = k_1 k_2 k_3 k_4 \dots k_i \sigma_F \quad (10.1)$$

sendo  $k_i$  o fator de correção para o  $i$ ésimo efeito. A curva  $\sigma - N$  da peça fica assim caracterizada pela tensão  $\sigma_F'$  em  $10^6$  ciclos. Para vidas menores verifica-se que os efeitos diminuem de magnitude e assim considera-se o mesmo valor de  $\sigma_N$ , em  $10^3$  ciclos, para definir a curva da peça, conforme mostra a figura 10.1. A seguir são apresentados os diversos fatores de correção e a forma de sua determinação, bem como a forma de sua aplicação.



**Figura 10.1** - Curva de resistência à fadiga para a peça e material.

#### INFLUÊNCIA DO ACABAMENTO SUPERFICIAL.

Na maioria das peças o dano devido à fadiga começa na superfície do material e, por isso, o estado desta superfície exerce uma grande influência sobre o limite de resistência à fadiga ou sobre o período útil de trabalho da peça, quando sujeita à fadiga. Nos cálculos de resistência à fadiga de uma peça, as particularidades referentes ao acabamento da superfície são consideradas pela definição do coeficiente de qualidade do acabamento da superfície,  $k_1$ , denominado de fator de acabamento superficial.

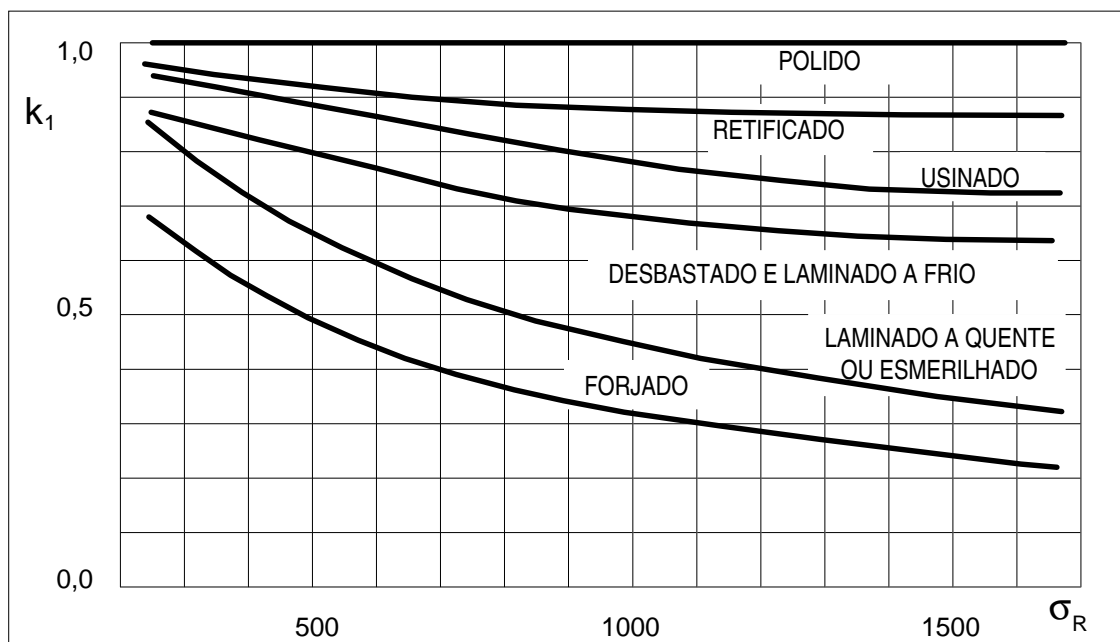
$$k_1 = \sigma_F' / \sigma_F \quad (10.2)$$

onde

$\sigma_F'$  - tensão limite de fadiga do corpo de prova com acabamento real;

$\sigma_F$  - tensão limite de fadiga do corpo de prova polido.

Na figura 10.2 estão dados os valores aproximados do coeficiente de qualidade da superfície de diversos aços em função da tensão limite de resistência e do tipo de acabamento superficial. Estes valores apresentados foram obtidos como uma tendência dos dados disponíveis na literatura, os quais não são necessariamente coincidentes.



**Figura 10.2** - Fator de acabamento superficial  $k_1$ , para aços.

O bom acabamento de amostras de ligas de alumínio dá valores de  $k_1 = 0,8$  a  $0,9$ . No caso de acabamentos cuidadosos de amostras de ligas magnésio, recomenda-se usar  $k_1 = 0,7$  a  $0,8$ . O limite de resistência das amostras de ligas de titânio com acabamento simples, é inferior em 33% o limite de resistência das amostras retificadas, para o ensaio realizado em condições normais de temperatura. A corrosão do metal exerce, por sua vez, uma grande influência sobre a tensão limite de fadiga.

Os fatos comentados acima sempre reduzem a vida do elemento, porém existem alguns tratamentos superficiais que aumentam a resistência à fadiga, os quais serão comentados a seguir. Na indústria

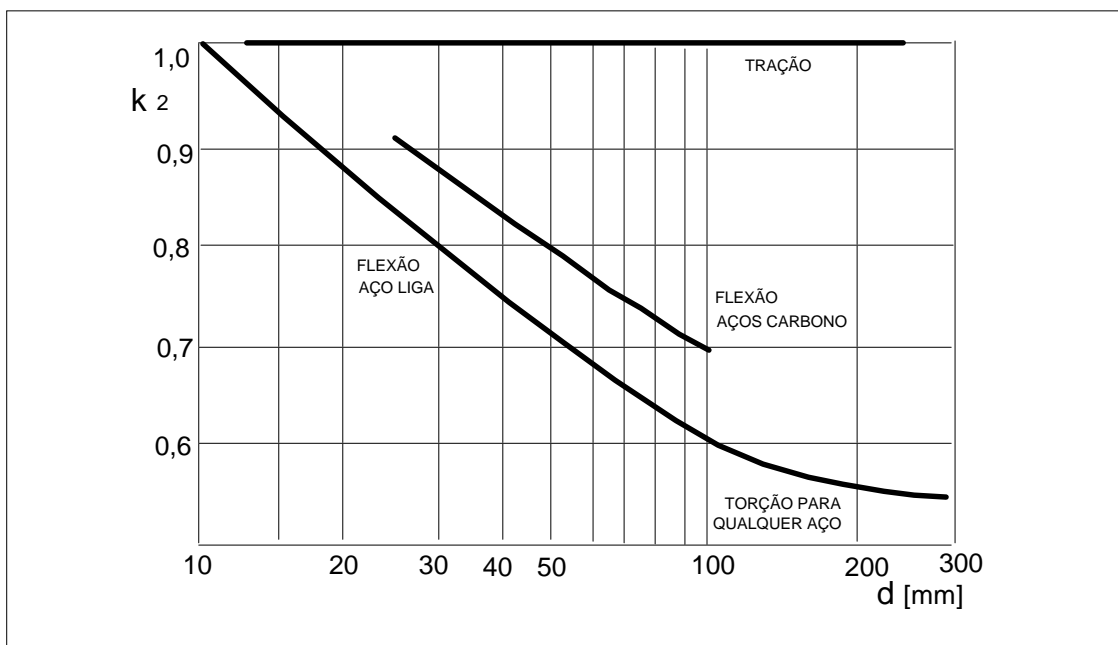
são utilizados vários métodos de endurecimento superficial de peças que trabalham nas condições de carregamentos cíclicos como molas e semieixos de automóveis, dentes de engrenagens, etc. Estes tratamentos superficiais não visam a alteração geral das características de resistência do material, mas tratam-se de processos que visam o aumento da resistência à fadiga, a qual se acrescenta a exigência de aumentar a resistência ao desgaste. Entre estes métodos, aplicados em diversas combinações, convém assinalar os métodos termoquímicos, como a nitretação, têmpera com cementação, têmpera superficial com correntes de alta frequência e ainda o endurecimento a frio da camada superficial por jateamento de granalha, ou por trabalho com rolos. Estes tratamentos superficiais tem duplo efeito, em primeiro lugar elevam a resistência da camada superficial, sendo mantidas inalteradas as propriedades das camadas inferiores, e, em segundo lugar, na camada superficial são criadas tensões residuais de compressão que impedem, ou retardam, a formação de trincas. A Tabela 10.1 fornece dados aproximados de  $k_1$  que caracterizam a ordem de grandeza do efeito de aumento da resistência à fadiga, devido ao endurecimento superficial, para aços carbono e ligados.

Resumindo, podemos dizer que o efeito do acabamento superficial, conforme ilustrado pela figura 10.2, engloba diferentes mecanismos, que levam a uma alteração da resistência à fadiga do material. Em peças usinadas o acabamento superficial representa um maior ou menor efeito de concentração de tensão, devido às irregularidades provenientes do processo de usinagem. Em peças polidas, as camadas superficiais sofrem trabalho a frio, ou seja, ficam encruadas e com um estado de tensões residuais de compressão. Esta tensão residual faz com que o efeito geométrico do acabamento superficial (concentração de tensão) fique parcialmente mascarado. Em componentes laminados a quente ou forjados o efeito de superfície considera o aspecto geométrico do acabamento, como também a redução de resistência mecânica à fadiga pela descarbonetação superficial nestas peças. Quando o meio ambiente é agressivo, para o material que forma o componente, o aspecto de ataque químico também está embutido no fator de acabamento superficial. Apenas na primeira situação, para peças usinadas, é que o fator de acabamento superficial contém alguma interação com o efeito de concentração de tensão, não ocorrendo qualquer interação nas outras situações. É conveniente reforçar que para a fadiga de alto ciclo a influência do acabamento superficial é grande, em especial para materiais de alta resistência, enquanto que na fadiga a baixos ciclos ela é desprezável.

## INFLUÊNCIA DO TAMANHO.

Se fabricarmos, do mesmo material, vários grupos de corpos de prova de diâmetros diferentes, chega-se, através do ensaio de fadiga, à conclusão que a tensão limite de fadiga diminui com o aumento do

diâmetro. Esta dependência tem um caráter assintótico, o que leva a crer que quando os corpos de prova se tornarem suficientemente grandes, a tensão limite de resistência à fadiga deixa de diminuir com o aumento do diâmetro. A redução da tensão limite de resistência à fadiga correspondente ao aumento das dimensões da peça é denominada de efeito de tamanho e é considerada na equação (10.1) pelo fator de tamanho,  $k_2$ . Este efeito deve ser interpretado como uma consequência evidente de que a tensão máxima numa peça, ou corpo de prova, não caracteriza totalmente o processo de destruição por fadiga, e que o limite de resistência à fadiga não é uma função apenas das propriedades do material. A melhor maneira de quantificar este efeito é a de acumular, sistematizar e analisar os dados experimentais, pois ainda não existe um modelo teórico que forneça resultados confiáveis. Uma orientação quanto ao valor de  $k_2$  a usar em um projeto de fadiga para vida infinita é dado na figura 10.3, para solicitações de flexão e de torção. Os dados mostrados indicam que para carga de tração este efeito de tamanho não é relevante, fornecendo  $k_2 = 1,0$ .



**Figura 10.3** - Fator de tamanho  $k_2$  a usar na determinação de  $\sigma_F'$ .

O efeito de tamanho geralmente pode ser explicado de duas maneiras, que são complementares. A primeira é o chamado efeito estatístico. Este considera que com maiores dimensões existe um maior volume de material e a probabilidade da existência de pontos mais fracos, com menor resistência, ou com maiores defeitos, passa a ser maior. Este efeito estatístico é mais significativo em certos materiais do que em outros. A segunda maneira de explicar o efeito de tamanho é que as peças, ou corpos de prova, quando submetidos a

carregamentos de flexão, ou de torção, tem uma distribuição de tensões tal que para ser calculada a tensão máxima é necessário conhecer a curva tensão-deformação do material. Esta é geralmente considerada na sua fase elástica. Assim, as tensões são calculadas pelas fórmulas tradicionais de flexão ou de torção elástica. Ocorre que se o problema é de fadiga, o material sempre tem deformações plásticas, mesmo que sejam em uma pequena região localizada. Assim, considerar um cálculo elástico apresenta erros e estes erros são maiores com peças de pequenas dimensões, ou seja, a tensão máxima que realmente atua é proporcionalmente menor em peças pequenas do que em peças grandes. Desta forma a **aparente** resistência à fadiga em peças pequenas é maior do que em peças grandes. Este efeito de tamanho é portanto aparente, pois se as tensões forem calculadas com o comportamento elastoplástico do material ele deixa de existir. Assim, este efeito aparente de tamanho surge apenas pelo fato das tensões serem calculadas elasticamente, o que leva a erros na determinação da tensão máxima. Quando são usadas as curvas  $\epsilon - N$ , para caracterizar a resistência à fadiga do material, as deformações plásticas estão explícitas, o que faz com que o efeito de tamanho não se aplica neste tipo de curvas, apenas nas curvas  $\sigma - N$ .

Para carga axial, o fator de tamanho tem um efeito bastante reduzido, pois atua apenas o efeito estatístico, sendo inclusive desconsiderado por vários autores. Uma estimativa mais conservadora para o fator de tamanho para carga axial pode ser dada por:

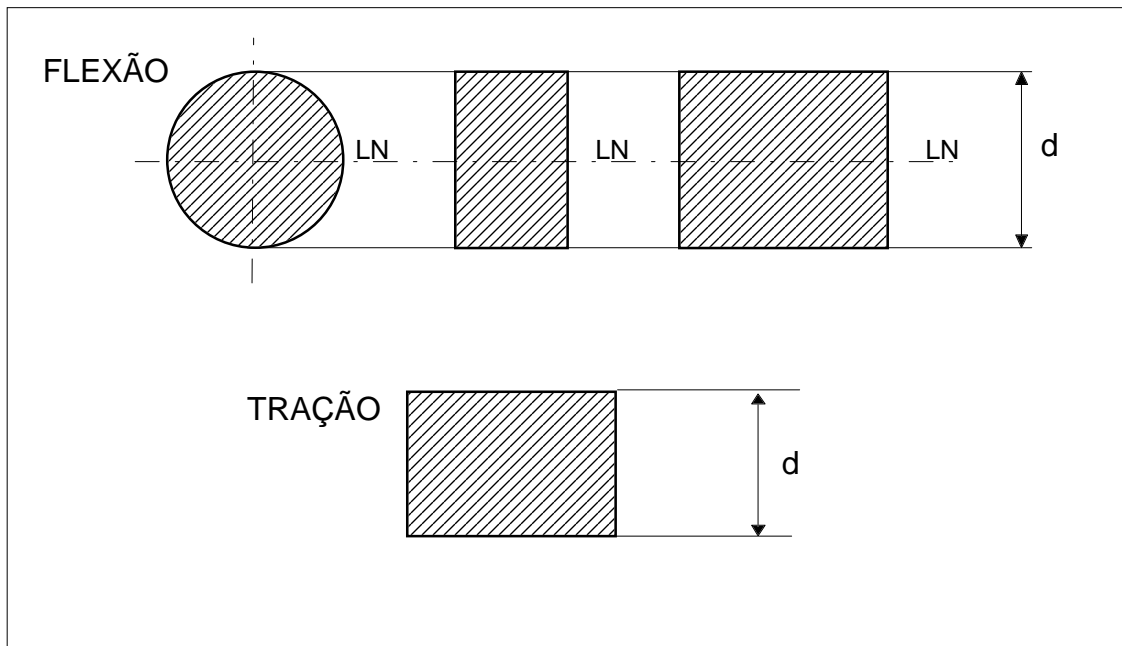
$$k_{2 \text{ tração}} = 1 - 0,5 (1 - k_{2 \text{ flexão}}) \quad (10.3)$$

Para flexão, o fator  $k_2$  pode ser obtido da figura 10.3, quando usada uma análise elástica. Se for feita uma análise elastoplástica, com o uso do diagrama tensão- deformação cíclico, devemos usar o valor  $k_2 = 1$ . Os esquemas da figura 10.4 dão a idéia da dimensão característica para o uso da figura 10.3.

## INFLUÊNCIA DA CONFIABILIDADE.

O projeto de peças e componentes mecânicos, ou estruturais, quanto à falha por fadiga do material deve ser feita, para uma dada vida, com um nível de segurança adequado, nível este que, para o caso da fadiga, deve considerar a dispersão de resultados inerentes ao processo de falha. Deste modo, o nível de segurança é interpretado com base na Teoria da Probabilidade, definindo assim a confiabilidade para um certo nível de tensão como a probabilidade de que a peça não falhe por fadiga, na vida considerada. Os dados de dispersão dos resultados de ensaios de fadiga indicam que o desvio padrão da tensão limite de fadiga do material fica na faixa de 6% a 8% do correspondente valor médio, [ ].





**Figura 10.4** - Dimensão característica para uso na determinação de  $k_2$ .

Considerando que temos uma distribuição normal para a tensão limite de fadiga, o fator  $k_3$ , de confiabilidade, será calculado por

$$k_3 = 1 - 0,08 z \quad (10.4)$$

sendo  $z$  a abcissa padronizada da distribuição normal, que indica quantos desvios padrão abaixo da média vamos ficar para definir a tensão limite de fadiga a ser considerada no projeto. Esta equação considera um desvio padrão de 8% da média da resistência. A Tabela 10.2 abaixo indica os valores de  $z$  para alguns níveis de confiabilidade.

Para confiabilidades superiores a 0,99, o uso da hipótese de uma distribuição normal pode ser perigosa, no sentido de que a forma da cauda da distribuição estatística da tensão limite de fadiga passa a ser fundamental. Assim, os valores de  $z$  para altas confiabilidades devem ser encarados apenas como orientativos, pois a distribuição exata deve ser conhecida, caso necessitemos de confiabilidades superiores, o que pode não ser fácil, pois um grande número de ensaios deverá ser realizado para definir a cauda da distribuição.

Tabela 10.2. Valores de  $z$  para o cálculo do fator de confiabilidade.

Confiabilidade	Valor de $z$
0,50	0,00

0,90	1,29
0,95	1,65
0,99	2,33

#### EFEITO DA TEMPERATURA.

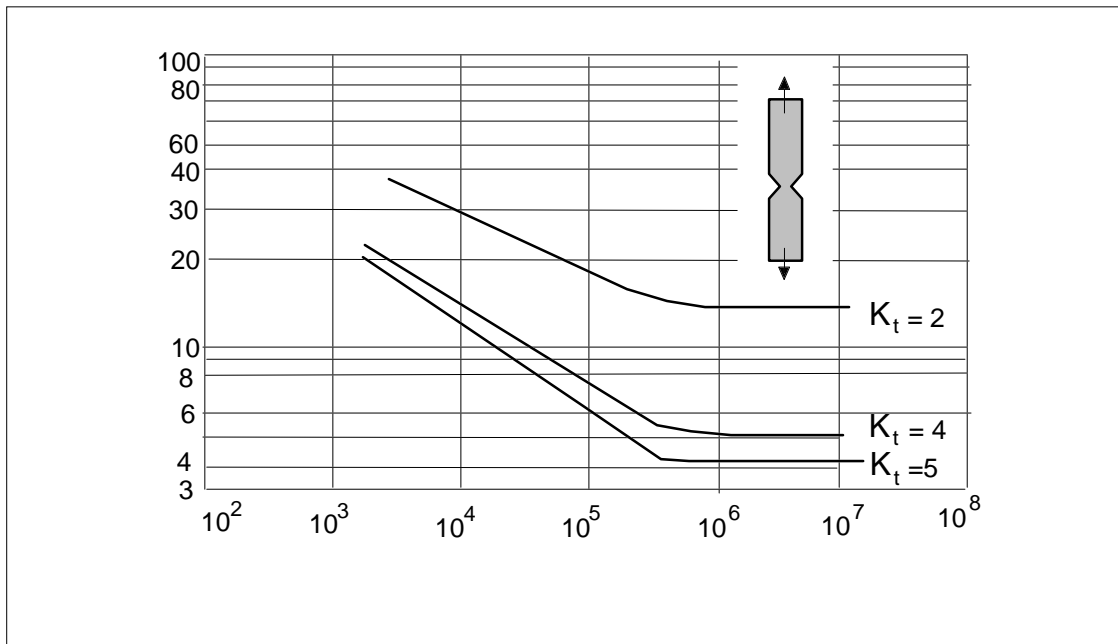
Quando o material deve trabalhar a temperaturas distintas do ambiente, as propriedades mecânicas alteram-se e portanto a resistência à fadiga também é influenciada. Este efeito da temperatura deve ser obtido a partir de dados experimentais, seja através de um levantamento em laboratório ou por busca na literatura especializada. Quando tal não for possível, uma estimativa do efeito, para altas temperaturas, pode ser feita pelo uso da equação (10.5) abaixo [3], para uso em temperatura na faixa de 450 °C a 550 °C, no caso de aços. Acima de 550 °C a falha por fluência do material passa a ser importante e pode interagir com o mecanismo de fadiga, exigindo uma análise mais elaborada.

$$k_4 = 1 - 0,0058 (T - 450) \quad (10.5)$$

#### INFLUÊNCIA DA CONCENTRAÇÃO DE TENSÃO.

A forma como um entalhe em um componente altera a vida à fadiga pode ser vista pelas curvas da figura 10.5, onde temos diversas curvas  $\sigma - N$ , cada uma para um valor do fator de concentração de tensão para a geometria do corpo de prova. A geometria dos corpos de prova usados era uma barra, de alumínio, com entalhe, carregada axialmente e, como esperado, tiveram a sua vida reduzida com o aumento de  $K_t$ , para uma dada amplitude de tensão nominal  $\sigma_0$ , já que a tensão no ponto crítico tende a aumentar com o aumento da concentração de tensão. A partir de um gráfico típico como este nota-se que, para uma dada vida, a relação entre as tensões alternantes para diferentes valores de  $K_t$  não é constante, mas varia ao longo da vida. Isto sugere um fator, denominado de fator de concentração de tensão em fadiga,  $K_N$ , como indicado na equação (10.6), em que a resistência à fadiga é a tensão, nominal alternante, que leva à falha o corpo de prova, com entalhe e sem entalhe, em que o fator  $K_N$  está sendo calculado.

$$K_N = \frac{\text{Resistência à fadiga sem entalhe para } N \text{ ciclos}}{\text{Resistência à fadiga com entalhe para } N \text{ ciclos}} \quad (10.6)$$

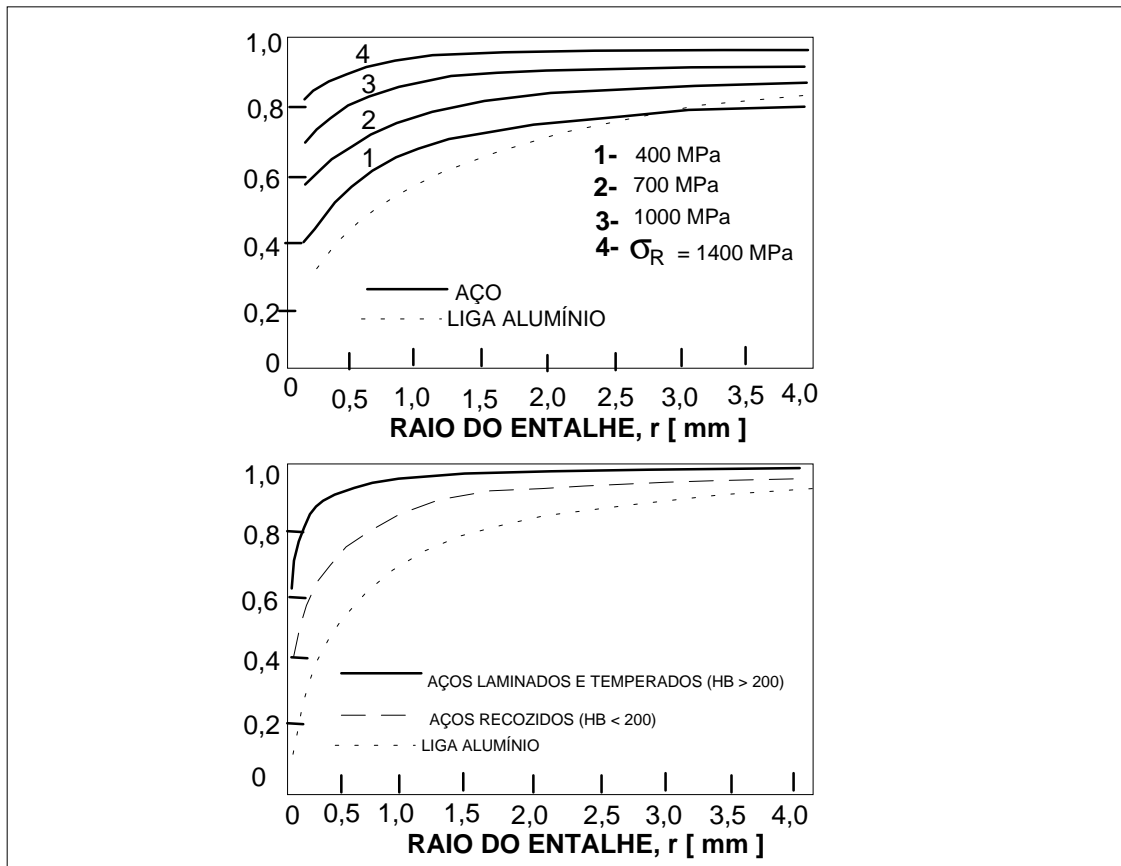


**Figura 10.5** - Efeito de concentração de tensão na fadiga, para a liga 7074-T6.

A variação de  $K_N$  com a vida é devida principalmente à plastificação no fundo do entalhe, o que não permite que as tensões atinjam o limite máximo definido por  $K_t$ . O uso de  $K_t$  para a fadiga então tenderá a ser conservativo, principalmente para materiais dúteis e com pequenos entalhes, pois a tendência será de  $K_N \ll K_t$ . Na figura 10.5 nota-se ainda que para altos valores de  $K_t$  a redução na tensão é menos acentuada que para pequenos  $K_t$ . O uso de  $K_t$  para valores elevados é demasiado conservativo em relação a  $K_N$ . A análise do efeito de concentração na fadiga é assim feita em duas etapas distintas, a análise do efeito para vidas infinitas, trabalhando com a tensão limite de fadiga,  $\sigma_F$ , e a análise para vidas finitas, usando ou as curvas  $\sigma - N$  ou  $\varepsilon - N$ . Para vida infinita,  $K_N$  torna-se  $K_f$ , chamado de fator de concentração de tensão para fadiga, ou de fator de redução da resistência à fadiga, que deve ser obtido experimentalmente pela equação (10.6), trabalhando agora com a tensão limite de fadiga, para as duas condições, de peças sem e com entalhe. O valor de  $K_f$  pode também ser estimado através do uso do conceito do fator de sensibilidade ao entalhe para fadiga,  $q$ , definido como

$$q = (K_f - 1) / (K_t - 1) \quad (10.7)$$

similarmemente ao utilizado no Capítulo 4, para o caso de uma solicitação estática.



**Figura 10.6** - Fator de sensibilidade ao entalhe para solicitação de fadiga.

Então  $K_f$  pode ser obtido como

$$K_f = 1 + q (K_t - 1) \quad (10.8)$$

O fator de sensibilidade ao entalhe,  $q$ , para tração, flexão e torção é obtido da figura 10.6 em função da tensão limite de resistência,  $\sigma_R$  ou da dureza HBN, e do raio no fundo do entalhe,  $r$ .

Devemos observar que  $K_f$  foi definido como um fator de redução de resistência à fadiga, sugerindo que seja usado como os fatores  $k_1$  e  $k_2$ , para reduzir a curva  $\sigma - N$  de resistência à fadiga do corpo de prova para a peça com entalhe. Porém, o correto, devido à possibilidade do desenvolvimento de tensões residuais e de carregamentos combinados, é usar  $K_f$  como um fator de aumento das tensões ou deformações aplicadas na peça. O problema com os casos de carregamentos combinados, como tração e flexão, é fácil de compreender, pois qual o valor de  $K_t$  a usar para o cálculo de  $K_f$  na redução da resistência? Vamos usar  $K_t$  para tração ou para flexão? Considerando  $K_f$  como um fator que aumenta a solicitação, este problema desaparece pois cada tensão nominal é multiplicada por  $K_t$ ,

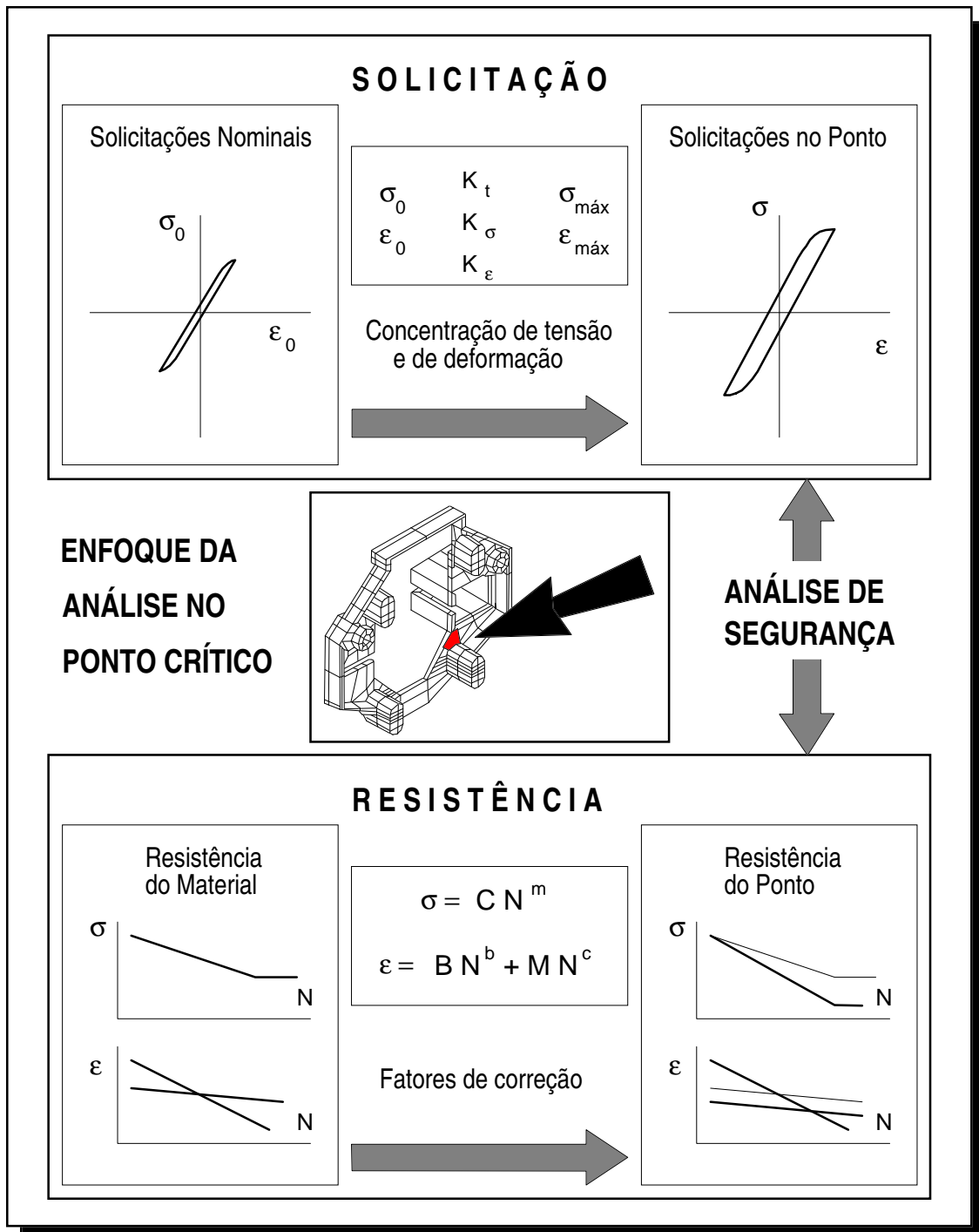
ou  $K_f$ , adequado a ela. Usando este conceito podemos também analisar a resistência à fadiga da peça pela resistência no ponto crítico, onde vamos determinar o nível de sollicitação considerando o efeito de concentração de tensão, comparando a sollicitação com a resistência à fadiga que o ponto crítico apresenta, levando em conta o efeito do acabamento superficial neste ponto. O uso do fator  $K_f$ , obtido via equação (10.8), adequado então à vida infinita, fornece resultados cada vez mais conservativos quanto menor a vida, pois a tendência de  $K_N$  é diminuir, em relação à  $K_f$ , com o decréscimo da vida. Uma análise específica para esta situação deverá ser ainda desenvolvida.

Da discussão acima podemos então resumir o enfoque que será adotado ao longo de todo este trabalho como sendo o de analisar o que está ocorrendo no ponto mais sollicitado da peça, ou seja, no seu ponto crítico. Neste ponto devemos verificar qual é a sollicitação que está efetivamente ocorrendo, considerando o carregamento atuante, os efeitos de concentração de tensão, bem como ainda as eventuais tensões residuais que podem estar presentes. A sollicitação neste ponto crítico deve então ser comparada com o nível de resistência que o material apresenta, considerando agora os efeitos locais para a correção da curva de resistência à fadiga, como o de acabamento superficial, o de confiabilidade e outros fatores quando necessário. Esquemáticamente podemos então dizer que o problema se resume a verificar o nível de sollicitação e a resistência à fadiga do ponto, como ilustrado na figura 10.7.

Este enfoque contrasta com o procedimento muitas vezes encontrado na bibliografia sobre o projeto para evitar falhas por fadiga, onde a referência é a tensão nominal que atua na seção crítica, tanto para caracterizar a sollicitação como para definir a resistência. Este enfoque da tensão nominal é mais simples de usar, embora apresente alguns problemas conceitualmente. Em primeiro lugar, sendo a tensão nominal usada para definir a sollicitação que atua no material, não estamos considerando o efeito de concentração de tensão, o que deverá ser feito usando o fator  $K_f$  como um fator que divide a resistência à fadiga do material. Por outro lado, sendo a sollicitação definida pela tensão nominal, as tensões residuais que podem vir a formar no ponto de concentração de tensão não poderão ser calculadas e muito menos consideradas no cálculo da sollicitação. Quanto a resistência à fadiga do material, que deve então ser corrigida pelo fator  $K_f$ , representa a resistência em termos da tensão nominal, e não a que existe no ponto crítico. Assim, diferenças locais de resistência deverão ser consideradas de um modo artificial, e a definição de qual fator  $K_f$  deve ser usado, para o caso de carregamentos combinados, é um aspecto sem uma resposta final. Devido a estes pontos, bem como, principalmente, ao fato de que o uso das sollicitações locais é conceitualmente mais correto, será sempre enfatizado o uso das informações de sollicitação e de resistência no ponto crítico, e não o chamado método da tensão nominal. Este método é discutido rapidamente no Capítulo 11, para mostrar o procedimento, sem no entanto ser recomendado. A figura

10.7 mostra esquematicamente o procedimento a ser adotado para a análise de resistência à fadiga de peças, quanto à nucleação de trincas. Deve ser dito ainda que conceitualmente o método é o mesmo, seja para o uso das curvas  $\sigma - N$  como para o uso das curvas  $\varepsilon - N$ .

## SOLICITAÇÃO NO PONTO CRÍTICO VERSUS RESISTÊNCIA NO PONTO CRÍTICO



**Figura 10.7** - Procedimento geral para a análise de fadiga, com ênfase sobre o comportamento no ponto crítico da peça .

**EXEMPLO 10.1:**

Qual o coeficiente de segurança para vida infinita do eixo, cuja seção crítica está esquematizada abaixo, submetido à flexão, se a tensão nominal varia ciclicamente com amplitude de 65 MPa, (tensão média zero)?

Dados:

$$D = 80 \text{ mm}$$

$$d = 55 \text{ mm}$$

$$r = 2 \text{ mm}$$

Aço SAE-ABNT 1045, com 225 HBN

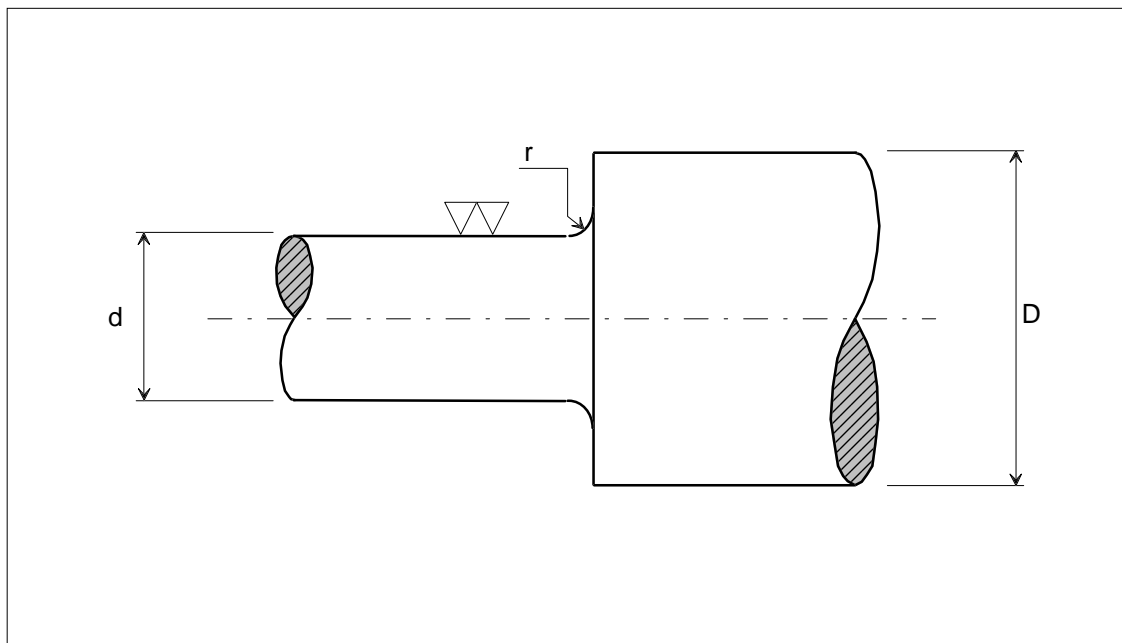
$$\varepsilon_f = 1,04$$

$$\sigma_R = 724 \text{ MPa}$$

$$\sigma_E = 634 \text{ MPa}$$

**SOLUÇÃO:**

Para chegarmos ao coeficiente de segurança é necessário estimar o valor de  $\sigma_F$ , como os passos a seguir indicam.



**Figura 10.8** - Geometria da peça do exemplo 10.1.

Estimativa da curva  $\sigma_N$ , para o material em flexão rotativa.

$$\sigma_N = 0,8 \cdot \sigma_R \text{ para } N = 10^3 \text{ ciclos}$$

$$\sigma_N = 0,8 \cdot (724)$$

$$\sigma_N = 579 \text{ MPa}$$

$$\sigma_F = 0,5 \cdot \sigma_R \text{ para } N = 10^6 \text{ ciclos}$$

$$\sigma_F = 0,5 \cdot (724)$$

$$\sigma_F = 362 \text{ MPa}$$

Esta curva fica alterada, para a peça, em função dos fatores de acabamento superficial e de tamanho, os quais serão introduzidos a seguir.

Fator de acabamento superficial, da figura 10.1,

$$k_1 = 0,84 \text{ } (\sigma_R = 724 \text{ MPa})$$

Fator de tamanho, da figura 10.3,

$$k_2 = 0,78 \text{ } (d = 55 \text{ mm})$$

O menor dos dois diâmetros da peça é o usado na determinação de  $k_2$ , porque as tensões nesta região são maiores, ou seja, é o diâmetro da seção crítica.

Sendo assim,

$$\sigma_F' = k_1 k_2 \sigma_F = 0,84 \cdot 0,78 \cdot 362$$

$$\sigma_F' = 237 \text{ MPa}$$

O valor de  $\sigma_N$  não é alterado pelos fatores de correção, porque para fadiga a baixo ciclo,  $k_1$  e  $k_2$  tendem a zero. O fator de concentração de tensão, devido à geometria da peça, será considerado para o cálculo das tensões aplicadas à mesma, e não para a construção do diagrama  $\sigma - N$ . O fator de concentração de tensão para fadiga é dado pela equação (10.8).

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

Para esta geometria, com as seguintes relações,

$$\frac{D}{d} = \frac{80}{55} = 1,45$$

$$\frac{r}{d} = \frac{2}{55} = 0,04$$

e do gráfico 3.2 do Apêndice 3 temos

$$K_t = 2,25$$

e da figura 10.6 obtemos, para  $r = 2 \text{ mm}$ , que o fator de sensibilidade ao entalhe para flexão é:

$$q = 0,82 \text{ e com isto,}$$

$$K_f = 1 + 0,82 \cdot (2,4 - 1)$$

$$K_f = 2,15$$

Como a tensão nominal de flexão  $\sigma_0$ , é dada no problema, a tensão máxima vale

$$\sigma_{\text{máx}} = K_f \cdot \sigma_0 = 2,15 \cdot 65$$

$$\sigma_{\text{máx}} = 140 \text{ MPa}$$

A comparação entre a tensão na peça e a admissível pelo material fornece o coeficiente de segurança, como segue

$$n = \frac{\sigma_f'}{\sigma_{\text{máx}}}, \quad n = \frac{237}{140} = 1,7$$

Isto significa dizer que a peça tem uma margem de segurança de 70%, quanto ao



carregamento, para a vida infinita.

---

### 10.3 - EFEITOS SOBRE O DIAGRAMA $\epsilon$ - N.

Os fatores de correção vistos na seção anterior, não são agora tão relevantes, quando trabalhamos com o diagrama  $\epsilon$  - N. A maneira de trabalhar com estes efeitos está detalhada a seguir.

#### 1 - ACABAMENTO SUPERFICIAL.

O fator  $k_1$  de acabamento superficial deve ser usado na análise, só que atuando apenas na parte elástica da deformação total, pois para vidas curtas não existe um efeito acentuado do acabamento superficial, uma vez que a grande deformação plástica dos materiais mascara o efeito das irregularidades superficiais. Devemos usar  $k_1$  quando os dados do material foram obtidos a partir de corpos de prova retificados e polidos. Se os corpos de prova forem somente retificados, ou mesmo apenas usinados, o fator  $k_1$  não deve ser empregado.

#### 2 - TAMANHO.

O fator de tamanho não é relevante pois as deformações são calculadas para o ponto mais solicitado, a partir das características cíclicas do material. Quando o cálculo é feito a partir de uma tensão nominal elástica, mesmo no ponto crítico, surge a necessidade do emprego do fator de tamanho, como descrito no uso da curva  $\sigma$  - N.

#### 3 - GEOMETRIA.

O efeito de concentração de tensão é plenamente atuante, porém é mais conveniente que seja encarado como fator de aumento de sollicitação da peça, do que como um fator de redução de resistência, pois o efeito das descontinuidades geométricas será, muitas vezes, variável ao longo do eixo do número de ciclos, dificultando a análise se o efeito for considerado como uma redução da resistência.

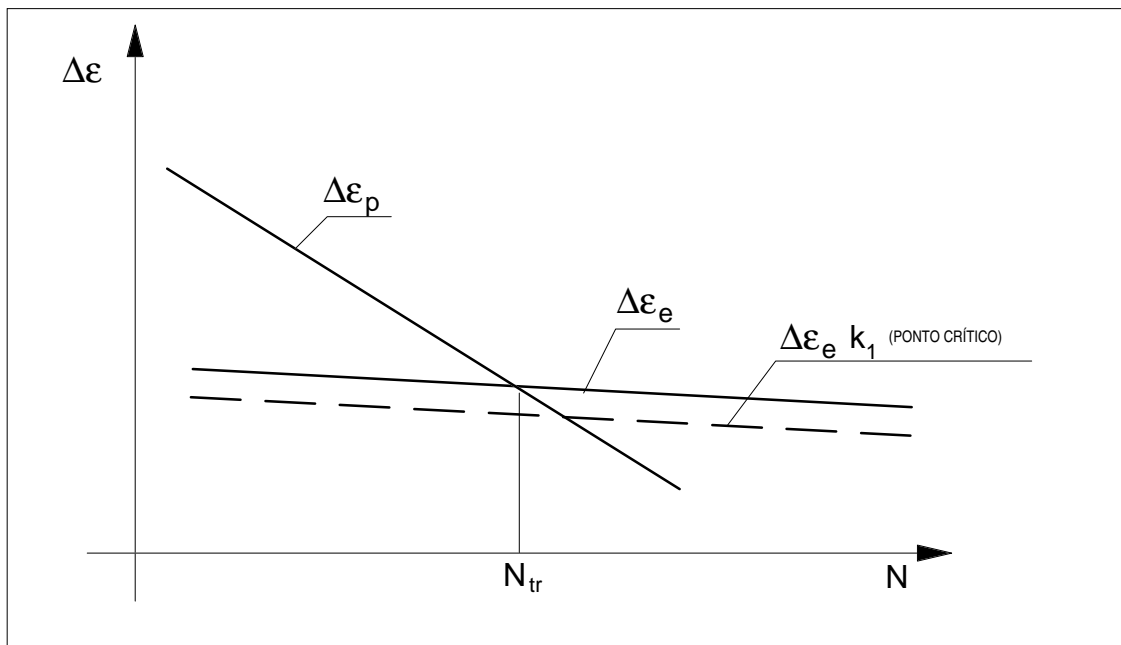
Os efeitos decorrentes do acabamento superficial e de pontos com concentração de tensão serão comentados a seguir, sendo os demais efeitos, para este caso da curva  $\epsilon$  - N, aplicados somente em situações especiais. Quando a sollicitação que atua no ponto crítico é calculada considerando as deformações plásticas existentes, verifica-se que o único efeito atuante sobre a curva  $\epsilon$  - N é o fator de acabamento superficial. Isto é considerado com a aplicação do fator  $k_1$  sobre a parcela elástica da deformação total da resistência à fadiga do material. A deformação total é definida como

$$\Delta\epsilon = \Delta\epsilon_e + \Delta\epsilon_p$$

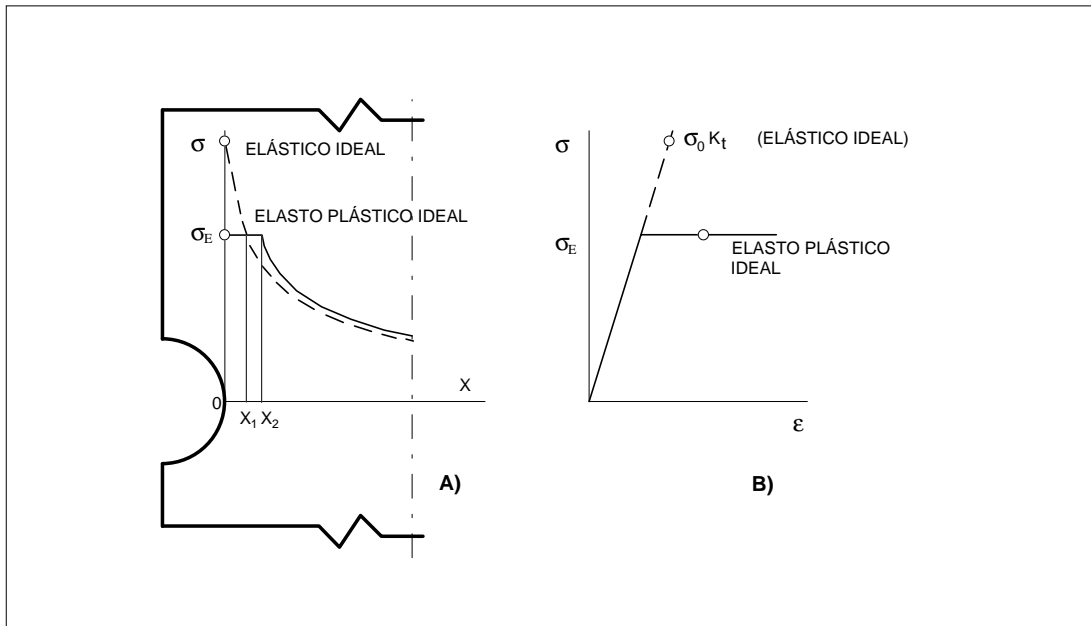
A figura 10.9 representa esta equação, para uma escala logarítmica. Como comentado o efeito do acabamento superficial é importante só para vidas superiores a  $N_{tr}$ . e assim este efeito é considerado como:

$$\Delta\varepsilon = k_1 \Delta\varepsilon_e + \Delta\varepsilon_p \quad (10.9)$$

sendo que comportamento da equação (10.9) é similar ao que verifica-se com o uso da curva  $\sigma - N$ . Nesta,  $k_1$  é aplicado sobre  $\sigma_F$  apenas, ficando  $\sigma_N$ , em  $10^3$  ciclos, inalterada, e o efeito de  $k_1$  fica reduzido para vidas menores do que  $10^6$  ciclos, se anulando para  $10^3$  ciclos.



**Figura 10.9** - Deformações elásticas e plásticas em função da vida  $N$ .



**Figura 10.10** - Distribuição de tensões e deformações próximas a um entalhe.

#### 10.4 - EFEITO DE DESCONTINUIDADES GEOMÉTRICAS.

Quando uma peça possui pontos onde existam descontinuidades geométricas, ou seja, pontos com concentração de tensão, caso as tensões atuantes nestes pontos forem menores que tensão limite de escoamento, os estados de tensão e deformações no ponto crítico podem ser calculados a partir da tensão nominal, com o uso do fator de concentração de tensão. Porém quando a tensão no ponto crítico for superior à tensão de escoamento, ocorre uma redistribuição de tensões na região e o processo de cálculo das tensões e deformações não pode ser realizado diretamente a partir de  $K_t$ . A obtenção da deformação máxima existente nesta região, bem como a respectiva tensão, é tratada a seguir. Na figura 10.10 estão mostradas as distribuições de tensões para um material com comportamento elástico e para outro com comportamento elastoplástico ideal. Devido à redistribuição de tensões, a deformação correspondente à tensão limite de escoamento ocorre no ponto  $X_2$  para o material elastoplástico, enquanto que na distribuição elástica de tensões esta deformação ocorria em  $X_1$ . A distribuição de tensões para o material elastoplástico ideal nunca excede a  $\sigma_E$ , ou seja, para os pontos situados no intervalo de 0 a  $X_2$  a tensão é sempre igual à de escoamento. Porém as deformações, apesar de se redistribuírem, alcançam valores maiores que a deformação de escoamento, entre 0 e  $X_2$ , como na figura 10.10. A seguir é estabelecido um critério de cálculo que permite considerar estes efeitos, com a finalidade de obtermos a influência das descontinuidades geométricas na determinação das solicitações na peça. Quando ocorre um escoamento localizado, temos um comportamento elastoplástico para o material, que leva às seguintes desigualdades

$$c\sigma \leq \sigma_0 K_t$$

$$\varepsilon \geq \varepsilon_0 K_t$$

em que:

$\sigma$  - tensão real na peça;

$\sigma_0$  - tensão nominal;

$\varepsilon$  - deformação real no ponto;

$\varepsilon_0$  - deformação nominal;

$K_t$  - fator de concentração de tensão;

ou seja, a tensão no ponto crítico é menor que a prevista para o caso elástico, porém a deformação é maior, portanto as concentrações de deformação e de tensão não podem ser determinadas diretamente a partir de  $K_t$ . Desta forma é necessário definirmos os fatores de concentração de tensão e de deformação, dentro do regime plástico,  $K_\sigma$  e  $K_\varepsilon$  respectivamente como

$$K_\sigma = \sigma / \sigma_0 \quad (10.10)$$

$$K_\varepsilon = \varepsilon / \varepsilon_0 \quad (10.11)$$

$\sigma$ ,  $\varepsilon$  - tensão, deformação no ponto mais solicitado

$\sigma_0$ ,  $\varepsilon_0$  - tensão, deformação, valores nominais na seção

$K_\sigma$ ,  $K_\varepsilon$  - fatores de concentração de tensão e deformação

A partir destas definições podemos afirmar que:

Para o regime elástico  $K_\sigma = K_t$

$$K_\varepsilon = K_t$$

Para o regime elastoplástico  $K_\sigma \leq K_t$

$$K_\varepsilon \geq K_t$$

Verificou-se que para a análise de fadiga usando o diagrama  $\varepsilon - N$ , o uso de  $K_f$  no lugar de  $K_t$ , é mais exato, ajustando-se melhor aos resultados experimentais, e assim, as desigualdades passam a ser

$$K_\sigma \leq K_f$$

$$K_\varepsilon \geq K_f$$

A obtenção de  $K_\varepsilon$ , para a determinação de  $\varepsilon_{m\acute{a}x}$ , de modo a usar o diagrama  $\varepsilon - N$ , é função do estado de tensões na peça e desta forma temos as duas situações limites, de um estado plano de tensões e de um estado plano de deformações.

### ESTADO PLANO DE DEFORMAÇÕES.

Em peças espessas, tais como placas de grande espessura, eixos, e outras peças que tipicamente são solicitadas sob um estado plano de deformação, verificou-se experimentalmente que é possível adotar, em uma primeira aproximação, a chamada regra linear [1], expressa pela igualdade

$$K_{\varepsilon} = K_f \quad (10.12)$$

Isto significa que a análise de fadiga através da definição da solicitação por deformação fica idêntica à análise de fadiga por tensão, diferindo apenas no diagrama de resistência à fadiga usado na análise. Este fato pode ser justificado pela existência de um estado triaxial de tensões, o qual reduz a capacidade de deformação do material, mesmo com a redistribuição de tensões, fazendo com que a deformação no ponto crítico não aumente significativamente com o escoamento, ou seja,  $K_{\varepsilon}$  fica contido, impedido de crescer além do valor de  $K_f$ .

### ESTADO PLANO DE TENSÕES.

Em peças mais finas, onde não chega a desenvolver-se uma tensão transversal, a equação proposta por Neuber apresenta melhores resultados que a proposição da regra linear [ ], [ ]. A equação correspondente à regra de Neuber é

$$K_{\sigma} K_{\varepsilon} = K_t^2 \quad (10.13)$$

Esta equação é óbvia para o regime elástico, pois neste caso temos que  $K_{\sigma} = K_{\varepsilon} = K_t$ , porém para o estudo da fadiga o valor relevante é  $K_f$  e não  $K_t$ , conforme comentado, e desta forma a última equação pode ser posta como

$$K_{\sigma} K_{\varepsilon} = K_f^2 \quad (10.14)$$

O problema do cálculo de  $K_{\varepsilon}$ , neste caso do uso da equação de Neuber, é que devemos recorrer à curva tensão- deformação do material, exigindo muitas vezes uma solução gráfica ou iterativa. No entanto, se o material segue a equação  $\Delta\varepsilon - N$ ,

$$\Delta\varepsilon = BN^b + MN^c \quad (10.15)$$

é possível obter a seguinte equação, como detalhado na seção 10.6,

$$K_{\varepsilon} = K_f [1 + (N/N_{tr})^{c-b}]^{1/2} \quad (10.16)$$

onde  $N_{tr}$  é o número de ciclos de transição de fadiga de baixo para altos ciclos. Esta equação é válida quando a tensão nominal está abaixo da tensão limite de escoamento, ou seja, pode haver escoamento apenas na região crítica. Usando o método das inclinações universais para determinar a curva  $\varepsilon - N$ , os expoentes  $b$  e  $c$  são  $b = -0,12$  e  $c = -0,60$ , e com isto a expressão anterior fica:

$$K_{\varepsilon} = K_f [1 + (N/N_{tr})^{-0,48}]^{1/2} \quad (10.17)$$

O diagrama  $\sigma - N$ , bem como o  $\varepsilon - N$ , apresentam resultados similares quando utilizados para um número de ciclos maior ou igual a dez vezes  $N_{tr}$ . Na faixa entre  $N_{tr}$  e  $10 N_{tr}$ , os dois métodos apresentam discrepâncias pequenas, enquanto que para vidas menores que  $N_{tr}$ , a única solução é trabalhar com o diagrama  $\varepsilon - N$ , devido ao alto grau de plastificação, o que é tratado com dificuldade usando as curvas  $\sigma - N$ . Resumindo, podemos então dizer que, dependendo da vida, o critério a ser adotado será:

Vida	Critério apropriado:
$N > 10 N_{tr}$	Os dois critérios apresentam resultados próximos.
$N_{tr} < N < 10 N_{tr}$	Os dois critérios tem pequenas discrepâncias.
$N < N_{tr}$	O critério apropriado é o da curva $\varepsilon - N$ .

#### EXEMPLO 10.2:

Determinar o momento fletor que provoca uma fissura de fadiga em  $10^5$  ciclos, usando o diagrama  $\varepsilon - N$ , na peça esquematizada na figura 10.11, considerando um aço SAE-ABNT 4340, com 350 HBN.

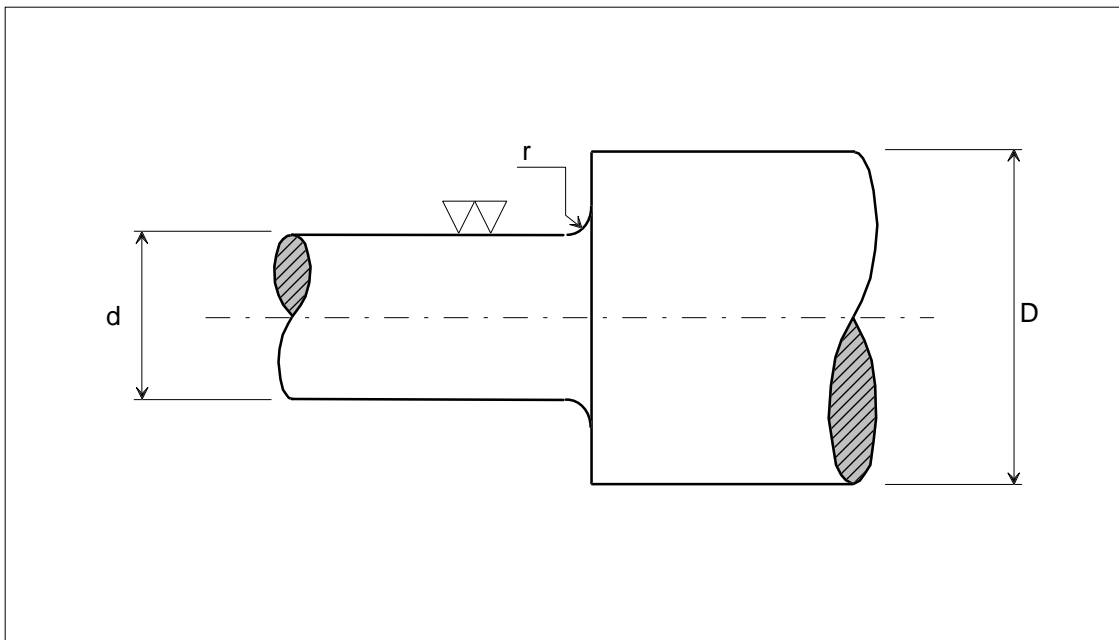


Figura 10.11 - Peça do exemplo 10.2.

Dados

$$\begin{aligned}
 D &= 150 \text{ mm} \\
 d &= 100 \text{ mm} \\
 r &= 5 \text{ mm} \\
 E &= 200000 \text{ MPa} \\
 \sigma_{EC} &= 758 \text{ MPa} \\
 \sigma_R &= 1240 \text{ MPa} \\
 \varepsilon_f &= 0,84
 \end{aligned}$$

**SOLUÇÃO:**

Para determinar a curva  $\varepsilon - N$ , pelo método das inclinações universais, temos

$$\Delta\varepsilon = 3,5 \frac{\sigma_R}{E} N^{-0,12} + \varepsilon_f^{0,6} N^{-0,6}$$

Substituindo os valores vem

$$\Delta\varepsilon = 3,5 \frac{1240}{200000} N^{-0,12} + 0,84^{0,6} N^{-0,6}$$

logo

$$\Delta\varepsilon = 0,0217 N^{-0,12} + 0,9007 N^{-0,6}$$

é a curva  $\varepsilon - N$  do material.

Para verificar se a falha ocorre em fadiga de baixo ciclo, é necessário determinar  $N_{tr}$ . Isto é conseguido fazendo  $\Delta\varepsilon_e = \Delta\varepsilon_p$ , ou seja, conforme a equação (9.9),

$$N_{tr} = \left( \frac{0,9007}{0,0217} \right)^{1/0,48}$$

$$N_{tr} = 2350 \text{ ciclos}$$

Como a falha deverá ocorrer em  $10^5$  ciclos, está caracterizada a fadiga de alto ciclo, e consequentemente o fator de acabamento superficial influencia de forma apreciável a curva  $\varepsilon - N$  para o ponto crítico, logo:

$$\Delta\varepsilon = k_1 0,0217 N^{-0,12} + 0,9007 N^{-0,6}$$

O fator de acabamento superficial é

$$k_1 = 0,75$$

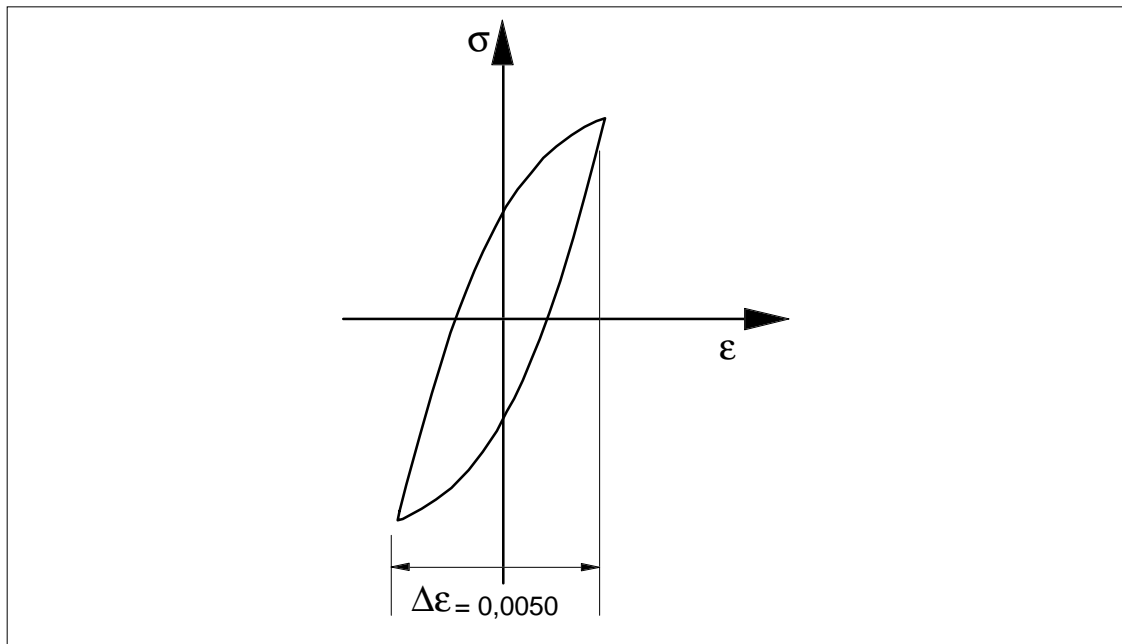
logo

$$\Delta\varepsilon = 0,75 0,0217 N^{-0,12} + 0,9007 N^{-0,6}$$

De posse da curva para o ponto crítico, podemos determinar a deformação total que leva à falha para  $N = 10^5$  ciclos, o que representa a deformação total que pode atuar em cada ciclo, levando a uma vida de  $10^5$  ciclos.

$$\Delta\varepsilon = 0,0163 (10^5)^{-0,12} + 0,9007 (10^5)^{-0,6}$$

$$\Delta\varepsilon = 0,0050$$



**Figura 10.12** - Deformação cíclica no ponto crítico.

Pela definição de fator de concentração de deformação temos

$$K_{\varepsilon} = \varepsilon / \varepsilon_0$$

Porém para o caso de um eixo,  $K_{\varepsilon}$  pode ser obtido pela regra linear,

$$K_{\varepsilon} = K_f$$

e pela equação (10.8) obtemos  $K_f$ .

$$K_f = 1 + q (K_t - 1)$$

Para esta geometria, o fator de concentração de tensão é  $K_t = 2,25$  e o fator de sensibilidade ao entalhe obtido vale

$$q = 0,94 \text{ e logo } K_f = 2,175.$$

A amplitude da parcela alternante da deformação nominal na seção é

$$\varepsilon_0 = \varepsilon / K_f$$

porém

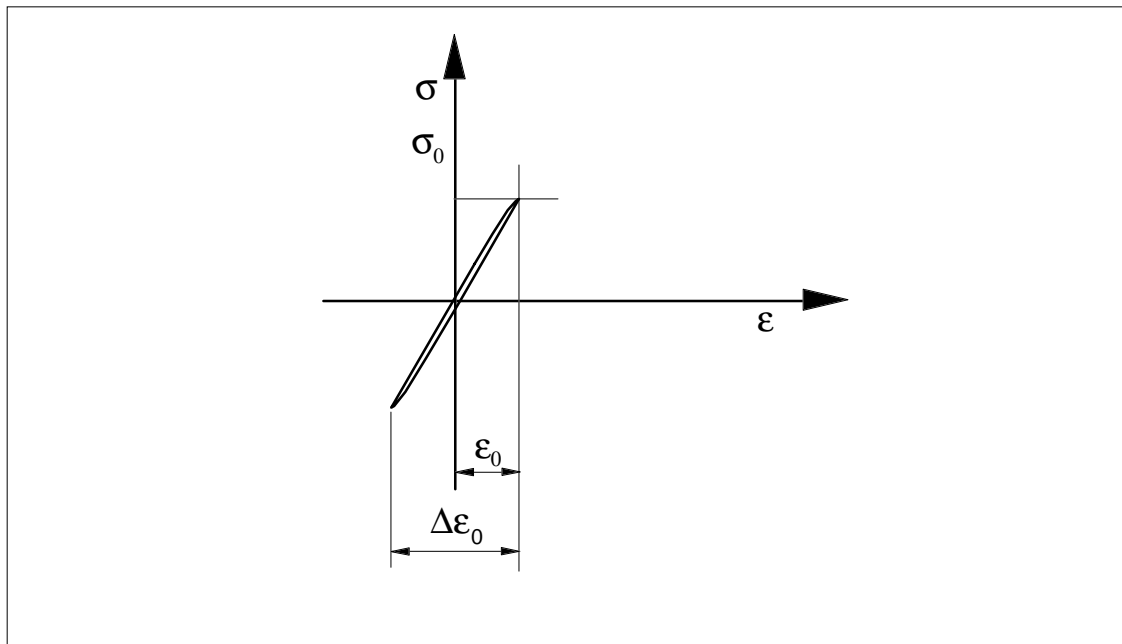
$$\varepsilon = \Delta\varepsilon / 2$$

$$\varepsilon = \frac{0,0050}{2} = 0,0025$$

então:

$$\varepsilon_0 = \frac{0,0025}{2,175} = 0,00115$$





**Figura 10.13** - Laço de histerese com as deformações e tensões nominais.

Estas grandezas nominais estão representadas na figura 10.13. Para prosseguir com os cálculos é necessário determinar a amplitude da tensão nominal. Se o material está no regime elástico

$$\sigma_0 = \epsilon_0 E$$

$$\sigma_0 = 0,00115 \cdot 200000$$

$$\sigma_0 = 230 \text{ MPa}$$

Como a tensão de escoamento cíclica,  $\sigma_{EC}$ , é bem maior do que  $\sigma_0$ , garante-se que o comportamento na seção nominal é elástico, logo o momento fletor alternante que causa esta tensão nominal é

$$M_f = \sigma_0 W_f$$

e para a seção em questão

$$W_f = \frac{\pi d^3}{32} = \frac{\pi 100^3}{32}$$

$$W_f = 98175 \text{ mm}^3$$

logo:

$$M_f = 22,6 \text{ kNm}$$

### EXEMPLO 10.3:

Para a peça do exemplo 10.2, determinar qual o momento fletor alternante que provoca uma fissura de fadiga em  $10^5$  ciclos, usando o diagrama  $\sigma - N$ .

### SOLUÇÃO:

A equação para a curva  $\sigma - N$  do material é dada por

$$\sigma_N = C \cdot N^m$$

e conforme visto no Capítulo 9, as constantes  $C$  e  $m$  são calculadas por

$$m = \frac{\log \sigma_1 / \sigma_2}{\log N_1 / N_2}$$

$$C = \sigma_1 / N_1^m$$

Adotando o ponto 1 em  $10^3$  ciclos e o ponto 2 em  $10^6$  ciclos, podemos obter

$$\sigma_1 = 0,8 \cdot \sigma_R = 0,8 \cdot 1240$$

$$\sigma_1 = 992 \text{ MPa}$$

$$\sigma_2 = \sigma_{F'}$$

$$\sigma_{F'} = k_1 \cdot k_2 \cdot \sigma_F$$

Da seção 9.4,

$$\sigma_F = 0,5 \sigma_R = 0,5 \cdot 1240$$

$$\sigma_F = 620 \text{ MPa}$$

Considerando o mesmo  $k_1 = 0,75$  usado no exemplo 10.2, e da figura 10.3  $k_2 = 0,6$ , resulta

$$\sigma_{F'} = 0,75 \cdot 0,6 \cdot 620 = 280 \text{ MPa}$$

e portanto

$$m = -0,161$$

$$C = 992 \cdot (10^3)^{0,161}$$

$$C = 3016 \text{ MPa}$$

Portanto a equação  $\sigma - N$  é

$$\sigma_N = 3016 \cdot N^{-0,161}$$

Calculando para  $10^5$  ciclos,  $\sigma_N = 472,6 \text{ MPa}$ .

Quanto à sollicitação, esta pode ser obtida da tensão nominal que leva à falha em  $10^3$  ciclos, ou seja,

$$\sigma_0 = M / W_f = \sigma_N / K_f$$

Do exemplo 10.2,  $W_f = 98175 \text{ mm}^3$  e  $K_f = 2,175$  e assim

$$\sigma_0 = 217,3 \text{ MPa}$$

e logo

$$M_f = 21,3 \text{ kNm}$$

Nota-se que o valor do momento obtido é próximo aquele do Exemplo 10.2, obtido pelo uso do diagrama  $\varepsilon - N$ , uma vez que o problema é de fadiga a alto ciclo.

---

#### EXEMPLO 10.4:

Para a mesma peça do exemplo 10.2, determinar:

a) O momento fletor que provoca uma fissura por fadiga em 2000 ciclos, usando o diagrama  $\varepsilon - N$ .

b) Idem ao item a, porém usando o diagrama  $\sigma - N$ .

**SOLUÇÃO:**

a) A equação  $\varepsilon - N$  é:

$$\Delta\varepsilon = 0,750 \cdot 0,0217 \cdot N^{-0,12} + 0,9007 \cdot N^{-0,6}$$

e para  $N = 2000$  ciclos

$$\Delta\varepsilon = 0,01595$$

$$\varepsilon_0 = \Delta\varepsilon / 2K$$

Do exemplo 10.2,  $K_\varepsilon = K_f = 2,175$ . A amplitude da deformação nominal,  $\varepsilon_0$ , é:

$$\varepsilon_0 = \frac{0,01595}{2(2,175)} = 0,00367$$

Supondo que esta deformação nominal máxima esteja na faixa linear, elástica,

$$\sigma = E \varepsilon_0 = 733 \text{ MPa}$$

Uma vez que  $\sigma_0 < \sigma_{EC}$ , realmente podemos considerar que estamos na faixa elástica do material. O momento fletor é

$$M = \sigma_0 W_f$$

e tomando  $W_f$  do exemplo 10.2,

$$M = 733 \text{ MPa } 98175 \text{ mm}^3$$

$$M = 71,96 \text{ kNm}$$

b) Deve ser salientado que o procedimento a seguir não é correto, conforme será mostrado, sendo no entanto usado para comparação. Do exemplo 10.3, a curva  $\sigma - N$  é

$$\sigma_N = 3016 N^{-0,161}$$

Para  $N = 2000$  ciclos

$$\sigma_N = 887,08 \text{ MPa}$$

Quanto à sollicitação,

$$\sigma_0 = M / W_f = \sigma_N / K_f$$

Para  $W_f = 98175 \text{ mm}^3$ , e  $K_f = 2,175$ ,

$$\sigma_0 = \frac{\sigma_N}{K_f} = \frac{887,08}{2,175}$$

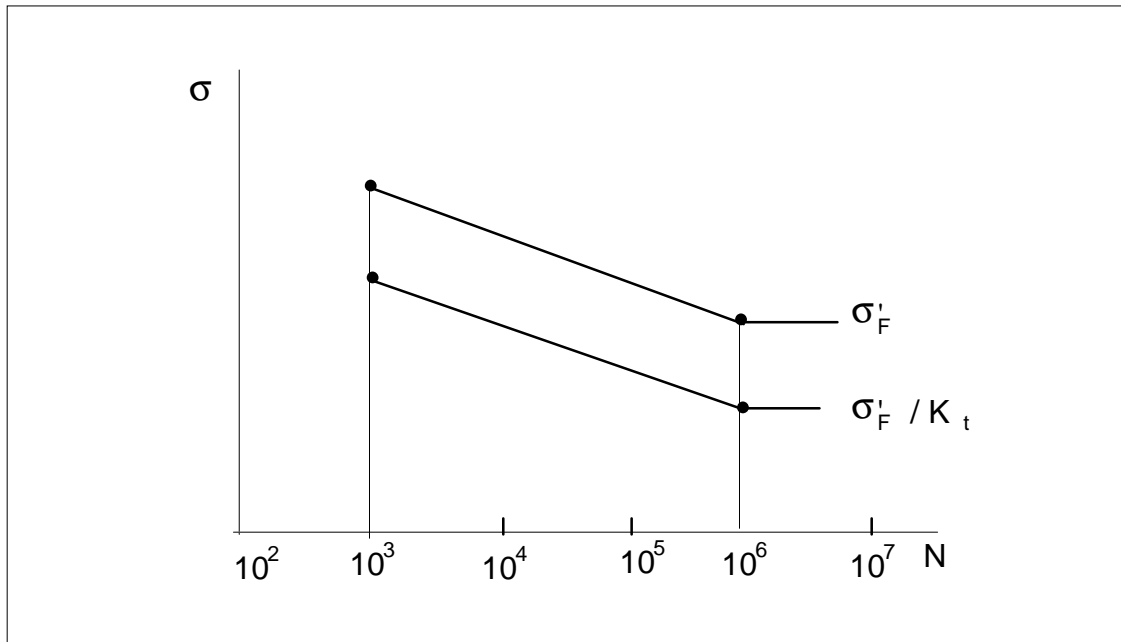
$$\sigma_0 = 407,85 \text{ MPa}$$

$$M = \sigma_0 \cdot W_f = 407,85 \cdot 98175$$

$$M = 40,04 \text{ kNm}$$

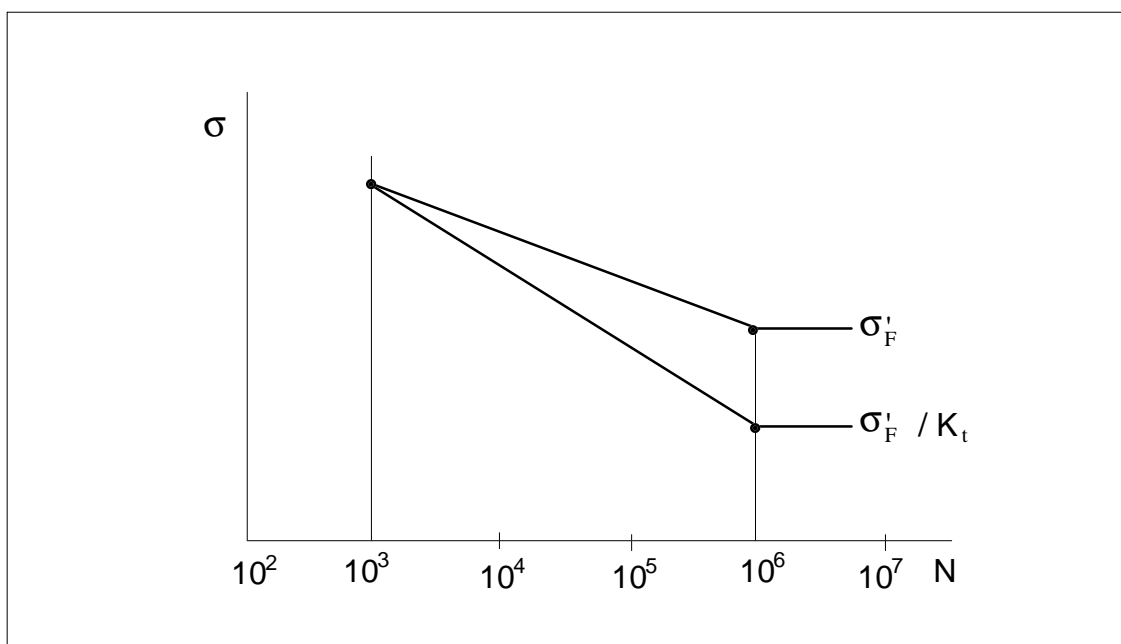
Para fadiga a baixo ciclo vemos que a diferença entre as soluções, usando as curvas  $\sigma - N$  e  $\varepsilon - N$ , são significativas, pois o efeito da plastificação não foi corretamente considerado no diagrama  $\sigma - N$ . O valor obtido pelo uso do diagrama  $\sigma - N$  é muito conservativo, pois na realidade temos que  $K_f = K_f(N)$  e foi utilizado  $K_f$  para vida infinita, quando para vida finita devemos usar o fator  $K$ , que é menor que  $K_f$ . O uso de  $K_f$  para amplificar o carregamento é equivalente a utilizá-lo para

reduzir toda a curva  $\sigma - N$  de resistência à fadiga do material, como mostra a figura 10.14, ou seja, para qualquer número de ciclos o efeito de redução da resistência à fadiga é considerado uniformemente.



**Figura 10.14** - Uso incorreto de  $K_t$  na redução da resistência.

O correto é adotar a correção mostrada na figura 10.15, onde o efeito do fator aplicado diminui gradativamente com a redução da vida, de forma que tenhamos  $K_N = 1$  para uma vida de  $10^3$  ciclos.



**Figura 10.15** - Uso correto de  $K_f$  como redutor de resistência.

Como usaremos  $K_f$  apenas como um fator de aumento das tensões nominais aplicadas, para baixa vida é necessário o uso de  $K_f$ , quando do uso das curvas  $\sigma - N$ , ou então, obter a tensão do diagrama  $\sigma - N$  e da equação da curva tensão- deformação cíclica tirar  $\epsilon$ , obtendo  $\epsilon_0 = \epsilon / K_\epsilon$ , onde  $K_\epsilon = K_f$  se  $\epsilon_0$  for elástico, e obter  $\sigma_0 = E\epsilon_0$ . Este último procedimento é mais complexo, mas útil quando não temos  $K_f$  disponível. Com o valor calculado de  $\sigma$  podemos agora obter as dimensões ou cargas conforme desejado.

**EXEMPLO 10.5:**

Refazer o exemplo 10.4, item b, usando o diagrama  $\sigma - N$  e a curva tensão-deformação cíclica, adotando  $K_\epsilon = K_f$  para o cálculo de  $\sigma$ .

**SOLUÇÃO:**

Do exemplo 10.4 temos que, para  $N = 2000$  ciclos, a tensão  $\sigma - N$  é de 887 MPa, obtida pelo uso do diagrama  $\sigma - N$ . A deformação deverá ser obtida da curva tensão-deformação cíclica. Da equação (8.1),

$$\epsilon = \Delta\epsilon / 2 = \sigma / E + (\sigma / k')^{1/n'}$$

para este material, da tabela 2,

$$b = -0,076 \quad \epsilon_f' = 0,73$$

$$c = -0,62 \quad \sigma_f' = 1655 \text{ MPa}$$

e da equação (9.17)

$$n' = b/c = 0,12$$

$$k' = \frac{\sigma_f'}{\epsilon_f'^{n'}} = \frac{1655}{0,73^{0,12}}$$

$$k' = 1719 \text{ MPa}$$

Então

$$\epsilon = 887/2 \cdot 10^5 + (887/1719)^{1/0,12}$$

$$\epsilon = (4,4 + 4,03) 10^{-3} = 8,46 \cdot 10^{-3}$$

Quanto à deformação alternante nominal,

$$\epsilon_0 = \frac{\epsilon}{K_\epsilon} = \frac{\epsilon}{K_f} = \frac{8,46 \cdot 10^{-3}}{2,175}$$

$$\epsilon_0 = 3,9 \cdot 10^{-3}$$

Como a tensão de escoamento cíclica é  $\sigma_{EC} = 758 \text{ MPa}$ ,  $\epsilon_{EC} = \sigma_{EC} / E = 3,79 \cdot 10^{-3}$ , logo  $\epsilon_0$  está na faixa plástica. O cálculo de  $\sigma_0$  deverá ser feito pela curva tensão-deformação cíclica, conforme a equação (8.1).

A deformação nominal plástica  $\epsilon_{0p}$  é

$$\epsilon_{0p} = \epsilon_0 - \sigma_0 / E$$

Como não conhecemos  $\sigma_0$ , temos um sistema não linear de duas equações. Substituindo uma equação na outra,

$$\sigma_0 = k' (\epsilon_0 - \sigma_0 / E)^{n'}$$

ou

$$\sigma_0 = 1719 (3,9 \cdot 10^{-3} - \sigma_0 / 2 \cdot 10^5)^{0,12}$$

e fazendo algumas tentativas encontramos  $\sigma_0 = 686$  MPa, que está próximo à tensão limite de escoamento. O momento fletor será portanto

$$M = \sigma_0 \cdot W_f = 686 \cdot (98175)$$

$$M = 67,3 \text{ kNm}$$

que é um momento que difere apenas em 7% do obtido no exemplo 10.4, quando foi usada a curva  $\epsilon - N$ . Sem dúvida o uso da curva  $\epsilon - N$  é muito mais simples para resolver problemas a baixo ciclo que o uso das curvas  $\sigma - N$  e curva tensão-deformação cíclica, principalmente se a tensão  $\sigma_0$  não estiver dentro do regime elástico.

## 10.5 - ANÁLISE COM USO DA REGRA DE NEUBER.

Na análise de peças entalhadas conhecemos geralmente as curvas de resistência à fadiga do material,  $\sigma - N$  ou  $\epsilon - N$ , obtidas de corpos de prova sem entalhe e conhecemos também o fator de concentração de tensão  $K_t$ , ou  $K_f$ , devida ao entalhe e finalmente a sollicitação nominal ( $\sigma_0$  ou  $\epsilon_0$ ) devida ao carregamento. A comparação com a resistência requer então o conhecimento das tensões e deformações locais no fundo do entalhe,  $\sigma$  ou  $\epsilon$ , que são obtidas via  $K_\sigma$ ,  $K_\epsilon$ . A regra de Neuber relaciona  $K_\sigma$ ,  $K_\epsilon$  e  $K_t$  ou  $K_f$ , aparentemente com duas incógnitas, que são  $K_\sigma$  e  $K_\epsilon$ , porém estas são funções das tensões e deformações que ocorrem no ponto crítico bem como dos valores nominais na seção, portanto existe uma outra equação a relacioná-las, que é a equação da curva tensão-deformação cíclica. A determinação de  $\sigma$  ou  $\epsilon$  via  $\sigma_0$ ,  $\epsilon_0$ , e  $K_f$ , usando a regra de Neuber e a curva tensão- deformação cíclica é detalhada a seguir. No caso de  $\sigma - \epsilon$  estarem dentro do regime elástico o uso de (10.12) ou de (10.16) fornece rapidamente a solução. Caso contrário, a solução é mais complexa. Partindo da equação (10.13), podemos multiplicar a equação da regra de Neuber por  $\Delta\epsilon_0^2$ ,

$$K_\epsilon \Delta\epsilon_0 K_\sigma \Delta\epsilon_0 = K_f^2 \Delta\epsilon_0^2 \quad (10.18)$$

e das definições de  $K_\sigma$  e  $K_\epsilon$ ,

$$\Delta\epsilon K_\sigma \Delta\epsilon_0 = K_f^2 \Delta\epsilon_0^2 \quad (10.19)$$

Multiplicando pelo módulo de elasticidade,

$$\Delta\epsilon K_\sigma \Delta\epsilon_0 = K_f^2 \Delta\epsilon_0 \Delta\sigma_0 \quad (10.20)$$

A última operação restringe a dedução a seguir ao caso onde a

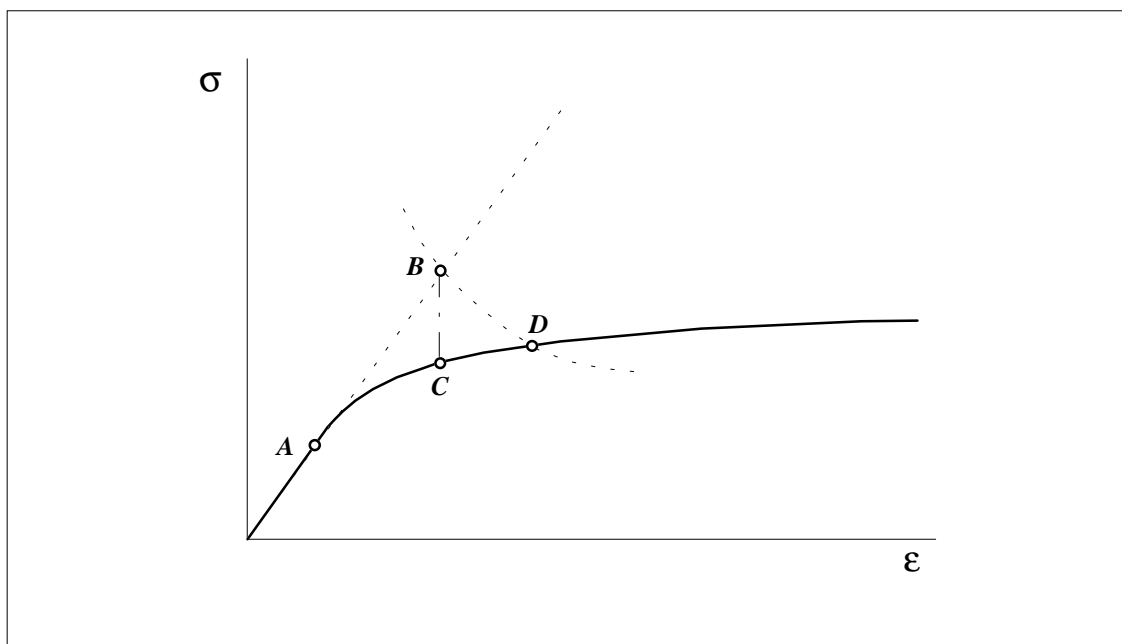
tensão nominal é elástica,  $\sigma_0 = E \cdot \varepsilon_0$ . Temos então uma equação em  $\Delta\sigma$  e  $\Delta\varepsilon$ . Juntando com a equação da curva tensão-deformação cíclica do material temos um sistema não linear de duas equações a duas incógnitas.

$$\Delta\varepsilon = \Delta\sigma / E + 2^{1+1/n'} (\Delta\sigma / k')^{1/n'}$$

$$\Delta\varepsilon = (1 / \Delta\sigma) K_f^2 \Delta\varepsilon_0^2 E \quad (10.21)$$

O gráfico das duas equações é visto na figura 10.16 para um caso geral. Por outro lado a curva da equação (10.21) representa sempre uma hipérbole, chamada hipérbole de Neuber. O ponto correspondente ao estado de tensões e deformações que está ocorrendo no fundo do entalhe é o ponto de intersecção das duas curvas, a curva correspondente à hipérbole de Neuber e a correspondente à curva tensão-deformação cíclica. Na figura 10.16 o ponto A é o correspondente ao estado de tensões e deformações nominais e a solução para o estado local de tensões e deformações é o ponto D. O ponto C representa a solução pelo uso da regra linear.

De forma geral, conhecidas as tensões e deformações nominais,  $\sigma_0$  e  $\varepsilon_0$ , as constantes  $k'$  e  $n'$  da curva tensão-deformação cíclica do material e o fator de concentração de tensão representado por  $K_f$ , o sistema de equações (10.21) nos dará a tensão e a deformação que ocorrem no fundo do entalhe, respectivamente  $\sigma$  e  $\varepsilon$ . A solução não é simples, uma vez que não é possível explicitar qualquer uma das incógnitas, e o problema deve ser resolvido iterativamente, a partir de uma estimativa inicial, até a convergência dos resultados.



**Figura 10.16** - Determinação do estado de tensões e deformações no ponto de

concentração de tensão pela regra de Neuber.

Podemos definir uma função  $f(\sigma)$  subtraindo as equações (10.21). Quando  $\Delta\sigma$  e  $\Delta\varepsilon$  satisfizerem ambas as equações temos  $f(\sigma) = 0$ :

$$f(\sigma) = \frac{\Delta\sigma}{E} + 2^{1/n'} \left( \frac{\Delta\sigma}{k'} \right)^{1/n'} - K_f^2 \frac{\Delta\varepsilon_0 \Delta\sigma_0}{\Delta\sigma} \quad (10.22)$$

Achando a raiz para que  $f(\sigma) = 0$ , através de uma das equações (10.21) podemos calcular  $\Delta\varepsilon$ . Na solução é possível usar qualquer dos métodos numéricos disponíveis para a determinação de raízes de equações não lineares. Um dos mais simples é o método de Newton. Partindo de um valor arbitrário  $\Delta\sigma_1$ , estimado, a próxima aproximação da solução é dada por:

$$\Delta\sigma_{i+1} = \Delta\sigma_i - f_i / (df / d\Delta\sigma)_i = \Delta\sigma_i - f_i / f_i' \quad (10.23)$$

sendo  $f'$  a derivada de  $f(\Delta\sigma)$  em relação a  $\Delta\sigma$ ,

$$f_i' = \frac{df}{d\Delta\sigma} = \frac{1}{E} + \frac{2^{(1-1/n')}}{K'n'} \left( \frac{\Delta\sigma}{K'} \right)^{1/n'-1} + \frac{K_f^2 \Delta\varepsilon_0 \Delta\sigma_0}{\Delta\sigma^2} \quad (10.24)$$

#### EXEMPLO 10.6:

Consideremos uma peça de aço com um entalhe tal que  $K_f = 3,2$ . A peça está submetida a carga alternante que provoca uma flutuação de tensão nominal  $\Delta\sigma_0 = 756$  MPa. A tensão de escoamento cíclica do material é  $\sigma_{EC} = 600$  MPa,  $E = 2,1 \cdot 10^5$  MPa. Qual a faixa de deformação  $\Delta\varepsilon$  no fundo do entalhe? Qual a faixa de flutuação de tensão?

#### SOLUÇÃO :

Para este material temos as seguintes propriedades.

$$k' = 1434 \text{ MPa}$$

$$n' = 0,14$$

$$\Delta\varepsilon_0 = 3,6 \cdot 10^{-3}$$

$$K_f = 3,2$$

$$\Delta\sigma_0 = E \Delta\varepsilon_0 = 756 \text{ MPa}$$

Podemos então calcular os parâmetros para as equações (10.22) e (10.23)

$$1/n' = 7,143$$

$$K_f^2 \Delta\varepsilon_0 \Delta\sigma_0 = 27,97 \text{ MPa}$$

$$2^{1-1/n'} = 1/70,66$$

Então

$$f(\sigma) = \Delta\sigma/2,1 \cdot 10^5 + 1/70,66 (\Delta\sigma/71434)^{7,143} - 27,87/\Delta\sigma$$



$$f'(\sigma) = \frac{1}{2,5 \cdot 10^5} + \frac{1}{1434} \frac{1}{70,66} \frac{1}{0,14} \left( \frac{\Delta\sigma}{1434} \right)^{6,143} + \frac{27,87}{\Delta\sigma^2}, \text{ para } \Delta\sigma \text{ em MPa}$$

$$\Delta\sigma_i = 1200 \text{ MPa}$$

$$f_i = -1,3545 \cdot 10^{-2}$$

$$f'_i = 4,771 \cdot 10^{-5}$$

$$\Delta\sigma_{i+1} = 1484 \text{ MPa}$$

para

$$\Delta\sigma_i = 1484 \text{ MPa}$$

$$f_i = 6,364 \cdot 10^{-3}$$

$$f'_i = 8,7 \cdot 10^{-2}$$

$$\Delta\sigma_{i+1} = 1483,9 \text{ MPa}$$

Conseqüentemente,  $\Delta\sigma = 1484 \text{ MPa}$  é um valor satisfatório. Das definições de  $K_\sigma$  e  $K_\varepsilon$ ,

$$K_\sigma = \Delta\sigma / \Delta\sigma_0 = 1484 / 756$$

$$K_\sigma = 1,963$$

$$K_\varepsilon = K_f^2 / K_\sigma^2 = 3,2^2 / 1,963^2$$

$$K_\varepsilon = 5,22 \text{ e portanto,}$$

$$\Delta\varepsilon = K_\varepsilon \Delta\varepsilon_0 = 5,22 \cdot 3,6 \cdot 10^{-3}$$

$$\Delta\varepsilon = 18,8 \cdot 10^{-3}$$

A vida tanto pode ser obtida de  $\Delta\sigma$ , num diagrama  $\sigma - N$  quanto de  $\Delta\varepsilon$  num diagrama  $\varepsilon - N$ , como detalhado a seguir. Desde que a tensão nominal esteja na faixa elástica e que a relação  $\varepsilon - N$  seja na forma

$$\Delta\varepsilon = \Delta\varepsilon_p + \Delta\varepsilon_e$$

$$\Delta\varepsilon = M N^c + B N^b$$

é possível transformar a regra de Neuber,  $K_\sigma K_\varepsilon = K_f^2$ , para uma expressão do tipo  $K_\varepsilon = \text{função}(N)$ .

Se a curva  $\varepsilon - N$  tiver a forma potencial acima, na seção 9.5 mostramos que a curva tensão-deformação cíclica tem também uma forma potencial

$$\Delta\sigma/2 = k' (\Delta\varepsilon_p/2)^{n'} \quad (10.25)$$

com  $k'$  e  $n'$  obtidos experimentalmente ou aproximados por

$$n' = b/c$$

$$k' = (2/M)^{n'} BE/2 \quad (10.26)$$

Uma vez que

$$\Delta\varepsilon_p = M N^c \quad (10.27)$$

podemos substituir na equação  $\sigma - \varepsilon_p$  e obter  $\sigma - N$ .

$$\Delta\sigma/2 = k' (M N^c / 2)^{n'}$$

ou

$$\Delta\sigma = 2k' (M/2)^{n'} N^{cn'} \quad (10.28)$$

Isto significa que se a curva  $\varepsilon - N$  tem a forma potencial, o diagrama  $\sigma - N$  também o terá. Simplificando,

$$\begin{aligned} \Delta\sigma &= 2k' (M/2)^{n'} N^{cn'} \\ \Delta\sigma &= (2/M)^{n'} 2 B E/2 (M/2)^{n'} N^{cb/c} \end{aligned} \quad (10.29)$$

$$\Delta\sigma = E B N^b$$

Esta expressão pode ser simplesmente obtida lembrando que, do diagrama tensão-deformação cíclico,

$$\Delta\sigma = E\Delta\varepsilon_e \quad (10.30)$$

e da equação  $\varepsilon - N$ ,

$$\Delta\varepsilon_e = B N^b$$

logo

$$\Delta\sigma = E B N^b \quad (10.31)$$

Para a dedução de  $K_\varepsilon$  função de  $N$ , partimos de

$$K_\sigma K_\varepsilon = K_f^2 \quad (10.32)$$

$$K_\sigma^{1/2} K_\varepsilon^{1/2} = K_f$$

$$K_\sigma = K_f (K_\varepsilon / K_\sigma)^{-1/2}$$

$$K_\sigma = K_f \left( \frac{\Delta\varepsilon / \Delta\varepsilon_0}{\Delta\sigma / \Delta\sigma_0} \right)^{-1/2} \quad (10.33)$$

desde que

$$\Delta\sigma_0 / \Delta\varepsilon_0 = E$$

então

$$K_\sigma = K_f [E\Delta\varepsilon / \Delta\sigma]^{-1/2} \quad (10.34)$$

Substituindo as expressões para  $\varepsilon - N$  e  $\sigma - N$ ,

$$K_\sigma = K_f \left[ \frac{MN^c + BN^b E}{BN^b E} \right]^{-1/2} \quad (10.35)$$

$$K_{\sigma} = K_f \left[ 1 + \frac{M}{B} N^{c-b} \right]^{-1/2} \quad (10.36)$$

$$K_{\sigma} = K_f [1 + (N/N_{tr})^{c-b}]^{-1/2} \quad (10.37)$$

onde  $N_{tr}$  é a vida de transição,  $N_{tr} = (M/B)^{1/b-c}$ , conforme visto no Capítulo 9. Uma vez que  $K_{\varepsilon} = K_f^2 K_r^{-1}$

$$K_{\varepsilon} = K_f [1 + (N/N_{tr})^{c-b}]^{1/2} \quad (10.38)$$

que é a relação que desejamos obter.

Para um problema de uma peça entalhada, definido por  $K_f$  sob um estado plano de tensão e propriedades do material definidas por  $B$ ,  $M$ ,  $b$ ,  $c$ ,  $N$ , sob carga alternante nominal, dentro do regime elástico  $\Delta\sigma_0 = E \Delta\varepsilon_0$ , a vida  $N$  e o estado de tensões e deformações máximas,  $\Delta\sigma$  e  $\Delta\varepsilon$  no fundo do entalhe são estimados pelo sistema de equações, função de  $N$ .

$$\Delta\varepsilon = K_{\varepsilon} \Delta\varepsilon_0 = K_f [1 + (N/N_{tr})^{c-b}]^{1/2}$$

$$\Delta\varepsilon = MN^c + B N^b \quad (10.39)$$

Da mesma forma que no método descrito na seção anterior, o sistema de duas equações e duas incógnitas,  $\Delta\varepsilon$  e  $N$ , é não linear. Podemos seguir a mesma sistemática e usar o método de Newton, definindo a equação

$$g(N) = K_f [1 + (N/N_{tr})^{c-b}]^{1/2} - M N^c - B N^b = 0 \quad (10.40)$$

A raiz  $N$  desta equação será estimada a partir de um valor inicial  $N_i$  e das iterações

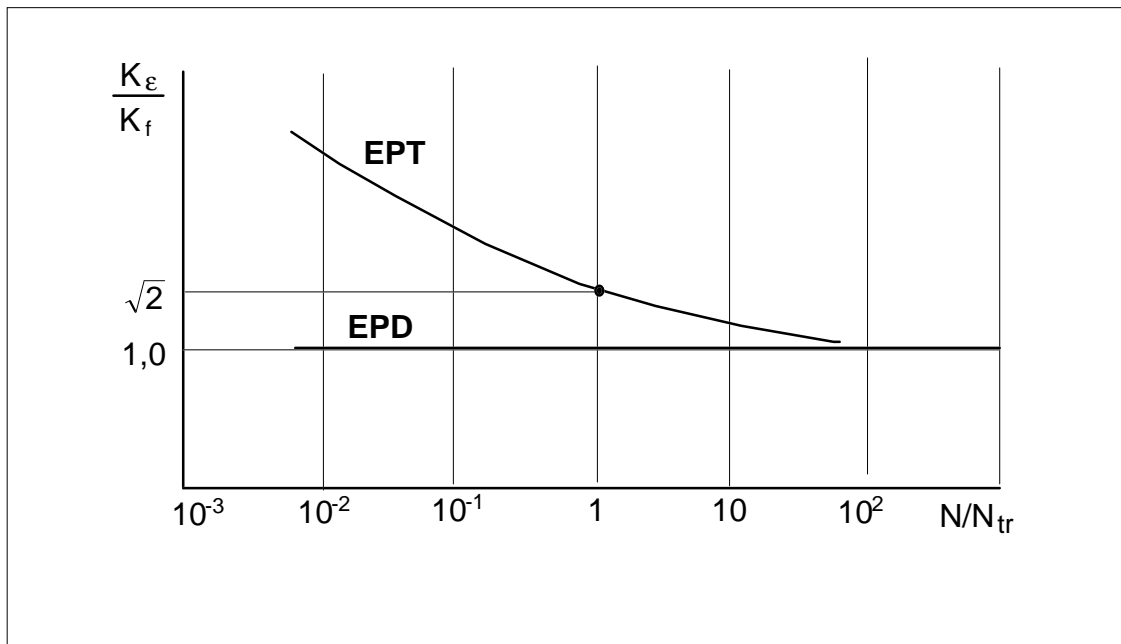
$$N_{i+1} = N_i - g_i/g_i' \quad (10.41)$$

com

$$g_i' = \frac{dg}{dN}|_i = K_f \Delta\varepsilon_0 \frac{1}{2} \left[ 1 + \left( \frac{N}{N_{tr}} \right)^{c-b} \right]^{-1/2} \frac{c-b}{N_{tr}^{c-b}} N^{c-b-1} - M_c N^{c-1} - B b N^{b-1} \quad (10.42)$$

Esta solução é equivalente à mostrada na seção 10.10. O fator de acabamento superficial pode ser levado em conta simplesmente multiplicando  $B$  por  $k_1$ , alterando a parcela elástica na relação  $\varepsilon - N$ .

O gráfico de  $K_{\varepsilon}/K_f$  versus  $N/N_{tr}$  pode ser visualizado na figura 10.17 para um estado plano de deformação quando  $K_{\varepsilon} = K_f$  e estado plano de tensão quando  $K_{\varepsilon}$  é dado pela equação (10.37). Nesta figura foram utilizadas as constantes do método das inclinações universais, ou seja,  $c = -0,6$ ,  $b = -0,12$ .



**Figura 10.17** - Variação de  $K_\epsilon$  versus  $N$  para um estado plano de tensão e um estado plano de deformação.

Tanto em um estado plano de deformações quanto em um estado plano de tensões,  $K_\epsilon$  tende a  $K_f$  quando a vida  $N$  ultrapassa 10 vezes  $N_{tr}$ , ou seja, para fadiga a alto ciclo. Estas duas curvas representam aproximadamente os limites extremos de qualquer estado de tensão real numa peça, isto é, entre um estado plano de tensões e um estado plano de deformações. Em casos reais então a tendência mostrada pelo desenvolvimento acima é de que  $K_\epsilon$  cresce com a redução da vida  $N$ . Se  $K_\sigma = K_f^2 / K_\epsilon$ , então  $K_\sigma$  tende a decrescer com a redução da vida  $N$ . Assim  $K_f$  é o máximo valor de  $K_\sigma$ , e utilizando  $K_f$  como amplificador de tensão, para fadiga a baixo ciclos, teremos resultados bastantes conservativos.

**EXEMPLO 10.7:**

Resolver o exemplo 10.6 pela equação (10.42), para um componente polido.

**SOLUÇÃO:**

Para este material,

$$\epsilon_f' = 0,66$$

$$b = 0,07$$

$$c = -0,69$$

$$\sigma_f' = 1240 \text{ MPa}$$

$$k_1 = 1,0$$

para superfície polida, do Capítulo 9,

$$\Delta\varepsilon/2 = \sigma_f' / E (2N)^b + \varepsilon_f' (2N)^c$$

ou

$$\Delta\varepsilon = 2^{1+b} \sigma_f' / E N^b + 2^{1+c} \varepsilon_f' N^c$$

$$B = k_1 2^{1+b} \sigma_f' / E = 0,01125$$

$$M = 2^{1+c} \varepsilon_f' = 0,8182$$

$$N_{tr} = (B/M)^{1/c-b} = 1006 \text{ ciclos}$$

Então

$$g(N) = 0,0115 [1+(N/1006)^{-0,62}]^{1/2} - 0,01125 N^{-0,07} - 0,8182 N^{-0,69}$$

$$g'(N) = - 0,25967[1+(N/1006)^{-0,62}]^{-1/2} N^{-1,62} + 0,5645 N^{-1,69} + 7,875.10 N^{-1,07}$$

para

$$N_i = 450 \text{ ciclos}$$

$$g_i = 1,4.10^{-3}$$

$$g_i' = 1,163.10^{-5}$$

$$N_{i+1} = 570 \text{ ciclos}$$

para

$$N_i = 570 \text{ ciclos}$$

$$g_i = 4,193.10^{-4}$$

$$g_{i+1} = 7,584.10^{-6}$$

$$N_{i+1} = 514,7 \text{ ciclos}$$

para

$$N_i = 514 \text{ ciclos}$$

$$g_i = 4,758.10^{-5}$$

$$g_{i+1} = 9,144.10^{-6}$$

$$N_{i+1} = 519,9$$

Com mais uma iteração

$$N = 519 \text{ ciclos.}$$

Com esta vida N, calculamos então:

$$\Delta\varepsilon = 18,2.10^{-3}$$

$$K_\varepsilon = \Delta\varepsilon/\Delta\varepsilon_0 = 5,058$$

$$K_\sigma = K_f^2 / K_\varepsilon = 2,025$$

$$\Delta\sigma = K_\sigma \Delta\sigma_0 = 2,025 \cdot 756 = 1531 \text{ MPa}$$

Nota-se que os resultados são próximos aos obtidos no exemplo 10.6 pelas curvas tensão-deformação cíclica e de Neuber. Comparando as equações usadas nota-se que neste método as equações de  $g(N)$  e  $g'(N)$  são mais longas que as  $f(\sigma)$  e  $f'(\sigma)$  e portanto mais difícil de serem usadas em computação manual. A vantagem é que fornecem simultaneamente  $\Delta\sigma$ ,  $\Delta\varepsilon$  e a vida N.

## 10.6 - COMENTÁRIOS.

Quando se usa o diagrama  $\sigma - N$  ou  $\varepsilon - N$  em peças entalhadas, sob um estado plano de deformação:

a) Se  $K_f$  for usado para amplificar o carregamento, usando  $\sigma = K_f \sigma_0$ , como nos exemplos 10.1, 10.3 e 10.4, a solução será razoavelmente precisa para fadiga a altos ciclos (valores semelhantes aos obtidos via diagrama  $\varepsilon - N$  e  $\varepsilon = K_f \varepsilon_0$ , exemplos 10.2 e 10.4. Para fadiga a baixo ciclos o uso da curva  $\sigma - N$  dará resultados cada vez mais conservativos quanto menor a vida, enquanto que usando a curva  $\varepsilon - N$  os valores são razoáveis. Então para o regime de alto ciclo é indiferente o uso da curva  $\sigma - N$  ou da curva  $\varepsilon - N$ , da forma acima,

b) Se calcularmos  $\sigma$  do diagrama  $\sigma - N$ , em baixo ciclos, e obtivermos  $\varepsilon$  da relação tensão-deformação cíclica, e aplicarmos  $\varepsilon_0 = \varepsilon / K_f$ , como no exemplo 10.5, os resultados obtidos também serão razoáveis, embora o processo de cálculo torne-se muito mais laborioso se  $\varepsilon_0$  não estiver no campo elástico. Um outro problema no uso do diagrama  $\sigma - N$ , para baixo ciclo, é que este diagrama normalmente não é disponível para vidas inferiores a 1000 ciclos;

c) Pode-se usar o outro procedimento não detalhado aqui, mas ilustrado na figura 10.15, de usar  $K_f$  como correção na extremidade de vida infinita da curva  $\sigma - N$ . Automaticamente a correção é atenuada quando se reduz a vida, até  $10^3$  ciclos, quando o fator aplicado torna-se unitário. Neste caso, como a intensificação de tensão é aplicada sobre o diagrama de resistência, o valor de  $\sigma$  obtido para uma dada vida já corresponde ao valor nominal  $\sigma_0$ .

d) De forma geral é recomendável usar  $\varepsilon - N$  para baixo ciclo, e  $\sigma - N$  para alto ciclo.

Estas conclusões estão resumidas na Tabela 10.3, onde temos os principais valores obtidos na resolução dos exemplos 10.2 a 10.5.

**Tabela 10.3** - Comparação de resultados dos exemplos de análise.

EXEMPLO	VIDA	MÉTODO	RESISTÊNCIA
10.2	$10^5$	$\varepsilon - N$	22,6 kNm
10.3	$10^5$	$\sigma - N$	21,3 kNm
10.4a	2000	$\varepsilon - N$	71,9 kNm

10.4b	2000	$\sigma - N$	40,0 kNm
10.5	2000	$\sigma - N$	67,3 kNm