

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

ANÁLISE COMPARATIVA ENTRE DIFERENTES MÉTODOS DE PREVISÃO DE FADIGA
MULTIAXIAL

por

Roberto Isoppo Rodrigues

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 2016



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

ANÁLISE COMPARATIVA ENTRE DIFERENTES MÉTODOS DE PREVISÃO DE FADIGA
MULTIAXIAL

por

Roberto Isoppo Rodrigues

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. Alcy Rodolfo dos Santos Carrara
Coordenador do Curso de Engenharia Mecânica

Área de Concentração: **Mecânica dos Sólidos**

Orientador: Prof. Dr. Ignácio Iturrioz

Comissão de Avaliação:

Prof. Dr. Jakson Manfredini Vassoler

Prof. Dr. Herbert Martins Gomes

Prof. Dr. Rogério José Marczak

Porto Alegre, 05 de Dezembro de 2016

DEDICATÓRIA

Dedico esse trabalho a meus pais, que graças a seus esforços permitiram que eu tivesse essa oportunidade, a meu irmão que foi minha inspiração para adentrar na engenharia.

AGRADECIMENTOS

Para a realização desse trabalho agradeço primeiramente a Deus, que permitiu que tudo isso fosse possível. Agradeço a meus pais, por todo o esforço e dedicação durante toda a minha educação que permitiram que eu alcançasse esse estágio. Agradeço ao Prof. Ignácio Iturrioz, meu orientador e que me introduziu a esse assunto. Agradeço a Joel Boaretto e a Felipe Giordani pela sua colaboração durante a execução do trabalho.

RODRIGUES, R.I. **ANÁLISE COMPARATIVA ENTRE DIFERENTES MÉTODOS DE PREVISÃO DE FADIGA MULTIAXIAL**. 2016. 25. Monografia (Trabalho de Conclusão do Curso em Engenharia Mecânica) – Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2016.

RESUMO

O fenômeno de fadiga é o mais importante em componentes mecânicos, existe grande tradição de como avaliar e contornar este fenômeno baseado em critérios semi-empíricos que tem possibilitado dimensionar e prever rupturas em muitos casos práticos. Estes critérios estão de certa forma consolidados no caso de solicitações uniaxiais ou multiaxiais quando esta multiaxialidade é proporcional, ou seja, quando as componentes das tensões atuantes têm seus máximos e mínimos em fase. Nos casos nos quais a solicitação multiaxial não é proporcional os critérios considerados clássicos não tem mostrado um bom desempenho. Existem alternativas na bibliografia, porém não há um consenso de qual é a melhor opção. Neste contexto no presente trabalho se avaliam diversos modelos de fadiga multiaxial (Von Mises; Findley; McDiarmid; Brown e Miller; Fatemi e Socie) sendo que são aplicados num componente agrícola o qual foi ensaiado em campo. Finalmente uma discussão dos resultados obtidos é realizada comparando os mesmos com a vida do componente ensaiado. Podendo-se observar a sensibilidade dos métodos aos parâmetros utilizados, também foi possível constatar a influencia da não proporcionalidade nos resultados.

PALAVRAS-CHAVE: Fadiga Multiaxial, Pulverizador, Simulação em matlab, Dano.

RODRIGUES, R.I, **COMPARATIVE ANALYSIS BETWEEN DIFFERENT MULTIAXIAL FATIGUE METHODS**. 2016. 25. Monografia (Trabalho de Conclusão do Curso em Engenharia Mecânica) – Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2016.

ABSTRACT

The fatigue phenomenon is the most important in mechanical components, there is a usual way of evaluate this phenomenon based on semi-empirical criteria that has made it possible to size and predict ruptures in many practical applications. These criteria are consolidated in case of uniaxial loading or proportional multiaxial loading, which is when the stress components have maximums and minimums in phase. In the cases of non-proportional multiaxial loading, the classic criteria have not showed good results. There is alternatives in literature, but there is no consensus about which is the best option. In this present paper, several models of multiaxial fatigue are evaluated (Von Mises; Findley; McDiarmid; Brown and Miller; Fatemi and Socie). There are applied in an agricultural component which was tested in field. Finally, a discussion of the results is realized comparing them with the different models and the life of the tested component. It is observed the sensibility of each method to the chosen parameters, beside that is noted the effect of the non-proportionality of the stress in the results.

KEYWORDS: Multiaxial fatigue; Matlab simulation; Damage; Agricultural sprayer.

ÍNDICE

	Pág.
1. INTRODUÇÃO	1
2. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA	2
Fadiga	2
Fadiga Multiaxial	3
Fadiga Multiaxial Não-Proporcional	3
Regra de Miner	4
3. METODOLOGIA	4
Findley	5
McDiarmid	5
Brown e Miller	6
Fatemi e Socie	6
4. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	7
5. APLICAÇÃO: VERIFICAÇÃO DA VIDA EM FADIGA DO COMPONENTE DE UM PULVERIZADOR AGRÍCOLA	7
Determinação de um estado de carga determinístico equivalente	8
Aplicação dos critérios de fadiga para determinar a vida em fadiga do componente utilizando o carregamento determinístico equivalente	9
Discussão dos resultados obtidos	10
Aplicação dos critérios de fadiga sobre o histórico de carregamento construído	10
Determinação dos históricos de tensões no ponto onde as tensões são máximas	11
Cálculo do Dano	11
Resultados	12
Comparação entre os métodos	13
6. CONCLUSÕES	13
7. REFERÊNCIAS	14
Apêndice I – Dedução da formula da tensão e da deformação	16
Apêndice II – Divisão do histórico de tensões	18

1 INTRODUÇÃO

O fenômeno de fadiga é um dos mais estudados na engenharia mecânica devido à grande quantidade de estruturas e componentes submetidos a cargas cíclicas. Existem métodos semi-empíricos como a metodologia clássica proposta por Wohler no século XIX, assim como a sua adaptação para o caso de estados de tensões elastoplásticas propostas por Coffin e Masson na metade do século XX. Os dois métodos citados avaliam a quantidade de ciclos necessários para a nucleação de um defeito, sendo que este fato implicaria no colapso da estrutura avaliada. Outra metodologia muito aplicada considera que após a formação de uma fissura a mesma pode propagar lentamente devido ao carregamento cíclico seguindo uma lei relacionada com parâmetros fracto-mecânicos, nesta forma de trabalho o modelo de Paris é o mais conhecido, o qual foi apresentado em 1960. Existe uma grande quantidade de bibliografia que avalia estes três caminhos clássicos, entre eles podemos citar Moura Branco, 1986; Shigley e Mishke, 2005 e Dowling, 1999 como algumas das opções existentes. A quantidade de artigos que avaliam particularidades e diferentes formas de aplicar as metodologias mencionadas a casos específicos é imensa.

A forma de trabalho aqui nomeada como clássica é aplicável nos casos onde a sollicitação é uniaxial ou multiaxial, somente no caso de carregamento proporcional, ou seja, as componentes das tensões estão em fase durante o ciclo de carregamento aplicado. No caso do estado tensional produzido na fadiga multiaxial for não proporcional, se tem verificado que os critérios clássicos não funcionam. Alternativas têm sido propostas entre elas podemos citar a de caso de Findley, 1959; McDiarmid, 1994; Fatemi e Socie, 1988 e Brown e Miller, 1973.

Neste contexto no presente trabalho se pretende verificar o desempenho destas últimas metodologias mencionadas no caso do componente agrícola. Máquinas agrícolas são muito susceptíveis a ação da fadiga e sua avaliação são complexas devido à difícil caracterização das sollicitações atuantes. Especificamente neste trabalho será avaliado, com os critérios de fadiga multiaxial, um pulverizador. Este equipamento teve colapso por fadiga no componente em análise ilustrado na Fig. 1.1 após aproximadamente 2000h de utilização. Na Fig. 1.2 são apresentadas detalhes dos tipos de ruptura acontecidos. Em função disso uma campanha de medição em campo com o objetivo de criar um histórico representativo do tipo de uso do equipamento foi realizado. Se está em condições de definir os objetivos do presente trabalho:

Objetivo Geral: Explorar o fenômeno de fadiga multiaxial não proporcional e as diferentes formas de análise do mesmo.

Objetivos específicos

- Avaliar o desempenho dos critérios de análise mencionados a seguir Findley, 1959; McDiarmid, 1994; Fatemi e Socie, 1988; Brown e Miller, 1973. Utilizando como aplicação um componente de equipamento agrícola (ver Fig. 1.1)
- Comparar a vida em de fadiga estimada do componente (2000h) com a determinada com os diferentes critérios indicados.

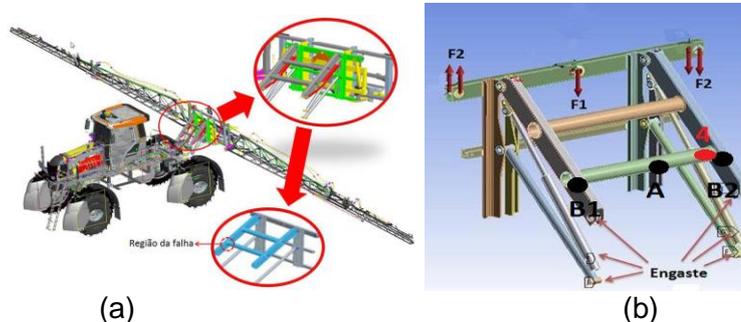


Figura 1.1 – Estrutura em análise: (a) vista geral do equipamento, (b) vista isométrica do componente a ser analisado. O ponto vermelho indica a região do componente que falhou por fadiga, os pontos pretos indicam onde foram registradas as deformações no teste.

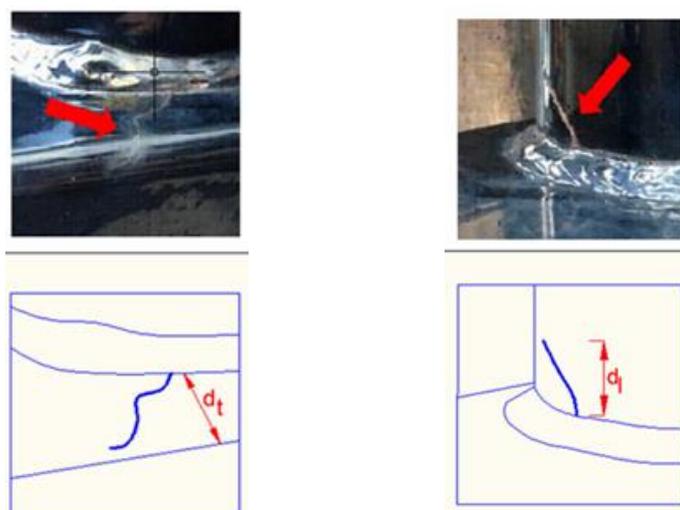


Figura 1.2: Detalhe do tipo de ruptura acontecido no componente. Ver na Fig. 1.1 local aonde se produz a ruptura.

2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

Nesta seção descreve-se tópicos teóricos relacionados ao problema que se está resolvendo.

Fadiga: Estuda o crescimento de defeitos nucleados que propagam em forma ou o processo de formação de defeitos (nucleação) devido às cargas cíclicas combinadas com ambientes agressivos conforme Moura Branco, 1986. Existem diversos métodos para o estudo de fadiga, o método aplicado para avaliar fadiga de grande quantidade de ciclos ($>10^3$), neste caso a proposta de Wolher e uma relação semi-empírica entre a tensão flutuante e o número de ciclos do tipo mostrado na equação 2.1

$$S = CN^b \quad (2.1)$$

onde C e b dependem de vários aspectos, tais como tipo de material, tipo de tratamento superficial, temperatura, dimensões, entre outros. N é o número de ciclos

Existe bibliografia técnica de forma a oferecer subsídios sobre como determinar estes valores, dos quais podemos mencionar Shigley e Mishke, 2005. No caso de poucos ciclos de maior intensidade a proposta de Wohler e modificada por Coffin e Masson na década de 50 do século XX. Neste caso, estes autores propõem uma lei que relaciona o número de ciclos do tipo mostrado na equação 2.2.

$$\Delta\varepsilon_p = dNe \quad (2.2)$$

onde d e e são parâmetros que dependem do material, do carregamento aplicado, do tratamento superficial, entre outros fatores. O parâmetro $\Delta\varepsilon_p$ é o incremento de deformação plástica

Estes dois métodos consideram a quantidade de ciclos necessários para determinar a evolução do material sem nenhum defeito perceptível até a nucleação do mesmo. Este segundo método pode ser visto em Suresh, 1991.

Quando o interesse está em determinar como um defeito já nucleado propaga em forma subcrítica, a proposta de Paris e Erdogan, 1963, é o caminho tradicionalmente utilizado. Esta

estratégia consiste em considerar que a velocidade de propagação de um defeito é igual a uma lei potencial da variação de um parâmetro fractomecânico, utilizando o fator de intensidade de tensões pode-se escrever esta lei como mostrado na equação 2.3.

$$\frac{da}{dN} = Z \Delta K_m \quad (2.3)$$

onde Z e m são constantes que dependem do tipo de material, da tensão média aplicada, entre outras variáveis. O parâmetro $\frac{da}{dN}$ representa a velocidade de propagação da fissura, ΔK_m representa o incremento do fator de intensidade das tensões num ciclo. Existe também para esta terceira estratégia um volume considerável de bibliografia, entre elas se destaca Anderson, 2005.

Na Fig. 2.1 se apresenta três exemplos de curvas, relacionadas às três metodologias mencionadas.

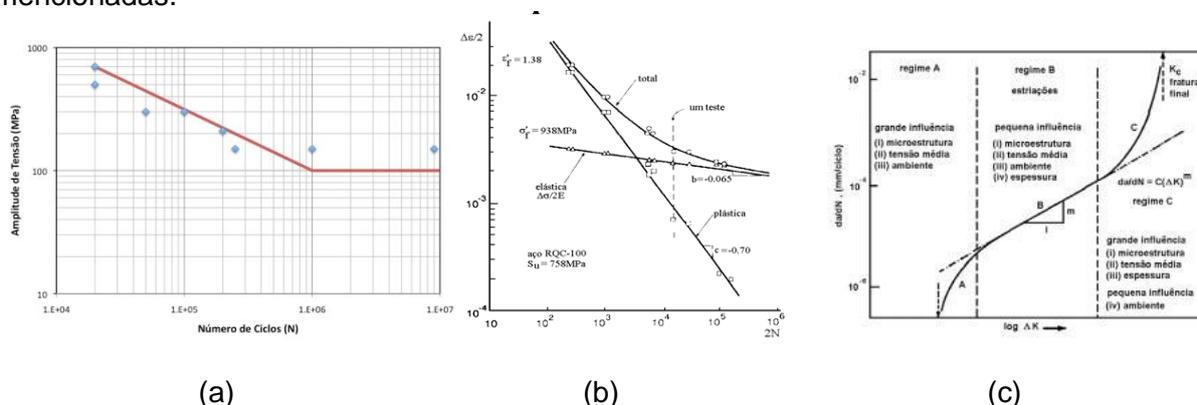


Figura 2.1 metodologias para o estudo de Fadiga, (a) Metodologia S-N proposta por Wolher, (b) Metodologia $\epsilon_p - N$ proposta por Coffin Masson, (c) Relação proposta por Paris conforme equação 2.3

Fadiga multiaxial: Em princípio as duas primeiras metodologias apresentadas podem ser estendidas para serem aplicadas no caso da solicitação cíclica ser multiaxial. Neste caso têm-se várias formas de proceder, porém essencialmente o procedimento consiste em calcular um incremento de tensão equivalente empregando o critério de Von Mises. Entretanto, esta extensão dos métodos vistos de uma solicitação uniaxial para um caso multiaxial pode ser aplicado somente se o estado de tensões multiaxial aplicado for proporcional, ou seja, estiver em fase. Do contrário a metodologia aplicada fornece previsões de vida errada. Na terceira metodologia, o estado de tensões aplicado entra indiretamente para calcular o incremento do parâmetro fractomecânico que poderá ser calculado para um estado de tensões complexo. É certo que em fratura temos três modos de fratura, mas no crescimento da fissura o mais fraco é sempre o modo I, então neste critério será fundamental identificar a flutuação da tensão trativa que atua perpendicular ao plano onde o defeito se desenvolve.

Fadiga Multiaxial não proporcional: Este tipo de situação se produz quando o estado multiaxial de tensões oscila, porém não em fase. Neste caso, o critério comentado no item anterior de estender o caso uniaxial trabalhando com um incremento de tensões equivalentes não pode ser mais aplicado. Para esses casos existem várias metodologias sendo que no presente trabalho serão avaliadas algumas destas. Em Socie e Marquis, 2000 realiza-se uma apresentação dos principais métodos de fadiga multiaxial não proporcional.

Na Fig. 2.2 apresenta-se dois esquemas, os quais exemplificam a fadiga multiaxial proporcional e não proporcional.

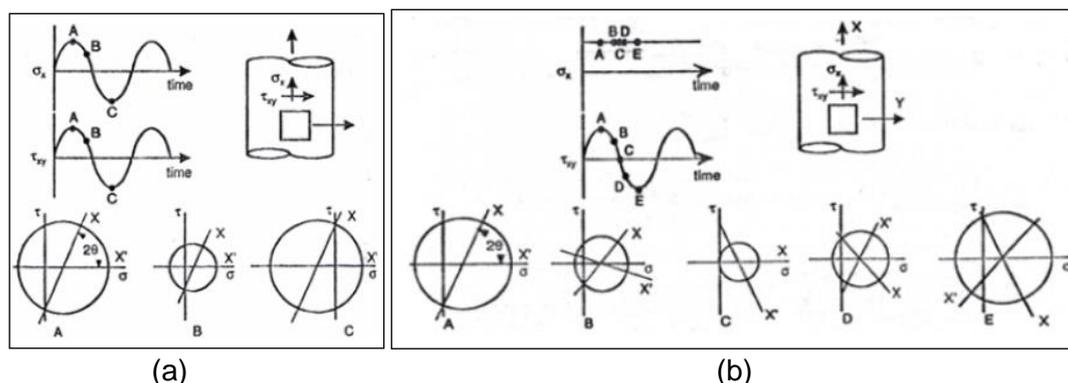


Figura 2.2 : Esquemas que exemplificam fadiga multiaxial (a) proporcional, (b) Não proporcional. (Fonte: Socie Marquis, 2000)

Regra de Miner: Miner, 1945 propõe um método para o cálculo do dano acumulado em um componente que está submetido a um histórico de tensões variáveis. No caso de um histórico randômico de tensões para poder aplicar o critério de Miner é necessário também aplicar um critério para realizar a contagem de ciclos, existem vários critérios sendo o mais conhecido, o chamado *Rain Flow*, informação sobre sua implementação se pode encontrar em Moura Branco, 1986. A regra proposta por Miner para somar danos produzidos por carregamentos de diferentes magnitudes e apresentado na equação 2.4.

$$\sum_{i=1}^k \frac{N_k}{N_{fk}} = D \leq 1 \quad (2.4)$$

onde N_k significa o número de ciclos aplicado com a magnitude S_k , N_{fk} significa o número de ciclos que devem ser aplicados para causarem a falha do componente aplicando somente a tensão de S_k e D é o dano acumulado no componente. Para um componente que falhou D tem valor maior ou igual a 1, mas este critério pode ser ajustado para cada caso.

A soma de dano no caso de fadiga multiaxial não proporcional não é um tema fechado, em Meggiolaro e De Castro (2005) se discute que critério utilizar para realizar esta soma.

3 METODOLOGIA

Apresenta-se em forma sumária os modelos empregados para análise de fadiga multiaxial que serão utilizados neste trabalho:

Método de Von Mises: Este Modelo segundo Socie e Marquis, 2000, consiste em gerar um valor de tensão equivalente calculado através da equação 3.1. Esse modelo é baseado em tensões de cisalhamento octaédricas, O valor de tensão equivalente encontrado é comparado diretamente com a curva S-N do material para a determinação do número de ciclos para a falha que suporta o mesmo.

$$\Delta\sigma_{VM} = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{(\Delta\sigma_x - \Delta\sigma_y)^2 + (\Delta\sigma_x - \Delta\sigma_z)^2 + (\Delta\sigma_y - \Delta\sigma_z)^2 + 6(\Delta\tau_{xy}^2 + \Delta\tau_{xz}^2 + \Delta\tau_{yz}^2)} \quad (3.1)$$

Onde $\Delta\sigma_{VM}$ representa o incremento de tensão equivalente de Von Mises, $\Delta\sigma_i$ representa o incremento de tensão normal em cada direção (x,y ou z) e $\Delta\tau_{ij}$ representa o incremento de cisalhamento em cada direção (xy, xz ou yz). Esta metodologia não fornece uma boa estimativa da vida em fadiga no caso de carregamentos não proporcionais.

Método de Findley: Findley, 1959 propôs que a tensão normal tem uma relação linear com a tensão de cisalhamento alternada em um plano de cisalhamento conforme equação 3.2.

$$\left(\frac{\Delta\tau}{2} + k\sigma_n\right)_{max} = f[Pa] \quad (3.2)$$

onde $\Delta\tau$ representa a amplitude da tensão de cisalhamento, σ_n a tensão normal e k é um coeficiente que depende do material.

Experimentalmente Findley, 1959 conclui que o dano provocado pela fadiga é resultado de uma combinação da ação da tensão de cisalhamento com a tensão normal. O maior dano provocado ocorre em determinado ângulo crítico que deve ser definido procurado por inspeção. O critério de Findley aplica-se a longas vidas de fadiga através da equação 3.3. Segundo Socie e Marquis, 2000 na aplicação a matérias dúcteis, k tipicamente varia entre 0,2 e 0,3.

$$\left(\frac{\Delta\tau}{2} + k\sigma_n\right) = \tau_f^* N_f^b \quad (3.3)$$

onde N_f é o número de ciclos até a falha e b é o coeficiente exponencial da curva de fadiga para a tensão de cisalhamento. τ_f^* é o limite de fadiga para a tensão de cisalhamento já corrigido segundo a equação 3.4.

$$\tau_f^* = \tau_f' \sqrt{1 + k^2} \quad (3.4)$$

onde τ_f' representa o limite de fadiga para tensão uniaxial de cisalhamento do material

McDiarmid: Este autor, em 1994, propôs uma relação entre a variação da tensão de cisalhamento no plano crítico e a tensão normal mostrada na equação 3.5.

$$\frac{\Delta\tau}{2t_{A,B}} + \frac{\sigma_n}{2\sigma_{uts}} = 1 \quad (3.5)$$

Onde $t_{A,B}$ representa a tensão limite de cisalhamento para o caso de trincas do tipo A ou tipo B conforme Fig.(3.1). σ_{uts} é o limite de ruptura do material.

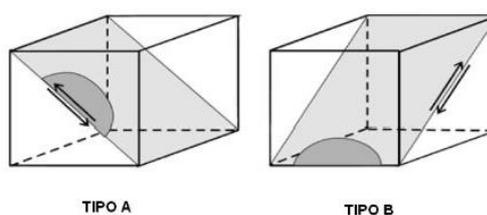


Figura 3.1 – Representação de trincas do tipo A e tipo B. Fonte: Socie e Marquis, 2000.

A Fig.(3.1) apresenta uma trinca do tipo A que ilustra o caso aonde a tensão de cisalhamento atua na superfície livre paralela a fenda. Já no tipo B a trinca se propaga na direção da profundidade causada pela tensão de cisalhamento.

O modelo proposto por McDiarmid se assemelha ao proposto por Findley, porém leva em consideração o tipo de propagação da trinca. McDiarmid,1994 muda a definição do plano crítico propondo que o mesmo seja definido pelo plano de maior amplitude da tensão de cisalhamento ao invés do plano de dano máximo. Com essas modificações é proposta a equação 3.6 para a região de vida finita entre 10^4 e 10^6 ciclos tanto para o caso proporcional como para o caso não-proporcional

$$\frac{\Delta\tau}{2} + \frac{t_{A,B}}{2\sigma_{uts}} \sigma_n = \tau'_f (2N_f)^b \quad (3.6)$$

Brown e Miller: Diferentemente dos métodos anteriores, Brown e Miller, 1973 propõem um método de análise baseado em critérios energéticos onde analisam diretamente deformação ao invés de tensão. Através de testes que combinaram análises a esforços de torção e tensão axial se geraram dois parâmetros para descrever a fadiga, a deformação normal e a deformação de cisalhamento. Dessa forma, o plano crítico de deformação é definido por ambas as deformações. Enquanto as deformações de cisalhamento são as responsáveis por gerar a trinca, as deformações normais contribuem na sua propagação. Brown e Miller propõe a utilização de dois tipos de trincas conforme mostrado na Fig.(3.1) e indicam o uso de critérios diferentes para cada tipo de fenda conforme as equações 3.7 e 3.8.

$$\left(\frac{\Delta\gamma}{g}\right)^j + \left(\frac{\varepsilon_n}{h}\right)^h = 1 \quad (3.7)$$

onde g e h são obtidos experimentalmente. O parâmetro j é igual a 1 para materiais frágeis e igual a 2 para materiais dúcteis. ε_n é a deformação normal e $\Delta\gamma$ é a variação da deformação de cisalhamento. A equação 3.7 aplica-se à trinca tipo A. Já a equação 3.8 aplica-se à trinca tipo B

$$\frac{\Delta\gamma}{2} = \text{constante} \quad (3.8)$$

As equações 3.7 e 3.8 foram aprimoradas permitindo a união das duas abordagens e considerando a influência da tensão média gerando a equação 3.9.

$$\frac{\Delta\gamma}{2} + S\Delta\varepsilon_n = A \frac{\sigma_f'^{-2}\sigma_{n,mean}}{E} (2N_f)^b + B\varepsilon_f' (2N_f)^c \quad (3.9)$$

onde ε_f' e c são os expoentes utilizados no modelo de Coffin Masson, σ_f' é a resistência de fadiga uniaxial. E é o módulo de elasticidade, e b um expoente que leva em conta o material utilizado, $\sigma_{n,mean}$ representa a tensão normal média. S representa a influência do tipo de material na deformação normal. Conforme Socie e Marquis, 2000 para valores próximos ao limite de fadiga em matérias dúcteis S assume o valor de 0,3. A e B são dados pelas equações 4.10 e 4.11.

$$A = 1,3 + 0,7S \quad (3.10)$$

$$B = 1,5 + 0,5S \quad (3.11)$$

Fatemi e Socie: A partir do método de Brown e Miller, Fatemi e Socie ,1988 propõem substituir o termo que representa deformação normal por um termo que represente a tensão normal. Outra mudança importante em relação ao método de Brown e Miller proposta por Fatemi e Socie é a utilização da tensão normal máxima ao invés da média. Essa alteração se deve a observações experimentais que demonstraram que alterações da tensão normal máxima exerciam maior influência na vida em fadiga do componente do que alterações na tensão normal média. Dessa forma, Fatemi e Socie propõe a formulação mostrada na equação 3.12.

$$\frac{\Delta\gamma}{2} \left(1 + k \frac{\sigma_{n,max}}{\sigma_y}\right) = \frac{\tau'_f}{G} (2N_f)^{b_\gamma} + \gamma'_f (2N_f)^{c_\gamma} \quad (3.12)$$

onde $\sigma_{n,max}$ representa a tensão normal máxima, $\frac{k}{\sigma_y}$ representa a sensibilidade do material em relação a tensão normal, G é o módulo de elasticidade transversal, τ'_f é o coeficiente de resistência à fadiga para o cisalhamento, γ'_f e c_γ são os coeficientes de Coffin Masson para o cisalhamento, b_γ é o expoente de fadiga para o cisalhamento. A Tab.(3.1) mostra a relação

entre as propriedades axiais utilizadas no método de Brown e Miller e de cisalhamento utilizadas no método de Fatemi e Socie.

Tabela 3.1 – Relação entre as propriedades axiais e de cisalhamento

Propriedade	Axial (Brown e Miller)	Para o cisalhamento (Fatemi e Socie)
Coeficiente de resistência à fadiga	σ'_f	$\tau'_f \approx \frac{\sigma'_f}{\sqrt{3}}$
Expoente de fadiga	b	$b_\gamma \approx b$
Coeficiente dúctil de fadiga	ϵ'_f	$\gamma'_f \approx \epsilon'_f \sqrt{3}$
Expoente dúctil de fadiga	c	$c_\gamma \approx c$
Módulo de elasticidade	E	$E = 2G(1 + \nu)$

4 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Em Giordani, 2015, foi realizado a análise de fadiga multiaxial de um pulverizador empregando os critérios que aqui também serão testados.

Considera-se também importante citar aqui a tese de Takahashi, 2014 o qual faz uma avaliação dos tipos de análise existentes tanto em fadiga uniaxial como em fadiga multiaxial non proporcional.

Os critérios vistos estão explicados claramente em Socie e Maquis, 2000, mas em alguns casos foi procurado a referencia básica para determinar os valores dos coeficientes utilizados, assim se procedeu, por exemplo no caso dos critérios de McDiarmid, Findley, Brown e Miller, Fatemi e Socie apresentados originalmente em McDiarmid, 1994; Findley, 1959; Brown e Miller, 1973 e Fatemi e Socie, 1988 respectivamente.

5 APLICAÇÃO: VERIFICAÇÃO DA VIDA EM FADIGA DO COMPONENTE DE UM PULVERIZADOR AGRÍCOLA.

Apresenta-se a verificação da vida em fadiga do componente de um pulverizador agrícola apresentado na Fig. 1.1, várias unidades deste equipamento apresentaram defeitos por fadiga após 2000h de utilização em campo. Na Fig. 1.2 apresentam-se algumas das configurações de defeitos que o componente em estudo apresentou. Com o objetivo de estudar o problema o fabricante realizou testes em campo determinando as deformações nas posições indicadas na Fig. 1.1 como A, B1 e B2 que serão aproveitados para este trabalho. Nos testes se submeteu o equipamento à realização de diversas manobras típicas durante sua vida. As mesmas são discriminadas na tabela 5.1. Por outro lado se estimou uma combinação das manobras para criar um histórico durante 2000h. Na Fig. 5.1 se apresenta o equipamento durante duas das manobras mencionadas.



Figura 5.1 – Equipamento realizando dois manobras típicas: (a) aplicando produto sobre o cultivo de cana. (b) atravessando uma curva de nível.

Tabela 5.1 – Tempo de cada manobra na vida útil do equipamento

Manobra	Número	Tanque	Tempo de experimento (s)	Tempo extrapolado para uma vida útil de 2000h (h)
Alinhado com a cultura	1	Cheio	242	100
	2	Vazio	280	100
Meia barra	3	Cheio	227	45
	4	Vazio	165	45
Frenagem	5	Cheio	60	50
	6	Vazio	63	50
Curva U	7	Cheio	171	200
	8	Vazio	213	200
Deslocamento em estrada	9	Cheio	213	100
	10	Vazio	169	100
Terraço	11	Cheio	137	100
	12	Vazio	207	100

Determinação de um estado de carga determinístico equivalente: Construindo um modelo de elementos finitos do componente e fixando o mesmo da forma na qual trabalha se pode considerar que as solicitações entram no componente nos pontos indicados na Figura 5.2.

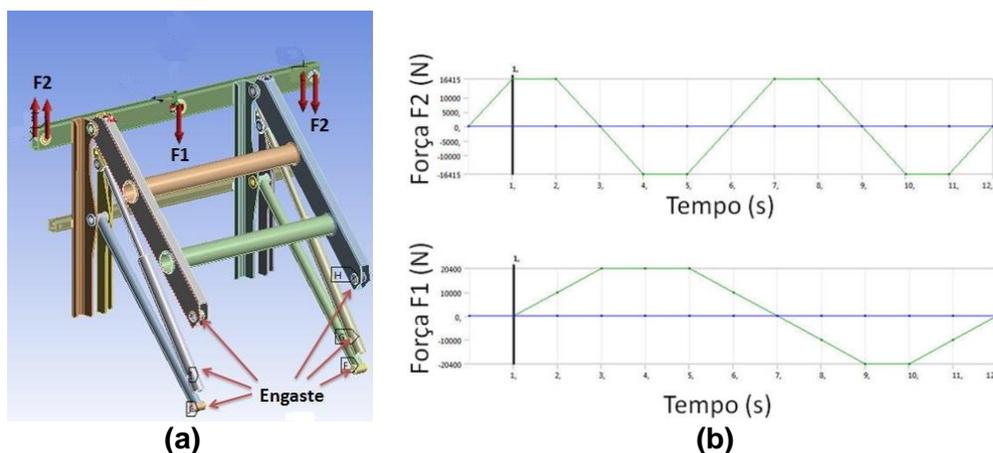


Figura 5.2: (a) Modelo do componente onde são indicadas as posições das forças e apoios consideradas. (b) Carregamento determinístico equivalente adotado.

A seleção dos pontos de medição das deformações foi determinada para permitir o desacoplamento das excitações F1 e F2 com as deformações medidas em A, B1 e B2. Dessa forma quando se aplica somente a força F1, a deformação B será a média entre os valores de B1 e B2, e a deformação A tenderá a zero, ou seja, o valor da deformação B será exclusivamente causado pela força F1. Por outro lado quando aplicamos somente F2 vamos ter a deformação B tendendo a zero e a deformação A terá um valor significativo, da mesma forma o valor da deformação A será exclusivamente causado pela força F2.

Para determinar o carregamento equivalente determinístico a ser utilizado se procedeu da seguinte forma:

Passo 1: Se determinou o dano relacionado com o ε_A e ε_B (ver Fig. 1.1), utilizando a regra de Miner e o critério de Wholer considerando o histórico de carregamento de 2000h indicado na quinta coluna da tabela 5.1.

Passo 2: Se fixou arbitrariamente um carregamento de 10^5 ciclos da carga F2 e 5×10^4 ciclos de carga F1 que produzam em ε_A e ε_B o mesmo dano determinado no Passo 1.

Desta forma determinou-se $F1 = 20400\text{N}$ e $F2 = 16415\text{N}$.

A forma do ciclo, o número de ciclos estabelecidos e a fase entre as duas funções foi arbitrária, e se ilustra na Fig. 5.2 b.

Passo 3: Com o estado de cargas determinístico estabelecido nos Passos 1 e 2, utilizando um modelo de elementos finitos do componente foi determinado o estado de tensões e deformações nas proximidades da região onde surgiram os defeitos por fadiga. Detalhes do modelo de elementos finitos aplicado podem ser encontrados em Giordani, 2015.

Na tabela 5.2 se apresentam como as tensões e deformações mudam no tempo devido ao aplicar o carregamento determinístico determinado.

Tabela 5.2: Tensões e deformações determinadas com um modelo de elementos finitos devido à aplicação do carregamento determinístico equivalente definido.

Tensão ($\times 10^6 \text{Pa}$)/Step	σ_x	σ_y	σ_z	τ_{xy}	τ_{xz}	τ_{yz}	Deformações	ϵ_x	ϵ_y	ϵ_z	γ_{xy}	γ_{xz}	γ_{yz}
1	105	9	32	-6,5	-88	3	1	4,65E-04	-1,60E-04	-1,20E-05	-8,80E-05	3,70E-05	-1,10E-03
2	103	8	31	-7	-88	3	2	4,57E-04	-1,50E-04	-1,10E-05	-8,70E-05	3,70E-05	-1,10E-03
3	-3	0	0	0	0	0	3	-1,48E-05	6,80E-06	1,40E-07	-1,10E-08	-7,20E-07	-5,70E-06
4	-109	-8	-36	6	88	-3	4	-4,79E-04	1,70E-04	-1,40E-06	7,60E-05	-3,60E-05	1,10E-03
5	-107	-9	-35	6	88	-3	5	-4,72E-04	1,70E-04	-1,10E-06	7,60E-05	-3,60E-05	1,10E-03
6	0	0	0	0	0	0	6	1,19E-07	-1,80E-07	3,80E-07	-5,10E-09	9,80E-08	-1,50E-06
7	108	9	32	-7	-88	3	7	4,80E-04	-1,70E-04	-1,20E-05	-8,70E-05	3,80E-05	-1,10E-03
8	109	8	33	-7	-87	3	8	4,90E-04	-1,70E-04	-1,20E-05	-8,70E-07	3,80E-05	-1,10E-03
9	3	0	0	0	0	0	9	1,40E-05	-6,80E-06	4,50E-07	3,50E-07	9,00E-07	8,00E-06
10	-102	-9	-33	6	89	-3	10	-4,50E-04	1,60E-04	3,30E-08	7,60E-05	-3,50E-05	1,10E-03
11	-104	-8	-34	6	89	-3	11	-4,60E-04	1,60E-04	-2,00E-07	7,60E-05	-3,50E-05	1,10E-03
12	0	0	0	0	0	0	12	7,90E-09	-2,70E-07	7,10E-07	6,50E-08	1,90E-07	-1,80E-06

Mais detalhes sobre a forma na qual foi determinada o carregamento determinístico equivalente pode-se encontrar em Giordani, 2015 e em Carpinteri et al, 2016.

Aplicação dos critérios de fadiga para determinar a vida em fadiga do componente utilizando o carregamento determinístico equivalente.

Primeiramente foram aplicados os critérios apresentados na metodologia sobre o histórico de tensões apresentado na tabela 5.2. Para os cálculos dos métodos de Findley e McDiarmird é necessário obter as tensões rasantes em cada plano θ , a fim de determinar o plano crítico segundo as equações 5.1 e 5.2. Já para os métodos de Brown e Miller e de Fatemi e Socie é preciso determinar as deformações rasantes de cada plano segundo as equações 5.3 e 5.4.

$$\sigma_{\theta} = \frac{\sigma_x + \sigma_z}{2} + \frac{\sigma_x - \sigma_z}{2} \cos 2\theta + \tau_{xz} \sin 2\theta \quad (5.1)$$

$$\tau_{\theta} = \frac{\sigma_x - \sigma_z}{2} \sin 2\theta - \tau_{xz} \cos 2\theta \quad (5.2)$$

$$\epsilon_{\theta} = \frac{\epsilon_x + \epsilon_z}{2} + \frac{\epsilon_x - \epsilon_z}{2} \cos 2\theta + \frac{\gamma_{xz}}{2} \sin 2\theta \quad (5.3)$$

$$\frac{\gamma_{\theta}}{2} = \frac{\epsilon_x - \epsilon_z}{2} \sin 2\theta - \frac{\gamma_{xz}}{2} \cos 2\theta \quad (5.4)$$

onde σ_{θ} é a tensão normal, τ_{θ} é a tensão de cisalhamento, ϵ_{θ} é a deformação normal, $\frac{\gamma_{\theta}}{2}$ é a deformação de cisalhamento todos os valores no plano θ . Aplicou-se as fórmulas 5.1, 5.2, 5.3 e 5.4 aos dados da Tab.(5.1) para diversos valores de θ .

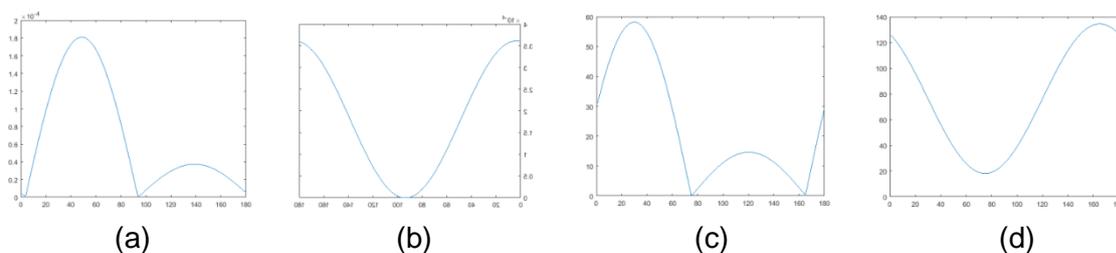


Figura 5.3 – Variação em função do ângulo θ , das deformações de corte (a), das deformações axiais (b), das tensões de corte (c), das tensões axiais (d).

Na Fig. 5.3 se apresentam, para vários ângulos, os máximos valores de tensões normais, tensões rasantes, deformações axiais e rasantes para estes planos.

Como as tensões dominantes no problema se apresentam no plano xz foi considerado este plano para cálculo do plano crítico. Nos métodos de Findley e McDiarmid, Giordani, 2015 desconsidera as tensões σ_z devido a elas serem de valores muito menores que σ_x .

Os resultados obtidos assim como os parâmetros adotados em cada critério são apresentados na tabela 5.3

Tabela 5.3: parâmetros utilizados e resultados obtidos

Propriedade	Valor	Referência	Método	Vida em fadiga (ciclos)
k	0,3	Socie e Marquis, 2000.	Von Mises	175.430
b	-0,2	Giordani, 2015	Findley	8.755
τ_f^*	717 MPa	Giordani, 2015	McDiarmid	1.980
$t_{A,B}$	717 MPa	Giordani, 2015	Brown e Miller	7.528
σ_{uts}	470 MPa	Giordani, 2015	Fatemi e Socie	1.977
S	0,3	Socie e Marquis, 2000		
E	210 GPa	Giordani, 2015		
G	80,8 GPa	Giordani, 2015		
τ_f'	717 MPa	Giordani, 2015		

Discussão dos resultados obtidos: Se pode observar que os resultados obtidos foram idênticos aos obtidos em Giordani (2015). É possível observar também nos resultados que a vida determinada utilizando Von Mises é muito discordante à obtida com os outros critérios.

Considerando que a quantidade de ciclos do histórico de tensões que deveriam levar ao colapso por fadiga é de 50000 ciclos, pois foi essa a quantidade de ciclos aplicada pela força F1 para gerar o dano equivalente à falha. Observamos que a previsão de Von Mises que não é sensível a não proporcionalidade das tensões, está mais perto (175000 ciclos) deste resultado. Daqui concluímos que a premissa de considerar as cargas F1 e F2 fora de fase para maximizar o caráter não proporcional do ciclo de tensões esteja errada, e o nível de não proporcionalidade que aconteça no histórico real de cargas seja muito menor que o assumido.

Aplicação dos critérios de fadiga sobre o histórico de carregamento construído (ver quinta coluna da tabela 5.1)

Como os arquivos onde as deformações ε_A e ε_B para as diversas manobras foram adquiridos com uma alta taxa de aquisição os mesmos foram filtrados ficando somente com os picos e vales que aconteciam nos dois registros. Desta forma, o tamanho dos registros ficou reduzido em aproximadamente 97%. A programação do filtro foi feita utilizando o software comercial Matlab. Na Fig. 5.4 se apresenta uma figura onde se esclarece a forma na qual esta filtragem foi realizada

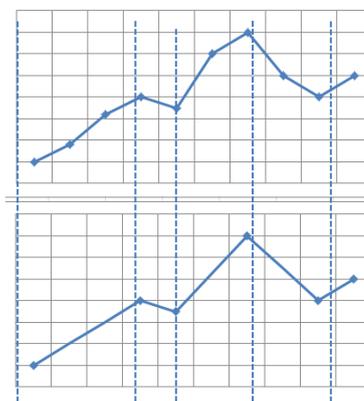


Figura 5.4 – Esquema ilustrativo de funcionamento do filtro. No gráfico superior se apresenta o sinal antes da filtragem e na parte inferior depois da filtragem.

Determinação dos históricos de tensões no ponto onde as tensões são máximas (região indicada com uma circunferência vermelha na Fig. 1.1, nos referiremos a esta região como ponto 4).

Utilizando o método de elementos sobre o qual aplicamos carregamentos $F_1=1\text{KN}$ e $F_2=500\text{N}$ foi possível obter as tensões correspondentes no ponto 4 devidas a ditas cargas. As mesmas se apresentam na Tabela 5.4

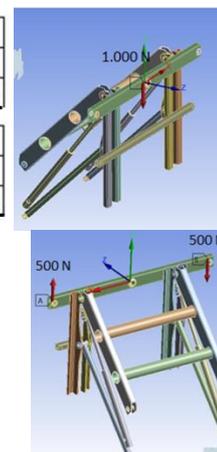
Tabela 5.4: valores de tensões obtidos com o método dos elementos finitos para o ponto 4 aplicando $F_1=1\text{kN}$ e $F_2=500\text{N}$.

		Normal Stress			Shear Stress		
Node	X	Y	Z	XY	YZ	XZ	
4	4,0702	0,0087866	0,89402	-4,90E-02	1,26E-01	-9,42E-01	

		Normal Elastic Strain			Shear Elastic Strain		
Node	X	Y	Z	XY	YZ	XZ	
4	1,93E-05	-7,06E-06	-2,42E-06	-9,35E-07	1,21E-06	-1,86E-05	

		Normal Stress			Shear Stress		
Node	X	Y	Z	XY	YZ	XZ	
4	4,0998	0,045582	0,75977	-7,19E-02	9,30E-02	-1,43E+00	

		Normal Elastic Strain			Shear Elastic Strain		
Node	X	Y	Z	XY	YZ	XZ	
4	1,93E-05	-7,06E-06	-2,42E-06	-9,35E-07	1,21E-06	-1,86E-05	



Conhecendo o valor das componentes nos pontos A, B1, B2, e no ponto 4 para as cargas $F_1=1\text{kN}$, $F_2=500\text{N}$, obtidos com o modelo em Elementos Finitos, e conhecendo o históricos das deformações nos pontos A, B1 e B2 devidos às manobras aplicadas nos ensaios do equipamento, é possível, aplicando uma regra de três simples, determinar o valor das componentes i,j das tensões e deformações devidas ao histórico de carregamento das 2000h criado compondo os registros das deformações para cada manobra empregando a expressão que se apresentam nas expressões (5.5) e (5.6) deduzidas no Apêndice I.

$$\sigma_{(ij)4} = \frac{(\varepsilon_{B1} + \varepsilon_{B2})\sigma_{(ij)4F1}}{2\varepsilon_{BF1}} + \frac{\varepsilon_A\sigma_{(ij)4F2}}{\varepsilon_{AF2}} \quad (5.5)$$

$$\varepsilon_4 = \frac{(\varepsilon_{B1} + \varepsilon_{B2})\varepsilon_{(ij)4F1}}{2\varepsilon_{BF1}} + \frac{\varepsilon_A\varepsilon_{(ij)4F2}}{\varepsilon_{AF2}} \quad (5.6)$$

Cálculo do Dano: O histórico de tensões aleatórias foi subdividido em subgrupos menores considerando o número de pontos necessários para que todas as componentes tivessem ao menos um pico e um vale dentro do subgrupo, o método de divisão do histórico está descrito no Apêndice II. Dessa forma é possível calcular a vida em fadiga para cada subgrupo aplicando os métodos vistos. De acordo com a tabela 5.1 é possível determinar a quantidade de vezes que o histórico de tensões deve ser aplicado, então se sabe o número de ciclos realizados por cada subgrupo do histórico de tensões. Como se conhece a vida em fadiga para cada subgrupo de cada manobra segundo cada um dos métodos, é possível calcular o dano segundo a equação 2.4. Realizando a soma do dano provocado por todos os subgrupos em cada plano, é possível determinar o plano com o maior dano, que será o plano crítico. A forma de realizar o computo do dano no caso de fadiga multiaxial não proporcional não é um tema fechado como discute Meggiolaro et al, 2005.

Utilizando a Regra de Miner e a equação 2.14 para cálculo do dano foi possível contabilizar o efeito de todas as manobras na vida em fadiga do pulverizador. É importante considerar que o cálculo do dano deve ser feito individualmente para cada plano, só pode ser somado danos causados nos mesmo plano. Também para este cálculo foi programada uma rotina em Matlab para cada método. Para o cálculo do dano foi feita a extrapolação

considerando o tempo total que o equipamento fica submetido a cada manobra conforme mostrado na Tab.(5.1).

A numeração mostrada na Tab.(5.1) será como cada manobra será chamada nos gráficos das próximas sessões.

Resultados: A Fig.(5.5) mostra para cada método a distribuição do incremento de dano por manobra. E na Fig.(5.6) se mostra para cada método a distribuição do incremento de dano nos planos considerados como críticos identificados com o ângulo θ .

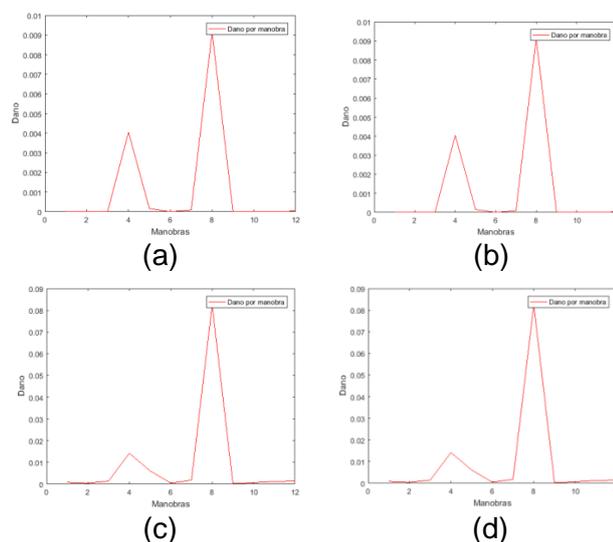


Figura 5.5: Incremento de dano por manobra, (a) Findley (b) McDiarmid (c) Brown e Miller (d) Fatemi e Socie

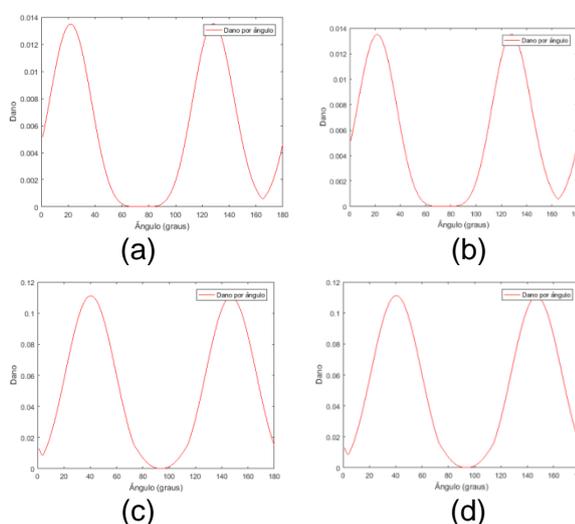


Figura 5.6 – Incremento de dano por plano – (a) Findley (b) McDiarmid (c) Brown e Miller (d) Fatemi e Socie

A Tab.(5.5) mostra os resultados de dano e plano crítico para cada método calculado.

Tabela 5.2 – Dano e Plano crítico calculado segundo cada método

Método	Dano	Plano Crítico
Findley	1,35 %	127°
McDiarmid	17,17 %	135°
Brown e Miller	11,12 %	39°
Fatemi e Socie	13,95 %	139°

Comparação entre os métodos

a) Dano: Analisando os resultados de dano dos quatro métodos para análise de fadiga multiaxial encontra-se uma grande diferença nos resultados. Isso deve-se principalmente a dois fatores: (i) Picos de tensão presente nos carregamentos e (ii) Parâmetros utilizados.

No caso dos métodos que utilizam como base a tensão (Findley e McDiarmid), a diferença entre as duas metodologias se deve exclusivamente ao parâmetro que balanceia o peso da tensão normal máxima no critério. Em Findley, o parâmetro k é o responsável por esse balanceamento, e segundo Socie e Marquis, 2000 assume o valor de 0,3 para matérias dúcteis. Já para o método de McDiarmid, a razão $\frac{t_{A,B}}{2\sigma_{uts}}$ substitui o parâmetro k , porém, para esse caso, esse quociente tem valor igual a 0,75. Devido a essa diferença, o método de McDiarmid tem muito mais sensibilidade para picos de tensão normal. Como no carregamento aplicado existem diversos picos de tensão acaba causando essa divergência entre os dois métodos. Socie e Marquis, 2000 chamam a atenção ao fato de os parâmetros utilizados serem constantes, porém na realidade são variáveis ao longo do material. O fato de um parâmetro variar mais que outro ao longo do material também pode colaborar para a diferença no resultado, contudo seria necessária uma análise específica para quantificar essa influência.

Ao analisarmos os resultados dos métodos que utilizam como base a deformação (Brown e Miller e Fatemi e Socie), os resultados são muito mais próximos. Socie e Marquis, 2000 define a principal diferença entre os métodos, o fato de Fatemi e Socie substituir a tensão normal média pela máxima tensão normal. Logo, o método de Fatemi e Socie é mais afetado por picos de tensões, porém devido à tensão não ter o mesmo peso nesse método, a diferença não é tão significativa como no caso de método de McDiarmid. A Tab.(3.1) mostra a relação entre alguns parâmetros dos métodos de Fatemi e Socie e Brown e Miller, o fato de existir uma relação entre eles, reduz a importância dos mesmos em sua diferença de resultado.

(b) Plano crítico: Socie e Marquis, 2000 definem que para esse tipo de carregamento é esperado dois planos mais destacados quanto ao dano. A Fig.7.4 mostra o comportamento semelhante quanto aos planos mais afetados segundo os quatro métodos analisados.

Analisando as Fig.(7.4) (a) e (b) percebe-se que para os métodos que utilizam como base as tensões os planos mais solicitados estão no entorno de 20° e 130°. Analisando as Fig.(7.4) (c) e (d) percebe-se uma semelhança, porém com os planos mais solicitados no entorno de 40° e 140°. O método de Brown e Miller é o único que caracteriza o plano crítico no primeiro grupo de planos mais solicitados ao definir o plano de 39° como crítico, porém devido a grande proximidade das solicitações aos planos do segundo grupo, podem-se considerar válidos os resultados com o plano crítico próximo dos 130° segundo todos os métodos.

(c) Contribuição de cada manobra: Fica clara na Fig.(5.5) a influência das manobras 4 e 8 no resultado final. Conforme calculado, essas manobras apresentam os maiores valores de tensão e são as que causam maiores danos ao componente. Giordani, 2015 encontrou a mesma influência dessas manobras confirmando o encontrado nesse trabalho.

6 Conclusões

O presente trabalho apresenta uma análise de vida em fadiga multiaxial não-proporcional em duas aplicações. Utiliza-se cinco métodos de análise, Von Mises, Findley, McDiarmid, Brown e Miller e Fatemi e Socie. Deseja-se validar esses métodos e contribuir na definição de uma metodologia consolidada para análises multiaxiais de problemas de fadiga. Para tal utilizou-se um carregamento conhecido em um pulverizador agrícola sob o qual se desejava analisar seu comportamento frente aos esforços sofridos durante seu período de vida útil.

A primeira aplicação validou os algoritmos programados comparando-o com um problema já resolvido por outra ferramenta. Durante esse procedimento mostrou-se que o método de Von Mises por não levar em conta a multiaxialidade do carregamento não é efetivo e seus resultados apresentam grande discrepância em relação aos outros métodos. Comparando a quantidade de ciclos do carregamento equivalente (50000 ciclos) com os ciclos previstos pelos critérios implementados se pode concluir que a premissa de considerar as componentes de tensões aplicadas com tanta não proporcionalidade não foi adequada.

Através da segunda aplicação foi possível observar a grande influência dos parâmetros no resultado final ao comparar os mesmos com Findley e McDiarmid. Observou-se também a influência de picos de tensão no carregamento no resultado final, devido aos parâmetros utilizados o método de McDiarmid ficou muito mais sensível a esse fenômeno do que o método de Findley. Concluiu-se também que o fato de os parâmetros, apesar de terem sido considerados constantes, não o são na realidade e sua variação, de acordo com Socie e Marquis, 2000 é fator que colabora na variação entre os métodos analisados.

A segunda aplicação também demonstrou a maior proximidade entre os resultados dos métodos que se baseiam na deformação (Brown e Miller e Fatemi e Socie). Isso se deve ao fato de não serem tão afetados por picos de tensões e seus parâmetros serem diretamente relacionados conforme mostrado na Tab.(3.1). Os métodos analisados também mostraram uma coerência na determinação do plano crítico ao seguirem o comportamento esperado segundo Socie e Marquis, 2000. A metodologia de cálculo de dano aplicada mostrou-se essencial para comparar as diferentes manobras presente no carregamento e mostrou-se de acordo com esse tipo de análise.

Em resumo neste trabalho pode-se concluir:

- Picos de tensão tem grande influência nos resultados dos métodos baseados nas tensões (Findley e McDiarmid).
- Um estudo dos parâmetros utilizados faz-se necessário antes de uma análise, mostrando-se necessário realizar ensaios específicos do material utilizado ao invés do uso de dados tabelados, devido à grande influência destes no resultado final.
- Os métodos baseados nas deformações (Brown e Miller e Fatemi e Socie) produziram resultados mais homogêneos entre si em comparação aos métodos baseados em tensões
- Os métodos de Brown e Miller e Fatemi e Socie sofrem menor influência de picos de tensões

7 Referências

Anderson, T.L.; **“Fracture Mechanics Fundamentals and Applications”**, Taylor & Francis, 3ª ed., Texas, 2005.

Brown, M.W. e Miller K.J. **“A Theory for Fatigue Under Multiaxial Stress-Strain Conditions”**, Proceedings of the Institute of Mechanical Engineers, Vol.187, pp 217-229, 1973.

Carpinteri, A.; Boaretto, J.; Fortese, G.; Giordani, F.; Iturrioz, I.; Ronchei, C.; Scorza, D.; Vandatori, S., **“Fatigue Life Estimation of Fillet-Welded Tubular T Joints Subjected to Multiaxial Loading”**, International Journal of Fatigue, 2016.

Dowling, N.E. **“Mechanical Behavior of Materials”**. Prentice-Hall, USA, 1999.

Fatemi, A.; Socie D.F., **“A Critical Plane Approach to Multiaxial Fatigue Damage Including Out-of-Phase Loading”**, Fatigue and Fracture of Engineering Materials and Structures, Vol. 11, No. 3, pp 149 – 166, 1988.

Findley, W.N., **“A Theory for the Effect of Mean Stress on Fatigue of Metals under Torsion and Axial Load or Bending”**, Journal of Engineering for Industry, pp.301-306, Novembro 1959

Giordani, F.A., **“Estudo de Metodologias para Medir a Vida em Fadiga Multiaxial Não-Proporcional”**, Dissertação de Mestrado – Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2015.

McDiarmid, D.L., **“A Shear Stress Based Critical-Plane Criterion of Multiaxial Fatigue Failure for Design and Life Prediction”**, Fatigue and Fracture Engineering Materials and Structures, Vol 17, No 12, pp 1475 – 1485, 1994.

Meggiolaro, M.A.; De Castro, J.T.P., **“Comparação entre Métodos de Previsão de Vida à Fadiga sob Cargas Multiaxiais I – Modelos Tensão x Vida e Deformação x Vida”**, 60º Congresso Anual da ABM, Belo Horizonte, 2005.

Miner, M.A., **“Cumulative Damage in Fatigue”**, Journal of Applied Mechanics, Vo 67, pp. A159 – A164, 1945.

Moura Branco, C., **“Fadiga de Estruturas Soldadas”**, Fundação Calouste Gulbenkian, Lisboa, 1986

Paris, P.; Erdogan, F., **“A Critical analysis of crack propagation laws”**, Journal of Basic Engineering; Transactions of the American Society of the Mechanical Engineers; pp. 528-534, 1963

Shigley, J.E; Mishke, C.R.; **“Projeto de Engenharia Mecânica”**, Bookman, 7ª edição, 2005.

Socie, D.F; Marquis, G.B., **“Multiaxial Fatigue”**, Society of Automotive Engineers, Estados Unidos, 2000.

Suresh, S., **“Fatigue of Materials”**, Cambridge University Press, 1991.

Takahashi, B.X.; **“Metodologia Moderna para Análise de Fadiga Baseada em Elementos Finitos de Componentes Sujeitos a Fadiga Uni e Multiaxial”**, Dissertação de Mestrado - Escola Politécnica da USP, São Paulo, 2014.

Apêndice I – Dedução da fórmula da tensão e da deformação

I.1 Determinação da tensão no ponto 4

Para determinar a tensão no ponto 4 a partir das deformações nos pontos A, B1 e B2 é necessário inicialmente considerar as relações oriundas da ponte de Wheatstone segundo Giordani, 2015. Para os pontos B1 e B2, o arranjo tração/compressão é dado pela equação I.1. Já para o caso de torção, que se aplica ao ponto A, a tensão normal é calculada de acordo com a equação I.2.

$$\sigma_n = \frac{E \varepsilon_i}{2(1+\nu)} \quad (I.1)$$

$$\sigma_n = \frac{E \varepsilon_i(1-\nu)}{4(1+\nu^2)} \quad (I.2)$$

Foram então propostos dois carregamentos que foram aplicados à estrutura do pulverizador conforme as Fig.(I.1) e Fig.(I.2)

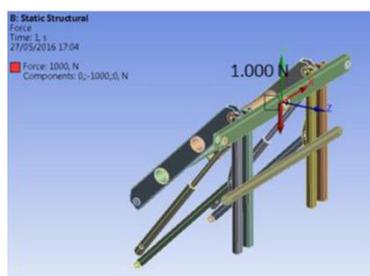


Figura I.1 – Carregamento 1 aplicado ao pulverizador

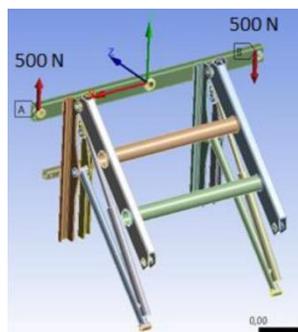


Figura I.2 – Carregamento 2 aplicado ao pulverizador

Ambos os carregamentos foram resolvidos utilizando o softwares que utilizam o Método dos Elementos Finitos. Dessa forma obteve-se as tensões e deformações no ponto 4 obtidas caso aplicados os carregamentos B1 e B2 (σ_{4F1} , ε_{4F1} , σ_{4F2} , ε_{4F2}) e também as tensões nos pontos B1 e B2 aplicando o carregamento 1 e a tensão no ponto A aplicando o carregamento 2 (σ_{BF1} e σ_{AF2}). Substituindo $\sigma_{1,2F1}$ na equação I.1 obtêm-se $\varepsilon_{1,2F1}$. Já substituindo σ_{3F2} na equação I.2 obtêm-se ε_{3F2} . A equação I.3 pode ser escrita para qualquer ponto da estrutura:

$$\frac{\varepsilon_{F(t)}}{\varepsilon_{F2}} = \frac{\sigma_{F(t)}}{\sigma_{F2}} \quad (I.3)$$

Onde o índice $F(t)$ significa o carregamento da Aplicação 2.

Podemos escrever a equação I.3 das maneiras representadas nas equações I.4 e I.5.

$$\frac{\varepsilon_{BF(t)}}{\varepsilon_{BF1}} = \frac{\sigma_{4F(t)}}{\sigma_{4F1}} \quad (I.4)$$

$$\frac{\varepsilon_{AF(t)}}{\varepsilon_{AF2}} = \frac{\sigma_{4F(t)}}{\sigma_{4F2}} \quad (I.5)$$

Sabendo que $\varepsilon_{1,2F(t)}$ equivale-se a média das deformações dos sinais 1 e 2 como mostra a equação A.6.

$$\varepsilon_{BF(t)} = \frac{\varepsilon_1 + \varepsilon_2}{2} \quad (I.6)$$

Isolando $\sigma_{F(t)}$ nas equações A.4 e A.5 e aplicando o princípio da superposição obtenho a equação 5.5.

$$\sigma_{(ij)4} = \frac{(\varepsilon_{B1} + \varepsilon_{B2})\sigma_{(ij)4F1}}{2\varepsilon_{BF1}} + \frac{\varepsilon_A\sigma_{(ij)4F2}}{\varepsilon_{AF2}} \quad (5.5)$$

I.2 Determinação da deformação no ponto 4

Analogamente ao item I.1 e utilizando as equações I.1, I.2 e I.3. Posso escrever a equação I.3 das maneiras representadas nas equações I.7 e I.8.

$$\frac{\varepsilon_{4F(t)}}{\varepsilon_{4F1}} = \frac{\sigma_{BF(t)}}{\sigma_{BF1}} \quad (I.7)$$

$$\frac{\varepsilon_{4F(t)}}{\varepsilon_{4F2}} = \frac{\sigma_{AF(t)}}{\sigma_{AF2}} \quad (I.8)$$

É possível isolar $\sigma_{1,2F1}$ na equação I.1 e σ_{3F2} na equação I.2 e substituir nas equações I.7 e I.8. Isolando $\varepsilon_{4F(t)}$ e aplicando o princípio da superposição obtenho a equação 5.6.

$$\varepsilon_4 = \frac{(\varepsilon_{B1} + \varepsilon_{B2})\varepsilon_{(ij)4F1}}{2\varepsilon_{BF1}} + \frac{\varepsilon_A\varepsilon_{(ij)4F2}}{\varepsilon_{AF2}} \quad (5.6)$$

Apêndice II – Divisão do histórico de tensões

Cada ciclo consiste no período suficiente para que haja ao menos um pico e um vale em todas as componentes das tensões. A componente que necessita do maior tempo para ter um pico e um vale é a que determina o tamanho do ciclo. Os gráficos da Fig. II.1 exemplificam a questão:

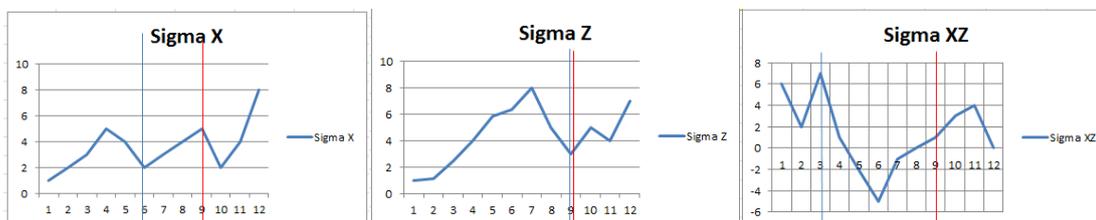


Figura II.1 – Exemplo do método de divisão do histórico de tensões

São necessários 5 pontos para que a Componente X tenha um pico e um vale, 9 pontos para a Componente Z e 3 para a Componente XZ, conforme ilustrado pelas linhas verticais azuis. Como a que precisa de mais pontos é a componente Z, ela é quem determina o tamanho do ciclo, logo o ciclo terá 9 pontos para todas as componentes, conforme mostrado pelas linhas verticais vermelhas.

Para definir o tamanho do próximo ciclo, basta realizar a mesma análise considerando a partir do décimo ponto, sendo assim ao aplicar esse critério para um histórico de tensões maior, os ciclos poderão ter tamanhos diferentes, no exemplo acima não há nenhuma obrigatoriedade que o ciclo seguinte tenha também 9 pontos.