

COMPARAÇÃO ENTRE MÉTODOS DE PREVISÃO DE VIDA À FADIGA SOB CARGAS MULTIAXIAIS I – MODELOS TENSÃO x VIDA E DEFORMAÇÃO x VIDA

*Marco Antonio Meggiolaro¹
Jaime Tupiassú Pinho de Castro²*

Resumo

As direções das tensões principais em uma peça podem variar quando elas são induzidas por várias forças independentes (e.g., um torçor e um fletor fora de fase), e os modelos uniaxiais de previsão de dano por fadiga são em geral inapropriados nestes casos. O objetivo deste trabalho é revisar e comparar os principais modelos disponíveis na literatura para a previsão da vida de iniciação de trincas por fadiga sob cargas multiaxiais, as quais podem induzir no ponto crítico da peça tensões cujas direções principais variem ao longo do tempo. São estudados e comparados os modelos multiaxiais de previsão de vida baseados em tensão de Sines e de Findley, e os baseados em deformação de Brown-Miller, Fatemi-Socie e Smith-Topper-Watson. Formulações modificadas dos modelos baseados em deformação são apresentadas para incorporar a idéia de Findley de planos críticos que maximizam o dano, e sua implementação é discutida.

Palavras-chave: Fadiga multiaxial; Iniciação de trinca; Modelos de previsão de vida.

1 INTRODUÇÃO

Cargas reais podem induzir fletores, torçores, normais e/ ou cortantes, que combinados gerem (no ponto crítico) tensões bi ou tri-axiais variáveis, e causem a chamada fadiga multiaxial. A história de cargas é dita proporcional quando gera tensões cujos eixos principais mantêm uma orientação fixa, e não-proporcional quando os eixos principais das tensões por ela induzidas giram ao longo do tempo.

Para cargas periódicas e de mesma frequência, pode-se definir também o conceito de cargas em fase e fora de fase. Cargas em fase são sempre proporcionais, mas não vale a recíproca: as tensões $\sigma_x = \sigma_I$ e $\sigma_y = \sigma_{II}$ induzidas numa placa por forças F_x e F_y perpendiculares (\perp) são sempre proporcionais, pois seus eixos principais são fixos até mesmo se F_x e F_y estiverem fora de fase.

Por outro lado, componentes de tração e torção fora de fase geram sempre histórias não-proporcionais (NP) [1]. Um fator de não-proporcionalidade F_{np} da carga pode ser medido pela forma da elipse que envolve a história das suas deformações normais ε e cisalhantes γ . Sendo a e b ($b \leq a$) os semi-eixos da elipse envoltória da trajetória no diagrama de Mises $\varepsilon \times \gamma/\sqrt{3}$, então define-se o fator de não-proporcionalidade F_{np} por b/a ($0 \leq F_{np} \leq 1$), vide a Figura 1.

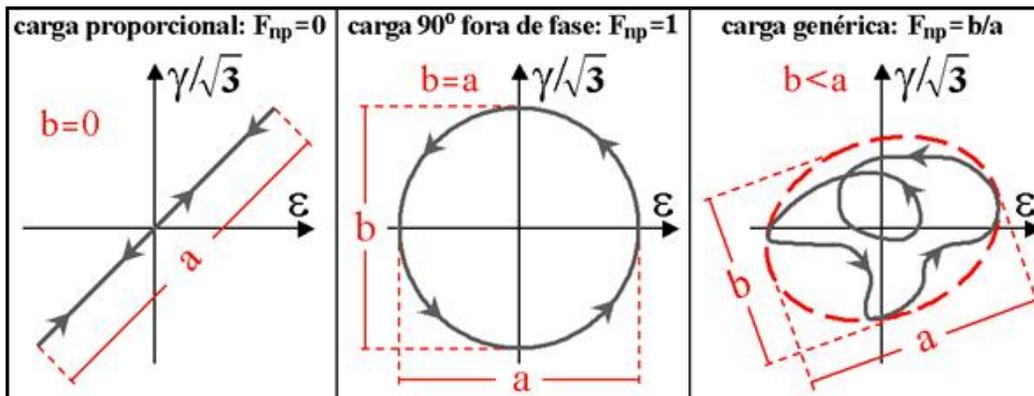


Figura 1. Diagrama $\varepsilon \times \gamma/\sqrt{3}$, e fatores de não-proporcionalidade associados [1].

Todos os carregamentos proporcionais têm deformações cisalhantes γ proporcionais às normais ε , com $F_{np} = 0$ e uma trajetória reta no diagrama $\varepsilon \times \gamma/\sqrt{3}$, e qualquer carga com F_{np} positivo é NP. Note e.g. que a carga $(\sigma_a \sin \omega t + \tau_a \cos \omega t)$ com $\tau_a = \sigma_a \sqrt{3}/2(1 + \nu)$, causada por uma tração mais uma torção defasada de 90° , tem $F_{np} = 1$, logo a maior NP possível.

Previsões em histórias NP podem ser muito complexas, pois envolvem pelo menos três problemas potenciais:

1. Encruamento NP: o coeficiente de encruamento cíclico H_c e a razão $\Delta\sigma/\Delta\varepsilon$ de alguns materiais aumentam sob cargas NP, o que diminui significativamente a vida das peças submetidas a um dado $\Delta\varepsilon$;
2. Cálculo de dano: as curvas SN e εN , medidas sob cargas proporcionais, não são diretamente aplicáveis quando as direções principais variam, pois neste caso o plano do trincamento em geral não coincide com o dos testes; e
3. Contagem de ciclos: as técnicas de contagem rain-flow tradicionais não podem ser aplicadas a carregamentos NP com amplitude variável, pois os picos e vales de ε em geral não coincidem com os picos e vales de γ , não sendo possível assim decidir a priori quais os pontos a serem contados.

Os dois primeiros problemas serão abordados neste trabalho. Um modelo de encruamento NP será apresentado, para permitir o cálculo correto das tensões equivalentes, e modelos multiaxiais baseados em medidas de tensão ou de deformação serão usados para calcular o dano gerado tanto por cargas proporcionais como por cargas NP.

2 ENCRUAMENTO NÃO-PROPORCIONAL

Alguns materiais sob cargas cíclicas NP encruam muito mais que o previsto pela curva $\sigma\varepsilon$ cíclica tradicional. Esse fenômeno, denominado encruamento NP, depende da história das cargas (via o fator de não-proporcionalidade F_{np}) e do material (por uma constante α_{np} de encruamento NP, onde $0 \leq \alpha_{np} \leq 1$). O encruamento NP pode em geral ser modelado mantendo o expoente h_c da curva $\sigma\varepsilon$ cíclica (uniaxial) e usando um novo coeficiente $H_{cnp} = H_c \cdot (1 + \alpha_{np} \cdot F_{np})$, vide a Figura 2. Note que o encruamento NP pode até duplicar o valor de H_c .

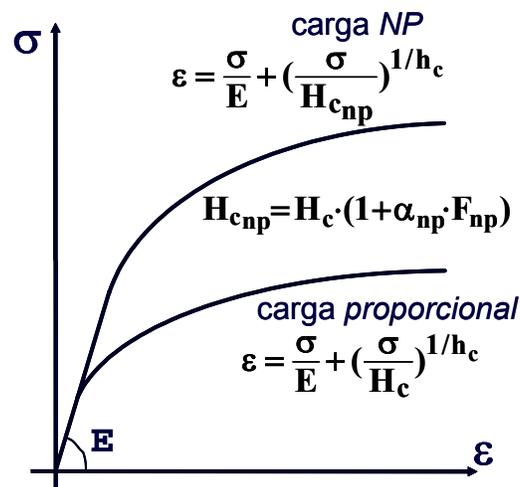


Figura 2. Efeito de cargas cíclicas não-proporcionais no encruamento NP.

O maior encruamento NP ocorre quando $F_{np} = 1$, e.g. sob uma carga tração-torção 90° fora de fase que gere uma circunferência no diagrama de Mises $\varepsilon \times \gamma/\sqrt{3}$.

Tipicamente, o efeito do encruamento NP é alto nos aços inox austeníticos na temperatura ambiente ($\alpha_{np} \cong 1$ no aço inox 316), médio nos aços carbono ($\alpha_{np} \cong 0.3$ no 1045) e baixo nas ligas de alumínio ($\alpha_{np} \cong 0$ para o Al 7075). Note que histórias proporcionais não provocam encruamento NP.

O encruamento NP ocorre em materiais que têm baixa energia de empilhamento de falhas (que nos aços inox austeníticos é de apenas 23mJ/m^2) e discordâncias bem espaçadas, nos quais as bandas de deslizamento geradas pelas histórias proporcionais são sempre planas. Nestes materiais, as cargas NP ativam bandas de deslizamento cruzadas em diversas direções (devido à rotação dos planos de máximo cisalhamento), aumentando assim o encruamento ($\alpha_{np} \gg 0$) em relação às histórias proporcionais. Mas nos materiais com alta energia de empilhamento de falhas (como nos alumínio, que vale 250mJ/m^2) e com discordâncias pouco espaçadas, as bandas de deslizamento cruzadas já ocorrem naturalmente até em histórias proporcionais, e portanto as cargas NP não causam diferença significativa no encruamento ($\alpha_{np} \cong 0$).

Mas as equações de previsão de vida de iniciação de uma trinca por fadiga de Coffin-Manson ou de Morrow não podem prever esta influência do encruamento

NP. Isto indica que o uso das equações ϵN tradicionais, que foram desenvolvidas para modelar problemas de fadiga uniaxiais, pode ser não-conservativo nos casos em que as histórias de carregamento são NP.

No entanto, deve-se notar que o encruamento NP reduz a vida à fadiga apenas quando as cargas controlam as deformações impostas no ponto crítico (em corpos de prova ϵN ou em entalhes afiados, e.g.), pois as tensões $\Delta\sigma$ causadas por um dado $\Delta\epsilon$ são maiores que no caso proporcional. Mas quando as cargas controlam a tensão naquele ponto (caso mais comum na prática), a gama $\Delta\epsilon$ gerada por um dado $\Delta\sigma$ é menor sob cargas NP, e assim a vida à fadiga é maior que no caso proporcional (logo, as equações ϵN uniaxiais podem ser conservativas nestes casos). A seguir são estudados modelos multiaxiais para prever o dano NP.

3 MODELOS MULTIAXIAIS DE DANO À FADIGA BASEADOS NAS TENSÕES SOLICITANTES

É fato bem conhecido que devem-se usar as tensões de Tresca ou de Mises para prever a iniciação das trincas por fadiga, a qual depende do movimento cíclico das discordâncias. Porém a iniciação das trincas pode e deve ser dividida em:

- formação das microtrincas, que nos metais é quase insensível à tensão média e à pressão hidrostática, pois só depende do movimento das discordâncias; seguida pela
- propagação da microtrinca dominante, que também depende da abertura das suas faces e do atrito entre elas, e que fica mais sensível à tensão média σ_m à medida que a microtrinca vai crescendo.

Microtrincas são trincas até da ordem do tamanho dos grãos do metal, cuja modelagem pela mecânica da fratura é controversa, ao contrário das trincas longas (maiores que 1 a 2mm), cuja taxa de propagação é controlada por ΔK .

No entanto, os testes SN e ϵN levam os CPs à fratura, ou à geração de uma pequena trinca, logo incluem ambas as fases de iniciação e de propagação das microtrincas. Assim, como a gama da tensão cisalhante $\Delta\tau$ controla a iniciação da microtrinca, enquanto a tensão normal ao seu plano σ_{\perp} (ou a tensão hidrostática σ_h , invariante definida pela média entre as tensões normais) controla a sua abertura, ambas são importantes nas vidas dos corpos de prova SN e ϵN .

De fato, uma peça sob tração uniaxial $\sigma_x = \sigma$ e outra sob torção $\tau_{xy} = \sigma/2$ trabalham na mesma tensão de Tresca, mas microtrincas no plano de τ_{max} na peça tracionada estão sujeitas a uma tensão normal σ_{\perp} perpendicular àquele plano que tende a mantê-las abertas, expondo suas pontas e diminuindo o atrito entre suas faces, vide a Figura 3. Assim, o dano por fadiga gerado por $\Delta\sigma$ pode ser maior que o causado pela torção $\Delta\tau = \Delta\sigma/2$.

A tensão de Mises consegue prever em parte este efeito, já que na peça torcida $\sigma_{Mises} = \tau_{xy}\sqrt{3} = 0.866\cdot\sigma_x < \sigma$, mas σ_{Mises} é insensível à tensão hidrostática σ_h . A tensão cisalhante de Mises τ_{Mises} , que atua nos planos octaédricos, também não considera os efeitos de σ_h , e se relaciona com σ_{Mises} por:

$$\begin{aligned}\sigma_{Mises} &= \frac{3}{\sqrt{2}} \tau_{Mises} = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_1 - \sigma_3)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2} = \\ &= \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{(\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 + (\sigma_x - \sigma_z)^2 + 6(\tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2 + \tau_{xz}^2)}\end{aligned}\quad (1)$$

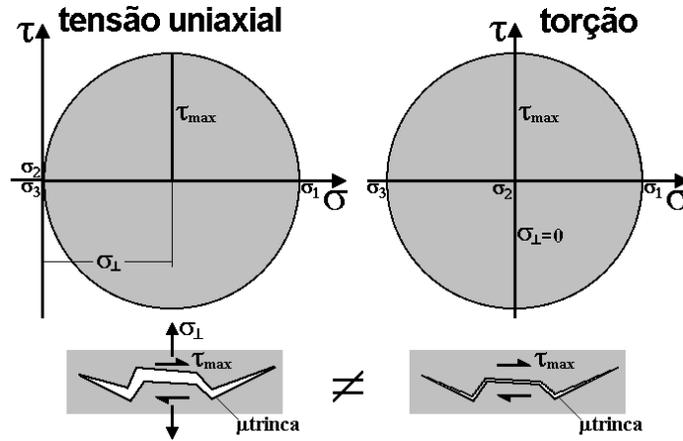


Figura 3. Círculos de Mohr mostrando porque sob um mesmo $\square \square_{Tresca}$ as peças torcidas podem ter uma vida à fadiga maior que as tracionadas.

Sines [2] propôs um critério de falha por fadiga (sob cargas multiaxiais proporcionais) baseado em $\Delta\tau_{Mises}$ e em $\sigma_{hm} = (\sigma_{xm} + \sigma_{ym} + \sigma_{zm})/3$, a componente hidrostática das tensões médias (insensível às tensões cisalhantes):

$$\frac{\Delta\tau_{Mises}}{2} + \alpha_S \cdot (3 \cdot \sigma_{hm}) = \beta_S \quad (2)$$

onde α_S e β_S são constantes ajustáveis para cada material, e

$$\Delta\tau_{Mises} = \frac{1}{3} \sqrt{(\Delta\sigma_1 - \Delta\sigma_2)^2 + (\Delta\sigma_1 - \Delta\sigma_3)^2 + (\Delta\sigma_2 - \Delta\sigma_3)^2} \quad (3)$$

Desta forma, segundo o critério de Sines, uma peça terá vida infinita à fadiga (sob cargas proporcionais) se

$$\Delta\tau_{Mises}/2 + \alpha_S \cdot (3 \cdot \sigma_{hm}) < \beta_S \quad (4)$$

Já o critério de Findley [3], que é aplicável também às cargas multiaxiais NP, supõe que a trinca nasce por fadiga no plano crítico do ponto crítico. No plano crítico o dano causado pela combinação $\Delta\tau/2 + \alpha_F \cdot \sigma_{\perp}$ é máximo, onde $\Delta\tau/2$ é a amplitude da tensão cisalhante naquele plano e σ_{\perp} é a tensão normal perpendicular a ele. Assim, por Findley a falha por fadiga ocorre no plano crítico do ponto crítico se

$$\left(\frac{\Delta\tau}{2} + \alpha_F \cdot \sigma_{\perp} \right)_{max} = \beta_F \quad (5)$$

onde α_F e β_F são constantes que devem ser ajustadas por medições em pelo menos dois tipos de testes de fadiga, e.g., sob tração e sob torção alternadas.

O plano crítico pode variar a cada i-ésimo evento das cargas NP, mesmo quando o ponto crítico permanece fixo na peça, mas Findley prevê a falha por fadiga no plano onde a soma dos danos associados a $[\Delta\tau_i(\theta)/2 + \alpha_F \cdot \sigma_{\perp i}(\theta)]$ é máxima, sendo θ o ângulo do plano em relação a uma direção de referência.

Sob torção pura, a Equação (5) pode ser escrita na forma

$$\sqrt{1 + \alpha_F^2} \cdot \frac{\Delta\tau}{2} = \beta_F \quad (6)$$

No caso de tração uniaxial cíclica com componentes alternada σ_a e máxima σ_{max} , pode-se demonstrar que o critério de Findley pode ser expresso por

$$0.5\sigma_a \left[\sqrt{1 + \left(\frac{2\alpha_F}{1-R}\right)^2} + \frac{2\alpha_F}{1-R} \right] = \beta_F \quad (7)$$

onde $R = \sigma_{\min}/\sigma_{\max}$ é uma razão que quantifica os efeitos da carga média.

Assim, por Findley pode-se estimar o limite de fadiga $S_L(R)$ sob qualquer razão R a partir de α_F e do limite de fadiga S_L (obtido sob carga totalmente reversa, i.e., com $R = -1$, vide Figura 4) por

$$\frac{S_L(R)}{S_L} = \frac{\sigma_a(R)}{\sigma_a} = \frac{\sqrt{1 + \alpha_F^2} + \alpha_F}{\sqrt{1 + \left(\frac{2\alpha_F}{1-R}\right)^2} + \frac{2\alpha_F}{1-R}} \quad (8)$$

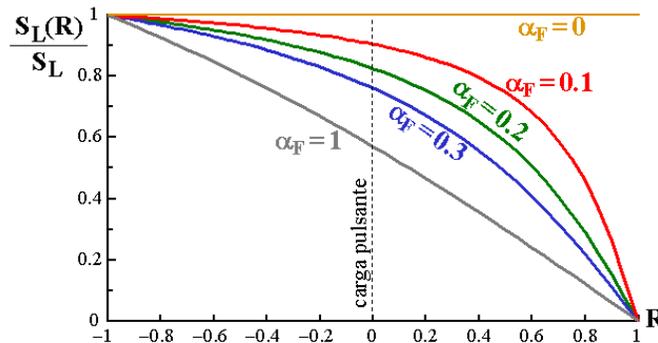


Figura 4. Limite de fadiga $S_L(R)$ em função da razão R , segundo Findley.

Ambos os critérios de Sines e de Findley pertencem à classe geral dos modelos tipo Mohr contra a falha de materiais, que usam combinações da tensão cisalhante τ que atua num determinado plano com as tensões normal ou hidrostática σ neste plano:

$$\tau + \alpha \cdot \sigma = \beta \quad (9)$$

O critério de Sines usa o plano de Mises (ou octaédrico) e a tensão hidrostática, com $\tau \equiv \Delta\tau_{\text{Mises}}/2$, $\sigma \equiv 3 \cdot \sigma_{\text{hm}}$, $\alpha \equiv \alpha_S$, $\beta \equiv \beta_S$, enquanto o de Findley usa o plano crítico e a tensão normal a ele, com $\tau \equiv \Delta\tau/2$, $\sigma \equiv \sigma_{\perp}$, $\alpha \equiv \alpha_F$, $\beta \equiv \beta_F$. Outros critérios similares podem ser encontrados em [1].

Finalmente, é importante lembrar que os testes SN e ϵ N englobam ambas as fases de iniciação (sensível a τ) e de propagação de microtrincas (mais sensível a σ), e que assim o dano à fadiga pode ser mais influenciado por τ ou σ , dependendo da proporção da vida gasta em cada fase. Desse modo, materiais com α grande são mais sensíveis a σ (valorizam mais as tensões normais), provavelmente gastando mais ciclos para propagar do que para iniciar a microtrinca.

4 MODELOS MULTIAXIAIS DE DANO À FADIGA BASEADOS NA DEFORMAÇÃO SOLICITANTE

Os dois critérios multiaxiais de falha apresentados na seção anterior se baseiam em tensões macroscópicas (supostas) elásticas, e só são aplicáveis quando σ_{Mises} for muito menor que a resistência ao escoamento cíclico S_{Ec} . Logo, como no caso do método SN, eles só devem ser usados para vidas à fadiga longas.

Para todos os outros casos deve-se usar critérios de dano à fadiga baseados nas deformações em vez de nas tensões solicitantes [1], usando as idéias estudadas no chamado método ϵ N.

Um dos modelos mais simples é o da curva γN , análoga à curva de Coffin-Manson, que utiliza a maior gama de deformação cisalhante $\Delta\gamma_{max}$ atuante na peça ($\gamma_{ij} \equiv 2\varepsilon_{ij}$, $i \neq j$) para prever a vida à fadiga

$$\frac{\Delta\gamma_{max}}{2} = \frac{\tau_c}{G} (2N)^{b_\gamma} + \gamma_c (2N)^{c_\gamma} \quad (10)$$

onde τ_c , b_γ , γ_c e c_γ são parâmetros análogos aos de Coffin-Manson. Desta forma, como o módulo $G = E/[2(1 + \nu)]$, na ausência de dados experimentais confiáveis, pode-se estimar a curva γN supondo que $\tau_c \equiv \sigma_c/\sqrt{3}$, $b_\gamma \equiv b$, $\gamma_c \equiv \varepsilon_c\sqrt{3}$ e $c_\gamma \equiv c$, ou que

$$\frac{\Delta\gamma_{max}}{2} \cong \frac{\sigma_c}{E} \frac{2(1+\nu)}{\sqrt{3}} (2N)^b + \varepsilon_c \sqrt{3} (2N)^c \quad (11)$$

A curva γN só é recomendável para modelar o dano à fadiga nos materiais que são mais sensíveis ao cisalhamento (ou que têm α pequeno nos critérios tipo Mohr), na ausência de cargas médias. Nestes espera-se uma vida sob torção menor que nos materiais similares mais sensíveis às tensões normais.

O modelo de Brown e Miller [4] pode considerar as cargas médias, combinando a máxima gama de deformação cisalhante $\Delta\gamma_{max}$ à gama da deformação normal $\Delta\varepsilon_\perp$ (pelo termo $\Delta\gamma_{max}/2 + \alpha_{BM} \cdot \Delta\varepsilon_\perp$) e à tensão normal média $\sigma_{\perp m}$ perpendiculares ao plano da máxima deformação cisalhante, para obter a vida N :

$$\frac{\Delta\gamma_{max}}{2} + \alpha_{BM} \cdot \Delta\varepsilon_\perp = \beta_1 \frac{\sigma_c - 2\sigma_{\perp m}}{E} (2N)^b + \beta_2 \varepsilon_c (2N)^c \quad (12)$$

onde α_{BM} é um parâmetro ($\alpha_{BM} \cong 0.3$ para metais dúcteis em vidas próximas do limite de fadiga), $\beta_1 = (1 + \nu) + (1 - \nu) \cdot \alpha_{BM}$, e $\beta_2 = 1.5 + 0.5 \cdot \alpha_{BM}$.

Esta equação foi adaptada de Morrow para ajustar os dados de tração uniaxial, onde a tensão média σ_m é igual a $2\sigma_{\perp m}$ (pois $\sigma_{\perp m}$ age perpendicularmente ao plano de γ_{max} , logo vale a metade de σ_m).

Os valores de β_1 e β_2 são obtidos assumindo tração uniaxial, vide Figura 5:

$$\left. \begin{array}{l} \Delta\gamma_{max} = (1 + \nu)\Delta\varepsilon \\ \Delta\varepsilon_\perp = (1 - \nu)\Delta\varepsilon/2 \end{array} \right\} \Rightarrow \frac{\Delta\gamma_{max}}{2} + \alpha_{BM}\Delta\varepsilon_\perp = \frac{\Delta\varepsilon}{2} [(1 + \nu) + \alpha_{BM}(1 - \nu)] \quad (13)$$

A partir da Equação (13), obtém-se os coeficientes $\beta_1 = (1 + \nu) + (1 - \nu) \cdot \alpha_{BM}$ e $\beta_2 = 1.5 + 0.5 \cdot \alpha_{BM}$, pois $\nu = 0.5$ na deformação plástica, que conserva o volume. O modelo de Brown e Miller original assume que nas deformações elásticas $\nu = 0.3$, obtendo assim $\beta_1 \cong (1 + 0.3) + (1 - 0.3) \cdot \alpha_{BM} = 1.3 + 0.7 \cdot \alpha_{BM}$.

O modelo de Brown-Miller é muito utilizado em fadiga multiaxial, apesar de não ser razoável assumir que $\Delta\varepsilon_\perp$ possa controlar a abertura e o fechamento de microtrincas, pois a gama $\Delta\varepsilon$ não inclui informações sobre as tensões ou as deformações máximas. E.g., duas microtrincas com mesmo $\Delta\gamma_{max}$ e $\Delta\varepsilon_\perp$ podem ter vidas à fadiga muito diferentes se uma estiver aberta (tracionada) e a outra fechada (comprimada) devido à carga média. O uso de $\sigma_{\perp m}$ compensa em parte esta falha no modelo, no entanto o efeito da carga média só é considerado na parte elástica.

Fatemi e Socie [5] sugeriram substituir $\Delta\varepsilon_\perp$ pela tensão normal máxima $\sigma_{\perp max}$ perpendicular ao plano de máxima deformação cisalhante, e aplicá-la à curva γN :

$$\frac{\Delta\gamma_{max}}{2} \left(1 + \alpha_{FS} \frac{\sigma_{\perp max}}{S_{Ec}} \right) = \frac{\tau_c}{G} (2N)^{b_\gamma} + \gamma_c (2N)^{c_\gamma} \quad (14)$$

Tensão e Deformação sob Tração Uniaxial

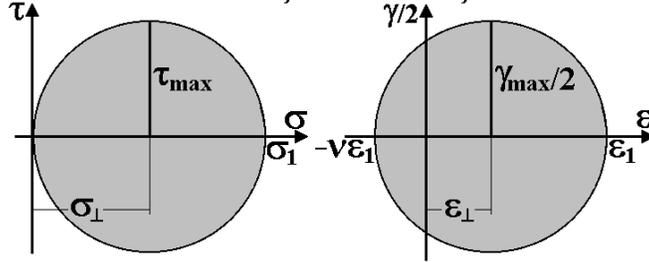


Figura 5. Círculos de Mohr de tensão e deformação sob tração uniaxial.

Note que o valor de α_{BM} e α_{FS} indica se um material é mais sensível a τ (α_{BM} OU $\alpha_{FS} \ll 1$) OU a σ (α_{BM} OU $\alpha_{FS} \gg 1$).

Se a fase de propagação de microtrincas (mais sensível a σ) for dominante sobre a iniciação, pode-se usar Smith-Topper-Watson (STW) multiaxial [6]:

$$\frac{\Delta \varepsilon_1}{2} \cdot \sigma_{\perp 1 \max} = \frac{\sigma_c^2}{E} (2N)^{2b} + \sigma_c \varepsilon_c (2N)^{b+c} \quad (15)$$

onde $\Delta \varepsilon_1$ é a gama da máxima deformação principal e $\sigma_{\perp 1 \max}$ é o pico de tensão normal na direção de ε_1 .

A Figura 6 resume os parâmetros dos modelos apresentados acima. Além destes modelos há diversos outros baseados na energia plástica dissipada pelos laços de histerese, e outros combinando energia com planos críticos, ver [1].

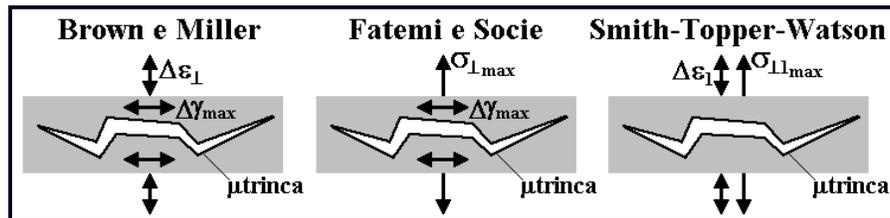


Figura 6. Parâmetros que afetam os modelos baseados em deformação.

É importante notar que o plano da amplitude de deformação cisalhante máxima $\Delta \gamma_{\max}/2$ (usado nos modelos de Brown-Miller e de Fatemi-Socie) é em geral distinto dos planos que maximizariam os respectivos parâmetros de dano (no caso de Brown-Miller $\Delta \gamma/2 + \alpha_{BM} \cdot \Delta \varepsilon_{\perp}$, e no de Fatemi-Socie $\Delta \gamma \cdot (1 + \alpha_{FS} \cdot \sigma_{\perp \max} / S_{Ec}) / 2$). Mas se são estes os parâmetros que causam o dano, é razoável argumentar que a vida à fadiga deveria ser calculada no plano crítico que os maximiza (de forma análoga ao que é feito no modelo de Findley), e não no plano de $\Delta \gamma_{\max}$. Desta forma, se propõe modificar os modelos de Brown-Miller e de Fatemi-Socie neles introduzindo uma sutil mas importante alteração:

$$\frac{\Delta \gamma_{\max}}{2} + \alpha_{BM} \cdot \Delta \varepsilon_{\perp} \Rightarrow \left(\frac{\Delta \gamma}{2} + \alpha_{BM} \cdot \Delta \varepsilon_{\perp} \right)_{\max} \quad (16)$$

$$\frac{\Delta \gamma_{\max}}{2} \left(1 + \alpha_{FS} \frac{\sigma_{\perp \max}}{S_{Ec}} \right) \Rightarrow \left(\frac{\Delta \gamma}{2} + \alpha_{FS} \frac{\Delta \gamma}{2} \frac{\sigma_{\perp \gamma}}{S_{Ec}} \right)_{\max} \quad (17)$$

O uso de planos críticos que maximizam os parâmetros de dano de cada modelo tem as vantagens de prever não só a vida à fadiga como também os planos dominantes onde a falha deverá ocorrer. No entanto os cálculos são difíceis e requerem o uso de métodos numéricos sofisticados.

Esta idéia também pode ser aplicada ao modelo STW, calculando o plano crítico onde o produto entre a gama de deformação normal $\Delta\varepsilon_{\perp}$ e o pico de tensão normal $\sigma_{\perp\max}$ é maximizado, seguindo a modificação

$$\frac{\Delta\varepsilon_1}{2} \cdot \sigma_{\perp 1\max} \Rightarrow \left(\frac{\Delta\varepsilon_{\perp}}{2} \cdot \sigma_{\perp\max} \right)_{\max} \quad (18)$$

Uma grande vantagem de Fatemi-Socie (e de STW) é poder modelar o encruamento não-proporcional através do pico de tensão normal $\sigma_{\perp\max}$ (ou $\sigma_{\perp 1\max}$). Em aços inox, e.g., uma história NP é bem mais danosa que uma outra proporcional de mesmos $\Delta\gamma_{\max}$ e $\Delta\varepsilon_{\perp}$, pois o encruamento NP eleva o valor de $\sigma_{\perp\max}$. Mas Brown-Miller preveria erradamente o mesmo dano neste caso (pois $\Delta\gamma_{\max}$ e $\Delta\varepsilon_{\perp}$ são os mesmos), e somente os modelos de Fatemi-Socie e STW poderiam calcular corretamente o maior dano do caso NP (assumindo que H_{cnp} seja usado na obtenção de $\sigma_{\perp\max}$ e $\sigma_{\perp 1\max}$).

5 CONCLUSÕES

A partir das comparações entre as metodologias de cálculo de dano sob cargas multiaxiais pode-se concluir que os modelos de dano de Sines e de Findley são aplicáveis apenas para vidas longas, caso contrário recomenda-se o uso de Brown-Miller, Fatemi-Socie ou Smith-Topper-Watson (STW). O modelo de Sines é fácil de computar, considera o efeito da segunda tensão principal σ_2 (pois usa o plano de Mises), mas só vale em histórias proporcionais. Já o modelo de Findley é difícil de computar, pois requer a procura do plano crítico, mas para vidas longas vale em qualquer história, proporcional ou NP. Os modelos baseados em deformação são válidos para qualquer vida. Dentre eles, os modelos de Brown-Miller e Fatemi-Socie valorizam as deformações cisalhantes γ , enquanto que STW valoriza as deformações normais ε . Brown-Miller e Fatemi-Socie combinam $\Delta\gamma_{\max}$ a $\Delta\varepsilon_{\perp}$ ou a $\sigma_{\perp\max}$ normais à direção de γ_{\max} , e podem ser usados em qualquer tipo de história. Já STW usa a deformação principal ε_1 , e é recomendado para materiais mais sensíveis às tensões normais. Os modelos mais versáteis dentre os estudados são os de Fatemi-Socie e STW, porque eles podem incluir o efeito do encruamento não-proporcional. Mas para gerar uma modelagem ainda mais realista, propôs-se modificar estes modelos para calcular a vida à fadiga no plano crítico do ponto crítico, no qual os parâmetros de dano são maximizados.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- 1 SOCIE, D.F.; MARQUIS, G.B. **Multiaxial Fatigue**. SAE International, 1999.
- 2 SINES, G. Behavior of Metals Under Complex Static and Alternating Stresses. Em **Metal Fatigue**, pp.145-169, McGraw-Hill, 1959.
- 3 FINDLEY, W.N. A Theory for the Effect of Mean Stress on Fatigue of Metals Under Combined Torsion and Axial Load or Bending. **Journal of Engineering for Industry**, pp.301-306, 1959.
- 4 BROWN, M.; MILLER, K.J. A Theory for Fatigue Under Multiaxial Stress-Strain Conditions. **Institute of Mech. Engineers**, v.187, pp.745-756, 1973.
- 5 FATEMI, A.; SOCIE, D.F. A Critical Plane Approach to Multiaxial Damage Including Out-of-Phase Loading. **Fatigue and Fracture of Eng. Materials and Structures**, v.11, n.3, pp.149-166, 1988.
- 6 SMITH, R.N.; WATSON, P.; TOPPER, T.H. A Stress-Strain Parameter for the Fatigue of Metals. **J. of Materials**, v.5, n.4, p.767-778, 1970.

COMPARISON AMONG FATIGUE LIFE PREDICTION METHODS UNDER MULTIAXIAL LOADING I – STRESS VS. LIFE AND STRAIN VS. LIFE MODELS

Marco Antonio Meggiolaro
Jaime Tupiassú Pinho de Castro

Abstract

Principal stress directions may vary when the loading is induced by several independent forces, such as out-of-phase bending and torsion. Uniaxial damage models cannot be applied in this case. The purpose of this work is to review and compare the main fatigue crack initiation models under multiaxial loading. The studied models include stress-based ones such as Sines and Findley, and strain-based ones such as Brown-Miller, Fatemi-Socie and Smith-Topper-Watson. Modified formulations of the strain-based models are presented to incorporate Findley's idea of using critical planes that maximize damage.

Key-words: Multiaxial fatigue; Crack initiation; Life prediction models.