

MINISTÉRIO DA EDUCAÇÃO
UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO SUL
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

APLICAÇÃO DE CRITÉRIOS DE FADIGA MULTIAXIAL PARA COMPONENTE VEICULAR

por

Maurício Armani Lopes

Monografia apresentada ao Departamento de Engenharia Mecânica da Escola de Engenharia da Universidade Federal do Rio Grande do Sul, como parte dos requisitos para obtenção do diploma de Engenheiro Mecânico.

Porto Alegre, Novembro de 2013.



Universidade Federal do Rio Grande do Sul
Escola de Engenharia
Departamento de Engenharia Mecânica

APLICAÇÃO DE CRITÉRIOS DE FADIGA MULTIAXIAL PARA COMPONENTE VEICULAR

por

Maurício Armani Lopes

ESTA MONOGRAFIA FOI JULGADA ADEQUADA COMO PARTE DOS
REQUISITOS PARA A OBTENÇÃO DO TÍTULO DE
ENGENHEIRO MECÂNICO
APROVADA EM SUA FORMA FINAL PELA BANCA EXAMINADORA DO
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

Prof^a. Dr^a. Thamy Cristina Hayashi
Coordenadora do Curso de Engenharia Mecânica

Área de Concentração: **Mecânica dos Sólidos**

Orientador: Prof. Dr. Ignacio Iturrioz

Comissão de Avaliação:

Prof. Dr. Walter Jesus Paucar Casas

Prof. Dr. Juan Pablo Raggio Quintas

Prof. Dr. Rogério José Marczak

Porto Alegre, 25 de novembro de 2013.

Dedico esse trabalho aos meus pais pelo apoio incondicional em todas minhas metas e sonhos,
Maurício.

AGRADECIMENTO

Aos meus pais, Luiz Carlos e Doneide, agradeço por acreditarem nos meus sonhos e em todas minhas decisões, mesmo quando não deviam. Mais ainda, por todo exemplo dado durante minha vida.

Aos colegas e amigos que inúmeras vezes me fizeram rir e me divertir mesmo enquanto a rotina da graduação era estressante e exaustiva.

Ao Prof. Ignacio Iturrioz pelas orientações e pela proposta do tema.

Gostaria de agradecer especialmente à minha namorada e aos meus irmãos pela paciência e por todo conselho dado.

"Only Ideas can Overcome Ideas"
Ludwig Von Mises

LOPES, M. A. **Aplicação de critérios de fadiga multiaxial para componente veicular.** 2013. 28f. Monografia (Trabalho de Conclusão do Curso em Engenharia Mecânica) – Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2013.

RESUMO

A maior parte dos componentes mecânicos sofrem solicitações mais complexas que as geralmente consideradas pelos critérios de fadiga convencionais. Em muitos casos os modelos uniaxiais de fadiga se mostram competentes no que diz respeito à avaliação do dano. Quando estes critérios não se mostram suficientes para a descrição do problema, torna-se necessário entrar na esfera das tensões multiaxiais. Neste cenário, se desenvolvem critérios para a vida em fadiga capazes de não somente considerar a variação relativa entre as tensões normais e cisalhantes, como também capazes de prever a direção de propagação da trinca e o plano crítico para tal ocorrência. O objeto de estudo escolhido para a aplicação de tais critérios foi uma barra estabilizadora utilizada em veículos pesados como ônibus e caminhões. O relatório dos testes de durabilidade e um modelo simplificado de viga possibilitaram estimar a magnitude das máximas tensões envolvidas e o comportamento destas no ponto mais solicitado. Utilizando esses dados de entrada foi possível aplicar alguns dos métodos mais comuns para fadiga multiaxial. Além disso, foi proposta uma abordagem inspirada no conceito de plano crítico e no critério de Goodman.

PALAVRAS-CHAVE: Fadiga Multiaxial, Componente veicular.

LOPES, M. A. **Application of multiaxial fatigue criteria for vehicular component**. 2013. 28f. Monografia (Trabalho de Conclusão do Curso em Engenharia Mecânica) – Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2013.

ABSTRACT

Most mechanical components suffer more complex loadings than commonly perceived by conventional fatigue criteria. In many cases the uniaxial fatigue models show themselves competent with regard to the damage evaluation. When these criteria are not sufficient for the problem's description, it is necessary to enter at the sphere of multiaxial stresses. In this scenario, the development of criteria for fatigue life able to not only consider the relative change between the normal and shear stresses, but also able to predict the direction of crack's propagation and the critical plane for such occurrence. The object of study chosen for the implementation of such criteria was one stabilizer bar used on heavy vehicles such as buses and trucks. The durability's test report and a simplified beam model allowed estimating the magnitude of the maximum stresses involved and the behavior of those at the most requested point. Using these input data it was possible to apply some of the most common methods for multiaxial fatigue. Moreover, it was proposed an approach based on the concept of critical plane and Goodman's criterion.

KEYWORDS: Multiaxial Fatigue, Vehicle Component.

SUMÁRIO

1. INTRODUÇÃO	1
2. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA	2
2.1 Fadiga	2
2.1.1 Nucleação e propagação de trinca	2
2.1.2 Curvas de Whöler e Soma de dano de Palmgren-Miner	2
2.2 Fadiga multiaxial	3
2.2.1 Carregamento proporcional e carregamento não proporcional	4
2.2.2 Estado multiaxial de tensões	4
3. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	5
3.1 Principais abordagens para fadiga multiaxial	5
3.1.1 Modelos baseados no estado de tensão	5
3.1.2 Modelos baseados na deformação	5
3.1.3 Modelos baseados na energia	6
3.1.4 Modelos baseados no plano crítico	7
3.1.5 Mecânica da fratura	7
4. O PROBLEMA	7
4.1 O componente e seu funcionamento	7
5. METODOLOGIA	8
5.1 Modelo de Viga	8
5.2 Findley	10
5.3 Método proposto	11
6. RESULTADOS E DISCUSSÕES	12
6.1 Findley	12
6.2 Método proposto e comparação dos resultados de Findley	13
7. CONCLUSÃO	15
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	15
APÊNDICE	16
Fluxograma Findley	16
Fluxograma Método proposto	17
Rotação do eixo de coordenadas	18
Garud	18
Sines	18
ANEXO	19
Resultado obtido no efatigue	19

1. INTRODUÇÃO

Talvez uma das áreas mais pertinentes, onde o engenheiro mecânico pode aplicar e expandir seus conhecimentos, seja a área de implementos e veículos rodoviários. No Brasil, observa-se claramente a dependência no setor rodoviário para o transporte de insumos e pessoas, visto que meios alternativos são cada vez mais escassos. Deixando de lado a questão de isto ser ou não reflexo de um problema de infraestrutura, o dever do engenheiro é melhorar as condições e os custos deste mercado através da tentativa de incorporar o desenvolvimento acadêmico ao dia a dia da indústria. Tendo isso em mente, este trabalho propõe a utilização de critérios de fadiga multiaxial em um componente veicular fundamental para dirigibilidade de automóveis rodoviários.

A maioria dos componentes mecânicos não é projetada para solicitações acima de seu limite de ruptura. Na verdade, a maior parte deles será, em toda sua vida útil, submetida a tensões muito abaixo de seu limite de escoamento. A observação empírica da falha destes componentes abriu, até mesmo por necessidade imediata, uma das áreas de estudo mais essenciais na engenharia: a fadiga. Tradicionalmente muitos critérios costumam considerar apenas tensões uniaxiais estimando a vida em fadiga através das curvas de Whöler, ou curvas S-N. Na fadiga multiaxial, a presença de esforços cíclicos combinados estabelece um estado de tensões muitas vezes complexo demais para tais abordagens. Infelizmente a fadiga multiaxial ainda é objeto de estudo de um número limitado de especialistas (Socie e Marquis, 2000), mostrando-se desafiadora e carente de maior desenvolvimento.

Nas últimas décadas, diversos autores propuseram diferentes critérios para estados multiaxiais de tensão. Autores como Sines (1959, apud. Socie 2000), Crossland (1956, apud. Mamiya 2001), Brown e Miller (1982, apud. You 1996) e tantos outros exploraram diferentes fundamentos para o desenvolvimento de tais critérios. Apesar da variedade, ainda não há uma abordagem universalmente aceita (Minucci, 2010, p.24). É possível dividir estes critérios e enquadrá-los segundo cinco abordagens, mais comumente descritas como: modelo associado a planos críticos, modelo baseado no estado de tensão, modelo baseado no estado de deformação, critérios de energia e mecânica de fratura. Devido às diferentes possibilidades de modos de falha, não é de se esperar que algum modelo correlacione todos os dados experimentais para todos os materiais e regimes possíveis (Socie e Marquis, 2000). Portanto, a comparação e análise dos critérios para aplicações específicas tornam-se pertinentes para o entendimento e uso adequado da teoria.

Definimos desta forma como objetivo geral do trabalho:

- Explorar a literatura e métodos disponíveis para avaliação da fadiga multiaxial.

Como objetivos específicos:

- Avaliação do dano no componente utilizando o método de Findley para estado multiaxial de tensão;
- Propor uma abordagem inspirada no conceito de plano crítico e no critério de Goodman comparando com os resultados obtidos pelo método de Findley.

Este trabalho está organizado da seguinte forma, após a presente introdução se apresenta a fundamentação teórica, onde são revisados alguns conceitos básicos necessários para desenvolver o trabalho. Posteriormente é realizada uma revisão bibliográfica sobre o assunto. A seguir, na seção de metodologia são apresentados os métodos que serão aplicados e em seguida o estudo de caso utilizado como exemplo para ilustração destes. Finalmente, os resultados são apresentados e discutidos e conclusões do trabalho são tratadas.

2. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

2.1 Fadiga

2.1.1 Nucleação e propagação de trinca

A fadiga se caracteriza pela falha de componentes submetidos a carregamentos cíclicos. É através do mecanismo de nucleação e propagação de trinca que o corpo pode chegar ao rompimento, caracterizando sua falha por fadiga.

Quando submetemos um corpo a um carregamento cíclico geramos tensões ao longo de toda sua microestrutura. No caso de aços, a microestrutura é caracterizada pela presença de grãos orientados das mais diversas formas. Grãos que possuem seus planos cristalográficos favoravelmente orientados com respeito ao carregamento aplicado serão os primeiros a formar pequenas fissuras. O crescimento destas fissuras e sua coalescência ao longo dos grãos adjacentes resultarão numa trinca única e dominante que poderá ser responsável pela falha do componente. Para a maioria dos aços e ligas, a maior parte da vida do componente é gasta com a nucleação e não com a propagação da trinca. Com exceção das abordagens da mecânica da fratura, que lidam com a estimativa da vida em fadiga através do controle durante o estado estável de propagação da trinca, as demais abordagens buscam estimar a vida de componentes ainda no estado de nucleação de trinca. A figura 2-1 abaixo ilustra os dois estágios de crescimento de uma trinca. Sendo o primeiro estágio caracterizado pela nucleação e propagação nas direções favoráveis de cada grão e o segundo estágio por possuir uma trinca grande o suficiente para possuir sua própria orientação.

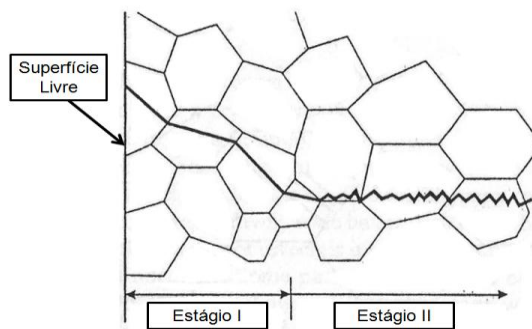


Figura 2-1 – Estágio I e Estágio II do processo de crescimento.

Fonte: Socie, 2000, p81.

2.1.2 Curvas de Whöler e Soma de dano de Palmgren-Miner

As curvas de Whöler, ou curvas S-N, são utilizadas para descrever o comportamento de determinado material à vida em fadiga. São geradas a partir de testes onde se aplicam esforços para diferentes magnitudes até a ruptura do componente. Devido à natureza probabilista dos eventos, é necessária a utilização de ferramentas matemáticas como técnicas estatísticas e regressão linear. Os ensaios são geralmente trativos, fletores, torcionais ou até mesmo mistos. Ao se tratar de fadiga multiaxial geralmente é importante obter-se os dados para as curvas S-N do material tanto para cisalhamento por ensaio torcional, figura 2-2a, quanto para tensão normal, figura 2-2b.

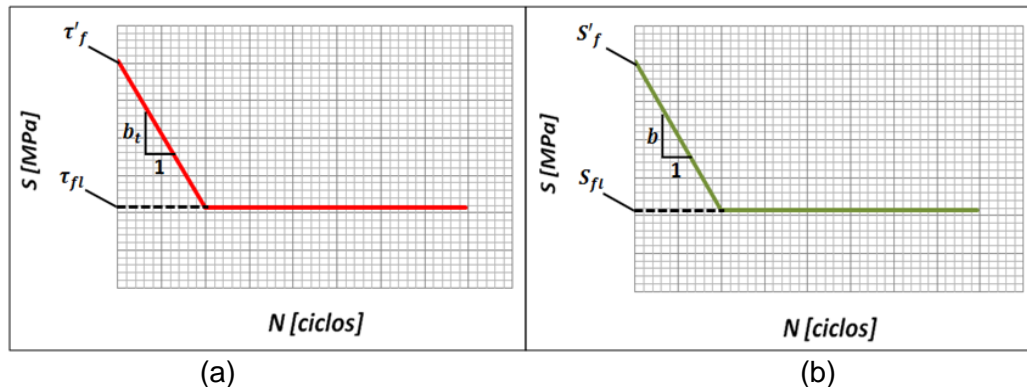


Figura 2-2 – (a) Curva S-N de ensaio torcional. (b) Curva S-N de ensaio normal.

Comumente lidamos com tensões de amplitude variável. Ainda assim é possível a utilização das curvas uniaxiais através do somatório de danos proposto por Miner, equação 2.1, referente à figura 2-3 abaixo.



Figura 2-3 – Regra de Palmgren-Miner
Fonte: efatigue.com.

$$Dano = \frac{n_H}{N_{fH}} + \frac{n_L}{N_{fL}} \quad (2.1)$$

Sendo n_H o número de ciclos a que um componente é submetido à sollicitação ΔS_H e N_{fH} o número de ciclos que o componente suportaria até a falha por fadiga com a sollicitação ΔS_H . Analogamente define-se n_L e N_{fL} .

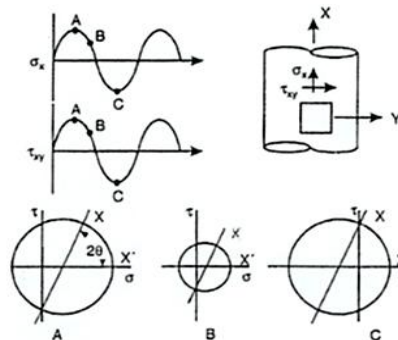
É importante salientar que se o dano fosse realmente um processo linear, a falha deveria ocorrer para dano igual a 1. Porém experimentos mostram que este valor pode variar entre 0.3 e 1 dependendo do histórico de carregamento. Dentre as limitações do somatório proposto por Miner está o fato dele não considerar a ordem dos eventos. Ou seja, desconsidera o fato de que o material tende a apresentar maior resistência se as menores cargas forem aplicadas antes.

2.2 Fadiga multiaxial

2.2.1 Carregamento proporcional e carregamento não proporcional

Dentro do escopo da fadiga multiaxial a consideração da variação relativa entre as tensões é geralmente de fundamental importância. Raros os casos onde as tensões normais e cisalhantes são tomadas individualmente para posterior somatório dos danos. Assim, torna-se importante a definição entre carregamento proporcional e carregamento não proporcional.

Carregamento proporcional é definido como o estado de tensão variável no tempo onde a orientação das tensões principais se mantém fixa em relação ao componente (Socie e Marquis, 2000). Outra forma de enxergar isso claramente é através da representação do círculo de Mohr para dois ou mais pontos do histórico no tempo, figura 2-4.



2-4 – Carregamento Multiaxial proporcional.
Fonte: Socie, 2000, p22.

Onde o eixo de coordenadas $X'-Y'$ é mantido fixo em relação ao eixo de coordenadas da peça, $X-Y$, de forma que $\sigma_{x'x'} = \sigma_1$ no ponto A. Note como o círculo de Mohr varia seu tamanho no tempo, porém o eixo X' se mantém coincidente com o eixo das tensões principais.

Partindo da própria definição descrita acima, o carregamento não proporcional se caracteriza pela variação, no tempo, da direção das componentes do tensor de máxima tensão principal. A representação análoga da figura 2-4 para carregamento não proporcional pode ser vista na figura 2-5.

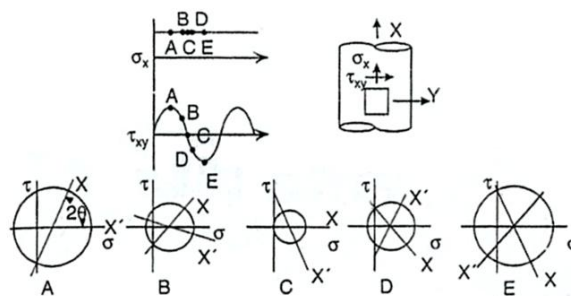


Figura 2-4 – Carregamento multiaxial não proporcional.
Fonte: Socie, 2000, p23.

2.2.2 Estado multiaxial de tensões

Fadiga é geralmente um fenômeno superficial, de modo que sua componente de tensão normal à superfície livre é zero. Desta forma a consideração de todas as tensões envolvidas dentro do plano de tensões biaxiais se torna suficiente para avaliação do dano na maioria dos casos.

É importante deixar claro que um estado de tensões multiaxiais não é necessariamente resultado de carregamentos multiaxiais. É possível tanto a presença de tensões multiaxiais em componentes submetidos a carregamentos uniaxiais como a presença de tensões uniaxiais localizadas em componentes submetidos a carregamentos multiaxiais. Neste trabalho e no escopo da fadiga multiaxial consideram-se apenas os casos em que o estado de tensões resultante é multiaxial no ponto mais crítico. Nestes casos, o uso de modelos uniaxiais para fadiga geralmente não fornece previsões acuradas.

3. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

3.1 Principais abordagens para fadiga multiaxial

Desde meados do século passado o estudo da fadiga multiaxial vem se desenvolvendo segundo diferentes abordagens para se estimar a vida de componentes. Atualmente a dedução de critérios para a análise da fadiga multiaxial pode ser classificada dentro de cinco diferentes modelos: modelos baseados no estado de tensão, modelos baseados no estado de deformação, modelos baseados na energia, modelos baseados no conceito de plano crítico e modelos de mecanismos de falha para controle do crescimento de trinca.

3.1.1 Modelos baseados no estado de tensão

A partir do controle do estado de tensão atuante, estas abordagens buscam reduzir o estado multiaxial de tensão a um estado uniaxial equivalente de amplitude constante para utilização das curvas uniaxiais. Tem sido amplamente utilizadas devido à sua simplicidade. Porém, geralmente são limitadas a carregamentos proporcionais.

Dentre os diversos trabalhos realizados, o mais famoso talvez seja o critério desenvolvido por Sines, representado na equação 2.1.

$$\sqrt{(s_{ax} - s_{ay})^2 + (s_{ay} - s_{az})^2 + (s_{az} - s_{ax})^2 + 6(\tau_{axy}^2 + \tau_{ayz}^2 + \tau_{azz}^2)} + m(s_{mx} + s_{my} + s_{mz}) = \sqrt{2}S_{Nf} \quad (3.1)$$

Onde S_{Nf} é o carregamento uniaxial completamente reverso para a mesma vida em fadiga do estado multiaxial de tensão, m é o coeficiente de influencia da tensão média e pode ser determinado experimentalmente, s_a é a amplitude e s_m é o valor médio do carregamento.

É importante salientar que a utilização dos métodos baseados no estado de tensão é geralmente restrita e mais adequada a casos de fadiga em alto ciclo, onde suas deformações são na sua grande parte elásticas.

3.1.2 Modelos baseados na deformação

Alguns modelos baseados no estado de deformação são similares aos modelos de tensão, porém sua utilização tem se mostrado mais adequada para fadiga de baixo ciclo. Ao invés do controle do histórico de tensões, buscam estimar a vida em fadiga através do controle da deformação. Também consistem na busca de uma deformação equivalente para utilização de critérios uniaxiais. Geralmente possui sua aplicação limitada a carregamentos proporcionais.

Após o trabalho de Coffin-Manson (que relaciona a amplitude de distorção plástica em um ciclo de carregamento com o número de ciclos até a falha) foram desenvolvidas versões dos critérios de falha estáticos no intuito de correlacionar testes de fadiga multiaxial. A versão mais popular é a da deformação equivalente de Von Mises para carregamentos cíclicos multiaxiais, equação 3.2.

$$\frac{1}{\sqrt{2(1+\nu)}} \sqrt{(\Delta\varepsilon_x - \Delta\varepsilon_y)^2 + (\Delta\varepsilon_y - \Delta\varepsilon_z)^2 + (\Delta\varepsilon_x - \Delta\varepsilon_z)^2 + \frac{3}{2}(\Delta\gamma_{xy}^2 + \Delta\gamma_{yz}^2 + \Delta\gamma_{xz}^2)} = \Delta\varepsilon_{eq} \quad (3.2)$$

3.1.3 Modelos baseados na energia

Os modelos acima citados são muito fracos no que tange a consideração da resposta multiaxial de tensão e deformação (You e Lee, 1996). O processo de fadiga multiaxial envolve deformações cíclicas dependentes das tensões. Não é de se esperar que apenas o estado de tensão ou de deformação possa refletir completamente a resposta do material (Socie e Marquis, 2000). Isto pode ser melhor ilustrado pelo gráfico tensão-deformação da curva de histerese, figura 3-1.

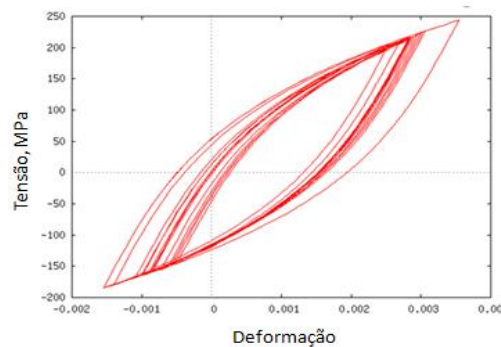


Figura 3-1– Loop de histerese.

Fonte: efatigue.com.

Conceitos de energia incluem explicitamente a consideração da resposta multiaxial de tensão e deformação. Possuem a grande vantagem de serem aplicados a carregamentos não proporcionais. Porém, sendo energia uma grandeza escalar, não é de se esperar que os modelos reflitam os mecanismos de nucleação e de crescimento de trinca em planos específicos (Morrow, 1965).

A maioria dos critérios de energia é baseada nos estudos realizados por Morrow, 1965. Morrow relacionou a energia de histerese por ciclo, ΔW^p , com o número de ciclos até a fratura. Garud (1981, apud. Socie 2000) propôs aplicar os conceitos de histerese uniaxial de Morrow para fadiga multiaxial. Para tensão e torção proporcionais o resultado para o trabalho plástico por ciclo, ΔW_c , pode ser visto na equação 3.3 abaixo.

$$\Delta W_c = \Delta\sigma\Delta\varepsilon^p \left(\frac{1-n'}{1+n'}\right) + \Delta\tau\Delta\gamma^p \left(\frac{1-n'}{1+n'}\right) \quad (3.3)$$

Onde n' é o coeficiente de deformação cíclica, utilizado para aproximar ao formato da curva de histerese.

3.1.4 Modelos baseados no plano crítico

Os modelos baseados no conceito de plano crítico se mostram muito atrativos, pois possuem sua definição diretamente relacionada com os mecanismos e modos de propagação e nucleação de trincas.

“No conceito de plano crítico, após determinar o plano de máxima tensão ou deformação cisalhante, muitos pesquisadores definem o parâmetro como a combinação da máxima tensão ou deformação cisalhante e a tensão normal atuante neste plano.” [You e Lee, 1996]

Liu e Mahadevan, 2005, propuseram um parâmetro que combina a tensão normal, tensão cisalhante e a tensão hidrostática atuantes no plano crítico, equação (3.4).

$$\sqrt{\left(\frac{\sigma_{a,c}}{f_{-1}}\right)^2 + \left(\frac{\tau_{a,c}}{t_{-1}}\right)^2 + k\left(\frac{\sigma^H_{a,c}}{f_{-1}}\right)^2} = \beta \quad (3.4)$$

Onde k e β podem ser facilmente determinados a partir dos limites de fadiga torcional e uniaxial do material.

3.1.5 Mecânica da fratura

Utilizada para caracterizar o crescimento de trincas onde os estados de tensão e de deformação podem resultar em um modo de crescimento misto. Crescimento misto seria um crescimento que muda sua direção mesmo após a trinca atingir um tamanho grande o suficiente para não ser mais orientada pela direção dos planos cristalográficos de grão. Estas abordagens buscam obter a taxa de crescimento de trinca a partir de uma trinca já em estado de propagação estável após a nucleação.

4. O PROBLEMA

4.1 O componente e seu funcionamento

Responsável por impedir a rolagem do automóvel, a barra estabilizadora restringe qualquer movimentação vertical relativa entre as rodas do veículo através de esforços torcionais, de forma a manter as quatro rodas do veículo em contato com o chão mesmo durante curvas fechadas.

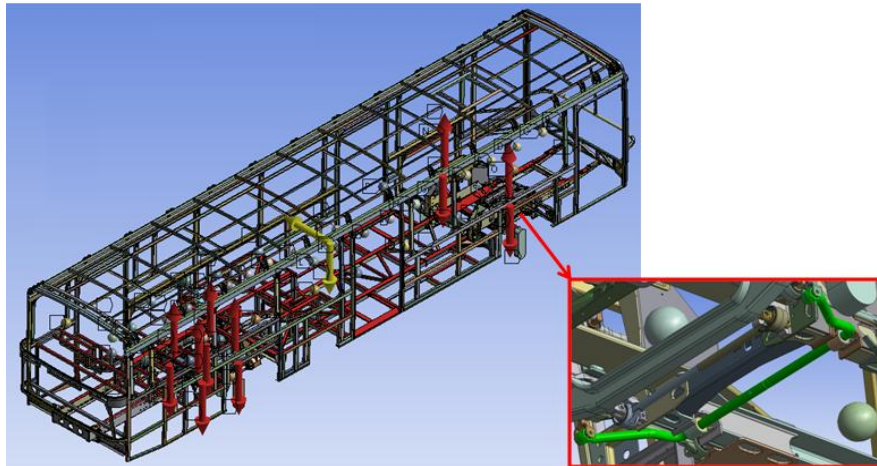


Figura 4-1 – Barra estabilizadora da suspensão dianteira do ônibus.

No presente trabalho, a barra em questão (figura 4-1) é utilizada na suspensão dianteira de um ônibus urbano. Durante testes de durabilidade foi constatada a falha por fadiga, como pode ser visto na figura 4-2. É possível ver claramente a região de nucleação da trinca, assim como as marcas de praia da região de propagação estável e a grande região da seção remanescente antes da fratura frágil ocorrer.

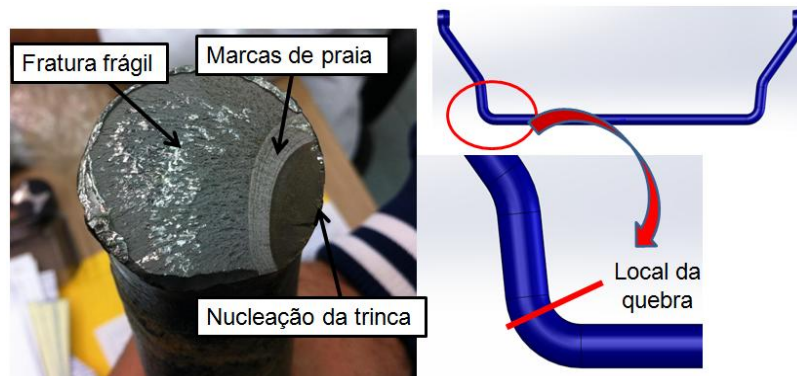


Figura 4-2 – Fratura da barra estabilizadora.

5. METODOLOGIA

5.1 Modelo de Viga

A partir dos dados sobre carregamentos verticais impostos à barra durante o teste de durabilidade foi utilizado um modelo de viga com uma força unitária e três apoios para estimar as tensões no ponto crítico. Foram considerados dois casos de carregamento do veículo: carregamento lateral e carregamento longitudinal. O carregamento lateral está relacionado ao momento em que o veículo realiza curvas gerando uma força F_z na ponta da barra. Teoricamente este é o único carregamento ao qual a barra estaria sendo solicitada. No entanto, a partir dos resultados dos testes onde a barra rompeu com um número

relativamente baixo de ciclos foram cogitados por parte dos engenheiros da montadora esforços indesejados no sentido longitudinal da barra. Ambos os modelos de viga podem ser vistos abaixo na figura 5-1.

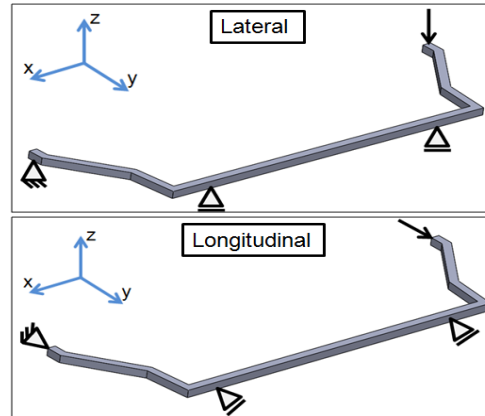


Figura 5-1 – Modelo de viga lateral e longitudinal.

Tendo o modelo apresentado coerência com o local da fratura do componente, o histórico das tensões normais e cisalhantes atuantes foi plotado sobrepondo o efeito dos dois carregamentos. É possível observar que a variação da tensão cisalhante não varia de forma proporcional, figura 5-2. As tensões foram calculadas a partir de uma tabela recebida da montadora com as máximas magnitudes das forças calculadas para a ponta da barra. Como primeira estimativa foi considerada que a força longitudinal atuante era de mesma magnitude das forças laterais.

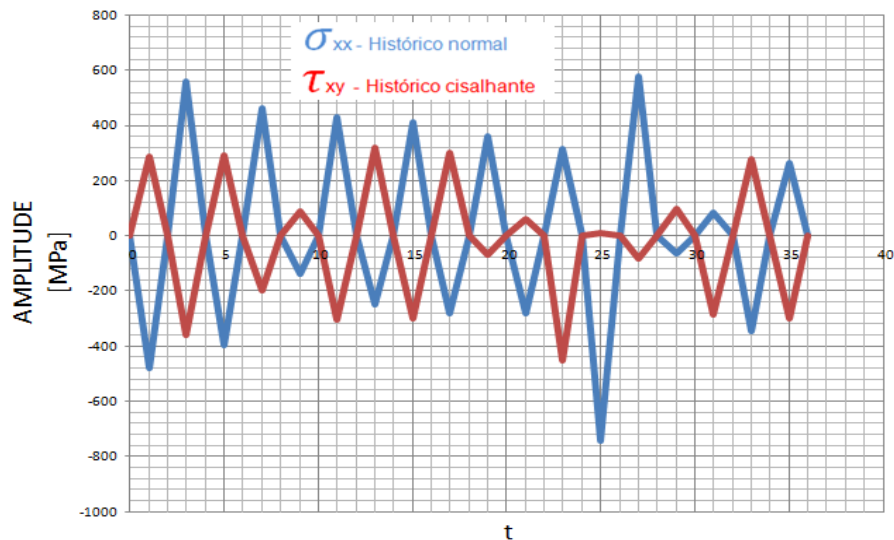


Figura 5-2 – (a) Histórico de tensão normal e cisalhante.

O histórico acima não representa o histórico completo do teste de durabilidade, porém abrange as máximas magnitudes dos carregamentos durante diferentes tipos de manobras às quais o veículo foi submetido em pista especial.

As características consideradas do material podem ser vistas na tabela 5-1 abaixo. Foram retiradas do site efatigue.com desenvolvido pelo Prof. Darrell Socie para cálculo de fadiga multiaxial.

Tabela 5-1 – Propriedades do material.

Material	Steel AISI 4340
Ultimate Strength (Su)	1048 MPa
Elastic Modulus (E)	190000 MPa
S'_f	1211 MPa
b	-0,075
S_{fl}	430 MPa
τ'_f	779 MPa
b_τ	-0,075
τ_{fl}	277 MPa

5.2 Findley

Aconselha-se a acompanhar esta etapa da metodologia com o fluxograma disponível em anexo.

A primeira etapa do método de Findley é a separação do histórico em n históricos simples de carregamento. Ou seja, parcelas com pouca variação de amplitude de modo que possam ser bem definidas por um único índice. A divisão foi feita de forma a termos duas reversões por partição, totalizando 9 parcelas do carregamento. A figura 5-3 ilustra a primeira parcela.

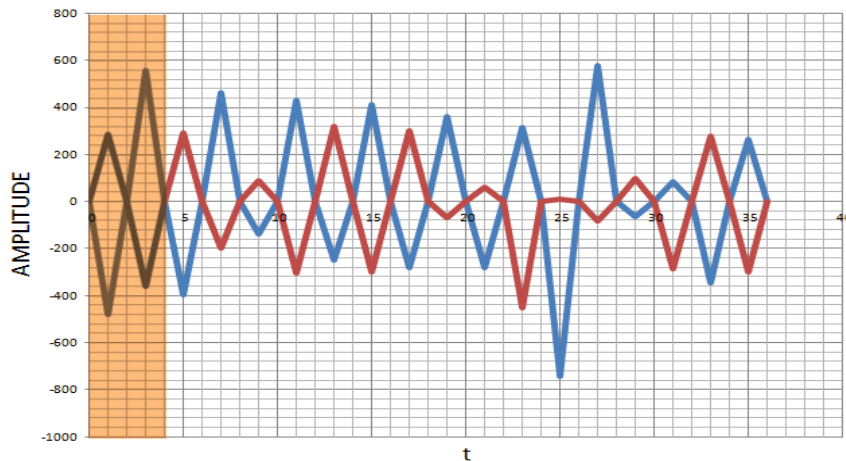


Figura 5-3 – Primeira parcela do histórico de carregamento.

Encontra-se o índice de Findley, f , para cada parcela. O índice é definido a partir de uma relação linear entre a máxima tensão normal, σ_n , e a variação da tensão cisalhante, $\Delta\tau$, atuantes na parcela de carregamento, equação 5.1.

$$\left(\frac{\Delta\tau}{2} + k\sigma_n\right)_{\max} = f \quad (5.1)$$

Onde k é uma propriedade do material calculada através da razão entre a resistência a fadiga normal, S_{fl} e cisalhante, τ_{fl} , obtidas em teste de laboratório. Para ambos os testes realizados com carregamentos completamente reversos a expressão para obtenção do valor de k pode ser dado pela equação 5.2.

$$\frac{S_{fl}}{\tau_{fl}} = \frac{2}{1 + \frac{k}{\sqrt{1+k^2}}} \quad (5.2)$$

É importante que a partição seja igual para ambos históricos (normal e cisalhante) para que o cálculo do f considere as tensões normais e cisalhantes do mesmo espaço de tempo. A vida em fadiga do componente pode então ser diretamente estimada utilizando o índice f na curva de Whöler torcional do material. Faz-se isto para cada parcela. O somatório dos danos de cada parcela é realizado pela equação 2.1.

Até aqui apenas se considerou o índice para as tensões atuantes em um único plano. A busca pelo plano crítico consiste na rotação do eixo de coordenadas. Repete-se o procedimento do cálculo dos índices de Findley e do somatório dos danos para cada plano. É importante que o somatório dos danos seja realizado para índices contidos no mesmo plano, como mostra a equação 5.3 abaixo.

$$D(\theta) = \sum_{i=1}^n \frac{N'_i}{N(\theta)_i} \quad (5.3)$$

Onde N'_i é o número de repetições do histórico completo da figura 5-2, $N(\theta)_i$ o número de repetições que o componente teria até a falha para o respectivo f no plano θ , e D o dano acumulado. Obtendo-se os danos acumulados para todos planos determina-se o plano crítico como aquele de maior dano.

Para computar o grande número de dados e plotar os resultados, foi utilizada uma planilha de dados em Excel que será disponibilizada em CD. Após a obtenção do plano crítico é possível utilizar o teste de hipóteses para determinar o valor de N'_i necessário para $D(\theta)$ ser igual a 1. Em outras palavras o número de repetições do histórico para levar a fratura do componente, considerando acúmulo linear dos danos.

5.3 Método proposto

O método proposto tem como base a utilização do critério de Goodman para a consideração da média de amplitude de cada parcela do ciclo. Além disso, utiliza similarmente ao método de Findley a rotação dos eixos de coordenadas.

Através da equação 5.4 é possível estimar um carregamento completamente reverso com o mesmo dano da parcela do ciclo considerado.

$$S_{sq} = S_a \left(1 + \frac{S_m}{S_u}\right) \quad (5.4)$$

Sendo S_{sq} a amplitude do carregamento completamente reverso de mesmo dano do carregamento de amplitude S_a e média S_m .

É importante deixar claro que neste método os históricos normal e cisalhante são tratados individualmente no cálculo das tensões equivalentes de Goodman. Aplica-se a equação 5.4 para todas as parcelas do carregamento e para todos planos considerados nos

dois históricos (para fins de comparação foram utilizadas as mesmas parcelas do método de Findley e os mesmos ângulos de rotação dos eixos).

Estima-se a vida em fadiga para cada $S_{\theta q}$ e soma-se o dano para cada plano pela soma de danos de Miner. O resultado será a vida em fadiga prevista para o histórico normal para cada plano e a vida em fadiga prevista pelo histórico cisalhante também para cada plano.

Socie propõe a equação 5.5 para computar a vida em fadiga total.

$$\frac{1}{N(\theta)} = \frac{1}{N_{\sigma}(\theta)} + \frac{1}{N_{\tau}(\theta)} \quad (5.5)$$

Onde $N_{\sigma}(\theta)$ é a vida em fadiga estimada para o histórico normal de carregamento no plano θ e $N_{\tau}(\theta)$ o histórico cisalhante.

6. RESULTADOS E DISCUSSÕES

6.1 Findley

O valor do k calculado para o dado material foi de aproximadamente 0,3.

Para cada parcela do carregamento a variação de f em função da rotação do eixo de coordenadas apresenta sua própria forma. A figura 6-1 abaixo representa a variação de f , em MPa, da primeira parcela do carregamento (figura 5-2) em função da rotação do eixo de coordenadas. A figura 6-2 é vida em fadiga prevista para esta primeira parcela do carregamento em escala logarítmica.

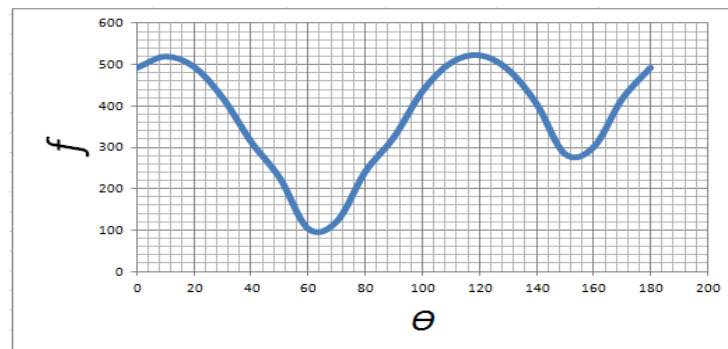


Figura 6-1 – Índice de Findley em função da rotação do plano de tensões.

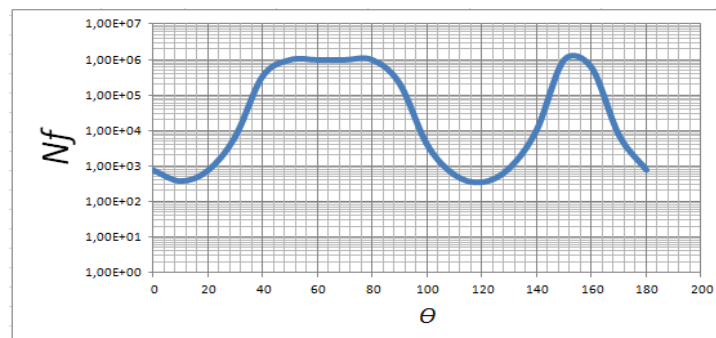


Figura 6-2 – Vida prevista para a primeira parcela do carregamento em função do plano.

Após o cálculo dos índices para todas as parcelas do carregamento o dano estimado para cada plano considerado é plotado na figura 6-3. Está exposto para o número de repetições em que o plano crítico acumula dano suficiente para fratura do componente.

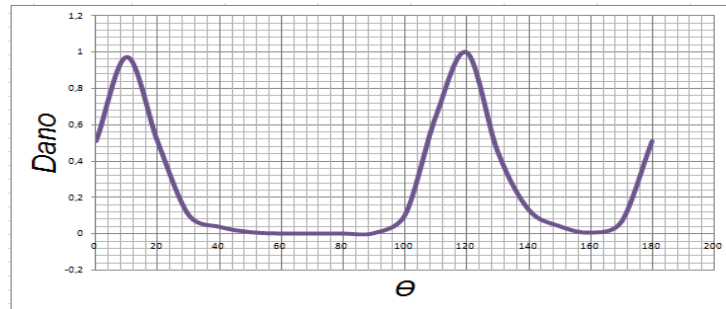


Figura 6-3 – Variação do dano até a fratura em função da rotação de 180° do eixo de coordenadas.

É possível ver que a direção crítica encontra-se aproximadamente a 10° ou 120°. O número de ciclos até a fratura foi de 324 repetições do histórico, figura 5-2.

Apenas para melhor contextualização e avaliação do resultado serão feitas algumas estimativas a respeito do ônibus em operação. O histórico, por se tratar de picos e vales medidos durante manobras em pista especial, representa as tensões mínimas e máximas obtidas para movimento ascendente e descendente da ponta da barra durante 8500 km de teste. Estimando-se que um ônibus de linha normal percorre cerca de 400 km por dia e supondo estes picos e vales ocorrem uma única vez a cada 8500 km de percurso durante trajetos normais de linha, a barra teria uma vida útil de cerca de 18 anos.

6.2 Método proposto e comparação dos resultados de Findley

Foi utilizado um programa de planilha para computar a tensão equivalente e vida em fadiga obtida de cada parcela e plano escolhido. Apenas para exemplificar, a tensão equivalente, S_{eq} , encontrada para a primeira parcela do carregamento normal no plano 0° foi de 541 MPa e sua vida em fadiga estimada pela curva S-N foi de 46140 ciclos.

Após o somatório dos danos de cada parcela e a computação do da vida em fadiga total para cada plano do eixo de coordenadas foi sobreposto o resultado no somatório dos danos encontrados no método de Findley, figura 6-4. Para fins comparativos o resultado do método proposto será plotado dividindo a vida em fadiga do plano crítico pelas demais de forma que o plano mais crítico tenha valor 1 e os demais uma porcentagem deste valor.

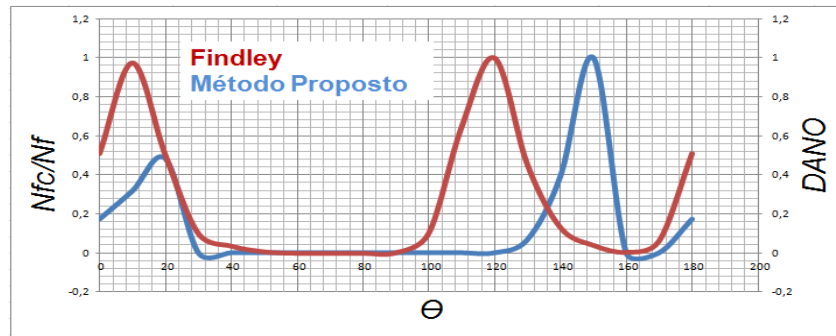


Figura 6-4 – Resultados sobrepostos.

Para o plano de 150° a vida em fadiga encontrada pelo método proposto foi de 1075 ciclos. O valor baixo obtido para ambos os métodos deve-se em grande parte às altas magnitudes consideradas no carregamento longitudinal. A fim de avaliar a influencia das tensões indesejadas na barra, será exposto o resultado dos métodos para valores menores da força longitudinal, figura 6-5 e figura 6-6.

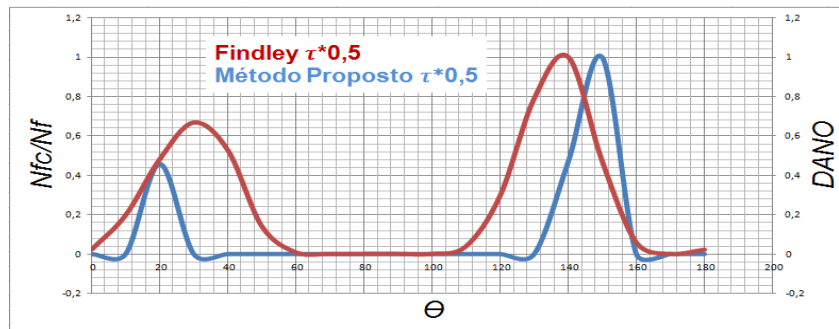


Figura 6-5 – Resultados sobrepostos para 50% da tensão cisalhante.

Sendo a vida em fadiga de 3521 ciclos para Findley e de 26128 ciclos para o método proposto. Apesar de uma melhor convergência do plano crítico encontrado, o resultado da vida em fadiga divergiu consideravelmente para o método proposto.

Dentre as limitações do método proposto está a não computação do dano causado por tensões abaixo do limite de fadiga para vida infinita. Sendo assim, o plano mais crítico tende a ser sempre o plano onde há tensões normais e cisalhantes acima dos limites S_{fl} e τ_{fl} respectivamente. Isto se torna mais visível ao utilizar apenas 30% da tensão cisalhante, figura 6-6.

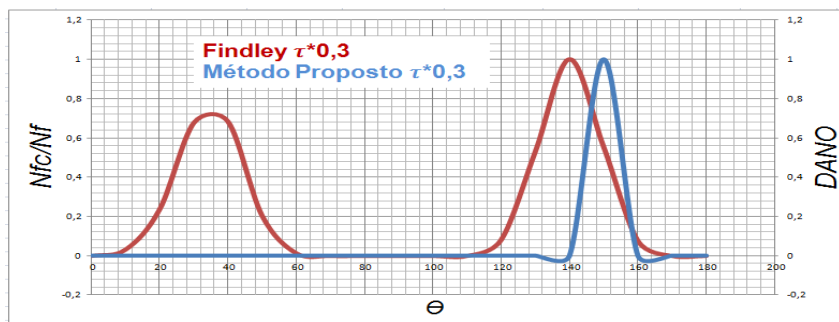


Figura 6-6 – Resultados sobrepostos para 30% da tensão cisalhante.

A vida em fadiga encontrada foi de 4037 ciclos para Findley e de 76784 ciclos para o método proposto. O método proposto não foi capaz de computar o dano causado por grande parte dos planos considerados e os resultados divergiram ainda mais à medida que parte das tensões consideradas ficaram abaixo do limite de fadiga do material.

Todos os resultados foram comparados com o software disponível no efatigue para validar a aplicação dos métodos. O resultado obtido para este último caso de carregamento está exposto em anexo.

7. CONCLUSÃO

Algumas abordagens da engenharia ganharam status e confiança até mesmo dos setores menos desenvolvidos da indústria. No Brasil, infelizmente não é de se esperar que isto ocorra tão logo para fadiga multiaxial. Ainda carente de abordagens e resultados mais satisfatórios, as metodologias utilizadas hoje por setores da indústria buscam melhores resultados através da agregação de diferentes abordagens e de grande sofisticação laboratorial. Mesmo assim, os resultados ainda se mostram válidos apenas para aplicações e condições muito específicas.

Apoiando-se nos objetivos do trabalho, pode-se concluir que foram atingidos de forma satisfatória. Apesar da não possibilidade de aplicação da maioria dos métodos estudados, a revisão bibliográfica e o entendimento dos principais conceitos utilizados hoje possibilitaram a proposta de um método simples e da avaliação e comparação de seus resultados.

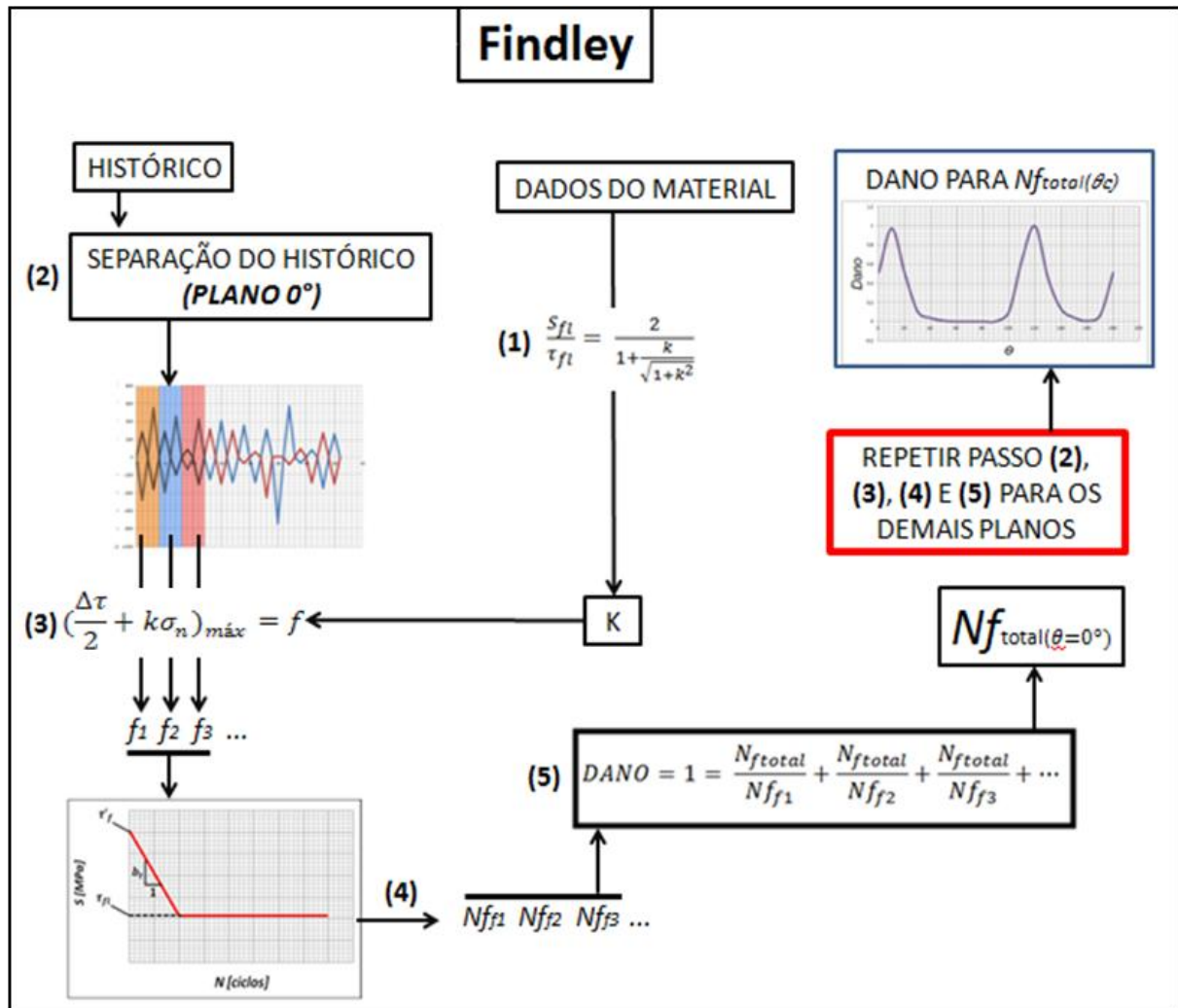
Como proposta para trabalhos futuros, a utilização de métodos computacionais alternativos para estimar a resposta plástica do material abriria portas para diferentes abordagens. Além disso, a comparação dos resultados dos dois métodos utilizados mostra que ainda é possível uma calibração do método proposto.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

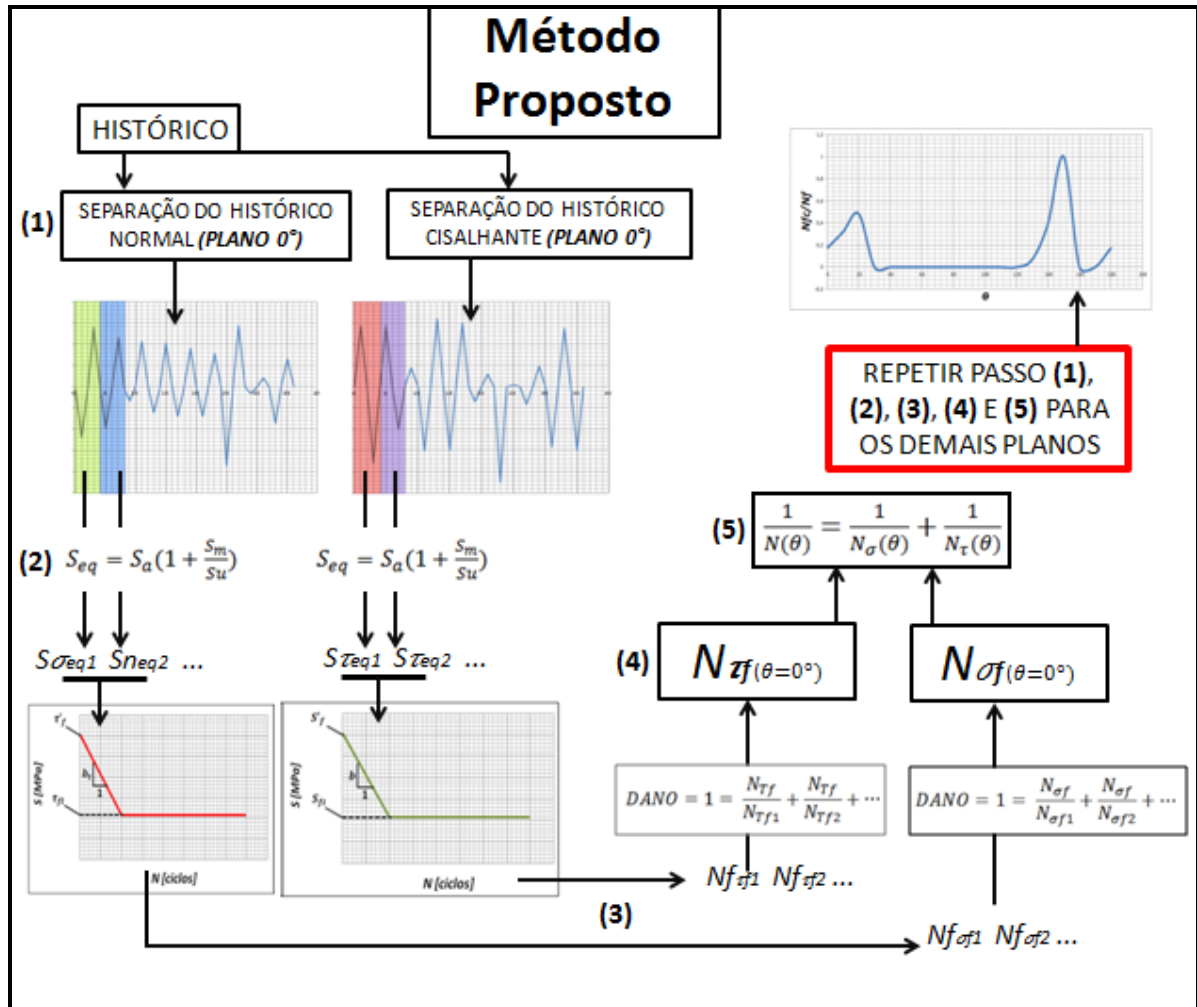
- Socie D. F., Marquis G. B. "**Multiaxial Fatigue**". SAE International, 2000.
- Minucci, F. R. "**Fadiga Multiaxial Aplicada à Avaliação da Vida de Virabrequins**", M668f. Dissertação de Mestrado. Universidade Estadual de Campinas. Campinas. 7 de Outubro de 2010.
- Morrow, J. "**Cyclic Plastic Strain Energy and Fatigue of Metals**," American Society for Testing and Materials, West Conshohocken, PA, 1965.
- Liu, Y.; Mahadevan, S. "**Multiaxial high-cycle fatigue criterion and life prediction for metals**". International Journal of Fatigue 27, Nashville, p. 790-800, 2005.
- eFatigue. "**Multiaxial**", <https://www.efatigue.com>. Acessado em 15/10/2013.
- You, B.R.; Lee, S.B. "**A critical review on multiaxial fatigue assessments of metals**", Taejon, vol. 18, n. 4, pp. 235-244, 1996.
- Mamiya, E. N.; Araújo, J.A. "**Fatigue limit under multiaxial loadings**": On The Definition of The Equivalent Shear Stress, Brasília, 2001.

APÊNDICE

Fluxograma Findley



Fluxograma Método proposto



Rotação do eixo de coordenadas

Pode ser descrito por qualquer plano que passe por um determinado ponto. Sendo assim, com o intuito de se escolher o plano de maior interesse para descrever a tensão no ponto escolhido, é possível rotacionar o eixo de coordenadas x, y e z. Para o estado biaxial de tensões a rotação do sistema de coordenadas é dada por:

$$\sigma_{\theta} = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} + \frac{\sigma_x - \sigma_y}{2} \cos(2\theta) + \tau_{xy} \sin(2\theta)$$

$$\tau_{\theta} = \frac{\sigma_x - \sigma_y}{2} \sin(2\theta) - \tau_{xy} \cos(2\theta)$$

Onde σ_x e σ_y são as tensões normais atuantes no elemento infinitesimal e τ_{xy} a tensão cisalhante presente no plano.

Garud

Métodos baseados na energia são competentes no que diz respeito à consideração da resposta transiente do material ao histórico de tensões. Sendo assim se faz necessário a medição da curva de histerese de tensão-deformação do material. Ou seja, é necessário obter a resposta em deformação para cada instante de tempo escolhido do material. Segundo contatos por e-mail com o Prof. Darrel Socie, o problema de muitos métodos como este é a impossibilidade de utiliza-los para computar a resposta de deformação do material a partir do histórico de tensões, porém é possível a utilização para computar o histórico de tensões a partir das deformações.

Por conta dos dados de entrada serem insuficientes, este método também não apresentou resultados válidos. Para trabalhos futuros uma proposta possível seria a utilização do método dos elementos finitos para estimar a curva de histerese do material ou a medição da mesma.

Sines

Devido ao grande apelo deste método e sua simples formulação, foi testada sua abordagem para o presente histórico de tensões. Infelizmente, através da própria formulação, equação 3.1, é possível observar a não adequação do método para computar corretamente o estado de tensões.

Apesar de ser amplamente utilizado, este método funciona apenas para carregamentos proporcionais e para tensões de amplitude constante. É capaz de descrever um estado triaxial de tensão onde as tensões atuantes em cada um dos três eixos são diferentes entre si, porém não variam suas amplitudes. Os resultados encontrados por este método não representam relevância para o histórico atual.

ANEXO

Resultados obtidos pelo eFatigue para o último carregamento aplicado ($0,3 \cdot \tau$).

Viewing analysis **MULTVASTressLife 2013-11-10 170554_1** owned by **lopes**

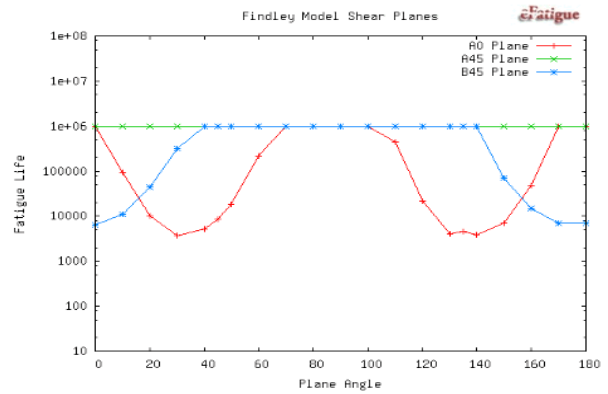
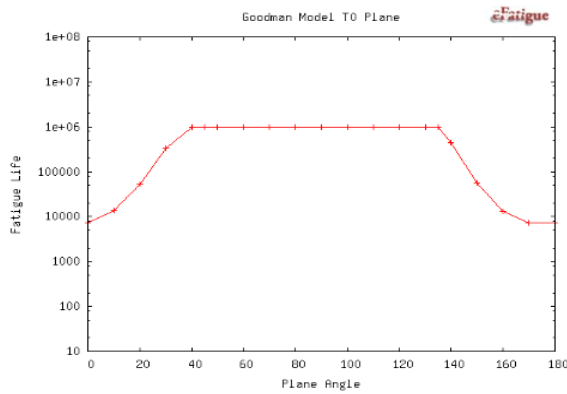
N_f (Findley) = **3786**

A0 plane, theta = 30

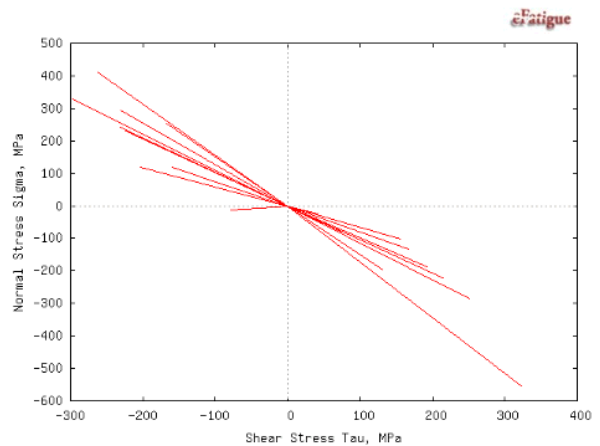
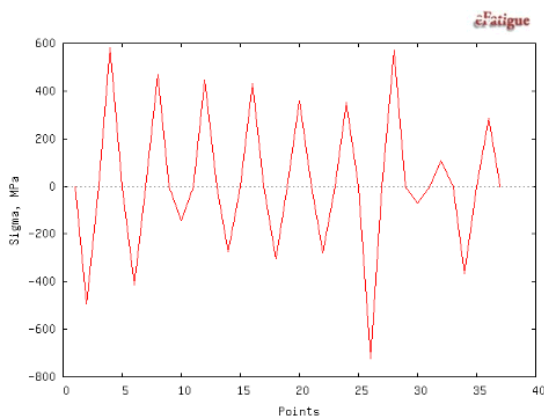
N_f (Goodman) = **7212**

T0 plane, theta = 170

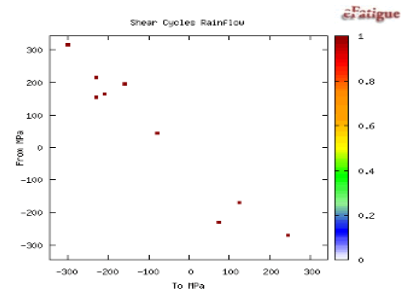
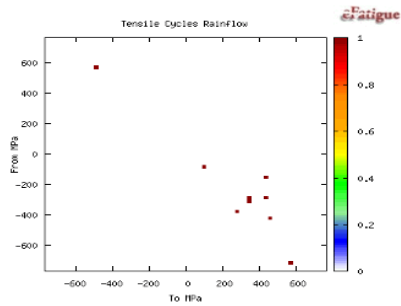
Damage Plane Plots



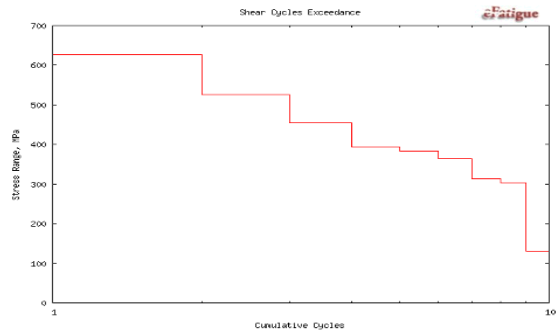
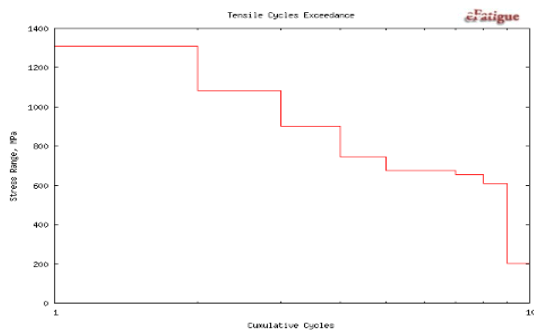
Critical Plane Stress Plots



Critical Plane Rainflow Histograms



Critical Plane Exceedance Diagrams



- X Channel = 1
- XY Channel = 2
- Scale Factor = 1
- Offset = 0
- Material Type = steel
- $S_u = 1048$ MPa
- $S_{FL} = 430$ MPa
- $S'_f = 1211$ MPa
- $b = -0.075$
- $T_{FL}^{max} = 277$ MPa
- $T_f^{max} = 779$ MPa
- $b_T^{max} = -0.075$
- Surface Finish Type = none
- $k_{SF} = 1$
- $E = 207000$ MPa
- $N_{FL} = 9.9E+05$
- $\nu = 0.300$
- $G = 79600$ MPa
- $k_{Findley} = 0.301$