



UNESP – Universidade Estadual Paulista Júlio Mesquita Filho
Faculdade de Engenharia de Bauru
Mestrado em Engenharia Mecânica



Vinicius Lugli

ESTIMATIVA DE VIDA EM FADIGA DE ESTRUTURAS
SUBMETIDAS A EXCITAÇÕES RANDÔMICAS E ANÁLISE
COMPARATIVA COM RESULTADOS DE ENSAIOS DE
DURABILIDADE

ORIENTADOR: Paulo José Paupitz Gonçalves

Bauru, Brasil

2022

Vinicius Lugli

ESTIMATIVA DE VIDA EM FADIGA DE ESTRUTURAS
SUBMETIDAS A EXCITAÇÕES RANDÔMICAS E ANÁLISE
COMPARATIVA COM RESULTADOS DE ENSAIOS DE
DURABILIDADE

Uma dissertação submetida conforme os requisitos para o grau de Mestre em Engenharia Mecânica do programa de pós-graduação da Faculdade de Engenharia de Bauru pela Universidade Estadual Paulista (UNESP).

Orientador: Paulo José Paupitz Gonçalves

Bauru, Brasil

2022

Lugli, Vinicius.

Estimativa de vida em fadiga de estruturas submetidas a excitações randômicas e análise comparativa com resultados de ensaios de durabilidade / Vinicius Lugli. Bauru, 2022
117 p.

Dissertação (Mestrado) – Universidade Estadual Paulista (Unesp), Faculdade de Engenharia de Bauru, Engenharia Mecânica.

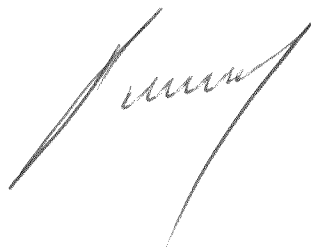
Orientador: Paulo José Paupitz Gonçalves

1. Estimativa de Vida em Fadiga. 2. Análise pelo Método de Elementos Finitos. 3. Método de Dirlik. 4. Rainflow. I. Título.

ATA DA DEFESA PÚBLICA DA DISSERTAÇÃO DE MESTRADO DE VINICIUS LUGLI, DISCENTE DO PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA, DA FACULDADE DE ENGENHARIA - CÂMPUS DE BAURU.

Aos 01 dias do mês de agosto do ano de 2022, às 09:00 horas, por meio de Videoconferência, realizou-se a defesa de DISSERTAÇÃO DE MESTRADO de VINICIUS LUGLI, intitulada **ESTIMATIVA DE VIDA EM FADIGA DE ESTRUTURAS SUBMETIDAS A EXCITAÇÕES RANDÔMICAS E ANÁLISE COMPARATIVA COM RESULTADOS DE ENSAIOS DE DURABILIDADE**. A Comissão Examinadora foi constituída pelos seguintes membros: Prof. Dr. PAULO JOSÉ PAUPITZ GONÇALVES (Orientador(a) - Participação Virtual) do(a) Departamento de Engenharia Mecânica / Faculdade de Engenharia de Bauru - UNESP, Prof. Dr. EDGAR NOBUO MAMIYA (Participação Virtual) do(a) Departamento de Engenharia Mecânica / Universidade de Brasília, Prof. Dr. FABRICIO CESAR LOBATO DE ALMEIDA (Participação Virtual) do(a) Departamento de Engenharia de Biossistemas / Faculdade de Ciências e Engenharia de Tupã - UNESP. Após a exposição pelo mestrando e arguição pelos membros da Comissão Examinadora que participaram do ato, de forma presencial e/ou virtual, o discente recebeu o conceito final: APROVADO. Nada mais havendo, foi lavrada a presente ata, que após lida e aprovada, foi assinada pelo(a) Presidente(a) da Comissão Examinadora.

Prof. Dr. PAULO JOSÉ PAUPITZ GONÇALVES



Dedicatória...

Aos meus Pais que se dedicaram inteiramente à minha educação, à minha esposa

Leticia por todo carinho e suporte.

AGRADECIMENTOS

Agradeço a todas as pessoas que de alguma forma contribuíram para conclusão deste trabalho. A minha esposa Leticia que durante todo percurso me deu todo o suporte necessário, aos meus amados pais que foram essenciais para minha educação e formação. Ao meu orientador Paulo Paupitz pelos conselhos e todo conhecimento compartilhado e ao amigo Akio Hanasiro pelo auxílio na definição do escopo e no desenvolvimento da pesquisa.

A Máquinas Agrícolas Jacto S/A que disponibilizou toda sua infraestrutura e recursos para desenvolvimento dos ensaios e dos cálculos computacionais, e por permitir a divulgação dos resultados obtidos no decorrer desta pesquisa.

A Universidade Estadual Paulista (UNESP) “Julio Mesquita Filho”, e todo corpo docente do programa de pós-graduação em engenharia mecânica da Faculdade de Engenharia de Bauru pelo suporte e conhecimento compartilhado.

Epígrafe

“Se vi mais longe, foi por estar sobre os ombros de gigantes”

Sir Isaac Newton

Estimativa de Vida em Fadiga de Estruturas Submetidas a Excitações
Uniaxiais Randômicas e Análise Comparativa com Resultados de Ensaios
de Durabilidade
Vinicius Lugli

Palavras-chave: Análise por elementos finitos, Fadiga, Dirlik, Rainflow.

Resumo - Considerando as dificuldades da etapa de dimensionamento por fadiga de estruturas submetidas à carregamentos dinâmicos randômicos, a escolha da metodologia para estimativa de vida em fadiga destas estruturas é muito relevante para a complexidade, custo e eficiência deste processo. Portanto, a proposta principal desta dissertação é avaliar dois métodos de estimativa de fadiga distintos com auxílio de análises pelo método de elementos finitos (MEF). A primeira metodologia utiliza uma análise dinâmica transiente (TDA) pelo MEF e o algoritmo de contagem de ciclos de amplitude de tensão, pelo método de Rainflow, para estimativa do ciclo de fadiga. O segundo processo utiliza o método espectral proposto por Dirlik, onde a estimativa do ciclo de fadiga é dada por uma função densidade de probabilidade (PDF) de amplitude de tensões. Esta PDF é calculada combinando a função de resposta em frequência (FRF) da estrutura, resultado de uma análise harmônica de resposta em frequência pelo MEF, com a densidade espectral de potência (PSD) do sinal randômico de fadiga. Para complementar o trabalho, um ensaio de durabilidade foi idealizado para ensaiar vinte e quatro corpos de prova divididos em três ciclos. O resultado destes ensaios possibilita a obtenção de informações estatísticas sobre a resistência à fadiga do material, e auxiliam no processo de calibração dos parâmetros de entrada da análise pelo MEF. Com os cálculos computacionais e os ensaios de durabilidade em laboratório, chega-se à conclusão de que a estimativa de fadiga pelo método proposto por Dirlik foi 12,6% mais severa que o método de Rainflow, e 7,8% menos severa do que o resultado médio de falha da estrutura durante ensaio de durabilidade. Os resultados obtidos pelos métodos propostos saíram conforme esperado, ambos com relativa precisão, e com isso o método de Dirlik se confirmou viável para estimar o ciclo de fadiga de estruturas submetidas a processos randômicos. Além de sua eficiência na estimativa do ciclo de fadiga, o método espectral demanda um menor custo computacional para solução da análise FEA de sistemas de alta complexidade. Visando confirmar os resultados obtidos, a estrutura do paralamas de uma máquina agrícola automotriz foi modelada pelo MEF e teve sua fadiga estimada pelo método de Dirlik. Esta estrutura foi submetida a um ensaio de durabilidade em pista de provas e com as medições realizadas durante este ensaio foram determinados os parâmetros de entrada da análise pelo MEF e da estimativa de fadiga pelo método espectral. Apesar da alta complexidade da estrutura analisada, o desvio relativo entre a estimativa de vida de fadiga (Dirlik) e o tempo médio de falha dos quatro paralamas ensaiados em pista de provas, foi de +10,4%. Este desvio obtido está dentro da expectativa, principalmente considerando a determinação teórica da tensão de resistência à fadiga do material.

Fatigue Life Estimation of Structures Subjected to Random Uniaxial
Loads and Comparative Analysis with Durability Test Results
Vinicius Lugli

Keywords: Finite element Analysis, Fatigue, Dirlik, Rainflow.

Abstract - Considering the difficulties of the fatigue design process of structures subjected to dynamic random loads, the choice of methodology to estimate the fatigue life of these structures is very relevant to the complexity, cost, and efficiency of the process. Therefore, the main goal of this research is to evaluate two different fatigue life prediction methods with the aid of computational analysis by the finite element method (FEM). The first chosen methodology is one of the most widespread in the structural design environment and uses the transient dynamic analysis (TDA) by the FEM and the stress amplitude cycle counting by the Rainflow algorithm method to define the fatigue cycle. The second process uses the spectral method, proposed by Dirlik, where a probability density function (PDF) of stress amplitude estimates the fatigue cycle. The PDF is calculated by combining the structure's frequency response function (FRF), from harmonic response analysis by the FEM, with the power spectral density (PSD) of fatigue time history. To complement the proposed research a durability test was designed, and twenty-four specimens were tested divided into three durability cycles. With the durability test results of the specimens, it is possible statistically determine the structure's failure time. The purpose of this test is to calibrate the FEA input parameters, in addition to obtaining statistical information about the fatigue strength of the material. Finished the computational calculations and the bench tests, was concluded that the fatigue life estimate result by the Dirlik's method was 12.6% more severe than the Rainflow method, and 7.8% less severe than the average durability test result. The results obtained by the proposed methods came out as expected, both with relative precision, and with that the Dirlik method proved to be viable for estimating the fatigue cycle of structures subjected to random processes. In addition to its efficiency in estimating the fatigue cycle, it requires a lower computational cost to solve the harmonic response analysis by the FEM of high complexity systems. The fender structure of a self-propelled agricultural machine was modeled by FEM, and to confirm the obtained results, its fatigue life was estimated by Dirlik's method. This structure was subject to a racetrack durability test, and measurements were performed during this test. With the obtained information were defined the input parameters of the finite element analysis (FEA) and the fatigue estimation by the Dirlik method. Despite the high complexity of the FEA model, the relative deviation between the estimated fatigue life using the Dirlik method and the average fatigue failure time of four fenders tested on the racetrack was 10.4%. This deviation is within the expectation, mainly considering the theoretical obtainment of the fatigue resistance stress of the material.

SUMÁRIO

LISTA DE FIGURAS	XII
LISTA DE TABELAS	XVI
LISTA DE ABREVIACÕES E ACRÔNIMOS.....	XVII
LISTA DE SÍMBOLOS.....	XVIII
1. INTRODUÇÃO	1
1.1. Revisão da literatura.....	4
1.2. Objetivos	8
1.3. Estrutura da Dissertação.....	8
2. ESTIMATIVA DE FADIGA	10
2.1. Introdução à Fadiga	10
2.2. Análise do Processo de Fadiga no Domínio do Tempo	12
2.2.1. Caracterização de um sistema mecânico	14
2.2.2. Modelo de análise por elementos finitos (FEA).....	19
2.2.3. Método de contagem de ciclos pelo método de Rainflow.....	21
2.3. Estimativa de Dano Acumulado na Estrutura	25
2.3.1. Modelo de acúmulo de dano por fadiga por Palmgren-Miner.....	25
2.4. Análise do Processo de Cálculo de Fadiga no Domínio da Frequência	28
2.4.1. Aspectos de um carregamento randômico no domínio do tempo.....	29
2.4.2. Análise espectral pela transformada de Fourier	33
2.4.3. Densidade espectral.....	34
2.4.4. Análise de banda de frequência do sinal randômico	36
2.4.5. Método de estimativa de dano por fadiga proposto por Dirlik	39
3. DESENVOLVIMENTO DO PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL EM BANCADA	44
3.1. Projeto do Corpo de Prova e do Dispositivo de Teste	45
3.2. Criação do Sinal Randômico de Excitação da Estrutura.....	51
3.3. Instrumentação do Ensaio de Durabilidade em Bancada e Calibração do Modelo FEA	55
3.3.1. Calibração de resposta do modelo FEA	57

3.3.2.	Sinais de excitação das análises pelo MEF	59
4.	ESTIMATIVA DE FADIGA DO DISPOSITIVO DE TESTE	63
4.1.	Resultado Experimental do Ensaio de Durabilidade em Bancada	63
4.2.	Resultado das Estimativas de Vida em Fadiga Auxiliadas por Análises pelo MEF	69
4.2.1.	Estimativa de vida em fadiga pelo método de Rainflow	73
4.2.2.	Estimativa de vida em fadiga pelo método de Dirlik	77
4.2.3.	Comparação entre os resultados obtidos e análise de viabilidade das análises computacionais	81
5.	APLICAÇÃO DO MÉTODO DE DIRLIK EM UMA ESTRUTURA DE MAQUINÁRIO AGRÍCOLA	86
5.1.	Aquisição do Sinal de Excitação da Estrutura Submetida ao Ensaio de Durabilidade em Pista de Prova	87
5.2.	Modelagem da Estrutura pelo Método de Elementos Finitos (MEF)	89
5.2.1.	Análise de resposta em frequência da estrutura do paralama	94
5.3.	Resultado de Durabilidade da Estrutura do Paralama em Pista de Prova e em Campo	97
5.4.	Estimativa de Vida em Fadiga da Estrutura do Paralama pelo Método de Dirlik	102
6.	CONCLUSÃO E DISCUSSÕES	109
6.1.	Sugestões para Trabalhos Futuros	111
	REFERÊNCIAS	113

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Detalhamento macro dos processos inseridos na etapa de Desenvolvimento, que é uma das etapas que constituem o processo de desenvolvimento de produto (PDP)	1
Figura 2 – Macro etapas do processo de estimativa de fadiga no domínio do tempo. 12	
Figura 3 - Exemplo de sinal determinístico de tensão cíclica alternada de um corpo de prova durante um ensaio de durabilidade para determinação da tensão de resistência à fadiga do material.....	16
Figura 4 - Exemplo de uma curva S-N determinada de forma experimental, onde cada ponto representa um corpo de prova ensaiado. O gráfico mostra uma divisão entre as regiões de baixo e alto ciclo de fadiga e entre as regiões de ciclo de vida em fadiga finita e infinita.	18
Figura 5 – Exemplo do método <i>Four-point cycle counting method</i> , de contagem de ciclos de amplitude de tensão pelo princípio de extração de ciclos.....	23
Figura 6 – Histograma de contagem de ciclos de amplitude de tensão por Rainflow a partir dos dados da figura 5.....	24
Figura 7 – Representação genérica de uma curva S-N de alto ciclo e suas variáveis..	26
Figura 8 – Sinal randômico de excitação, $x(t)$, dividido em pequenas amostras temporais que auxiliam na determinação da PDF do sinal.....	30
Figura 9 – Criação de um sinal de excitação randômico, $x(t)$, que represente o ciclo de fadiga. Sinal obtido pela composição das amostragens de excitações consequentes de diferentes operações do ciclo de trabalho da estrutura.....	32
Figura 10 – Densidade espectral e RMS de um processo randômico normalizado.....	35
Figura 11 – Cálculo do fator de irregularidade, γ , de um processo randômico $x(t)$...	38
Figura 12 – Ilustração do dispositivo, com as cotas das dimensões do corpo de prova projetado para o ensaio de fadiga.	46
Figura 13 – (a) Direção uniaxial de atuação do atuador hidráulico no eixo Z. (b) Perfil de deformação de flexão do corpo de prova como resposta à excitação uniaxial do atuador hidráulico.	47

Figura 14 – Gradiente de amplitude de tensão e refinamento de malha de elementos finitos na região crítica.	51
Figura 15 – Medição do sinal de excitação do atuador hidráulico com auxílio de acelerômetro.	52
Figura 16 – Sinal de tensão no ponto crítico da estrutura, obtido através da análise dinâmica transiente (TDA) pelo MEF.	53
Figura 17 – Sinal transiente de aceleração medido no atuador hidráulico, e abaixo, o PSD deste sinal transiente de excitação.	54
Figura 18 – Dispositivo projetado e montado ao atuador hidráulico para teste de durabilidade em laboratório.	56
Figura 19 – Comparação entre as curvas de transmissibilidade de aceleração do sistema dinâmico, sinais que foram determinados através de informações medidas e simulados com auxílio do MEF.	57
Figura 20 – Sinal de aceleração em função da frequência criado para excitação da estrutura (FRF – Excitação) e sinal de resposta do dispositivo (FRF – Resposta) obtido através da análise harmônica de resposta em frequência pelo MEF.	60
Figura 21 – Função de excitação da TDA, amplitude de deslocamento temporal do cilindro hidráulico.	61
Figura 22 – Comparativo entre a aceleração de excitação medida no shaker hidráulico com resposta de aceleração do dispositivo obtida pela TDA no MEF.	62
Figura 23 – Esquema de controle por vídeo para identificação do tempo de ocorrência das falhas durante execução do ensaio de durabilidade em bancada.	64
Figura 24 – Exemplo de falha identificada por foto tirada de uma das câmeras de controle do ensaio de durabilidade em bancada.	65
Figura 25 – Modo de falha dos oito corpos de prova do primeiro ciclo do ensaio de durabilidade.	66
Figura 26 – Histograma e gráfico de distribuição normal das falhas dos corpos de prova em ensaio de durabilidade realizado em bancada.	68
Figura 27 – Representação das condições de contorno do modelo FEA, corte no plano de simetria ZX.	70

Figura 28 – (a) Histórico de deslocamento transiente utilizado como excitação da TDA, (b) Sinal de amplitude de aceleração constante em função da frequência, utilizado como excitação da análise harmônica de resposta em frequência.	71
Figura 29 – Discretização, orientação e representação do tipo de elemento utilizado para confecção da malha de elementos finitos do espécime. Malha criada com auxílio do software computacional Femap®.....	72
Figura 30 – Elemento finito tridimensional hexaédrico quadrático de 20 nós, HEX20.	73
Figura 31 – Sinal de excitação de fadiga da estrutura medido no shaker hidráulico. .	74
Figura 32 – Histórico de amplitude tensão no elemento mais crítico da estrutura, obtido pelo MEF. Resposta da TDA, que utilizou como excitação o sinal transiente contido na Figura 31.	75
Figura 33 – Contagem de ciclos de amplitude de tensão pelo método de Rainflow. ..	76
Figura 34 – PSD do sinal de excitação da estrutura, contido na Figura 31.	78
Figura 35 – FRF de tensão de Von Mises e de tensão normal ao eixo Z do elemento finito mais crítico da estrutura, obtido por FEA. Resultado da análise harmônica de resposta em frequência utilizando o sinal de excitação constante no domínio da frequência representado na Figura 28(b).	79
Figura 36 – PSD de amplitude de tensão no ponto crítico da estrutura do corpo de prova.	80
Figura 37 – PDF de tensão determinada pelo método proposto por Dirlik.....	80
Figura 38 –Comparação entre o resultado experimental e o resultado estimado de fadiga para o método de Rainflow e Dirlik.	82
Figura 39 – Componentes da suspensão de um pulverizador agrícola modelo Jacto - Uniport 5030 NPK.....	87
Figura 40 – Posicionamento dos acelerômetros utilizados para definição do sinal de excitação de fadiga e caracterização do comportamento dinâmico da suspensão e do paralama.....	88
Figura 41 – Detalhamento dos componentes principais (macrocomponentes) da estrutura do paralama.	90

Figura 42 – Condições de contorno e representação dos elementos de fixação idealizados para a análise harmônica de resposta em frequência pelo MEF.....	92
Figura 43 – Curvas de transmissibilidade em função da frequência da estrutura nas direções longitudinal [Y] e lateral [X]. Comparação entre os sinais determinados a partir de informações medidas e simuladas (FEA).....	93
Figura 44 – Função de resposta em frequência nas direções lateral [X] e longitudinal [Y] do modelo FEA, no ponto de acoplamento do acelerômetro do mancal de alumínio do paralamas. Resultado obtido pela análise harmônica de resposta em frequência pelo MEF.	96
Figura 45 – Gradiente de tensão no tubo principal do paralamas quando a estrutura é submetida à uma excitação vertical [Z] com frequência de 13,58 Hz.	97
Figura 46 – Foto do pulverizador automotriz Jacto Uniport 4530 com reservatório de 4500 litros e barra de pulverização 42 metros, nas condições fechada e aberta.....	99
Figura 47 – Fotos de falhas no tubo principal do paralamas durante ensaio de pista de provas e durante trabalho em campo.....	101
Figura 48 – Foto do pulverizador automotriz Jacto Uniport 4530 com barra de pulverização de 42 metros. Máquina em que foi montado a estrutura do paralamas durante ensaio de durabilidade.	102
Figura 49 – PSD de excitação da estrutura do paralamas durante ensaio de durabilidade em pista de prova nas condições de máquina VZBF, VZBA, CHBF e CHBA.....	103
Figura 50 – FRF de amplitude de tensão de von Mises no ponto mais crítico da estrutura (curvatura do tubo principal do paralamas) obtido pelo MEF.	104
Figura 51 – PSD de amplitude de tensão no ponto mais crítico do tubo principal do paralamas, para excitação do paralamas nas condições de máquina VZBF, VZBA, CHBF e CHBA.....	105
Figura 52 – PDF de amplitude de tensão no ponto mais crítico do tubo principal do paralamas, para a excitação do paralamas nas condições de máquina VZBF, VZBA, CHBF e CHBA.....	106

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Matriz de contagem de ciclos de amplitude de tensão.	24
Tabela 2 – Resultado do ensaio de tração do corpo de prova de Aço NBR 6656 - LNE38	47
Tabela 3 – Parâmetros para o fator de modificação de superfície.....	49
Tabela 4 – Fator de confiabilidade, ke , para 8% de desvio padrão	50
Tabela 5 – Ordem de ocorrência das falhas dos corpos de prova durante ensaio de durabilidade.....	67
Tabela 6 – Parâmetros estatísticos do ensaio de durabilidade	67
Tabela 7 – Agrupamento das falhas dos corpos de prova em classes	68
Tabela 8 – Resultado da estimativa de dano acumulado e vida em fadiga	76
Tabela 9 – Resultado da estimativa de dano acumulado e vida em fadiga	81
Tabela 10 – Comparativo entre o resultado experimental e as estimativas de fadiga	82
Tabela 11 – Comparativo entre os métodos de estimativa de fadiga	84
Tabela 12 – Parâmetros dos materiais utilizados como dado de entrada do modelo FEA	91
Tabela 13 – Propriedades mecânicas do Aço NBR 8261 - Grau C.....	91
Tabela 14 – Ocorrência de falhas na estrutura do tubo principal do paralamas durante ensaio de durabilidade em pista de provas.....	100
Tabela 15 – Resultado da estimativa de vida em fadiga do tubo principal do paralamas para cada condição de carga da máquina. Estimativa realizada pelo método espectral proposto por Dirlik.	107
Tabela 16 – Resultado da estimativa de fadiga do tubo do paralamas considerando o ciclo de carga da máquina e custo computacional para solução da análise harmônica pelo MEF.....	107

LISTA DE ABREVIACÕES E ACRNIMOS

Abreviações	Descrição
CAE	<i>Computer-Aided engineering</i> (Engenharia assistida por computador)
CHBA	Condição de carga de máquina com reservatrio cheio e barra de pulverização aberta
CHBF	Condição de carga de máquina com reservatrio cheio e barra de pulverização fechada
FEA	<i>Finite element analysis</i>
FFT	<i>Fast fourrier transform</i> (transformada rápida de Fourier)
FRF	<i>Frequency response function</i> (Função de resposta em frequncia)
FT	Função transferncia
GDL	Graus de liberdade
IFFT	<i>Iverse fast fourrier transform</i> (transformada rápida de Fourier invertida)
MBD	<i>Multibody Dynamics</i> (dinmica de multicorpos)
MEF	Método de elementos finitos
P&D	Pesquisa e Desenvolvimento
PDF	<i>Probability density function</i> (função densidade de probabilidade)
PDP	Processo de desenvolvimento de produto
PSD	<i>Power spectrum density</i> (densidade espectral de potncia)
RMS	<i>Root mean square</i>
TDA	<i>Transient dynamic analysis</i> (anlise dinmica transiente)
VZBA	Condição de carga de máquina com reservatrio vazio e barra de pulverização aberta
VZBF	Condição de carga de máquina com reservatrio vazio e barra de pulverização fechada

LISTA DE SÍMBOLOS

Símbolos Latinos

Símbolo	Descrição	Unidade SI
b	Inclinação da curva S-N (log x log)	-
$\mathbf{C}$	Matriz de amortecimento viscoso	$N.s/m$
C_k	Coefficiente da transformada de Fourier	-
$\mathbf{C}_r$	Amortecimento estrutural conforme proposto por Rayleigh	-
D	Fração de dano acumulado	-
$D_{1,2,3}, Q, R$	Fatores ponderadores da PDF proposta por Dirlik	-
D_t	Dano total acumulado	-
E	Esperança matemática para ocorrência de eventos	-
EFL	Carregamento equivalente de fadiga de amplitude constante	-
$E[0^+]$	Taxa em que o sinal $X(t)$ cruza o eixo x com inclinação positiva	-
$E[P]$	Taxa de ocorrência de picos no sinal $X(t)$	-
f	Frequência	Hz
$f(t)$	Força de excitação	N
$f(x)$	Função densidade de probabilidade (PDF)	-
I	Incremento entre classes do processo estatístico	-
k	Parâmetro do material de falha por dano de fadiga	-
$\mathbf{K}$	Matriz de rigidez global	N/m
k_a	fator de modificação de condição de superfície	k_a
k_b	fator de modificação de tamanho	k_b
k_c	fator de modificação de carga	k_c
k_d	fator de modificação de temperatura	k_d
k_e	fator de modificação de confiabilidade	k_e
k_f	fator de modificação por efeitos diversos	k_f
k_t	Fator de concentração de tensão	-
m	Inclinação inversa da curva S-N (log x log)	-
$\mathbf{M}$	Matriz de massa global	kg
M_n	Momentos espectrais	-
n	Número de ciclos de tensão de determinada amplitude	-
N	Número de ciclos de fadiga	-
N_A	Número de amostras ensaiadas	-
$N_{classes}$	Número de classes do processo estatístico	-
N_f	Número de ciclos até a falha por fadiga	-
$P(A)$	Probabilidade de cruzamento do eixo x , com inclinação positiva, da curva $X(t)$	-
$p(\sigma_a)$	Função densidade de probabilidade de amplitude de tensão (PDF)	-
$R(\tau)$	Função de autocorrelação de um processo randômico $X(t)$	$[m/s^2]/Hz$

R_q	Fator de carga	-
S	<i>Stress</i> (Tensão)	<i>Pa</i>
S_e	Tensão limite de resistência à fadiga (teórica)	<i>Pa</i>
S_f	Tensão limite de resistência à fadiga do material (experimental)	<i>Pa</i>
S_{ut}	Tensão limite de resistência à tração	<i>Pa</i>
$S_X(\omega)$	Densidade espectral de um processo randômico $x(t)$	$[m/s^2]^2/[rad/s]$
t	Tempo	<i>s</i>
T	Período	1/ <i>s</i>
$T_{1,2,3}$	Graus de liberdade de translação do modelo FEA	-
$u(t)$	Deslocamento transiente imposto no modelo FEA	<i>m</i>
$W_X(f)$	Densidade espectral de potência (PSD)	$[m/s^2]^2/Hz$
$x(t)$	Sinal transiente de excitação de um processo randômico	<i>m/s</i> ²
X_m	Frequência principal do processo randômico $x(t)$	<i>Hz</i>
Z	Amplitude de tensão normalizada	<i>Pa</i>

Símbolos Gregos

Símbolo	Descrição	Unidade SI
α_1	Fator de amortecimento proporcional a $\mathbf{M}$	-
α_2	Fator de amortecimento proporcional a $\mathbf{K}$	-
γ	Fator de irregularidade do processo $X(t)$	-
Δf	Resolução de frequência – Passo de frequência	<i>Hz</i>
ζ	Quociente de amortecimento do modo de vibrar	-
$\theta_{1,2,3}$	Graus de liberdade de rotação do modelo FEA	-
μ_X	Valor médio de um processo randômico $X(t)$	<i>m/s</i> ²
ρ	Coefficiente de correlação	-
σ_a	Tensão alternada de um ciclo de fadiga	<i>Pa</i>
σ_m	Tensão média de um ciclo de fadiga	<i>Pa</i>
$\sigma_{m\acute{a}x}$	Tensão máxima de um ciclo de fadiga	<i>Pa</i>
$\sigma_{m\acute{i}n}$	Tensão mínima de um ciclo de fadiga	<i>Pa</i>
σ_X	Valor eficaz (RMS) de um processo randômico $X(t)$	<i>m/s</i> ²
τ	Intervalo de tempo	<i>s</i>
v_a^+	Número vezes que um sinal $X(t)$ cruza o eixo x com inclinação positiva	-
ω	Frequência angular	<i>rad/s</i>
ω_i	Frequência natural do modo i	<i>rad/s</i>

1. INTRODUÇÃO

O ambiente de engenharia, em sua maioria, tem como principais atividades a pesquisa e desenvolvimento de produtos. Essas atividades são direcionadas por práticas e processos pré-definidos e que podem variar dependendo da modalidade da pesquisa ou do produto em desenvolvimento.

O processo de desenvolvimento de produto (PDP) de uma empresa especializada em máquinas agrícolas pode ser subdividido em macro etapas, conforme detalhado na Figura 1, e este trabalho tem como objetivo discutir e analisar técnicas que são aplicadas dentro da macro etapa de dimensionamento estrutural, dentro da etapa de desenvolvimento, através de engenharia assistida por computador (CAE – *Computer-Aided Engineering*).

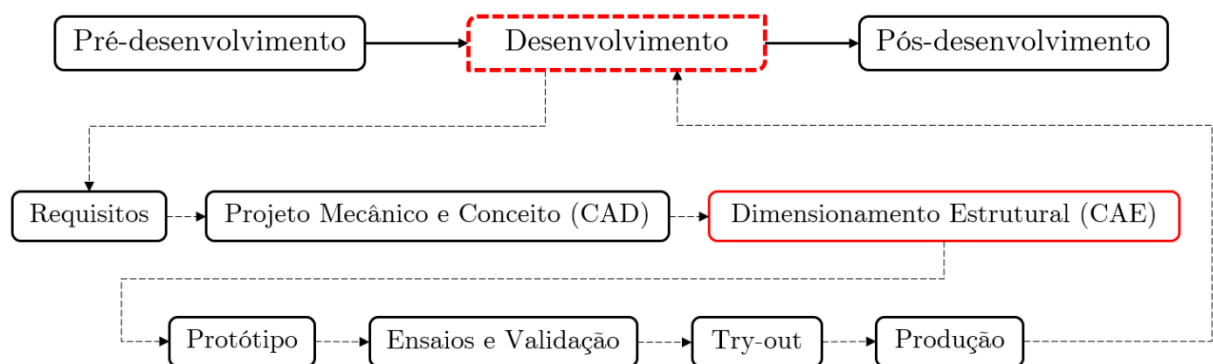


Figura 1 - Detalhamento macro dos processos inseridos na etapa de Desenvolvimento, que é uma das etapas que constituem o processo de desenvolvimento de produto (PDP)

Todo detalhamento do PDP de uma empresa é criado com o intuito de que o orçamento previsto para o desenvolvimento de um novo produto não seja extrapolado, bem como, se possível, fazer com que haja uma redução dos custos através de inovações tecnológicas, novas metodologias e conceitos utilizados para o desenrolar do PDP.

O bom resultado de cada macro etapa, detalhada na Figura 1, é totalmente dependente do sucesso das etapas anteriores, ou seja, para que não existam retrabalhos e/ou gastos não previstos no PDP é primordial que a eficiência de cada atividade seja otimizada. Portanto, desta necessidade de otimizar a eficiência do processo de desenvolvimento de um produto surge a motivação do trabalho proposto.

O processo de dimensionamento estrutural - CAE, a terceira macro etapa da etapa de desenvolvimento de produto, tem como objetivo reduzir o custo do desenvolvimento de um produto através da redução do tempo gasto durante o projeto, prototipagem, ensaios e validação do produto. Isso é feito com o auxílio de estações de processamento, *softwares* e modelos virtuais que possuem alta capacidade de solução de equações numéricas e que podem ser aplicadas em diversas áreas da engenharia.

Para ser possível a realização desta etapa, primeiramente são definidos e medidos os carregamentos e condições em que o produto estará submetido durante o cumprimento de sua função. Quando essas informações não são obtidas de forma direta, através de medições em uma estrutura real, elas podem ser estimadas virtualmente com o auxílio de *softwares* de análises dinâmicas por modelos multicorpos.

Em sequência, a estrutura é dimensionada com o intuito de mapear seus pontos críticos, conhecer suas fragilidades e evitar a ocorrência de falhas não previstas. Essas falhas podem ser causadas por deformações plásticas ou então por fadiga do material enquanto a estrutura é submetida à carregamentos devido ao exercício de sua função. De forma geral, este dimensionamento é realizado através de *softwares* de análise computacional pelo método de elementos finitos (MEF).

A falha por fadiga ocorre devido ao processo progressivo de acúmulo de dano à uma estrutura, este dano é causado por uma variação da amplitude de tensão no ponto mais crítico da estrutura quando esta é submetida à uma excitação alternada. A estimativa de vida em fadiga tem como objetivo auxiliar no dimensionamento da estrutura para que ela atenda aos requisitos de durabilidade, ou seja, fazer com que a estrutura suporte os carregamentos em que ela estará submetida ao executar sua função por um período previamente determinado.

A estimativa de vida em fadiga é totalmente dependente da definição do ciclo de fadiga do componente dimensionado. Essa definição pode ser feita através de sinais medidos ou simulados, desde que ambos representem as excitações da estrutura durante exercício de sua função. As informações relacionadas ao carregamento de fadiga podem ser utilizadas como dado de entrada das análises pelo MEF, servir como referência para

calibração da resposta dinâmica de modelos virtuais e para determinar o ciclo de fadiga pelas metodologias de estimativa de fadiga.

A representação virtual do comportamento dinâmico de estruturas com auxílio de modelos computacionais, tem como principal objetivo a redução de custo do processo de desenvolvimento de produto. Com esses modelos é possível eliminar algumas incertezas no dimensionamento estrutural através do cálculo de tensões, deformações, reações, definição dos pontos críticos, comportamento dinâmico e outras informações que são de extrema importância para a previsão de falhas.

A previsão da ocorrência de falhas estruturais a partir da execução correta dos modelos virtuais gera: redução do tempo gasto com o processo de dimensionamento estrutural, redução da quantidade de protótipos confeccionados e, redução do tempo gasto na etapa de ensaios e validações.

A previsão de falha por fadiga da estrutura é realizada combinando o histórico de tensões obtido por uma análise por elementos finitos (FEA - *Finite Element Analysis*), métodos de contabilização de ciclos de tensão e o cálculo do dano acumulado à estrutura devido ao ciclo de fadiga em que este componente está submetido. Desta maneira, é possível estimar a durabilidade do componente quando o dano acumulado por fadiga é confrontado com as propriedades mecânicas do material da estrutura.

Entretanto, a determinação do histórico de tensões pelo MEF pode não ser uma tarefa simples, dependendo da complexidade da estrutura e das condições de contorno. A complexidade da solução de uma FEA é dependente do número de graus de liberdade (GDL) do modelo numérico e do tipo de análise executada. Desta maneira, quanto mais GDL em uma FEA, mais equações terão que ser resolvidas pelo *software* em cada passo iterativo, e em alguns casos, a análise deve ser dividida em diversos passos iterativos, multiplicando o número de vezes em que as equações terão de ser calculadas para chegar ao resultado da análise.

Com essa discussão é possível concluir, que quanto maior a complexidade da análise, mais tempo e capacidade computacional são necessárias para chegar à solução das equações e, por consequência à resposta da análise.

Esses problemas são comuns no dimensionamento de uma estrutura, e por esse motivo, o tempo e custo de uma análise são muito relevantes para este processo. A necessidade do desenvolvimento e validação de novos métodos e ferramentas que reduzam a complexidade do processo de dimensionamento estrutural, sem reduzir a qualidade da análise, começam ser priorizados no ambiente de engenharia. Caso contrário, as alternativas restantes para tentar reduzir o tempo de obtenção da resposta sempre levam a um algum tipo de investimento, seja em tempo operacional, aumento da capacidade da unidade de processamento utilizada na solução das análises FEA ou, dependendo do caso, aumento do número de pessoas envolvidas no processo.

1.1. Revisão da literatura

Conforme revisão literária realizada por Whittaker *et al.* (2022), o grande interesse em simplificar etapas do processo de dimensionamentos de estruturas metálicas no ambiente de engenharia, incentiva a realização de diversos estudos sobre os métodos espectrais. Desta forma, esse foi um motivador para revisar e discutir os métodos existentes na literatura que tratam de: avaliações de resultados de estimativas de fadiga e estudo de fratura, custo computacional para solução de modelos FEA, eficiência/abrangência dos métodos espectrais mais utilizados, entre outras análises que envolvem estruturas metálicas.

Segundo Dirlik e Benasciutti (2021), Benasciutti e Tovo (2005), uma das formas mais eficientes de reduzir o custo do processo de estimativa do ciclo de fadiga de uma estrutura excitada por um carregamento randômico, é utilizar modelos FEA e metodologias de estimativa de fadiga baseadas no domínio da frequência (métodos espectrais).

Gadolina *et al.* (2021) propôs discutir as vantagens entre métodos de estimativa de fadiga no domínio do tempo e frequência. De forma resumida, concluiu que resultados estimados por métodos no domínio do tempo, que utilizam contagem de ciclos por Rainflow junto com uma correção linear do método de acúmulo de dano, tem um resultado mais robusto para ciclos randômicos com diversos níveis de amplitude

tensão. Entretanto, em casos práticos essas análises numéricas se tornam inviáveis dependendo do tamanho e complexidade do modelo FEA considerado, onde os métodos espectrais se tornam relevantes pela sua eficiência.

Xia *et al.* (2019) propôs uma avaliação de métodos de estimativa de fadiga no domínio do tempo através da análise do erro relativo entre as estimativas de fadiga com o resultado do ensaio de durabilidade. Em resumo, conclui que as metodologias propostas por Tovo-Benasciutti (TB) e Dirlik (DK) são as mais eficientes para estimativa de fadiga de estruturas submetidas a excitações randômicas, com um erro relativo de aproximadamente 6,8% e 9,7%, respectivamente. Indo de acordo com os resultados obtidos por Mršnik *et al.* (2013), que é sua principal referência.

Ragan e Manuel (2007) utiliza o método proposto por Dirlik para estimar a fadiga da estrutura de uma turbina eólica, e avaliar a sensibilidade do método na estimativa do ciclo de fadiga em diferentes partes da estrutura e para vários tipos de excitação: senoidais, cíclicos, randômicos e ruídos. Chegando à conclusão de que o método analisado é muito eficiente quando estima fadiga de uma estrutura excitada de forma randômica. Porém, conforme alerta Dirlik (1985), a eficiência do método é comprometida ao estimar a falha de regiões da estrutura em que excitações periódicas são relevantes para o ciclo de fadiga.

Yoon *et al.* (2015) comparou os resultados obtidos por métodos de estimativa de fadiga no domínio do tempo e frequência para um carregamento uniaxial aleatório. Análise que obteve um desvio de aproximadamente 24% entre o resultado de fadiga estimado pelo método de Dirlik com relação ao estimado pelo método no domínio do tempo. Braccesi *et al.* (2015), Kvittem e Moan (2015) propuseram comparações entre os resultados e o custo entre diferentes métodos espectrais de estimativa de fadiga com o método no domínio do tempo.

Dentre os principais trabalhos desenvolvidos atualmente, Ravi e Dong (2020) propõe a estimativa de fadiga de um ciclo de tensões multiaxiais não-proporcional utilizando um método espectral. Os resultados obtidos pelos métodos espectrais foram comparados à uma estimativa de fadiga no domínio do tempo e posteriormente

analisadas as variações das estimativas de fadiga tanto para ciclos com tensões uniaxiais como tensões multiaxiais.

Pisati *et al.* (2021) estima a fadiga e estuda o comportamento dinâmico de duas estruturas fabricadas por fusão em leito de pó, através de métodos numéricos e experimentos em laboratório. A estimativa de fadiga das estruturas foi realizada com auxílio de análises pelo MEF e foi validada através de ensaios de durabilidade em condição de ressonância. A falha estrutural durante ensaio de durabilidade é identificada devido à alteração do comportamento dinâmico do espécime e posteriormente comparado o resultado numérico com o experimental.

O trabalho proposto por Marques *et al.* (2021) avalia diferentes métodos e ferramentas para realização de ensaios de durabilidade de estruturas metálicas submetidas à carregamentos de fadiga uniaxiais e multiaxiais. Os ensaios são classificados pela complexidade da estrutura, tipo de atuador utilizado, restrições necessárias e direções dos carregamentos aplicados.

Dirlik e Benasciutti (2021) sugere uma perspectiva histórica sobre a utilização de métodos espectrais no processo de estimativa de fadiga de estruturas submetidas à carregamentos randômicos, evidenciando as vantagens e limitações para aplicação destes métodos. Os trabalhos realizados por Niesłony *et al.* (2012), Xia *et al.* (2017)(2019) e Gadolina *et al.* (2021) foram mencionados como principais referências para análise do desvio relativo entre as estimativas de fadiga pelo método espectral com os resultados experimentais, em que o desvio encontrado foi inferior a 10%, confirmando a precisão dos métodos em destaque (Dirlik e Tovo-Benasciutti (TB)).

Böhm e Głowacka (2020) complementam as discussões de Dirlik e Benasciutti (2021), sinalizando que o método de Dirlik é preciso para estimativa de fadiga de estruturas de materiais compósitos, tanto quanto em estruturas metálicas.

Desta maneira, o presente trabalho propõe o estudo de duas metodologias de estimativa de fadiga: o método de Rainflow, que utiliza dados e análises no domínio do tempo e o método proposto por Dirlik, que utiliza dados e análises no domínio da frequência. A pesquisa se desenvolve através de uma análise comparativa entre os resultados de estimativa de fadiga obtidos pelos métodos propostos, em paralelo com o

desenvolvimento e execução do ensaio de durabilidade de corpos de prova excitados por um carregamento randômico de fadiga aplicado por um atuador servo-hidráulico.

Os resultados e informações coletadas durante ensaio de durabilidade são utilizados para avaliação da eficiência dos métodos propostos e para determinação de parâmetros do Aço NBR 6656 – LNE 38, matéria-prima do corpo de prova. A análise da eficiência das metodologias é realizada confrontando o custo computacional para solução de cada análise pelo MEF, bem como a variação das estimativas de fadiga de cada método, tendo como referência o resultado estatístico do ensaio de durabilidade.

Os parâmetros determinados são utilizados como dados de entrada do modelo FEA, e calibrados comparando os sinais medidos com os resultados obtidos pelo modelo virtual. Com a calibração do modelo FEA e a comparação entre as estimativas de fadiga do corpo de prova, é analisada a viabilidade de utilização do método espectral proposto por Dirlik para o dimensionamento de uma estrutura submetida à um carregamento uniaxial randômico de fadiga.

Esta viabilidade se dá a partir da análise do desvio relativo entre as estimativas de fadiga obtidas pelos métodos propostos. Além disso, é relevante a análise da diferença entre o custo computacional para solução das análises pelo MEF em cada método, no caso, análise harmônica de resposta em frequência (método espectral - Dirlik) e análise dinâmica transiente (TDA) (método no domínio do tempo - Rainflow).

Desta maneira, visando confirmar as conclusões obtidas na análise anterior, o método espectral é utilizado para estimar a fadiga da estrutura do parafuso de um pulverizador agrícola automotriz, que é submetido à um ensaio de durabilidade em pista de prova. O resultado desta estimativa de fadiga e do ensaio de durabilidade são comparados, e o desvio relativo obtido é essencial para a discussão sobre a eficiência do método de Dirlik quando aplicado à uma estrutura complexa submetida à um ensaio de durabilidade com excitações multiaxiais.

1.2. Objetivos

O objetivo geral deste projeto é analisar metodologias de estimativa de fadiga que utilizam diferentes domínios de estudo (tempo e frequência). Para validar as duas metodologias, ensaios de durabilidade foram realizados em laboratório com auxílio de um atuador servo-hidráulico. Este ensaio consiste em submeter corpos de prova, devidamente projetados, à falha por fadiga.

Validando os estudos realizados, o método espectral é utilizado para estimar o ciclo de fadiga do paralama de um maquinário agrícola, estrutura submetida à um ensaio de durabilidade em pista de provas.

Os objetivos principais deste trabalho estão listados abaixo:

1. Apresentar métodos distintos de estimativa de vida em fadiga de uma estrutura submetida à um carregamento uniaxial randômico de amplitude variável.
2. Desenvolver um ensaio experimental de durabilidade em laboratório para validação dos modelos pelo MEF e das estimativas de fadiga.
3. Realizar uma análise comparativa entre o custo de solução das análises computacionais pelo MEF e entre estimativas de fadiga calculadas por cada método proposto.
4. Aplicar o método proposto por Dirlik (1985), para estimar a fadiga da estrutura do paralama de um maquinário agrícola, com auxílio de um modelo de análises por elementos finitos (FEA).
5. Comparar a estimativa de fadiga do paralama pelo método de Dirlik com o resultado médio de falha desta estrutura durante ensaio durabilidade em pista de prova.

1.3. Estrutura da Dissertação

A dissertação está dividida conforme tópicos a seguir:

- O capítulo 1, introduz o estudo e expõe as dificuldades que servem de motivação para realização deste trabalho, junto com uma revisão da literatura

que trata do dimensionamento uma estrutura submetida à um ciclo de fadiga, objetivos do trabalho e estrutura da dissertação.

- O capítulo 2, traz uma introdução à teoria de fadiga e um detalhamento das metodologias de estimativa de fadiga de uma estrutura submetida à uma excitação randômica de amplitude variável.
- O capítulo 3, apresenta o detalhamento do processo de desenvolvimento de um ensaio experimental em laboratório. Iniciando pelo projeto da estrutura do dispositivo utilizado no ensaio, instrumentação do ensaio e calibração dos parâmetros utilizado nos cálculos numéricos por FEA.
- O capítulo 4, aborda o resultado estatístico do ensaio de fadiga auxiliado por um atuador hidráulico, e trata dos resultados das estimativas de fadiga pelos métodos de Rainflow e Dirlik. Finalizando com um comparativo entre os resultados obtidos e entre o custo computacional das análises pelo MEF.
- O capítulo 5, apresenta a estimativa de fadiga do parafuso de um pulverizador agrícola automotriz. Com uma comparação entre o resultado de durabilidade em pista de prova e a estimativa de vida em fadiga. Estimativa de fadiga que é determinada com auxílio da modelagem pelo MEF e do método espectral proposto por Dirlik.
- O capítulo 6, é um resumo dos resultados obtidos, com conclusões, discussões e contribuições desta dissertação.

2. ESTIMATIVA DE FADIGA

Neste capítulo será revisado o conceito de falha estrutural por fadiga e das ferramentas e métodos que contribuem e são necessárias para o processo de estimativa do ciclo de fadiga. O capítulo é iniciado por uma introdução à teoria de fadiga e posteriormente está organizado em três tópicos principais, que detalham: análise de fadiga no domínio do tempo, método de estimativa de dano acumulado e análise de fadiga no domínio da frequência.

O conteúdo deste capítulo é a base teórica para o desenvolvimento da pesquisa proposta neste trabalho.

2.1. Introdução à Fadiga

Dentre as diversas formas de falha de uma estrutura que é submetida à um carregamento dinâmico, a causada pelo fenômeno de fadiga é a mais recorrente e faz com que a estrutura deixe de exercer sua função da maneira como foi projetada. Esta falha ocorre quando o elemento mecânico está sujeito a tensões e/ou deformações que se repetem, de forma alternada, durante o exercício de sua função. Este fenômeno é denominado carregamento de fadiga ou ciclo de fadiga.

O processo de fadiga ocorre de forma permanente e progressiva (Lage, 2008), pois ele só pode ser percebido com o decorrer do tempo e tem início em locais de concentração de tensões e deformações, que são as regiões de transição de rigidez, entalhes ou cantos vivos presentes na geometria da estrutura. Imperfeições da matéria-prima e tensões residuais causadas pelo processo de fabricação também são agravantes para o processo de fadiga da estrutura.

A ocorrência de uma falha repentina em uma estrutura normalmente não está relacionada à um processo de fadiga. Essas falhas podem ser consequência de um subdimensionamento (deformação plástica/ruptura), algum defeito pré-existente no material causado pelo processo de fabricação, propriedades mecânicas da matéria-prima fora de especificação, etc.

Sendo assim, com esse problema conhecido, diversos métodos desenvolvidos para chegar à uma estimativa de vida em fadiga de uma estrutura de forma efetiva são estudados ao redor do mundo. Isso é decorrente de uma das maiores preocupações dos responsáveis pelo dimensionamento de uma estrutura, que é fazer com que uma estrutura suporte as solicitações de fadiga decorrentes do exercício de suas funções. Portanto, para evitar a ocorrência de uma falha inesperada que possa causar um acidente ou comprometer o funcionamento da estrutura, é importante prever de forma eficiente a durabilidade desta quando submetida à um determinado ciclo de fadiga.

O objetivo maior de um dimensionamento por fadiga, como mencionado anteriormente, é prever uma possível falha do componente e possibilitar uma intervenção no projeto estrutural, fazendo com que essa falha não ocorra dentro de um período útil pré-estabelecido nos requisitos do projeto. A previsão eficiente da fadiga estrutural, que permita uma intervenção prematura no projeto de uma estrutura, possibilita a economia direta de tempo e custo para a conclusão das etapas de desenvolvimento e validação de um produto. Sendo que a etapa de validação, de forma simplificada, consiste na confecção de um protótipo que será ensaiado em bancada de testes ou em pista de prova, para comprovação das estimativas de durabilidade.

Este dimensionamento pode ser realizado através de diversos métodos e ferramentas, dentre as inúmeras possibilidades a mais utilizada são os softwares de engenharia assistida por computador, que também são conhecidos como softwares CAE (*Computer-Aided Engineering*). Estes softwares, combinados ao modelo de análise por elementos finitos (FEA), possibilitam simular o comportamento de estruturas complexas e realizar a análise de tensões, deformações e esforços que agem nesta estrutura devido à um carregamento estático, dinâmico ou até mesmo uma resposta em frequência.

Entretanto, estes softwares são apenas ferramentas desenvolvidas para auxiliar o dimensionamento de estruturas. A qualidade do resultado dos cálculos é completamente dependente da confiabilidade das informações de entrada do modelo numérico, como, geometria da estrutura, características dos materiais e as condições de contorno do modelo físico idealizado.

Os métodos para a estimativa de fadiga de estruturas podem ser divididos em dois ambientes de estudo, domínio do tempo e domínio da frequência/espectral. Conforme os nomes sugerem, o primeiro ambiente utiliza informações e dados de entrada contidos no domínio do tempo e o segundo utiliza informações e dados no domínio da frequência. Cada ambiente de estudo possui vantagens e desvantagens que serão detalhadas nos próximos tópicos.

2.2. Análise do Processo de Fadiga no Domínio do Tempo

Na etapa de desenvolvimento de um produto, mais especificamente no processo dimensionamento da estrutura, as informações coletadas sobre os carregamentos e solicitações de trabalho deste componente mecânico estão em sua maioria contidos no domínio do tempo. A obtenção dessas informações, seja de forma simulada ou medida, normalmente é feita diretamente neste domínio, não sendo necessário o processamento dos sinais coletados.

Os processos baseados em informações no domínio do tempo são mais disseminados, tanto no ambiente acadêmico como no ambiente de pesquisa e desenvolvimento (P&D) de produtos. Isso ocorre, tanto pela viabilidade do uso dessas informações de forma direta, como pelos diversos métodos de contagem de ciclos de amplitude de tensão/deformação e estimativa do ciclo de fadiga que já são conceituados.

O processo de estimativa de fadiga no domínio do tempo pode ser resumido em algumas etapas principais, conforme Figura 2 abaixo.

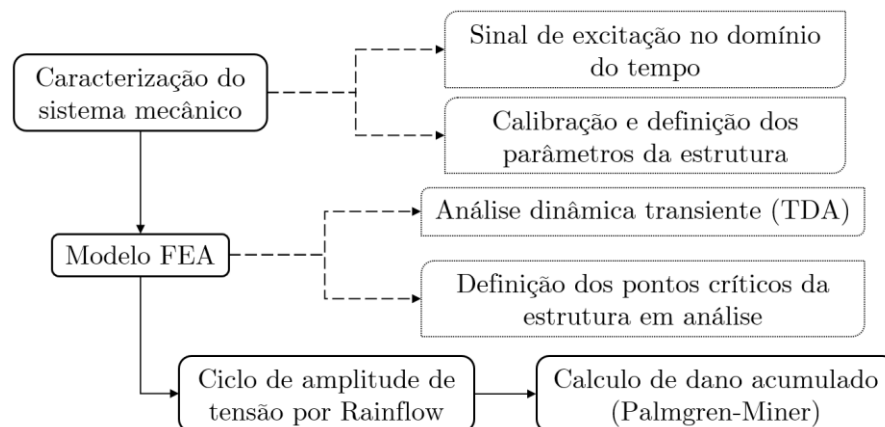


Figura 2 – Macro etapas do processo de estimativa de fadiga no domínio do tempo.

Dentre os processos citados na Figura 2, alguns deles são realizados de forma virtual e outros dependem da execução de ensaios para obtenção de informações necessárias para o estudo.

Dentro da macro etapa de caracterização do sistema mecânico, a determinação e calibração dos parâmetros da estrutura que será dimensionada são atividades que, de preferência, devem ser executadas de forma experimental, pois são muito relevantes para a qualidade do resultado das análises pelo método de elementos finitos (MEF).

Um dos complicadores da estimativa de fadiga no domínio do tempo, auxiliada pelo MEF, é que o custo computacional para solução de uma análise dinâmica transiente (TDA) é proporcional ao número de graus de liberdade (GDL) do modelo e ao tamanho da amostra temporal do sinal de excitação de fadiga. Visto que, a cada passo de tempo as equações do sistema dinâmico são resolvidas para todos os GDL. Neste caso, o passo de tempo é a discretização do sinal transiente que representa a excitação de fadiga da estrutura.

Se considerarmos uma análise por elementos finitos (FEA) de um sistema mecânico complexo com milhões de GDL e com milhares de passos iterativos, que são consequência da extensão do sinal transiente que representa o ciclo de fadiga da estrutura. As próprias características do modelo numérico fazem com que seja inviável a execução desta análise, pois sua solução requer um alto custo computacional.

Entretanto, desconsiderando os complicadores da análise transiente pelo MEF, a estimativa de fadiga pelos métodos no domínio do tempo é dada de maneira mais simples. Uma vez que, seja determinado um sinal transiente que represente de forma fiel a excitação de fadiga da estrutura, o ciclo de fadiga é determinado de maneira direta a partir dos resultados da FEA e da contagem de ciclos de amplitude de tensão pelo método de Rainflow.

As macro etapas deste método, contidas na Figura 2, serão descritas de forma mais detalhada no decorrer deste item.

2.2.1. Caracterização de um sistema mecânico

A caracterização de um sistema mecânico pode ser resumida como a etapa onde se detalha como a estrutura se comportará quando submetida à um carregamento dinâmico. Determinar a rigidez, massa e o amortecimento da estrutura é uma parte essencial para o processo de caracterização do sistema, pois esses são os parâmetros que possibilitam o cálculo de resposta dinâmica.

Na sequência, a tensão de resistência à fadiga do material base que compõe a estrutura precisa ser determinada, seja através de ensaios de fadiga em laboratório ou de forma teórica. Esta informação é indispensável para estimar a durabilidade de uma estrutura submetida à uma excitação de fadiga. O sinal de excitação no domínio do tempo, carregamento dinâmico de entrada, é uma das informações mais importantes dentro deste processo de estimativa de fadiga. Visto que, esta informação é utilizada para alimentar a TDA, determinar o ciclo de fadiga e a extensão da amostra deste sinal é determinante para o custo da análise computacional pelo MEF.

Este sinal transiente de excitação pode ser obtido de forma virtual ou através de medições. Os sinais virtuais são obtidos por simulações executadas por *softwares* de análise dinâmica de multicorpos (*Multibody Dynamics* - MBD), que são modelos numéricos idealizados para determinação do comportamento dinâmico de uma estrutura durante exercício de sua função. Já os sinais medidos, esses podem ser obtidos acoplando acelerômetros e/ou *strain gauges* à estrutura e submetê-la às condições de fadiga, sejam elas: ensaio de durabilidade em pista de prova, ensaio em bancada de testes ou até mesmo sob condições reais de trabalho. Combinando as diversas solicitações medidas e informações obtidas sobre as excitações da estrutura, é possível compor um sinal que represente adequadamente o ciclo de fadiga.

Entretanto, a grande dificuldade desta etapa é justamente a determinação de um carregamento dinâmico transiente que represente o ciclo completo de fadiga da estrutura durante exercício de sua função. Principalmente quando se trata de uma estrutura que deve durar milhares de horas sob excitações aleatórias, que variam com condições climáticas e/ou pelas características de cada ambiente de trabalho.

Desta maneira, as amostras das medições de diferentes eventos de fadiga da estrutura são utilizadas para composição de um único sinal, visando que este sinal represente da melhor forma o dano causado à esta estrutura quando submetida um ciclo de fadiga pré-determinado. Estas solicitações de fadiga podem possuir diferentes características, como: sinal cíclico de amplitude constante, sinal cíclico de amplitude variável ou, como na maioria dos casos, sinal randômico de amplitude variável.

Como dito anteriormente, umas das etapas da caracterização do sistema mecânico é a definição dos parâmetros do material base utilizado para fabricação da estrutura. Etapa que pode ser realizada a partir de diferentes ensaios em laboratório com o auxílio de um corpo de prova ou, em casos específicos, auxiliados por um protótipo da estrutura.

A densidade e módulo de elasticidade do material são propriedades mecânicas necessárias para qualquer dimensionamento estrutural, seja este feito de forma manual ou por uma análise numérica. Para este dimensionamento, além do módulo de elasticidade e densidade, são necessários a tensão limite de escoamento e de ruptura do material.

O módulo de elasticidade e as tensões limite de escoamento e de ruptura são informações que estão contidas na curva de tensão-deformação do material. Esta curva é o resultado de um ensaio de tração monotônico de um corpo de prova, que deve ser executado segundo norma ASTM Standard E8M (ASTM, 2013).

A densidade é determinada pesando uma amostra do material com o auxílio de uma balança. Como essa amostra tem uma geometria de volume conhecido, a densidade do material é definida calculando a razão entre o peso medido e o volume da amostra.

Por fim, é necessário determinar o fator de amortecimento da estrutura. A forma empírica mais simples para obtenção do coeficiente de amortecimento de uma estrutura é através do método do decaimento em vibrações livres. Este método consiste em submeter a estrutura à vibração livre após excitá-la de forma controlada, geralmente com auxílio de um martelo de impedância, medindo a amplitude da resposta em um determinado intervalo de tempo. Este sinal de resposta, conhecido como espectro de

choque, mostra um decaimento da amplitude da resposta no decorrer do tempo, que é causado pelo amortecimento estrutural.

Determinados todos os parâmetros dos materiais da estrutura, é recomendado uma calibração destas informações confrontando os sinais de excitação e de resposta medidos na estrutura real com os resultados obtidos pela análise em modelo virtual. O objetivo deste comparativo é fazer com que o comportamento dinâmico da estrutura virtual reproduza de forma precisa o comportamento dinâmico da estrutura real.

Esta calibração pode ser realizada utilizando a função de transferência (FT) da estrutura real e comparando com os resultados virtuais obtidos por FEA, que podem ser: uma análise modal, uma análise harmônica de resposta em frequência ou uma FT da estrutura virtual. FT que é calculada utilizando as respostas de entrada e saída de uma análise dinâmica transiente (TDA) pelo MEF.

Para determinação da tensão limite de fadiga do material, S_f , é necessário unir os conceitos de contagem de ciclos de amplitude de tensão, junto com um ensaio progressivo de fadiga, que submete um corpo de prova à uma tensão cíclica alternada de amplitude constante. Um exemplo de sinal determinístico de tensão alternada que um corpo de prova é submetido durante ensaio de fadiga é dado pela Figura 3.

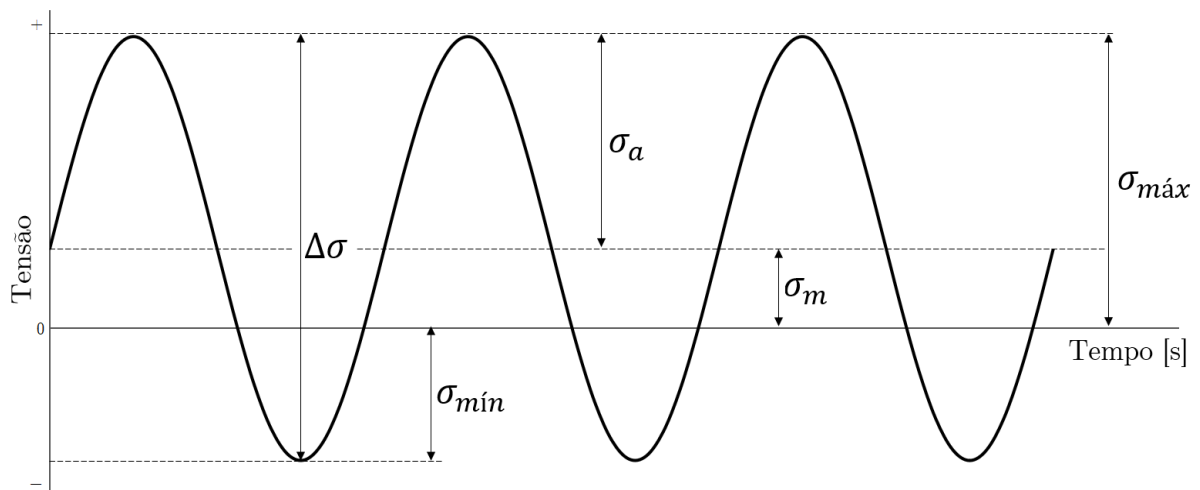


Figura 3 - Exemplo de sinal determinístico de tensão cíclica alternada de um corpo de prova durante um ensaio de durabilidade para determinação da tensão de resistência à fadiga do material.

A tensão alternada, σ_a , em que o corpo de prova é submetido é calculada pela metade da diferença entre a tensão máxima, σ_{max} , e tensão mínima, σ_{min} , de um ciclo:

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} \quad (2.1)$$

Em uma análise de fadiga as tensões de tração são consideradas positivas e tensões de compressão são negativas, e a amplitude das tensões deve ser determinada antes da execução do ensaio, pois é uma variável de entrada do experimento. E, a resposta deste ensaio é dada contabilizando o número de ciclos de amplitude de tensão em que o corpo de prova foi submetido até a falha.

Geralmente, o experimento para obtenção da curva S-N do material é realizado com tensões de tração e compressão igualmente opostas, ou seja, alternam com uma tensão média, σ_m , igual a zero.

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} \quad (2.2)$$

Essa alternância entre as tensões máxima e mínima durante o ciclo também pode ser representada pelo fator de carga, R_q , que é uma razão entre essas tensões:

$$R_q = \frac{\sigma_{min}}{\sigma_{max}} \quad (2.3)$$

Para obtenção de uma curva S-N do material, conforme a Figura 4, é necessário a execução de diversos ensaios de fadiga, onde a amplitude de tensão deve ser diferente dentro de cada ensaio. Pois, com a mudança de amplitude os corpos ensaiados atingem a falha por fadiga com um número variado de ciclos de amplitude de tensão. O comportamento esperado para este ensaio é que o número de ciclos até a falha seja inversamente proporcional a amplitude da tensão alternada, ou seja, que haja uma redução do número de ciclos até a falha da estrutura com o aumento da amplitude da tensão.

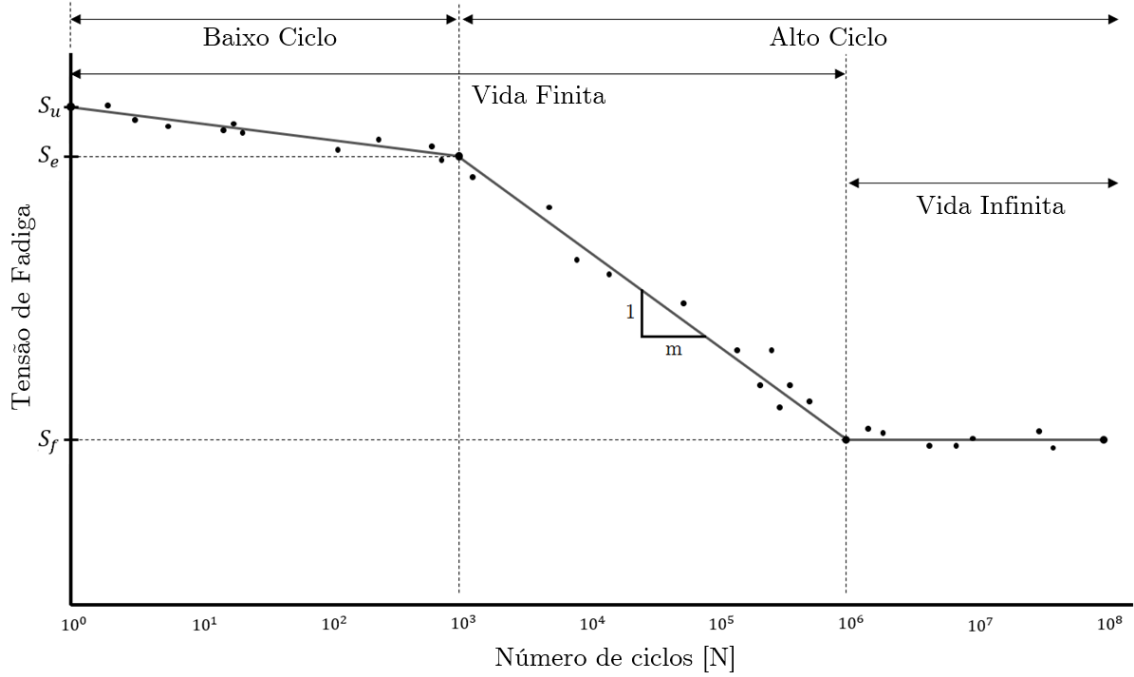


Figura 4 - Exemplo de uma curva S-N determinada de forma experimental, onde cada ponto representa um corpo de prova ensaiado. O gráfico mostra uma divisão entre as regiões de baixo e alto ciclo de fadiga e entre as regiões de ciclo de vida em fadiga finita e infinita.

Utilizando os resultados do ensaio é possível determinar uma relação entre a tensão alternada de fadiga, σ_a , com o número de ciclos até a falha por fadiga, N_f , através da expressão:

$$\sigma_a = S_f N_f^b \quad (2.4)$$

onde, S_f , é a tensão limite de resistência à fadiga do material para 10^6 ciclos e b é a inclinação da curva S-N representada em logarítmica ($\log \times \log$). Reescrevendo a Eq. 2.4 em função de N_f e considerando, $m = -1/b$ e $k = S_f^m$, obtém-se:

$$N_f = k \sigma_a^{-m} \quad (2.5)$$

Essas variáveis podem ser obtidas na prática ou de forma teórica (Budynas e Nisbett, 2011), e este processo teórico está detalhado no Capítulo 3, que trata do projeto e desenvolvimento do ensaio de durabilidade.

2.2.2. Modelo de análise por elementos finitos (FEA)

Métodos numéricos possibilitam o cálculo de deslocamentos, deformações e tensões de uma estrutura em todos os seus finitos pontos, entretanto, isso é possível e viável para problemas de baixa complexidade. Com a hipótese de um caso com milhões de graus de liberdade (GDL), pode se tornar inviável a modelagem desta estrutura e/ou a execução da análise devido ao custo computacional necessária para solução de suas diversas equações de equilíbrio.

A análise pelo método de elementos finitos (MEF) abrange variados fenômenos físicos e é utilizada para solucionar problemas de engenharia de forma aproximada, independente da complexidade da estrutura e das condições de contorno que compõem o problema físico. Por se tratar de análises com soluções aproximadas, este método trabalha com um nível de precisão que é aceitável no ambiente de engenharia.

Para idealizar um modelo FEA que represente de forma precisa um modelo real é necessário conhecer as propriedades mecânicas dos materiais que compõem a estrutura, a geometria que representa este modelo e o fenômeno físico que a estrutura está submetida.

Para o dimensionamento estrutural utilizando um modelo de análise pelo MEF é necessário o conhecimento das condições de contorno do modelo físico, que são os carregamentos e restrições que atuam sobre a estrutura. Além disso, é preciso discretizar a geometria da estrutura em finitas partes, esta discretização é conhecida como malha de elementos finitos. A quantidade de elementos finitos utilizados para discretização da estrutura modelada determina o número de nós, que por consequência determina o número de GDL do modelo FEA, e quanto mais GDL maior o custo computacional para solução desta análise.

Com as condições de contorno definidas e parâmetros dos materiais determinados, estas informações são utilizadas como entrada do modelo FEA.

Para iniciar a formulação do MEF, a densidade e o módulo de elasticidade do material são utilizados para a construção da matriz de massa $[M]$ e matriz de rigidez $[K]$, respectivamente. Essas matrizes, junto com a matriz de amortecimento viscoso

$[C]$, fazem parte da equação de equilíbrio de força de um sistema dinâmico, descrita na Eq. 2.6.

$$[M]\{\ddot{x}\} + [C]\{\dot{x}\} + [K]\{x\} = \{f(t)\} \quad (2.6)$$

A matriz de massa global $[M]$ é determinada com o cálculo da massa de cada elemento finito e associando estes elementos conforme as conexões definidas pela malha. A massa de cada elemento finito é calculada multiplicando seu volume pela densidade do material que está atribuído a ele.

A matriz de rigidez global $[K]$ segue o mesmo processo, entretanto, a rigidez do elemento depende da função de forma do elemento finito utilizado na construção da malha do modelo. Desta forma, a rigidez do elemento é uma combinação entre sua função de forma e o módulo de elasticidade do material que foi atribuído a ele.

A matriz de amortecimento viscoso $[C]$, em geral, não pode ser determinada com a mesma facilidade que se obtém as matrizes de massa e rigidez, e por isso é utilizada artificialmente para representar a dissipação de forma simplificada. Entretanto, esta matriz pode ser estimada pelo FEA através de diferentes parâmetros, como por exemplo: coeficiente global de amortecimento viscoso, função do espectro de choque ou fatores de amortecimento proporcional, conforme amortecimento de Rayleigh (Adhikari, 2000; Garbin, 2015).

Para uma resposta precisa da TDA é necessário calibrar a matriz de amortecimento do modelo, pois a resposta dinâmica da estrutura modelada é dependente deste parâmetro. Entretanto, a dificuldade para determinar o fator de amortecimento é proporcional a complexidade do sistema dinâmico em análise.

A calibração do amortecimento de uma viga, que não possui componentes acoplados, é muito mais simples quando comparado ao processo de calibração de uma estrutura que possui: diversos componentes montados, soldas, interações entre diferentes tipos de juntas e diferentes materiais, entre outras características que influenciam no amortecimento estrutural e na resposta dinâmica.

Com o amortecimento do modelo FEA calibrado, é possível estudar as amplitudes da resposta dinâmica, deformações e tensões em cada nó e elemento finito da estrutura modelada. E, com essas informações é possível prever o comportamento desta estrutura e definir seus pontos críticos. As tensões e deformações dos pontos críticos, também conhecidos como pontos quentes (*hot spots*), são utilizadas para estudar e estimar as possíveis falhas da estrutura. Essas falhas são estimadas utilizando o sinal de tensão no tempo, resultado da TDA, e a partir deste dado é possível analisar o escoamento, ruptura e durabilidade em fadiga da estrutura.

A estimativa de vida em fadiga, objetivo principal deste trabalho, é dada pela contabilização do dano acumulado à estrutura devido à ciclagem progressiva de tensões alternadas a que foi submetida. A contagem dos ciclos de amplitude de tensões é realizada pelo algoritmo de Rainflow (Amzallag *et al.* 1994; Lindgren e Rychlik 1987), a resposta deste método é o número de ciclos de cada amplitude de tensão que incidiram no ponto crítico da estrutura durante o ciclo de fadiga.

Cada amplitude de tensão causa determinado dano à estrutura, e a ciclagem progressiva destas amplitudes de tensões geram um acúmulo de dano na estrutura até sua falha. Portanto, considerando a tensão limite de fadiga do material, é possível prever quantos ciclos de determinada amplitude de tensão são necessários para chegar ao limite de acúmulo de dano à estrutura.

2.2.3. Método de contagem de ciclos pelo método de Rainflow

Componentes e estruturas estão sujeitas à diferentes excitações durante seu período de trabalho. Para contabilizar o ciclo de fadiga da estrutura, é necessário decompor este carregamento em ciclos de amplitude de tensão, caracterizados por seu valor médio e por sua amplitude que pode ser constante ou variável no decorrer do tempo. Seguindo o raciocínio, esta metodologia pode ser aplicada para determinar e contabilizar ciclos de força, torque, aceleração ou deslocamento em um sinal no domínio do tempo.

O método de Rainflow tem como objetivo reduzir a complexidade do processo de contagem de ciclos de amplitude de tensão de um carregamento randômico com amplitudes variáveis de tensão no domínio do tempo. Essa simplificação da contagem dos ciclos de tensões é realizada separando o sinal completo de tensões em uma matriz que contém o número de ciclos encontrados para cada amplitude de tensão.

Conforme explicado anteriormente, o carregamento no domínio do tempo pode ser obtido através de medições com *strain gauges* e/ou acelerômetros acoplados à estrutura ou simulado por um modelo MBD. Quando a estrutura é submetida à uma ciclagem de fadiga com amplitude constante, a exemplo do sinal determinístico utilizado no ensaio de fadiga do material, conforme Figura 3, a contabilização do número de ciclos de fadiga e suas respectivas amplitudes são feitos de forma direta, sendo a amplitude da tensão média, σ_m , igual à zero ou não.

Já em um caso complexo, onde a estrutura está submetida à carregamentos randômicos com amplitudes variáveis, a resposta de tensão não terá a mesma característica no decorrer do tempo, dificultando a identificação dos ciclos e suas amplitudes. Com o intuito de simplificar este problema algumas técnicas foram aprimoradas e padronizadas com o desenrolar de diversas pesquisas, alguns exemplos dessas técnicas foram detalhados por Lee (2005) e estão citadas a seguir.

Métodos de contagem de ciclos utilizando um parâmetro: (*One-parameter cycle counting methods*):

- *Level crossing cycle counting.*
- *Peak-valley cycle counting.*
- *Range cycle counting.*

Métodos de contagem de ciclos utilizando dois parâmetros: (*Two-parameter cycle counting methods*):

- *Three-point cycle counting method.*
- *Four-point cycle counting method.*

O algoritmo utilizado neste projeto é baseado no método de *four-point cycle counting*, também conhecido como princípio da extração de ciclos. Este método

considera quatro pontos consecutivos de tensão para contabilizar os ciclos de tensão e suas amplitudes. O principal motivo para esta escolha, é que este método utiliza o resíduo de informações acumuladas durante aplicação do método da extração para reduzir a perda de informações sobre o ciclo de fadiga.

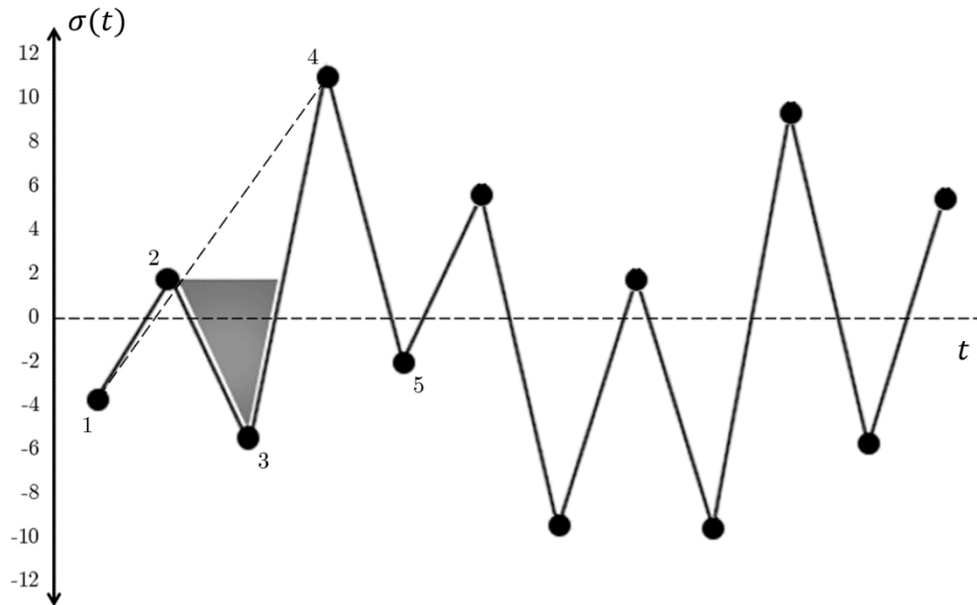


Figura 5 – Exemplo do método *Four-point cycle counting method*, de contagem de ciclos de amplitude de tensão pelo princípio de extração de ciclos.

Fonte: Adaptado de Lee (2005)

Observando a Figura 5, tem-se os pontos de tensão S_1 , S_2 , S_3 e S_4 , esses pontos são utilizados para calcular as amplitudes de tensão interna ($\Delta S_i = |S_2 - S_3|$) e externa ($\Delta S_e = |S_1 - S_4|$). Se a amplitude de tensão interna for menor ou igual a amplitude externa, ($\Delta S_i \leq \Delta S_e$), o intervalo interno, ΔS_i , e os pontos que o constituem são extraídos (triângulo demarcado) e os pontos da amplitude externa, ΔS_e , são conectados (linha pontilhada entre 1 e 4). Considerando a hipótese contrária, onde a amplitude de tensão interna é maior que a externa, $\Delta S_i > \Delta S_e$, nenhum ciclo é contabilizado, o primeiro ponto é descartado (ponto 1) e o próximo ponto é incluído (ponto 5). Assim, a mesma análise anterior agora é feita utilizando os pontos 2, 3, 4 e 5, e esse processo se repete por toda a amostra temporal.

Os pontos que foram descartados no decorrer da análise são chamados de resíduo e devem ser contabilizados novamente ao final da varredura do sinal para evitar a perda de informações sobre o ciclo de tensões. Ao final da análise, os ciclos que foram

contabilizados são armazenados em uma matriz com a tensão média, amplitude e número de ciclos, conforme Tabela 1.

Tabela 1 – Matriz de contagem de ciclos de amplitude de tensão.

		<i>Amplitude de tensão $[\sigma_a]$</i>									
		0	2	4	6	8	10	12	14	16	18
<i>Tensão Média $[\sigma_m]$</i>	-3										
	-2										
	-1	2			1		2		1		
	0	15	2	1	4	1		2	1	1	
	1		3			2					1
	2			2				1		1	
	3										

Os dados contidos na contagem de ciclos de amplitude de tensão, Tabela 1, também podem ser representados graficamente em um histograma, conforme Figura 6. Entretanto, no gráfico a seguir está sendo desprezada a influência da tensão média, que poderia ser representada através de um gráfico com três dimensões.

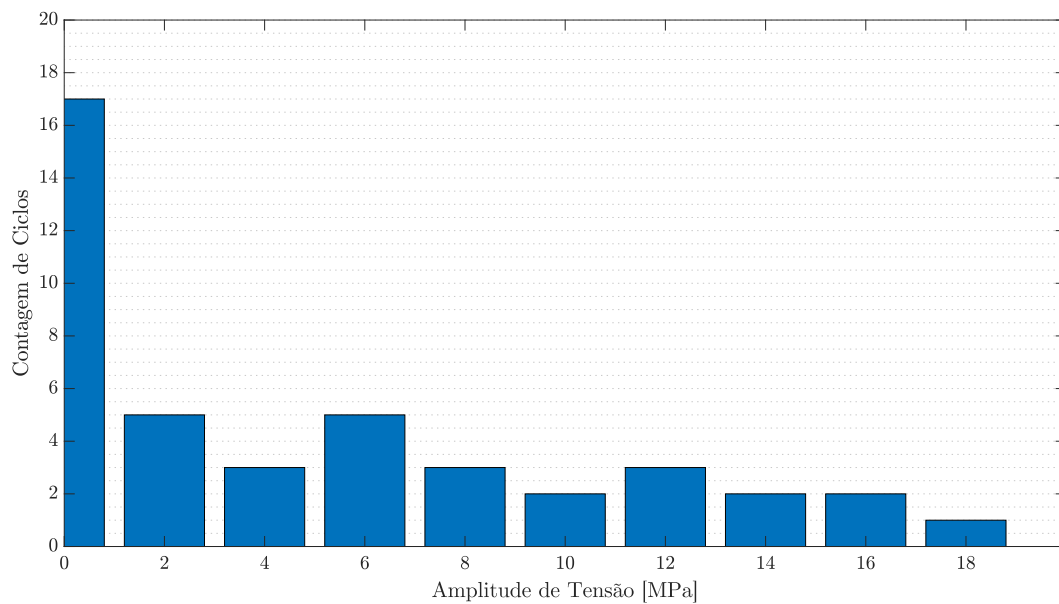


Figura 6 – Histograma de contagem de ciclos de amplitude de tensão por Rainflow a partir dos dados da figura 5.

O número de ciclos para cada amplitude de tensão, contabilizados pelo algoritmo de Rainflow, serão utilizados para calcular a contribuição de cada ciclagem de tensão

para o acúmulo de dano estrutural. Cálculo que possibilita a estimativa de vida em fadiga da estrutura que está submetida ao ciclo analisado.

Mais detalhes sobre os outros métodos de contagem de ciclos de amplitude de tensão, que foram listados neste tópico, podem ser encontrados no trabalho desenvolvido por Lee (2005).

2.3. Estimativa de Dano Acumulado na Estrutura

A definição de dano por fadiga, para a maioria dos métodos, é associada à degradação do material de forma progressiva. Portanto, analisar essa progressão do dano é determinar a contribuição de cada ciclo de dano que incide na estrutura quando submetida à uma solicitação de trabalho.

O maior desafio no processo de estimativa de fadiga de uma estrutura está nos casos que possuem um ciclo de fadiga com amplitude de tensão variável. Visto que, os dados contidos nas curvas experimentais S-N-P são obtidos a partir de um teste com ciclagem de tensão constante.

Com o objetivo de tentar fornecer aos pesquisadores e projetistas uma maneira mais eficiente de se determinar esta degradação estrutural, várias teorias foram desenvolvidas e são conhecidas como teorias de acúmulo de dano.

Segundo Lee (2005) e Budynas e Nisbett (2011), de forma geral este incremento progressivo de dano por fadiga devido ao ciclo de trabalho, pode ser descrito como:

$$\frac{dD}{dN} = f(\sigma_a, \sigma_m, D) \quad (2.7)$$

onde σ_a e σ_m são respectivamente as tensões alternada e tensão média ao longo dos ciclos do carregamento, N , e o dano acumulado até o instante é representado por D .

2.3.1. Modelo de acúmulo de dano por fadiga por Palmgren-Miner

O método escolhido para determinar o acúmulo do dano por fadiga foi proposto por Palmgren (1924) e posteriormente desenvolvido por Miner (1945). Essa metodologia

determina o acúmulo de dano de forma linear, e foi escolhida por sua simplicidade e por ser amplamente utilizada no estudo de fadiga, conforme Ragan; Manuel (2007); Braccesi *et al.* (2015); Xia *et al.* (2019); Dirlik; Benasciutti (2021); Pisati *et al.* (2021), e no processo de dimensionamento estrutural no ambiente de engenharia.

O incremento do dano por ciclo, segundo Miner (1945), depende da combinação entre as características do carregamento e contagem de ciclos de amplitude de tensão:

$$\frac{dD}{dN} = \frac{1}{N_f(\sigma_a)} = n_i \quad (2.8)$$

onde, $N_f(\sigma_a)$ é o número de ciclos necessários para ocorrência de falha por fadiga sob amplitude de tensão alternada σ_a , este número de ciclos é obtido com base nas curvas S-N-P do material da estrutura.

As curvas S-N são determinadas pelo número de ciclos para cada amplitude de tensão alternada que a estrutura ensaiada resiste até a falha por fadiga.

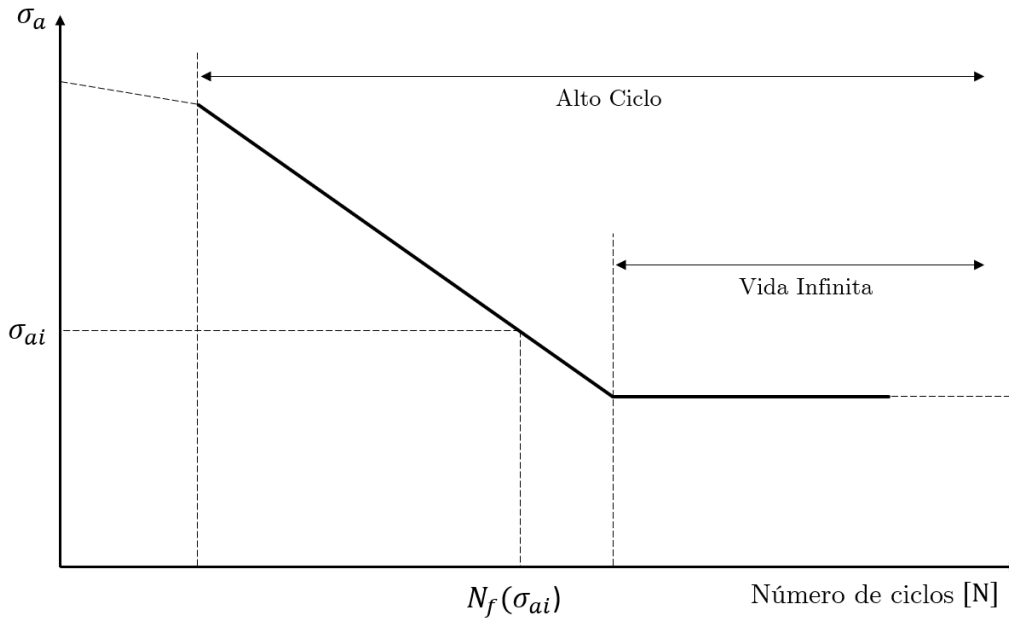


Figura 7 – Representação genérica de uma curva S-N de alto ciclo e suas variáveis.

Desta maneira, considerando um carregamento de amplitude constante σ_{ai} , que possui um número de ciclos até a falha $N_f(\sigma_{ai})$ ou N_{fi} , que pode ser determinado pela

curva S-N, Figura 7, ou pela Eq. 2.4. É possível estimar o dano acumulado na estrutura após n_i ciclos de tensão σ_{ai} , substituindo esses valores na Eq. 2.8.

$$D_i = \frac{n_i}{N_{fi}} \quad (2.9)$$

Para o cálculo do dano, D_i , é necessário determinar o número de ciclos, n_i , para cada amplitude de tensão, σ_{ai} , em que a estrutura foi submetida. A contabilização destes ciclos pode ser feita pelo algoritmo de contagem de ciclos de amplitude de tensão. No caso de uma análise no domínio do tempo é realizada pelo método de Rainflow, e no domínio da frequência pode ser determinado por uma PDF de amplitude de tensões.

Palmgren-Miner afirmam em sua teoria que a falha do componente ocorre quando a somatória dos danos, D_t , é igual ou maior que 1.

$$D_t \geq 1 \quad (2.10)$$

Esta resultante é calculada pela somatória linear das frações de dano, D_i , causadas à estrutura durante sua vida útil.

$$D_t = D_1 + D_2 + \dots + D_n = \sum_{i=1}^n \frac{n_i}{N_{fi}} \quad (2.11)$$

Uma das ressalvas feitas por Zoroufi (2004), sobre o método proposto por Palmgren-Miner, é que este método não leva em conta a ordem de ocorrência dos ciclos de fadiga para realizar a somatória das frações de dano. No entanto, como o objetivo principal deste trabalho não é avaliar a melhor metodologia de acúmulo de dano, mas realizar uma análise comparativa entre distintos métodos de estimativa de fadiga que utilizam o mesmo modelo de acúmulo de dano. Por esse motivo, o método menos complexo e frequentemente utilizado no ambiente de engenharia foi considerado mais viável, e então escolhido para o desenvolvimento desta pesquisa.

2.4. Análise do Processo de Cálculo de Fadiga no Domínio da Frequência

Como uma alternativa ao método mais comum de estimativa de fadiga, que consiste em obter extensas amostras temporais de forma simulada ou no campo de trabalho, e na sequência utilizar um algoritmo de contagem de ciclos por Rainflow para estimar o ciclo de fadiga.

Os métodos no domínio da frequência determinam o ciclo equivalente de fadiga combinando a densidade espectral de potência (*Power Spectral Density - PSD*) do sinal transiente de excitação da estrutura com um método de contabilização dos ciclos de amplitude de tensão. O método proposto neste trabalho utiliza uma função densidade de probabilidade (*Probability Density Function - PDF*) de amplitude de tensão para estimar o ciclo de fadiga de um processo randômico.

Segundo Benasciutti *et al.* (2015), a representação do carregamento de fadiga de uma estrutura através de uma PSD, se tornou mais relevante com a difusão dos métodos de estimativa de fadiga no domínio da frequência auxiliados por análises pelo MEF.

Um dos passos principais para a estimativa de fadiga no domínio da frequência é a determinação do sinal de excitação de fadiga, e posteriormente o cálculo da PSD deste sinal. Este espectro de potência (PSD) dever ser real e não negativo em toda banda de frequência, e é obtido processando a transformada de Fourier da função de autocorrelação do sinal transiente de excitação, conforme detalhado a seguir na seção 2.4.3. O cálculo deste espectro do sinal transiente de excitação foi obtido através do cálculo da transformada rápida de Fourier (*Fast Fourier Transform - FFT*) deste histórico temporal.

Essas ferramentas são amplamente usadas no âmbito da engenharia e do desenvolvimento e pesquisa (P&D) de produtos, visando simplificar e representar da forma desejada as informações para o dimensionamento de uma estrutura. Para uma utilização eficiente dos métodos de estimativa de vida em fadiga no domínio da frequência é recomendado, e dependendo o método, é necessário cumprir alguns

requisitos, onde o sinal no domínio do tempo deve ser um sinal randômico, estacionário e Gaussiano.

Nos tópicos a seguir serão detalhadas as etapas e ferramentas necessárias para adequação das informações obtidas sobre o ciclo de fadiga, para o processo de estimativa de fadiga por métodos no domínio espectral. O desenvolvimento matemático e equacionamento contido nesta seção estão baseados nos trabalhos desenvolvidos por Hammond (1999), Lee (2005), Newland (1994).

2.4.1. Aspectos de um carregamento randômico no domínio do tempo

Todo sistema mecânico tem uma resposta previsível quando submetido a uma excitação dinâmica, sendo esta excitação uma função senoidal, degrau, impulso e entre outras que são conhecidas e previsíveis. Entretanto, quando essa excitação do sistema, $x(t)$, não tem um padrão pré-determinado, ou possa ser previsto de forma precisa, consideramos que o sistema está sob uma excitação randômica e este carregamento só pode ser descrito de forma probabilística.

Normalmente as excitações randômicas estão relacionadas às interferências do ambiente ao qual a estrutura está submetida. No caso em estudo, uma das estruturas é utilizada no ambiente rural e está sob influência de estradas, carreadores e talhões irregulares devido à incidência de chuvas, animais e pelas características do solo.

Para obter uma informação probabilística de uma excitação é necessário calcular a função densidade de probabilidade (PDF) do histórico no domínio do tempo, $x(t)$, através de suas propriedades estatísticas.

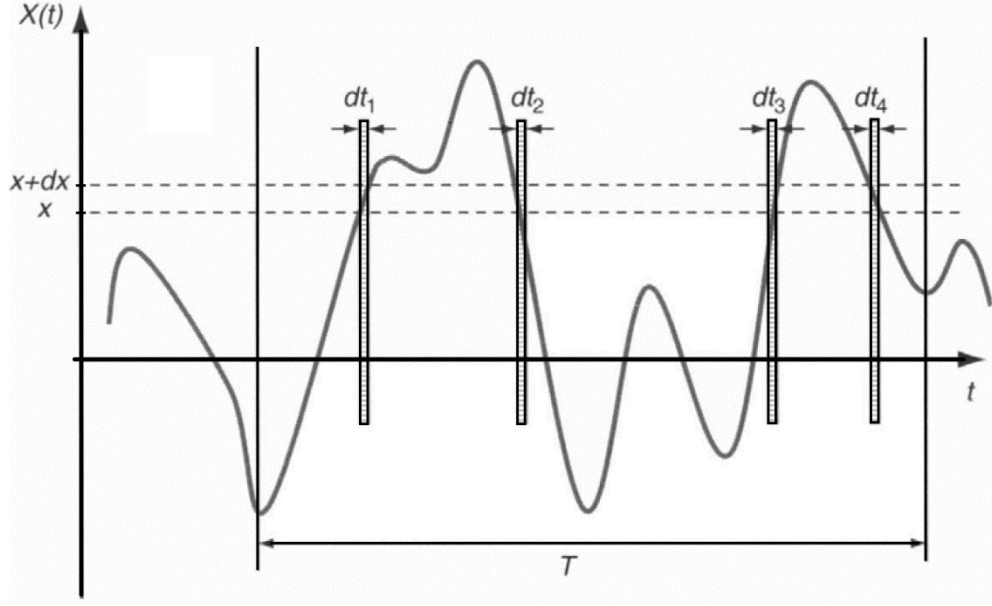


Figura 8 – Sinal randômico de excitação, $x(t)$, dividido em pequenas amostras temporais que auxiliam na determinação da PDF do sinal.

Fonte: Lee (2005)

A determinação da PDF normalmente se inicia separando um período, T , dentro de um sinal de excitação, $x(t)$, conforme Figura 8. E, em seguida a amplitude deste sinal é dividida em pequenas amostras (*bins*) que ocorrem dentro de um intervalo de amplitude x e $(x + dx)$, nos intervalos de tempo dt_1 , dt_2 , dt_3 e dt_4 . A determinação da probabilidade da ocorrência da amplitude de resposta, onde $x \leq x(t) \leq x + dx$, é calculada por:

$$P[x \leq x(t) \leq x + dx] = \frac{dt_1 + dt_2 + dt_3 + dt_4}{T} \quad (2.12)$$

de forma geral, com T tendendo ao infinito, a PDF, $f(x)$, é apresentada pela Eq. 2.13 manipulando a Eq. 2.12. Outras propriedades estatísticas como a média, μ_x , e a variância, σ_x^2 , deste sinal também podem ser calculadas conforme Eq. 2.14 e Eq. 2.15:

$$f(x \leq x(t) \leq x + dx) = \frac{\sum_{i=1}^n dt_i}{T} \quad (2.13)$$

$$\mu_x = \int_{-\infty}^{\infty} xf(x)dx \cong \frac{1}{T} \int_0^T x(t)dt \quad (2.14)$$

$$\sigma_x^2 = \int_{-\infty}^{\infty} [x - \mu_x]^2 f(x) dx \cong \frac{1}{T} \int_0^T [x(t) - \mu_x]^2 dt \quad (2.15)$$

Considerando que $\mu_x = 0$, σ_x é o valor eficaz (*root mean square* – *RMS*) do processo randômico $x(t)$, onde o RMS é um valor que representa a potência média do sinal randômico.

Um sinal randômico não necessariamente é obtido em uma medição ou simulação única e ininterrupta. É possível construir um sinal através da composição de diferentes sinais que representam variados tipos de solicitações de fadiga, que juntas representam o ciclo completo de fadiga. A estratégia de composição do sinal de excitação de fadiga é frequentemente utilizada em um ambiente de engenharia, como por exemplo, no setor de desenvolvimento de máquinas agrícolas as estruturas são submetidas a diferentes condições de solo e carga durante exercício de sua função.

Um exemplo de roteiro de trabalho de um pulverizador automotriz, desde a saída até o seu retorno à garagem, temos diferentes solicitações possíveis:

- $x_1(t)$ - Translado em estrada de chão batido/carreador (solo com pedregulhos) até a região em que será feita a aplicação do defensivo agrícola. Condição de carga do reservatório de defensivo agrícola: cheio;
- $x_2(t)$ - Aplicação de defensivo com translado em talhão (solo acidentado e com diferentes tipos de relevos) até esgotar o reservatório de defensivo agrícola (operação se repete diversas vezes);
- $x_3(t)$ - Translado em estrada de chão batido/carreador (solo com pedregulhos) para retorno até a garage. Condição de carga do reservatório de defensivo agrícola: vazio;

A rotina descrita acima é um exemplo que representa um processo de fadiga que se repete diversas vezes durante os ciclos de trabalho da máquina. A composição do sinal randômico completo de excitação de fadiga pode ser feita medindo o sinal de cada etapa do processo de forma separada, $x_i(t)$, e ao final compor tudo em um único sinal,

$x(t)$, que represente da melhor maneira possível o ciclo de fadiga. Sendo que, $x_2(t)$ é acoplado ao final de $x_1(t)$, e $x_3(t)$ ao final de $x_2(t)$, conforme Figura 9.

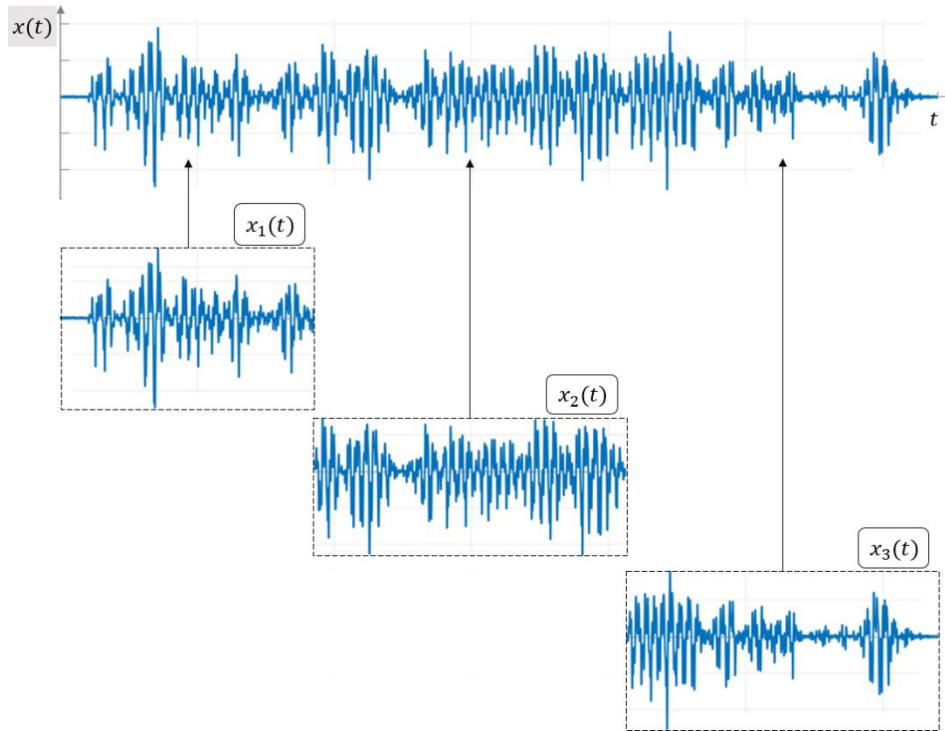


Figura 9 – Criação de um sinal de excitação randômico, $x(t)$, que represente o ciclo de fadiga. Sinal obtido pela composição das amostragens de excitações consecutivas de diferentes operações do ciclo de trabalho da estrutura.

Os requisitos mencionados anteriormente para considerar que o sinal composto, $x(t)$, é um processo randômico no domínio do tempo, são:

- Processo Gaussiano: as variáveis aleatórias da composição randômica devem estar associadas à uma entrada contínua e devem ter uma distribuição estatística normal.
- Processo estacionário: quando a composição randômica não possui variação das suas propriedades estatísticas no decorrer do tempo, ou seja, a média e variância da amplitude do sinal não variam.
- Processo ergódico: é um processo estacionário em que uma amostra estatística deste é uma representação estatística do resto da composição randômica.

A função de autocorrelação de um sinal, $R(\tau)$, onde $\tau = |t_2 - t_1|$, é utilizada para encontrar padrões de repetição dentro de um sinal randômico no domínio do tempo, como a sua periodicidade. O resultado do cálculo desta função é a esperança matemática do produto $x(t) \times x(t + \tau)$, que é representado como:

$$R(\tau) = E[x(t)x(t + \tau)] \quad (2.16)$$

O coeficiente de correlação, ρ , entre $x(t)$ e $x(t + \tau)$ é dado por (Lee, 2005):

$$\rho = \frac{R_x(\tau) - \mu_x^2}{\sigma_x^2} \quad (2.17)$$

O valor encontrado na Eq. 2.17 indicará a correlação entre os diferentes períodos do sinal. Sendo que, caso $\rho = \pm 1$, significa que existe uma correlação perfeita entre $x(t)$ e $x(t + \tau)$, e caso $\rho = 0$, não existe correlação entre as variáveis, (Dirlik, 1985).

2.4.2. Análise espectral pela transformada de Fourier

Considerando que qualquer função no domínio do tempo pode ser representada por uma somatória de ondas senoidais de variadas amplitudes, frequências e fase, segundo Hammond (1999), a função $x(t)$, com período T , pode ser representada como uma série de Fourier, por:

$$x(t) = \sum_{k=1}^{\infty} C_k e^{i2\pi kt/T} \quad (2.18)$$

onde o coeficiente, C_k , é dado por:

$$C_k = \frac{1}{T} \int_{-T/2}^{T/2} x(t) e^{i2\pi kt/T} dt \quad (2.19)$$

a frequência harmônica, ω_k , do modo k de vibrar, é $\omega_k = 2\pi k/T$ e pode ser representada por:

$$\Delta\omega = \frac{2\pi}{T} \quad (2.20)$$

Quando o período T tende ao infinito, a variação da frequência se torna infinitesimal e pode ser representada por $d\omega$, assim, a somatória da Eq. 2.18 se torna uma integral e é escrita pelas transformadas de Fourier, $x(t)$ e $X(\omega)$, abaixo:

$$X(\omega) = \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{\infty} x(t)e^{-i\omega t} dt \quad (2.21)$$

$$x(t) = \int_{-\infty}^{\infty} X(\omega)e^{i\omega t} d\omega \quad (2.22)$$

2.4.3. Densidade espectral

Considerando a tratativa de um carregamento randômico no domínio da frequência, algumas características básicas deste sistema, que já foram explicadas, devem ser levadas em conta: esta função não é periódica, não possui limitação para o tamanho de amostra, e usualmente não satisfaz a condição a seguir.

$$\int_{-\infty}^{\infty} |x(t)| dt < \infty \quad (2.23)$$

Entretanto, por não ser possível a aplicação da transformada de Fourier neste caso, a estratégia adotada para contornar o problema é calcular a transformada de Fourier da função de autocorrelação, $R(\tau)$, demonstrada no item 2.4.1. Esta opção se torna viável com a normalização do processo randômico (NEWLAND, 1994), $x(t)$, e ajuste do valor médio da função para zero, assim, tem-se:

$$R_x(\tau \rightarrow \infty) = 0 \quad (2.24)$$

satisfazendo a condição da Eq. 2.23, representada por:

$$\int_{-\infty}^{\infty} |R_x(\tau)| d\tau < \infty \quad (2.25)$$

Com a possibilidade de aplicar a transformada de Fourier na Eq. 2.25, temos o que pode ser chamado de par da transformada de Fourier:

$$S_X(\omega) = \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{\infty} R_x(\tau) e^{-i\omega\tau} d\tau \quad (2.26)$$

$$R_x(\tau) = \int_{-\infty}^{\infty} S_X(\omega) e^{i\omega\tau} d\omega \quad (2.27)$$

onde $S_X(\omega)$ é a densidade espectral de um processo randômico normalizado e tem como característica mais importante a sua amplitude média, representada pela nomenclatura RMS. Parâmetro este que pode ser determinado através do cálculo da área abaixo da função de densidade espectral representada pela Eq. 2.28 e ilustrado na Figura 10.

$$E[X^2] = R_x(0) = \int_{-\infty}^{\infty} S_X(\omega) d\omega = \sigma_x^2 \quad (2.28)$$

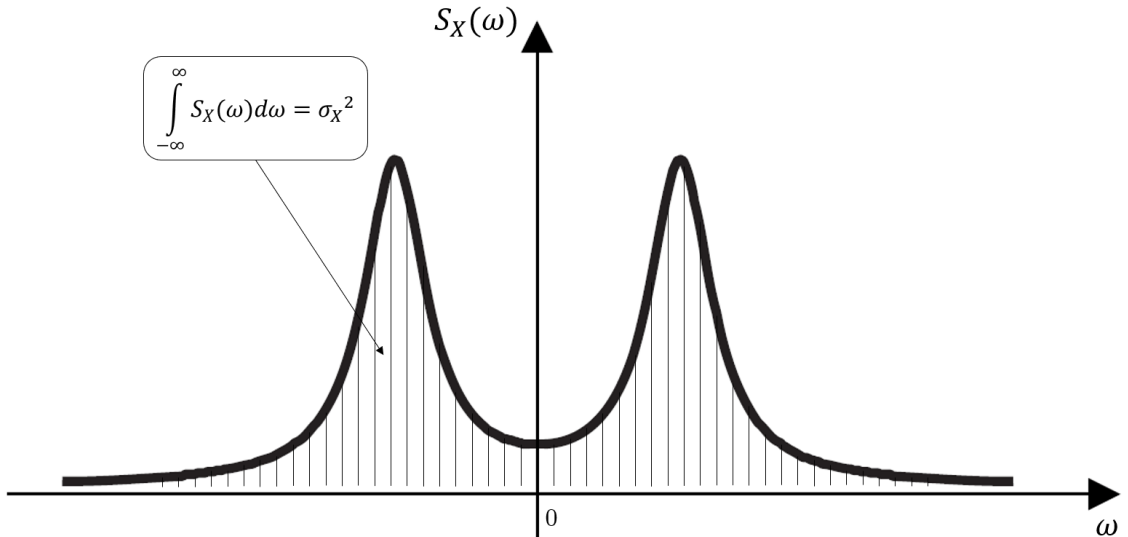


Figura 10 – Densidade espectral e RMS de um processo randômico normalizado.

Outra forma de representar a função de densidade espectral, $S_X(\omega)$, é fazer com que a variação da frequência ocorra no intervalo de zero até o infinito e não contenha

frequência negativa, pois a ideia de frequência negativa não possui significado físico. Portanto, a representação da frequência passa a ser feita em hertz (ciclos/segundo) ao invés de radianos/segundo, onde $f = \omega/2\pi$, assim, a função de densidade espectral, $S_X(\omega)$, é transformada em uma função equivalente, $W_X(f)$, conhecida como PSD (*Power Spectral Density*):

$$E[X^2] = \sigma_x^2 = \int_0^{\infty} W_X(f) df \quad (2.29)$$

onde:

$$W_X(f) = 4\pi S_X(\omega) \quad (2.30)$$

2.4.4. Análise de banda de frequência do sinal randômico

A distinção entre um processo randômico de banda-larga (*wide-band*) e banda-estreita (*narrow-band*) é dada, conforme seu nome sugere, pelo tamanho da banda de frequência encontrada no espectro deste sinal randômico. A análise de tamanho da banda de frequência se inicia estudando o sinal randômico no domínio do tempo e as mudanças de inclinação da curva deste sinal. Pois, em um processo cíclico de banda estreita as mudanças cíclicas de inclinação ocorrem de forma suavizada, e o processo de banda larga possui mudanças na inclinação na curva de forma mais frequente.

Segundo Lee (2005), para um processo contínuo e estacionário a probabilidade de cruzamentos do eixo x , com inclinação positiva da curva em um intervalo infinitesimal de tempo, é dado por:

$$P(A) = v_a^+ dt \quad (2.31)$$

onde v_a^+ é a taxa em que a curva cruza o eixo x com inclinação positiva. Considerando que A representa um número de cruzamentos, $x = a$, em um intervalo de tempo dt ,

para qualquer amostra randômica $x(t)$. A probabilidade do evento A , $P(A)$, só existe se:

$$a - x(t) < x(t) < a \quad \text{e} \quad \dot{x}(t) > 0$$

Se o sinal randômico $x(t)$ for gaussiano, v_a^+ pode ser representado por:

$$v_a^+ = \frac{1}{2\pi} \frac{\dot{\sigma}_x}{\sigma_x} e^{\frac{-a^2}{2\sigma^2}} \quad (2.32)$$

Desta forma, a representação da taxa em que o sinal cruza o eixo x com inclinação positiva, $E[0^+]$, é encontrada substituindo $a = x = 0$, na Eq. 2.32.

$$E[0^+] = \frac{1}{2\pi} \frac{\dot{\sigma}_x}{\sigma_x} \quad (2.33)$$

substituindo a Eq. 2.29 e sua derivada na equação anterior,

$$E[0^+] = \sqrt{\frac{\int_0^\infty f^2 W_X(f) df}{\int_0^\infty W_X(f) df}} \quad (2.34)$$

Analogamente, a expectativa de ocorrência de picos, $E[P]$, é encontrada analisando a característica da velocidade do processo randômico $\dot{x}(t)$, desta forma a taxa de ocorrência de picos da curva $x(t)$, é dada por:

$$E[P] = \frac{1}{2\pi} \frac{\ddot{\sigma}_x}{\dot{\sigma}_x} \quad (2.35)$$

substituindo a derivada da Eq. 2.29 e sua segunda derivada na equação anterior,

$$E[P] = \sqrt{\frac{\int_0^\infty f^4 W_X(f) df}{\int_0^\infty f^2 W_X(f) df}} \quad (2.36)$$

Com a análise de inversão de inclinação da curva e da taxa de cruzamento do eixo x , $x(t) = 0$, é possível inferir sobre o tamanho da banda de frequência do sinal. Um processo com banda-estreita tem um pico de amplitude para cada mudança de

inclinação, ou seja, $E[0^+] = E[P]$, igualdade que não é válida para um processo com banda-larga.

Para medir a irregularidade de um sinal randômico, conforme mencionado no parágrafo anterior, o fator de irregularidade, γ , calcula uma relação entre a taxa de picos e a taxa de cruzamento do eixo x , e é dado por:

$$\gamma = \frac{E[0^+]}{E[P]} \quad (2.37)$$

Considerando $\gamma \rightarrow \infty$, significa que existe um número infinito de picos para cada cruzamento do eixo e por consequência este processo tem uma banda-larga de frequência. Caso $\gamma = 1$, significa que o processo tem uma banda-estreita, pois tem um pico para cada cruzamento do eixo x . O significado do fator de irregularidade fica mais claro analisando a Figura 11 abaixo.

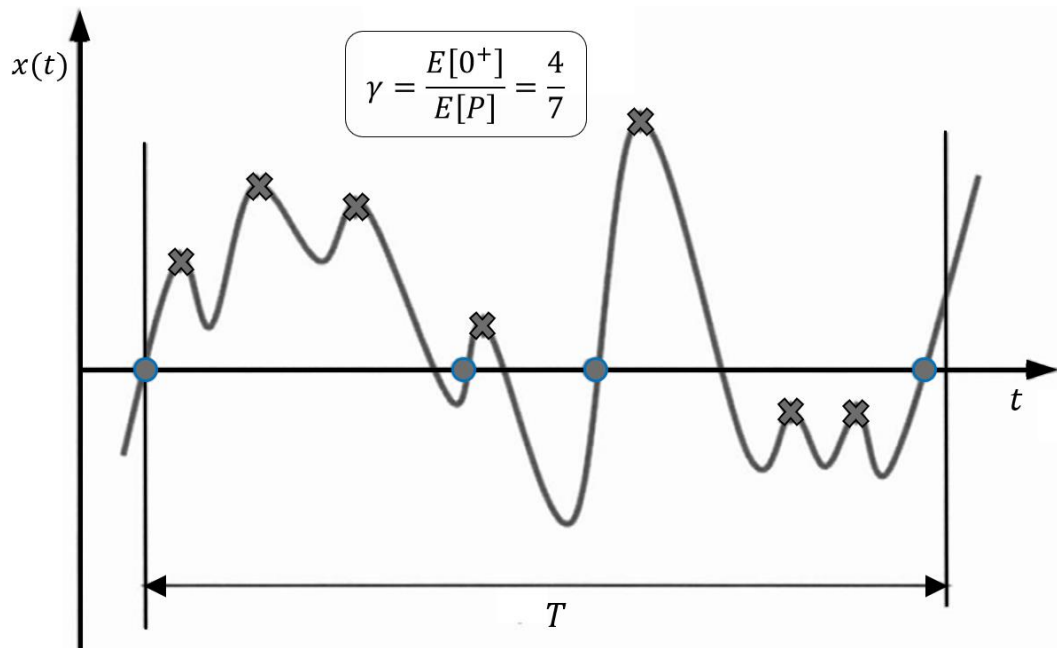


Figura 11 – Cálculo do fator de irregularidade, γ , de um processo randômico $x(t)$.

Fonte: Adaptado de Lee (2005)

O cálculo do fator de irregularidade é realizado contabilizando o número de picos, representado por um X na Figura 11, e o pelo número de vezes que o sinal cruza o eixo x , representado por um círculo. Entretanto, pensando em um sinal extenso essa contabilização é feita pela razão entre as Eq. 2.34 e Eq. 2.36.

2.4.5. Método de estimativa de dano por fadiga proposto por Dirlik

O objetivo principal dos métodos espectrais de estimativa de fadiga é evitar o uso de sinais transientes de excitação de fadiga muito extensos, algo que é recorrente e, muitas vezes necessário em estimativas pelo método de Rainflow. Amostras temporais que são obtidas através de diversas medições de campo, pistas de ensaio de durabilidade e outras situações que representam as solicitações da estrutura durante exercício de sua função. Visto que, compondo esses sinais transientes é possível criar o sinal de excitação que representa o ciclo de fadiga da estrutura.

Diferente de métodos que utilizam históricos temporais de excitação de fadiga, os métodos no domínio da frequência utilizam a densidade espectral de potência (PSD) deste sinal para representar o ciclo de fadiga. Por conta destas dificuldades, Dirlik (1985) propôs uma metodologia que estima o ciclo de fadiga de uma estrutura baseado em uma função de probabilidade de ocorrência de eventos. Esta metodologia pode ser aplicada tanto em um sinal com banda-larga como em um sinal de banda-estreita de frequência, apesar de, como dito anteriormente, a resposta estatística ser mais eficiente em um processo randômico com uma banda larga de frequência.

Essa estimativa se inicia determinando o PSD do sinal de excitação aleatório de amplitude variável, em seguida, com o auxílio de uma análise pelo MEF, é calculada a função de resposta em frequência (FRF) de tensões do ponto crítico da estrutura. Com a combinação dessas duas informações, é determinado o PSD de tensões no ponto crítico da estrutura, função essencial na determinação da PDF de amplitude de tensões pelo método proposto por Dirlik.

A PDF de um sinal de amplitude de tensões é calculada conforme explicado no item 2.4.1., e esta função, $f_i(\sigma_a)$, tem como resposta a probabilidade da tensão σ_a , ocorrer em um processo randômico. Esta função densidade de probabilidade pode ser representada pela Eq. 2.38, manipulando a Eq. 2.13.

$$f_i(\sigma_a) = \frac{n_i}{\sum_{i=1}^n n_i} \quad (2.38)$$

O estudo feito por Dirlik analisou o comportamento da PDF e do Rainflow de amplitude de tensões para mais de 60 processos, com o auxílio das simulações de Monte Carlo, onde os processos tinham diferentes características do espectro de potência. O intuito desta análise era viabilizar a aplicação do método de estimativa da PDF de amplitude de tensões para processos com banda-larga e banda-estreita de frequência.

A validação deste método foi feita computando as diferentes distribuições de amplitude de tensões no domínio do tempo através da contagem de ciclos por Rainflow, e ajustando uma expressão geral para a PDF com base nos 0º, 1º, 2º e 4º momentos espectrais.

A PDF proposta por Dirlik (1985), conforme Eq. 2.39, é composta por uma combinação ponderada entre uma função exponencial e duas distribuições de Rayleigh. Sendo que, uma das distribuições avalia a baixa frequência e a outra a alta frequência de excitação do ciclo de fadiga.

$$f(\sigma_a) = p(\sigma_a) = \frac{D_1}{2Q\sqrt{M_0}} e^{\frac{-Z^2\sigma_a^2}{2R^2}} + \frac{D_2Z}{2R^2\sqrt{M_0}} e^{\frac{-Z^2\sigma_a^2}{2R^2}} + \frac{D_3Z}{2\sqrt{M_0}} e^{\frac{-Z^2\sigma_a^2}{2}} \quad (2.39)$$

Visto que, os n momentos espectrais do carregamento analisado, são representados por:

$$M_n = \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{\infty} \omega^n S_X(\omega) d\omega \quad (2.40)$$

Os momentos espectrais, M_n , são obtidos através das derivadas da função de autocorrelação e densidade espectral, Eq. 2.26 e Eq. 2.27 respectivamente. E, são representadas de forma geral pela Eq. 2.41 a seguir:

$$(-1)^n \frac{d^n R_x(\tau)}{d\tau^n} = \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{\infty} \omega^n S_X(\omega) e^{i\omega\tau} d\omega \quad (2.41)$$

substituindo $\tau = 0$ na Eq. 2.41, tem-se:

$$M_0 = R_x(0) = \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{\infty} S_X(\omega) d\omega \quad (2.42)$$

$$M_1 = -\dot{R}_x(0) = \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{\infty} \omega S_X(\omega) d\omega \quad (2.43)$$

$$M_2 = \ddot{R}_x(0) = \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{\infty} \omega^2 S_X(\omega) d\omega \quad (2.44)$$

$$M_4 = R^4_x(0) = \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{\infty} \omega^4 S_X(\omega) d\omega \quad (2.45)$$

Os fatores ponderadores, determinados empiricamente são descritos como:

$$D_1 = \frac{2(X_m - \gamma^2)}{1 + \gamma^2} \quad (2.46)$$

$$D_2 = \frac{1 - \gamma - D_1 + D_1^2}{1 - R} \quad (2.47)$$

$$D_3 = 1 - D_1 - D_2 \quad (2.48)$$

$$Q = \frac{1.25(\gamma - D_3 - D_2 R)}{D_1} \quad (2.49)$$

$$R = \frac{\gamma - X_m - D_1^2}{1 - \gamma - D_1 + D_1^2} \quad (2.50)$$

visto que, o fator de irregularidade, γ , que está representado na Eq. 2.37, pode ser reescrito, como:

$$\gamma = \frac{M_2}{\sqrt{M_0 M_4}} \quad (2.51)$$

e a frequência principal do sinal aleatório é definida por X_m :

$$X_m = \frac{M_1}{M_0} \sqrt{\frac{M_2}{M_4}} \quad (2.52)$$

por último, a amplitude de tensão normalizada, Z :

$$Z = \frac{1}{2\sqrt{M_0}} \quad (2.53)$$

Determinada a PDF de amplitude de tensões, $p(\sigma_a)$, o modelo de acúmulo de dano proposto por Dirlik, em função de um intervalo de tempo τ , pode ser escrito manipulando a Eq. 2.11. Desta maneira, com base na metodologia proposta por Palmgren-Miner, o dano pode ser representado conforme Eq. 2.54:

$$D_t = \frac{E[P]\tau}{k} \sum_{i=1}^n p(\sigma_a) \sigma_{a,i}^m \quad (2.54)$$

onde a expectativa de picos por unidade de tempo, $E[P]$, pode ser escrita modificando a Eq. 2.36:

$$E[P] = \sqrt{\frac{M_4}{M_2}} \quad (2.55)$$

desta forma, o número de ciclos em τ segundos é dado por:

$$E[N] = E[P]\tau \quad (2.56)$$

Conforme Ragan e Manuel (2007), em algumas ocasiões é usual representar o dano estrutural como função de uma carga equivalente de fadiga (EFL), isso é possível manipulando a Eq. 2.5, conforme Eq. 2.57:

$$EFL = \sum_{i=1}^n p(\sigma_a) \sigma_{a,i}^m \quad (2.57)$$

e substituindo as Eq. 2.56 e 2.57 na Eq. 2.54, tem-se:

$$D_t = \frac{E[N]}{k} EFL \quad (2.57)$$

que é uma forma alternativa à Eq. 2.54 para representar a função para contabilização do dano acumulado conforme método de estimativa de fadiga proposto por Dirlik.

Neste capítulo foram detalhadas as teorias que foram utilizadas no desenvolvimento desta pesquisa, e a forma com que este conteúdo é utilizado em cada metodologia de estimativa de fadiga. No próximo capítulo será apresentado o projeto e o desenvolvimento dos ensaios realizados em bancada, com o auxílio de um atuador hidráulico, e calibração dos parâmetros de entrada do modelo de análise computacional pelo MEF.

3. DESENVOLVIMENTO DO PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL EM BANCADA

O desenvolvimento de um ensaio de fadiga utilizando um atuador hidráulico (*shaker*) como ferramenta de excitação, tem como objetivo obter informações sobre os parâmetros da estrutura, auxiliar na validação das respostas do modelo FEA e na validação das estimativas de fadiga pelos métodos propostos.

Este processo se inicia com o projeto da estrutura que será ensaiada, seguido de uma análise modal pelo MEF para definição dos modos de vibrar da estrutura e suas frequências naturais. Frequências naturais da estrutura que são utilizadas como informação base para definição das frequências de excitação do sinal randômico de entrada do ensaio de fadiga. O que possibilita acelerar a falha por fadiga da estrutura através da amplificação das respostas dinâmicas do corpo de prova durante o ensaio.

Antes da construção e montagem do dispositivo na bancada, é necessário medir o sinal de excitação diretamente no atuador hidráulico para confirmar se o sinal teórico projetado para o teste está sendo reproduzido no experimento. Confirmando a hipótese, este sinal medido será utilizado como informação de entrada da análise dinâmica transiente (TDA) pelo MEF, e como informação base para o cálculo da PSD de excitação da estrutura.

Após montagem do dispositivo no *shaker*, são medidas as acelerações de excitação do dispositivo e a resposta dinâmica do corpo de prova de forma simultânea. Sinais utilizados para cálculo da função de transferência do sistema mecânico projetado, informação essencial para calibração da resposta do modelo virtual pelo MEF.

Com as informações obtidas e calibração do modelo FEA, o último passo é utilizar os resultados de durabilidade em bancada de testes para validação das estimativas de fadiga pelas metodologias propostas. Validação que se dá comparando o resultado estatístico de falha da estrutura durante o ensaio de durabilidade com as estimativas de vida em fadiga pelos métodos de Rainflow e Dirlik.

Caso necessário, é possível realizar um estudo de causas das variações dos resultados e uma possível calibração dos parâmetros teóricos utilizados, como por

exemplo a tensão limite de fadiga do material, S_f . Entretanto, apesar de ser possível uma determinação mais precisa desta variável com auxílio de um ensaio de fadiga, este não é um ensaio trivial e não é determinante para objetivo primário desta pesquisa, que está voltado ao uso dos resultados do ensaio de durabilidade como base de validação das metodologias de estimativa de fadiga.

3.1. Projeto do Corpo de Prova e do Dispositivo de Teste

A maior preocupação desta etapa é o controle da resposta dinâmica da estrutura às excitações do atuador hidráulico durante o teste em bancada. Controle que é dependente do projeto do dispositivo e do corpo de prova, bem como das propriedades da matéria-prima utilizada para construção destas estruturas.

Para que o ensaio de durabilidade seja realizado de forma eficiente, o dispositivo responsável pelo acoplamento do corpo de prova no atuador hidráulico foi projetado para ser rígido o suficiente para não interferir na resposta dinâmica do corpo de prova. Além disso, visando uma redução do tempo de execução do ensaio, o dispositivo é projetado para acoplar múltiplos corpos de prova de forma simétrica em cada ciclo de durabilidade.

Outro fator importante para realização do experimento, é acelerar a ocorrência da falha por fadiga no corpo de prova para reduzir o tempo e custo para obtenção do resultado do ensaio de durabilidade. Desta maneira, para acelerar este processo, além da amplificação da resposta dinâmica da estrutura, foi inserido um concentrador de tensão geométrico, k_t , na região de máxima tensão do corpo de prova, conforme destacado na Figura 12.

Entretanto, no decorrer deste processo é necessário ter atenção com o aumento excessivo da tensão na região crítica do espécime para evitar uma falha por fadiga de baixo ciclo, ou então, uma falha por escoamento ou ruptura do material. O sinal de tensão no ponto crítico do corpo de prova projetado é apresentado no decorrer desta seção, na Figura 16.

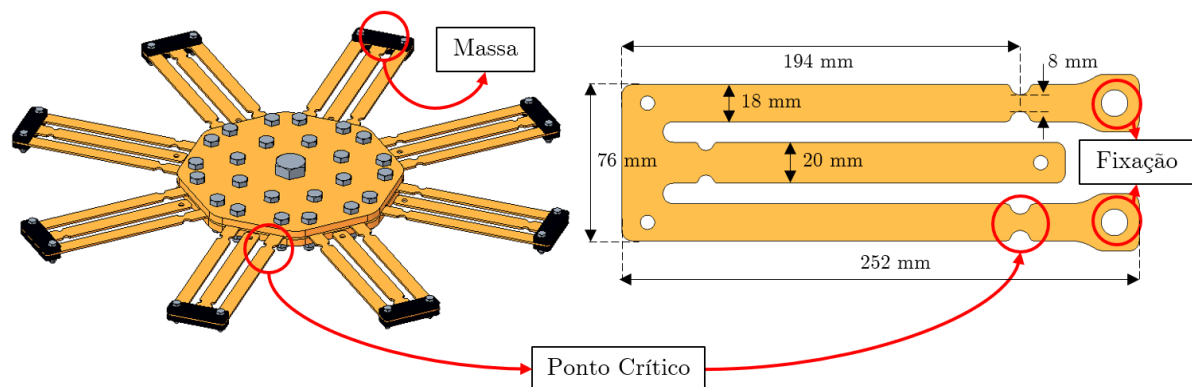


Figura 12 – Ilustração do dispositivo, com as cotas das dimensões do corpo de prova projetado para o ensaio de fadiga.

A estrutura projetada para o ensaio de durabilidade, detalhada na Figura 12, é fabricada com espessura de $2,65 \text{ mm}$ em aço NBR 6656 – LNE38, as propriedades desse material estão detalhadas na Tabela 2. Junto com o entalhe geométrico, uma massa concentrada com $0,1575 \text{ kg}$ é adicionada à extremidade do espécime, com objetivo de reduzir a frequência do modo natural de flexão da estrutura.

A haste central do espécime possui uma furação e um entalhe, detalhes que foram projetados para possíveis futuras análises com acoplamento de massa na furação prevista. Entretanto, para o presente trabalho essa haste influencia nos valores das frequências naturais do espécime e na forma de resposta do segundo modo de vibrar, onde a resposta da haste central fica defasada com a resposta das hastes laterais.

De forma complementar, a peça é projetada propositalmente com inércia de flexão menor do que a inércia de torção, para que os modos naturais de flexão sejam mais evidentes. Estratégia adotada para evitar a incidência de tensões multiaxiais no ponto crítico da estrutura, ou seja, fazer com que as tensões relevantes sejam uniaxiais de tração e compressão no concentrador geométrico do espécime.

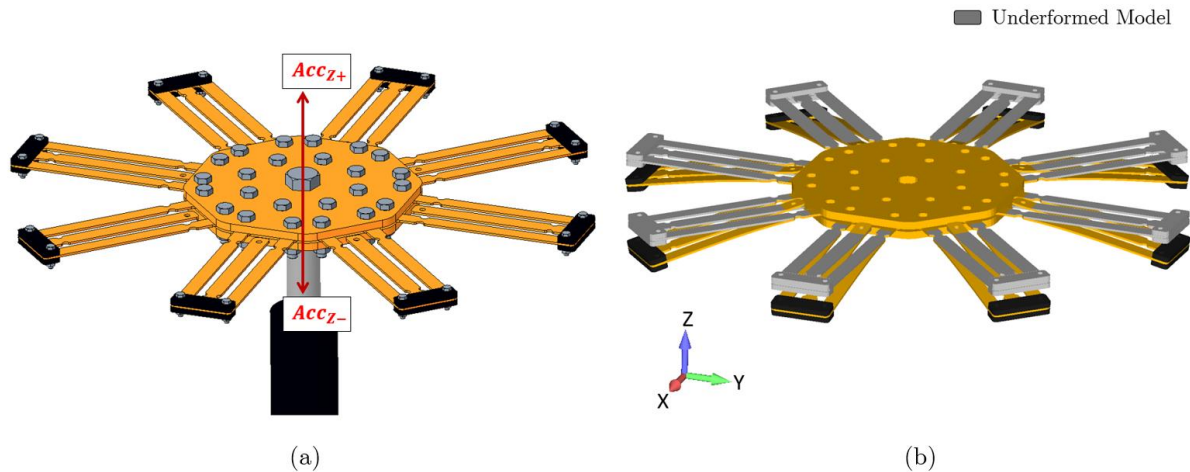


Figura 13 – (a) Direção uniaxial de atuação do atuador hidráulico no eixo Z. (b) Perfil de deformação de flexão do corpo de prova como resposta à excitação uniaxial do atuador hidráulico.

A peça é projetada para impor que o modo da resposta ao carregamento dinâmico uniaxial, conforme Figura 13(a), seja puramente de flexão, conforme Figura 13(b). Desta maneira, reduzindo a relevância das tensões multiaxiais no dano causado à estrutura e, por consequência, na validação da estimativa da tensão limite de fadiga do material.

Para auxiliar no dimensionamento proposto, foram executados ensaios de tração em cada um dos vinte e quatro espécimes após falharem durante ensaio de durabilidade. Deste ensaio de tração monotônico, conforme ASTM (2013), são determinadas: curva de tensão-deformação do material, parâmetros de entrada da análise computacional pelo MEF e o desvio padrão de cada variável determinada.

Tabela 2 – Resultado do ensaio de tração do corpo de prova de Aço NBR 6656 - LNE38

<i>Propriedades Mecânicas – Aço NBR 6656 – LNE38</i>	
Módulo de Elasticidade [GPa]	208,0 ± 8,0
Tensão Limite de Escoamento [MPa]	407,2 ± 10,5
Tensão Limite de Ruptura [MPa] (S_{ut})	504,1 ± 9,1
Deformação na Falha [%]	27,9 ± 1,2

Com os dados listados na Tabela 2, é possível estimar de forma teórica a tensão limite de fadiga do aço NBR 6656 – LNE38, sendo dispensável a determinação deste parâmetro de forma empírica por ensaio de fadiga, que é um ensaio extensivo e com alto custo de execução. Entretanto, caso o objetivo principal desta pesquisa fosse a

correlação mais precisa possível das estimativas de fadiga com o resultado estatístico do ensaio de durabilidade, seria indispensável experimentar o material para determinação da curva S-N, Figura 4.

A estimativa deste parâmetro é baseada na tensão de ruptura do material, S_{ut} , contida na curva de tensão-deformação. Quando não for possível a execução do ensaio de tração para determinar a curva de tensão-deformação do material, existe a possibilidade de utilizar dados normatizados sobre o material, auxiliados pela Eq. 2.4, para estimar a tensão limite de fadiga, S_f , de forma totalmente teórica.

Segundo Budynas e Nisbett (2011), alguns fatores modificadores são determinantes para estimativa da tensão de fadiga do material. Esses fatores estão vinculados às condições de contorno da estrutura, processos de fabricação da matéria-prima e do ambiente em que o sistema está submetido. Os fatores modificadores e a equação para estimativa da tensão limite de fadiga estão detalhados a seguir:

$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_e k_f S'_e \quad (3.1)$$

onde, S_e é a tensão limite de fadiga do material, levando em consideração os fatores modificadores. E, S'_e é a tensão limite de fadiga estimada em teste de viga rotativa, e tem valor determinado por $S'_e = 0,5S_{ut}$, quando $S_{ut} \leq 1400$ MPa. Os fatores modificadores são:

k_a é o fator de modificação de condição de superfície;

k_b é o fator de modificação de tamanho;

k_c é o fator de modificação de carga;

k_d é o fator de modificação de temperatura;

k_e é o fator de confiabilidade;

k_f é o fator de modificação por efeitos diversos;

além disto, k_a é determinado por:

$$k_a = a S_{ut}^b \quad (3.2)$$

em que, S_{ut} é a tensão limite de ruptura do material, a e b são constantes definidas pelo acabamento superficial do processo de fabricação da estrutura, e estão listadas na Tabela 3 (Budynas; Nisbett, 2011).

Tabela 3 – Parâmetros para o fator de modificação de superfície

<i>Acabamento Superficial</i>	<i>Fator a</i>	<i>Expoente b</i>
Retificado	1,58	−0,085
Usinado ou laminado a frio	4,51	−0,265
Laminado a quente	57,7	−0,718
Forjado	272	−0,995

O material escolhido para concepção da estrutura é fabricado por laminação a quente. Portanto, utilizando o valor de S_{ut} somado à dois desvios padrão, conforme Tabela 2, $a = 57,7$, $b = -0,718$, e a Eq. 3.2. O valor do fator de modificação de superfície é dado por, $k_a = 57,7 \times 522,3^{-0,718} = 0,645$.

O fator de modificação de tamanho, k_b , é definido primeiramente pelo tipo de carregamento, flexão, torção ou axial, onde, se o carregamento for axial não há efeito de tamanho, sendo $k_b = 1$, e na sequência deve ser calculado por:

$$k_b = \begin{cases} 1,24d^{-0,107} & 2,79 \leq d \leq 51 \text{ mm} \\ 1,51d^{-0,157} & 51 \leq d \leq 254 \text{ mm} \end{cases} \quad (3.3)$$

porém, considerando uma geometria com secção transversal não circular, o diâmetro, d , deve ser adaptado à um diâmetro efetivo, d_e :

$$d_e = 0,808(h \times b)^{0,5} \quad (3.4)$$

desta forma, considerando a secção transversal da estrutura de $18,0 \times 2,65 \text{ mm}$ ($b \times h$), conforme Figura 12, obtém-se um valor de $k_b = 1,03$. Porém, será utilizado $k_b = 1$.

O fator de modificação de carregamento, k_c , é definido por diferentes valores para cada tipo de carregamento, de forma que:

$$k_c = \begin{cases} 1 & \text{flexão} \\ 0,85 & \text{axial} \\ 0,59 & \text{torção} \end{cases} \quad (3.5)$$

e, como no caso em questão a estrutura está sob flexão, o fator $k_c = 1$.

O fator de modificação de temperatura, $k_d = 1$, quando submetido à temperatura ambiente. E, o fator de confiabilidade, $k_e = 1$, considerando um processo com desvio padrão de 8%, e um fator de confiabilidade de 50%. Valores retirados da Tabela 4 (Budynas; Nisbett, 2011).

Tabela 4 – Fator de confiabilidade, k_e , para 8% de desvio padrão

<i>Confiabilidade [%]</i>	<i>Fator de confiabilidade k_e</i>
50	1,000
90	0,897
95	0,868
99	0,814

Por último, o fator modificador de efeitos diversos, k_f , que pode ser afetado por concentradores geométricos, tensões média/estática, oxidação/corrosão e outras influências, será considerado como igual a 1. Pois, as influências de geometria e tensões serão contabilizadas pelo modelo pelo MEF e seus resultados.

Com os fatores modificadores determinados e com as propriedades mecânicas do Aço NBR 6656 – LNE38, porém sendo a favor da segurança e considerando dois desvios padrão para S'_e , a estimativa da tensão limite de fadiga é dada por:

$$S_e = 0,645 \times (0,5 \times 485,9) = 156,7 \text{ MPa} \quad (3.6)$$

Para finalizar o projeto da estrutura em que será realizada a estimativa de fadiga, um cálculo prévio pelo método de elementos finitos é realizado. Cálculo que serve para analisar o correto funcionamento do modelo computacional e a correspondência do gradiente de tensões, conforme gradiente de flexão que é esperado pelo projeto.

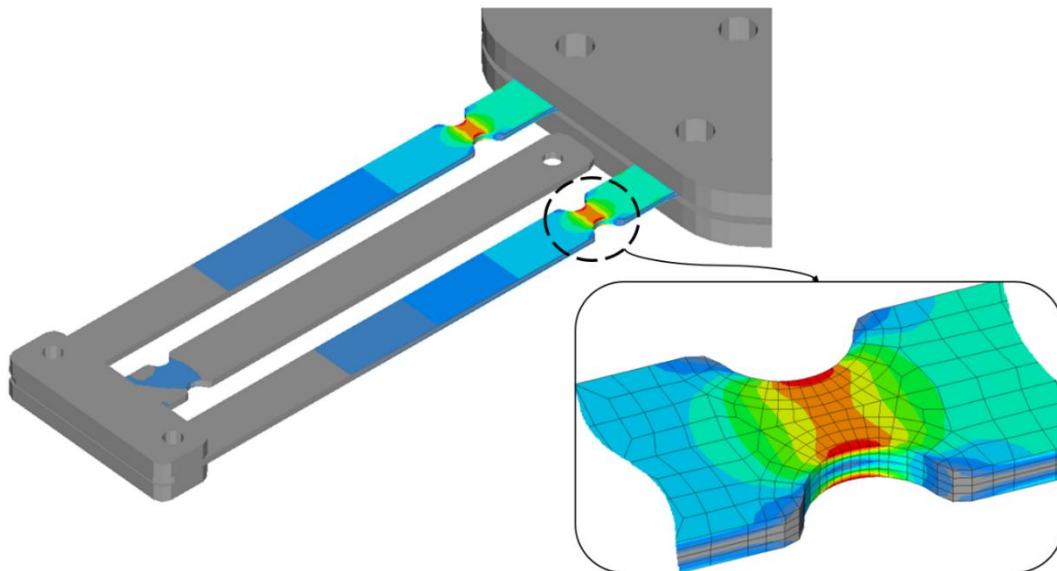


Figura 14 – Gradiente de amplitude de tensão e refinamento de malha de elementos finitos na região crítica.

Portanto, com auxílio do esquema contido na Figura 14, podemos concluir que o gradiente de tensões na peça é o esperado para uma deformação de flexão, com tensões máximas na região de momento máximo, tensões baixas na linha neutra e uma amplificação da tensão na região em que foi feito o entalhe.

3.2. Criação do Sinal Randômico de Excitação da Estrutura

Quando se trata de um ensaio em bancada, algumas adaptações são necessárias para adequar o sinal de excitação do teste com a capacidade do atuador hidráulico, tanto com relação à frequência, como pela amplitude da excitação. Visto que, o sinal de entrada pode ser criado virtualmente ou então medido na estrutura real durante exercício de sua função, e o atuador hidráulico tem suas limitações.

No caso específico, é utilizado um servo atuador hidráulico Brasvávulas que tem como especificações máximas: 25 kN de força, 200 mm de curso, pressão de trabalho de 210 bar , frequência de atuação de 90 Hz e velocidade de avanço da haste de $2,0\text{ m/s}$. Para garantir que as especificações do atuador são suficientes para execução do ensaio proposto, um sinal senoidal é criado com amplitude de deslocamento limitada à um intervalo de $[-3; 3]\text{ mm}$ e uma banda de frequência de excitação de $[0,6; 20]\text{ Hz}$.

O sinal criado é inserido na bancada de controle, e com o auxílio de um acelerômetro Kyowa AS-TB 10G (triaxial) é medido o sinal de excitação do atuador, conforme Figura 15. A medição do sinal de excitação, tem como objetivo confirmar se o sinal criado foi reproduzido integralmente pelo atuador hidráulico, e por consequência confirmar os parâmetros fornecidos pelo fabricante do atuador.

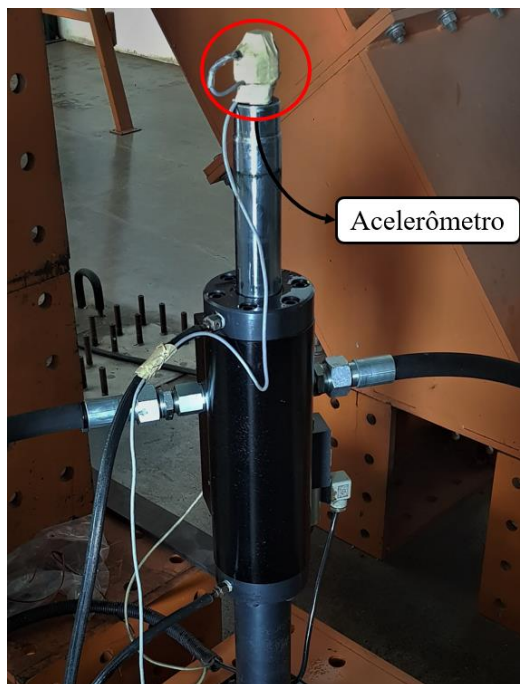


Figura 15 – Medição do sinal de excitação do atuador hidráulico com auxílio de acelerômetro.

Seguindo o mesmo procedimento, o sinal randômico que representa o ciclo de fadiga da estrutura projetada será medido, validado e utilizado como informação de entrada da análise dinâmica transiente (TDA) no modelo FEA. Entretanto, como neste caso a estrutura não possui uma aplicação real é necessário criar um sinal randômico virtual para alimentar o atuador hidráulico. Pois, este dispositivo foi projetado especificamente para determinação dos parâmetros do material e validação do modelo computacional pelo MEF.

O sinal que representará a excitação da estrutura é criado com base na análise modal da estrutura pelo MEF. Etapa que é motivada pelo interesse na amplificação da resposta dinâmica da estrutura de forma controlada. Essa amplificação serve para viabilizar a execução do teste de durabilidade acelerando o processo de fadiga, porém, sem modificar a rigidez da estrutura devido à uma deformação plástica localizada.

Caso ocorra um escoamento pontual no corpo de prova devido à uma amplificação excessiva da tensão, a resposta em frequência da estrutura será modificada por ter sua rigidez alterada. O que comprometeria a correlação entre o resultado do ensaio de durabilidade em bancada com o modelo virtual pelo MEF.

O controle da amplitude de resposta dinâmica da estrutura é feito analisando o nível das tensões da estrutura, informação obtida com a solução da TDA pelo método FEA. Análise transiente que teve como informação de entrada o sinal de excitação do atuador hidráulico. Esta análise tem como requisito manter o sinal transiente de tensões, representado na Figura 16, com amplitude máxima abaixo da tensão limite de escoamento do material do espécime, com suas propriedades detalhadas na Tabela 2.

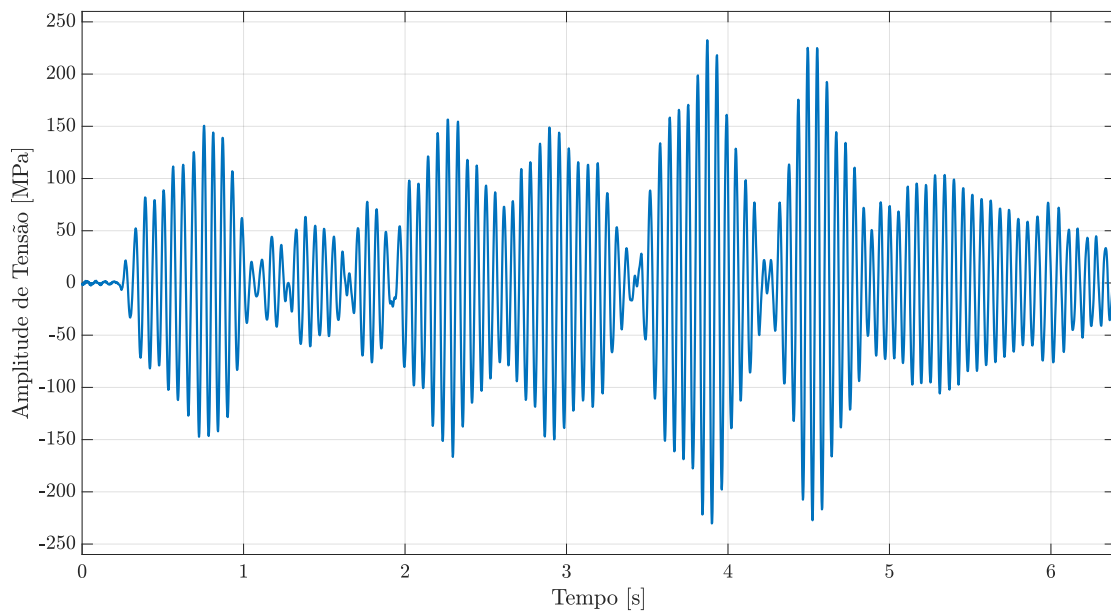


Figura 16 – Sinal de tensão no ponto crítico da estrutura, obtido através da análise dinâmica transiente (TDA) pelo MEF.

O sinal randômico de excitação utilizado como informação de entrada da TDA, tem duração de 6,4 segundos e suas principais frequências de excitação são: 8,7 Hz, 13,7 Hz e 16,2 Hz. Frequências de excitação que foram escolhidas propositalmente a partir da solução de uma análise modal da estrutura pelo MEF, que obteve como resultado 17,8 Hz e 44,7 Hz, como valor das duas primeiras frequências naturais da estrutura.

A extensão do sinal randômico de 6,4 segundos é utilizada para não inviabilizar a execução da TDA. Pois, com um sinal transiente extenso e frequência de excitação da estrutura de 16,2 Hz, seriam necessários muitos passos iterativos para solução da análise. Visto que, para uma representação adequada deste sinal, é necessário que o passo de tempo seja pelo menos quatro vezes maior que a frequência principal de excitação da estrutura, que seria aproximadamente $\Delta t = 0,015$ segundos.

Desta forma, assumindo que a banda de frequência da análise não ultrapassa os 80,0 Hz, foi estipulado um passo de tempo, Δt , de 0,001 segundos para a TDA. Discretização que é suficiente para análise de frequências de excitação e resposta de até 250 Hz. Com $\Delta t = 0,001$ segundos e 6,4 segundos de extensão do sinal randômico, a TDA será subdividida em 6.400 passos de tempo.

Como citado anteriormente, o custo computacional da análise é uma combinação do número de passos de tempo, GDL e complexidade do sistema, por esse motivo a definição do tamanho da amostra temporal é muito relevante ao custo do processo de cálculo e estimativa de fadiga.

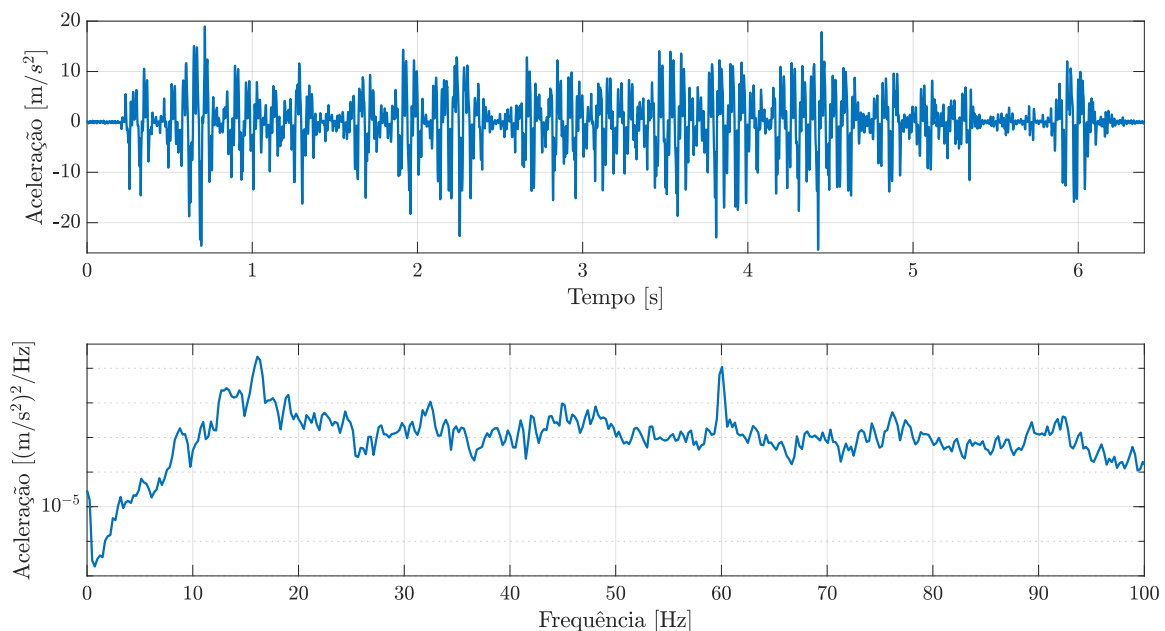


Figura 17 – Sinal transiente de aceleração medido no atuador hidráulico, e abaixo, o PSD deste sinal transiente de excitação.

No gráfico superior da Figura 17, está representado um ciclo de 6,4 segundos de excitação da estrutura medido diretamente no atuador hidráulico, conforme Figura 15. Este sinal transiente tem as características de um processo randômico de amplitude variável e é utilizado como informação de entrada da análise dinâmica transiente (TDA) pelo MEF.

O gráfico inferior da Figura 17, representa a densidade espectral de potência (PSD) do sinal transiente de aceleração medida durante ensaio de durabilidade. Este espectro é determinado a partir do processamento de um sinal transiente de aceleração com extensão de aproximadamente 768 segundos, que equivalem a 120 ciclos do sinal randômico de excitação de fadiga que tem 6,4 segundos de duração. Este espectro de excitação é utilizado pelo método proposto por Dirlik para estimativa da função densidade de probabilidade (PDF) de ocorrência de eventos. Vale ressaltar que o pico de amplitude da resposta na frequência de 60 Hz, é consequência de um ruído no espectro devido à frequência da corrente alternada da rede elétrica utilizada.

3.3. Instrumentação do Ensaio de Durabilidade em Bancada e Calibração do Modelo FEA

Como última etapa do projeto da bancada de testes, é realizado a instrumentação do ensaio para caracterização do sistema dinâmico e calibração do modelo computacional pelo MEF, pois é necessário fazer com que a resposta virtual seja uma reprodução fiel do que ocorre no experimento. Para instrumentação e caracterização do dispositivo ensaiado são idealizadas maneiras de obter a resposta da estrutura à uma excitação dinâmica. No caso em estudo, a medição é realizada por dois acelerômetros e um equipamento de aquisição e processamento de sinal.

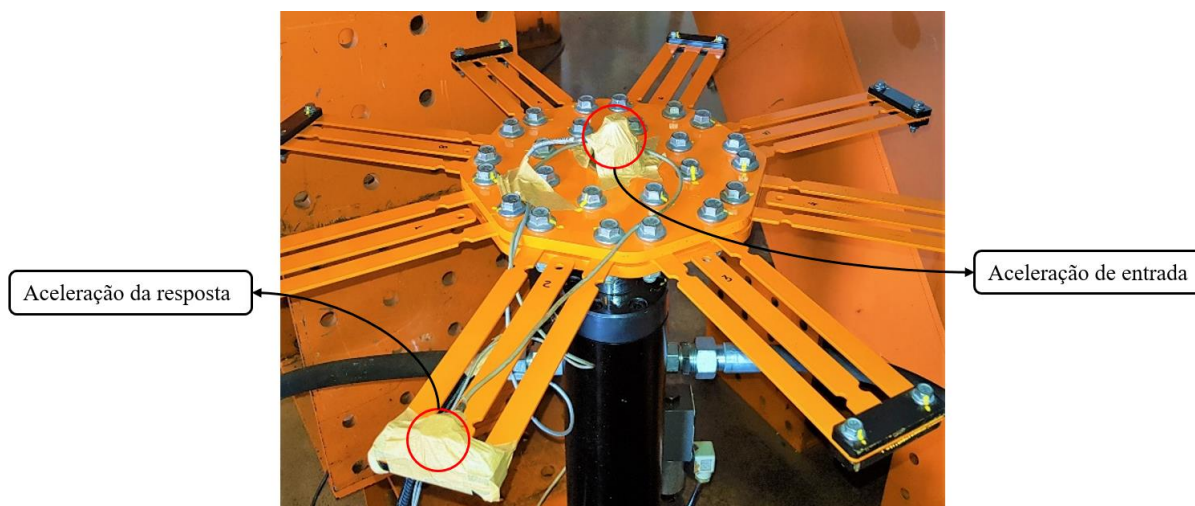


Figura 18 – Dispositivo projetado e montado ao atuador hidráulico para teste de durabilidade em laboratório.

Os acelerômetros são acoplados ao dispositivo conforme Figura 18, onde o acelerômetro acoplado ao centro do dispositivo, alinhado à haste do atuador hidráulico, é responsável por medir a aceleração de excitação de toda estrutura. O segundo acelerômetro é acoplado à extremidade e ao eixo de simetria do corpo de prova projetado, região de máxima amplitude de resposta, e tem como função obter a amplitude da aceleração da resposta da estrutura.

Os acelerômetros escolhidos para aquisição das acelerações do dispositivo são do modelo Kyowa AS-HB 10g/20g (uniaxial), e possuem um limite de amplitude de aceleração de **10g** (entrada) e **20g** (resposta). Antes do início do ensaio foi acoplado um acelerômetro Kyowa AS-TB 10g (triaxial) alinhado à haste do atuador, para confirmar que a excitação não possui componentes relevantes de aceleração nas direções transversais ao sentido de atuação da haste do atuador.

Esta verificação é justificável, pois uma das maiores preocupações do projeto é evitar a incidência de tensões multiaxiais na estrutura, algo que pode ser influenciado pela ocorrência de acelerações transversais ao sentido de atuação do cilindro hidráulico. Este cuidado é necessário para que as tensões relevantes ao processo de estimativa de fadiga tenham um gradiente semelhante ao representado na Figura 14, tensões normais de tração e compressão causadas pelos modos de vibrar de flexão do corpo de prova, conforme Figura 13(b).

3.3.1. Calibração de resposta do modelo FEA

Com sinais de excitação e resposta do teste em bancada, que foram obtidos por acelerômetro, é possível calcular a função de transferência (FT) da estrutura, função que descreve o comportamento de um sistema dinâmico e contém informações essenciais sobre o amortecimento estrutural. Esta FT é determinada por uma correlação entre o sinal de excitação do dispositivo (aceleração de entrada) com o sinal de resposta do corpo de prova (aceleração de resposta), informações coletadas por acelerômetros acoplados no dispositivo, Figura 18.

A calibração do fator de amortecimento, parâmetro de entrada das análises pelo MEF, é feita através de uma análise comparativa entre a FT calculada a partir dos dados medidos e a FT obtida por análise computacional, comparação dos sinais está demonstrada na Figura 19.

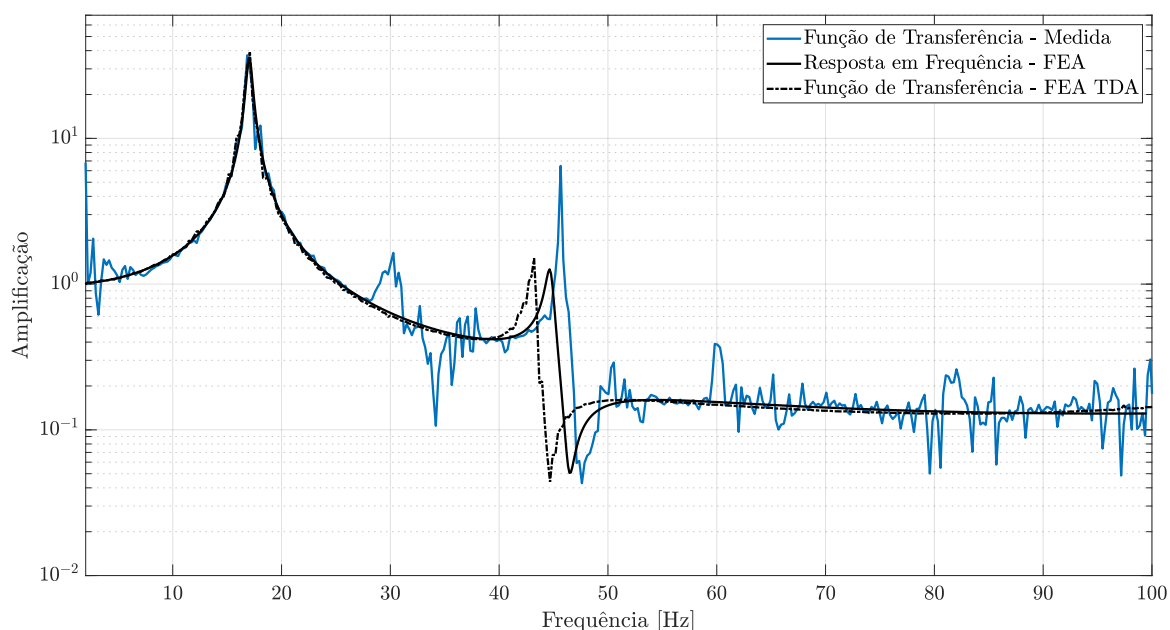


Figura 19 – Comparação entre as curvas de transmissibilidade de aceleração do sistema dinâmico, sinais que foram determinados através de informações medidas e simulados com auxílio do MEF.

As informações mais relevantes contidas em uma FT de um sistema dinâmico são as frequências naturais, identificadas pelos picos de amplitude de resposta, e o decaimento da amplitude de resposta devido ao fator de amortecimento do sistema.

Analisando a curva da FT calculada pelos dados medidos, representada por uma linha cheia de cor azul na Figura 19, é possível confirmar que as principais frequências naturais que foram determinadas anteriormente pela análise modal estão representativas. As curvas obtidas de forma virtual por FEA, também estão representadas na Figura 19. Visto que, a resposta em frequência é representada por uma linha cheia na cor preta, e a FT calculada é representada por uma linha tracejada na cor preta, e ambas reforçam o valor das frequências naturais obtidas pela análise modal pelo MEF.

As frequências dos modos naturais, obtidas na análise modal pelo MEF, são calibradas com a determinação dos parâmetros da Tabela 2, e não necessitam de reavaliação nesta etapa. Entretanto, a amplitude da resposta dinâmica da estrutura, principalmente quando em ressonância com a frequência de excitação, é dependente do fator de amortecimento considerado na análise.

Segundo o método proposto por Rayleigh (1945) e posteriormente desenvolvido por Garbin (2015), para determinação do amortecimento estrutural são necessários dois fatores, α_1 e α_2 , chamados de fator de amortecimento proporcional, que multiplicam as matrizes de massa, $[M]$, e rigidez, $[K]$, respectivamente. A ideia desta teoria é assumir que o amortecimento estrutural é proporcional ao parâmetro de rigidez equivalente e massa do sistema.

É importante enfatizar que o cálculo da matriz de amortecimento proporcional de Rayleigh, $[C_R]$, é uma metodologia utilizada para modelar sistemas dinâmicos e ajustar melhor as respostas conforme resultados empíricos.

$$[C_R] = [M]\alpha_1 + [K]\alpha_2 \quad (3.6)$$

onde α_1 e α_2 são constantes reais e positivas e podem ser obtidas analiticamente através das equações abaixo (Adhikari, 2000; Garbin, 2015):

$$\alpha_1 = \zeta \frac{2\omega_i\omega_j}{\omega_i + \omega_j} \quad (3.7)$$

$$\alpha_2 = \zeta \frac{2}{\omega_i + \omega_j} \quad (3.8)$$

e ω_i e ω_j são as frequências naturais dos modos de vibrar, i e j , da estrutura e ζ é o quociente de amortecimento do modo de vibrar.

No caso, a comparação com a resposta do ensaio permite chegar ao valor das constantes de amortecimento de forma iterativa, variando esses parâmetros até fazer com que a FT calculada reproduza da melhor forma a FT medida no experimento. As variáveis α_1 e α_2 , foram determinadas de forma iterativa com auxílio de uma análise pelo MEF, onde os valores encontrados foram: $\alpha_1 = 3,0$ e $\alpha_2 = 2,0 \times 10^{-5}$.

Dessa forma, a Eq. 3.9 é obtida substituindo a Eq. 3.6 na Eq. 2.6:

$$[M]\{\ddot{x}\} + (3,0[M] + 2,0 \times 10^{-5}[K])\{\dot{x}\} + [K]\{x\} = \{f(t)\} \quad (3.9)$$

onde, a equação descrita acima é definida pelo software FEA através dos parâmetros de entrada da análise pelo MEF, e em seguida utilizada para descrever o comportamento dinâmico do sistema modelado para reproduzir o ensaio de durabilidade em bancada.

É válido destacar que em sistemas com múltiplos GDL, o problema de autovalor e autovetor determinados para sistemas dinâmicos com amortecimento proporcional, são idênticos aos determinados para sistemas com amortecimento viscoso, o que simplifica bastante o problema das simulações pelo MEF (Carvalho, 2002).

3.3.2. Sinais de excitação das análises pelo MEF

Para ser possível a realização das análises computacionais pelo Método de Elementos Finitos (MEF), é indispensável a definição dos parâmetros da matéria-prima da estrutura e das condições de contorno do sistema mecânico proposto. Neste caso específico, se tratando de uma análise de resposta em frequência e uma análise dinâmica transiente (TDA), as condições de contorno e de restrição do modelo são iguais para ambas, se diferenciando apenas pelo caso de carga de cada análise.

Para a análise harmônica de resposta em frequência, o sinal de entrada do modelo é uma função de amplitude de aceleração por frequência, onde a amplitude de aceleração é constante em toda a banda de frequência. No caso proposto, a função utilizada como entrada da análise harmônica tem amplitude de aceleração constante de $9,81 \text{ m/s}^2$ em uma banda de frequência que varia de 0 até 80 Hz , conforme sinal em linha cheia representado na Figura 20. O resultado desta análise é a função de resposta em frequência da estrutura, que contém a amplitude de aceleração estrutural para cada frequência de excitação, chamada de FRF, sinal representado pela linha preta pontilhada na Figura 20.

O formato da resposta obtida nesta análise é semelhante à FT representada na Figura 19, alterando apenas o valor da frequência natural encontrada. Pois, esta análise não considera a massa do acelerômetro acoplada à estrutura do corpo de prova.

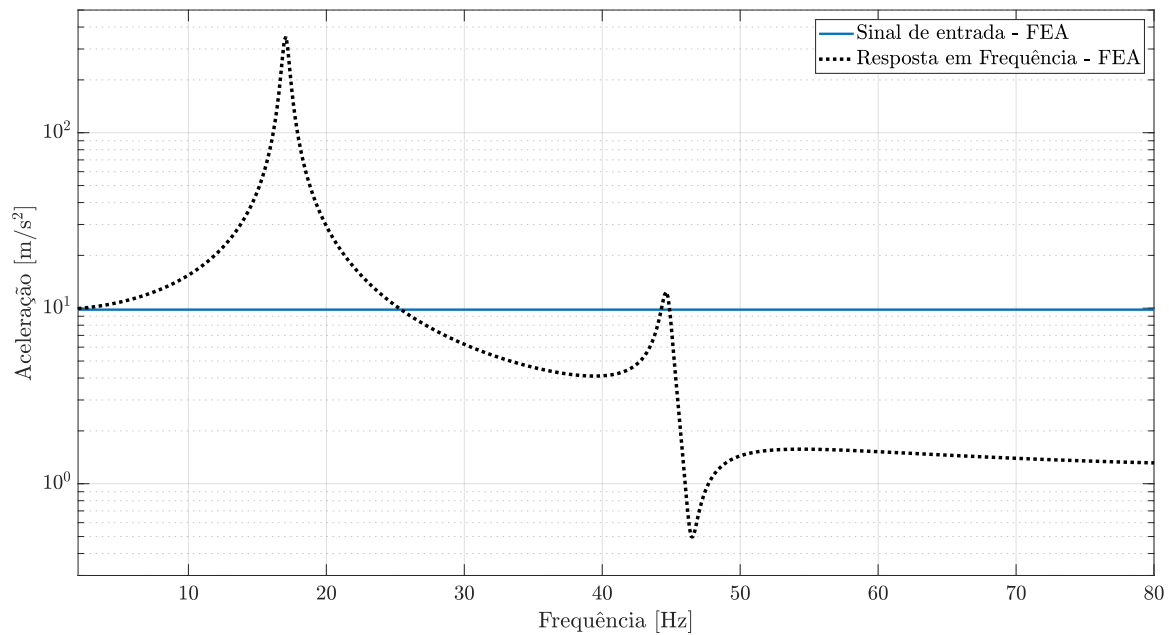


Figura 20 – Sinal de aceleração em função da frequência criado para excitação da estrutura (FRF – Excitação) e sinal de resposta do dispositivo (FRF – Resposta) obtido através da análise harmônica de resposta em frequência pelo MEF.

Diferente da análise de resposta em frequência, o sinal de entrada da TDA não é um sinal teórico constante e sim um sinal randômico de amplitude variável, que foi medido diretamente no dispositivo projetado. Procedimento realizado pelo interesse em

fazer com que o modelo virtual reproduza o processo randômico de fadiga que acontece no ensaio de durabilidade em bancada.

O sinal de excitação do ensaio de durabilidade, que foi medido por um acelerômetro acoplado ao atuador hidráulico, é um histórico transiente de aceleração. Entretanto, o sinal utilizado como informação de entrada na TDA pelo MEF é a segunda derivada do sinal medido. Conforme representado na Figura 21, a manipulação matemática do sinal randômico de aceleração o transforma em um sinal randômico de deslocamento no tempo, procedimento realizado para evitar problemas de convergência durante iterações da análise computacional.

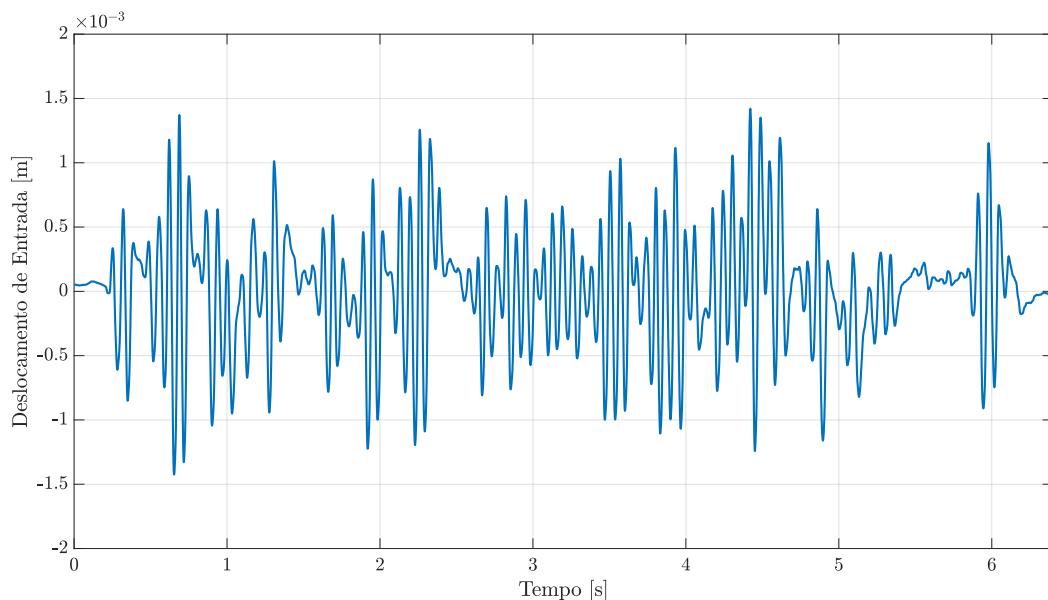


Figura 21 – Função de excitação da TDA, amplitude de deslocamento temporal do cilindro hidráulico.

O sinal de amplitude de deslocamento, representado na Figura 21 acima, é uma transcrição do avanço e retorno do cilindro hidráulico durante ensaio de durabilidade. Entretanto, esta variável não foi medida e sim calculada através da segunda derivada do sinal de aceleração medido.

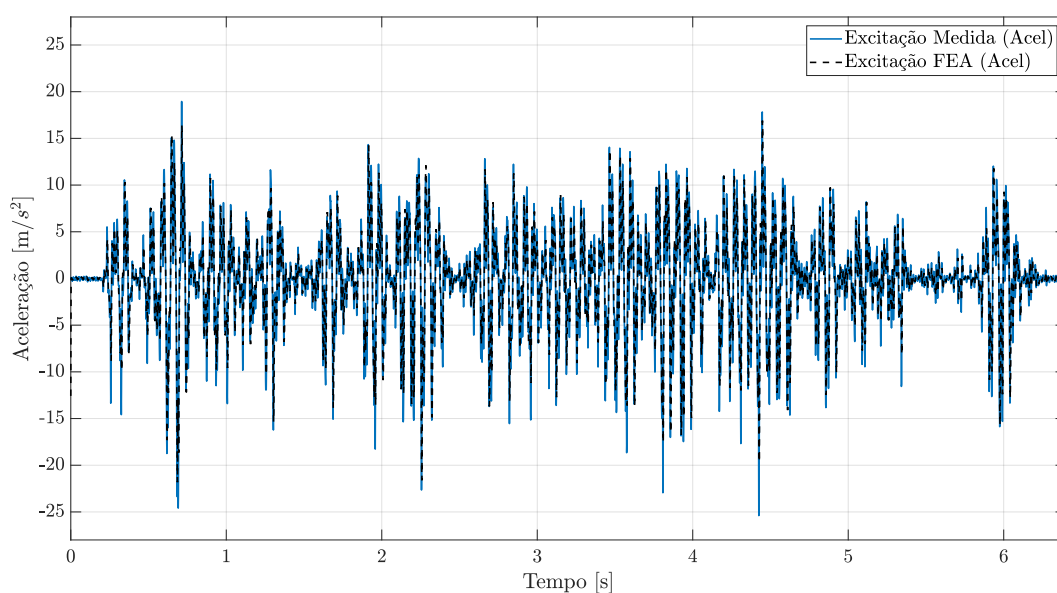


Figura 22 – Comparativo entre a aceleração de excitação medida no shaker hidráulico com resposta de aceleração do dispositivo obtida pela TDA no MEF.

Com intuito de confirmar a fidelidade do sinal de excitação do modelo virtual, representado na Figura 21, o sinal de aceleração do dispositivo, determinado pela TDA é comparado com o sinal de aceleração medido durante ensaio de durabilidade. Este comparativo está demonstrado na Figura 22 acima.

Finalizadas as calibrações dos parâmetros e definidas as informações de entrada das análises propostas pelo MEF, no próximo capítulo são analisadas as tensões na estrutura obtidas com auxílio de cálculos FEA e o resultado estatístico do ensaio de durabilidade.

A partir dos resultados do modelo FEA são realizadas as estimativas de vida em fadiga da estrutura pelos métodos propostos, e posteriormente a análise comparativa entre as estimativas de fadiga com o resultado do ensaio de durabilidade do corpo de prova. Como estudo complementar, é realizada uma análise de viabilidade dos métodos propostos para estimativa de vida em fadiga, levando em consideração os resultados do teste de durabilidade e o custo computacional para solução das análises pelo MEF para cada método.

4. ESTIMATIVA DE FADIGA DO DISPOSITIVO DE TESTE

Neste capítulo é abordada a metodologia de acompanhamento do ensaio de durabilidade e dos resultados das estimativas de fadiga com o auxílio do MEF, em seguida uma análise comparativa entre o resultado prático e teórico é realizada. Os ensaios são desenvolvidos com o objetivo principal de validar os cálculos realizados, por isso a fase de acompanhamento do teste durabilidade exige um conjunto de boas práticas necessárias para o seu bom funcionamento, e assim, obter um resultado com a menor propagação de erro possível.

Em se tratando do cálculo computacional pelo MEF e estimativas de fadiga, as práticas relevantes para redução de erro estão inseridas nas etapas de calibração e determinação dos parâmetros do material utilizado na confecção do dispositivo e do corpo de prova. Entretanto, nesta etapa pode-se ignorar a calibração e determinação dos parâmetros da estrutura, pois estes processos foram realizados previamente e estão descritos no capítulo anterior.

Os resultados obtidos nesta etapa do estudo são úteis para avaliação do experimento e das estimativas de fadiga obtidas pelos dois métodos propostos. Por fim, é realizado uma comparação entre os resultados, seguido da análise de viabilidade do uso da metodologia proposta por Dirlik para estimativa de fadiga de estruturas submetidas às excitações uniaxiais randômicas de amplitude variável.

4.1. Resultado Experimental do Ensaio de Durabilidade em Bancada

O objetivo deste experimento é obter o tempo de vida da estrutura projetada quando submetida a uma excitação randômica de fadiga. De forma complementar, o resultado do experimento auxilia na validação dos resultados obtidos pelo modelo FEA e serve como referência estatística para as estimativas de fadiga pelos métodos de Rainflow e Dirlik.

Por definição, a falha do corpo de prova ocorrerá na primeira formação de trinca e não no momento da ruptura total da secção transversal na região crítica. Desta forma,

é necessário identificar da melhor forma possível o momento de início da trinca para determinar o tempo de falha desta estrutura. A maior dificuldade na determinação do resultado experimental é correlacionar o tempo de duração do teste com a identificação da falha, pois é inviável interromper constantemente o ensaio, em intervalos pré-determinados, para realizar uma análise visual e identificar o início da falha dos corpos de prova.

Com intuito de solucionar este problema um dispositivo de vistoria em tempo real e integral de cada ciclo foi criado, onde duas câmeras de alta resolução foram programadas no modo lapso de tempo (*time-lapse*) para este controle.

Para auxiliar na vistoria da falha no decorrer do teste as duas câmeras são posicionadas, em vista superior ao dispositivo, com iluminação para melhorar a qualidade da imagem e destacar a formação da trinca. As fotos são disparadas juntamente com o teste e programadas em um lapso de tempo de 10 segundos, ou seja, cada câmera utilizada é programada para tirar seis fotos por minuto. Cada uma das câmeras enquadra quatro dos oito corpos de prova fixados ao dispositivo, conforme Figura 23.

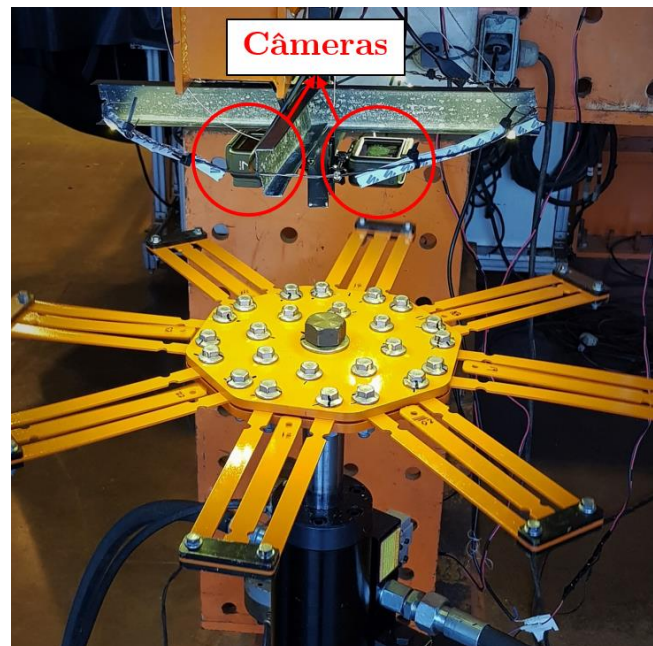


Figura 23 – Esquema de controle por vídeo para identificação do tempo de ocorrência das falhas durante execução do ensaio de durabilidade em bancada.

A determinação do tempo de ocorrência da falha é realizada multiplicando a quantidade de fotos tiradas, até a detecção do início da trinca, pelo intervalo programado no lapso de tempo para disparo das fotos. Com intuito de compensar um possível erro na identificação do momento exato do início da trinca no corpo de prova, conforme representado pela foto da Figura 24, a resolução do resultado do ensaio de durabilidade é limitada a 360 segundos (0,1 hora ou 6 minutos).



Figura 24 – Exemplo de falha identificada por foto tirada de uma das câmeras de controle do ensaio de durabilidade em bancada.

Analizando a falha dos corpos de prova após conclusão do primeiro ciclo do teste de durabilidade, é possível concluir que o dispositivo funcionou conforme esperado, tanto pela ocorrência das trincas de forma simétrica em cada corpo de prova, bem como pela repetibilidade das falhas nos vinte e quatro corpos de prova testados.

Um exemplo destas falhas e suas características podem ser observados na foto dos oito espécimes, conforme Figura 25 a seguir, que foram ensaiados no primeiro ciclo de durabilidade.



Figura 25 – Modo de falha dos oito corpos de prova do primeiro ciclo do ensaio de durabilidade.

As características das falhas, observadas após três ciclos do ensaio de fadiga em bancada, correspondem ao gradiente de tensões da estrutura obtido através da análise pelo MEF, representado na Figura 14 no capítulo anterior. A repetibilidade e semelhança entre os resultados dos ciclos de durabilidade aumentam a confiabilidade na execução do experimento, e por consequência, dos resultados do modelo FEA. Modelo numérico que foi calibrado com auxílio dos resultados e parâmetros obtidos empiricamente.

Devido à ocorrência das falhas dos corpos de prova de forma aleatória, um vídeo foi feito com as fotos tiradas durante o teste, mídia que é utilizada para determinar a ordem de ocorrência da falha dos corpos de prova em cada ciclo. Posteriormente, o vídeo é analisado quadro por quadro para identificar o instante de tempo de ocorrência de cada falha.

O detalhamento dos resultados de cada ciclo do ensaio de durabilidade está organizado na Tabela 5, e os parâmetros estatísticos deste processo estão descritos na Tabela 6.

Tabela 5 – Ordem de ocorrência das falhas dos corpos de prova durante ensaio de durabilidade

<i>Ciclo 1</i>		<i>Ciclo 2</i>		<i>Ciclo 3</i>	
Corpo de prova	Falha [h]	Corpo de prova	Falha [h]	Corpo de prova	Falha [h]
3	9,9	13	10,6	17	8,8
6	13,7	10	13,4	22	13,2
7	16,4	14	14,3	20	15,9
2	17,9	16	15,7	24	17,2
1	18,2	11	18,1	19	17,3
8	20,6	9	20,1	18	18,1
5	21,3	12	21,1	21	19,8
4	22,8	15	24,5	23	21,1

Tabela 6 – Parâmetros estatísticos do ensaio de durabilidade

<i>Número de amostras</i>	24
Média	17,08 h
Desvio Padrão	$\pm 4,09 h$
Média - DP	12,99 h
Média + DP	21,17 h

O agrupamento das falhas para criação do histograma é feito em classes, conforme Tabela 7, onde o número de classes é uma resultante da raiz quadrada do número de amostras, sendo assim:

$$N_{classes} = \sqrt{N_A} = \sqrt{24} \approx 5 \quad (4.1)$$

onde, N_A é igual ao número de amostras testadas. Calculando a diferença entre o valor mínimo e máximo do tempo de falha e dividindo este valor pelo número de classes de agrupamento, temos:

$$I = \frac{t_{m\acute{a}x} - t_{m\acute{i}n}}{N_{classes}} = \frac{24,5 - 8,8}{5} = 3,14 \text{ h} \quad (4.2)$$

onde, I é o incremento entre as classes de agrupamento. Desta maneira, a Tabela 7 abaixo é montada somando o incremento, I , ao tempo mínimo de falha, t_{min} , e agrupando o tempo de ocorrência de cada falha em seu devido intervalo.

Tabela 7 – Agrupamento das falhas dos corpos de prova em classes

<i>Classe</i>	<i>Intervalo [h]</i>	<i>Ocorrências</i>
1	8,80 < 11,94	3
2	11,94 < 15,08	4
3	15,08 < 18,22	9
4	18,22 < 21,36	6
5	21,36 < 24,50	2

Com os dados da Tabela 7 é possível criar um histograma, e com os dados da Tabela 5 e Tabela 6 estimar a curva normal do processo estatístico, conforme Figura 26. Com essas informações, é possível representar de forma estatística os resultados obtidos através da execução do ensaio de durabilidade em bancada.

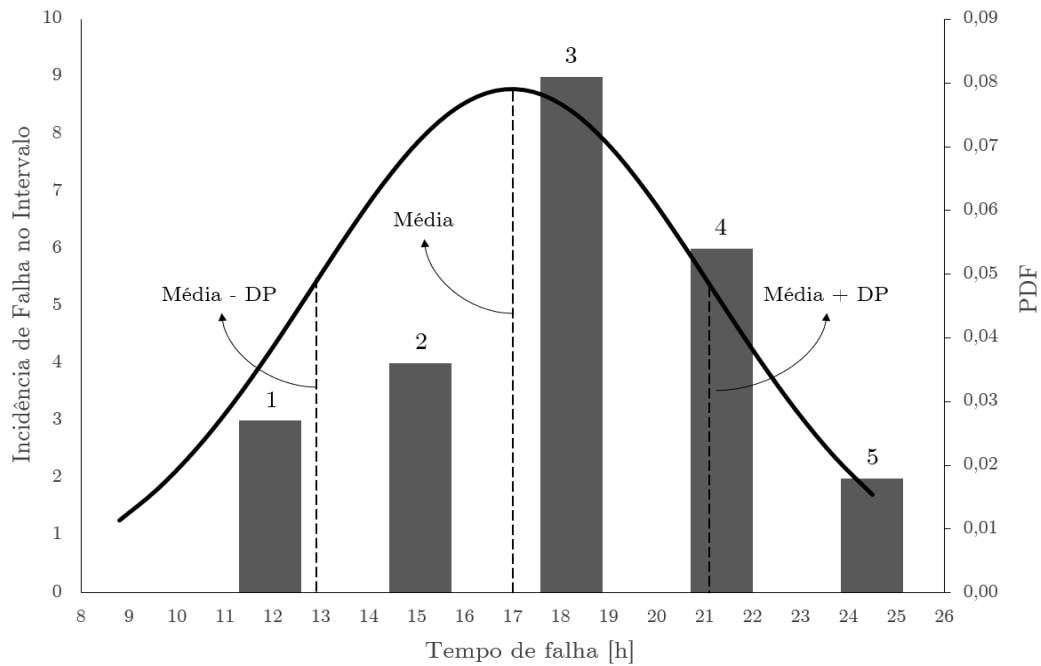


Figura 26 – Histograma e gráfico de distribuição normal das falhas dos corpos de prova em ensaio de durabilidade realizado em bancada.

A variação dos resultados do experimento pode ser explicada por alguns fatores que são de difícil controle, como:

- Possível ocorrência de pequenas variações da excitação do *shaker* durante o teste de durabilidade por alguma influência do sistema hidráulico;

- Variação na amplitude da tensão na região do concentrador geométrico devido ao acabamento superficial da aresta após processo de corte laser (PESSOA *et al.*, 2016);
- Variação das propriedades mecânicas da matéria-prima do corpo de prova:
 - O sentido de corte laser do corpo de prova com relação ao sentido de laminação da chapa de aço causa uma alteração na resistência à flexão (NAJIB *et al.*, 2015; WANG *et al.*, 2015);
 - Variação admissível das propriedades mecânicas devido ao processo de laminação a quente da chapa de aço;

Os desvios das propriedades mecânicas do material Aço NBR 6656 – LNE38, citados no terceiro tópico da lista anterior, podem ser observados pelos dados contidos na Tabela 2. Parâmetros que foram obtidos através do ensaio de tração dos vinte e quatro espécimes após falha no ensaio de durabilidade.

4.2. Resultado das Estimativas de Vida em Fadiga Auxiliadas por Análises pelo MEF

Para realizar uma estimativa de fadiga é necessário calcular as tensões e deformações na estrutura a partir de um modelo FEA, que deve ser realizado com as informações obtidas na etapa de desenvolvimento do projeto da estrutura. Esses dados, são: propriedades mecânicas do material, parâmetros da estrutura e informações sobre as condições de contorno do sistema dinâmico.

O MEF é utilizado para realizar as análises dinâmica transiente (TDA) e harmônica de resposta em frequência (FRF), ambas são executadas utilizando o mesmo modelo computacional, alternando somente os casos de carga e mantendo as restrições do sistema dinâmico.

A restrição do modelo é uma das condições de contorno da análise e é necessária para representar a fixação do atuador hidráulico, que é aparafusado em um suporte acoplado ao solo. A representação desta restrição no modelo FEA é feita com a restrição de todos os GDL de um dos nós do elemento que representa o atuado hidráulico. O

elemento utilizado para tal função é do tipo *Beam*, e é criado com as dimensões e propriedades mecânicas do atuador. O nó em que foram aplicadas as restrições e as excitações de cada análise executada, está destacado na Figura 27 a seguir.

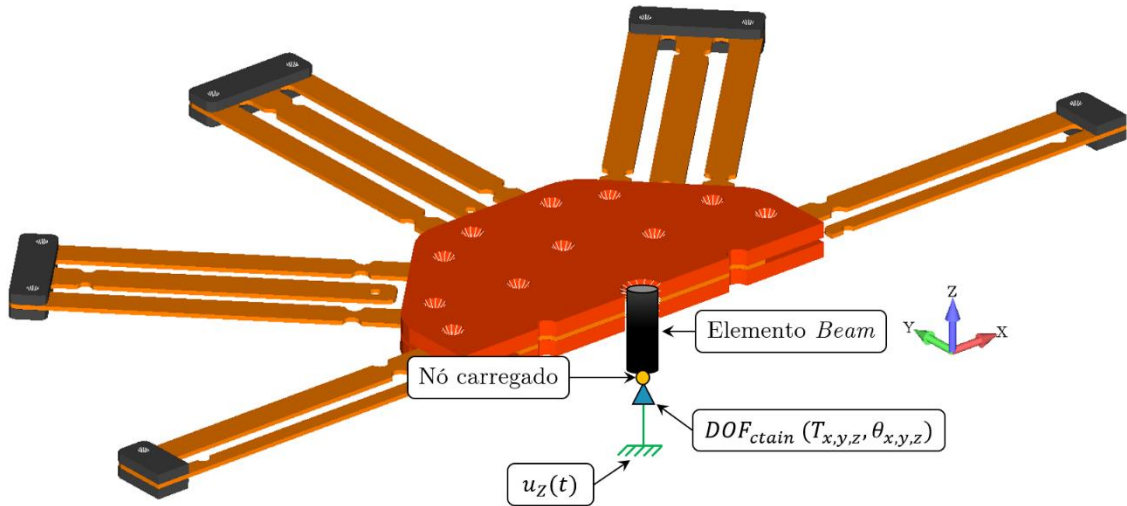


Figura 27 – Representação das condições de contorno do modelo FEA, corte no plano de simetria ZX.

Em um cálculo estrutural pelo MEF cada tipo de análise realizada requer um tipo de caso de carga. Neste caso em estudo, o maior interesse está em caracterizar o comportamento da estrutura sob excitação de um carregamento dinâmico. Informação obtida de duas maneiras distintas, por uma TDA e por uma análise harmônica de resposta em frequência.

O caso de carga da TDA, excitação da análise, deve ser um sinal transiente que represente a aceleração medida diretamente no atuador hidráulico com auxílio de acelerômetro. Neste caso, a entrada utilizada é a função de deslocamento transiente do atuador hidráulico, representada pelo gráfico superior da Figura 28, (a). Conforme explicado, é determinada pela derivada segunda do sinal de aceleração medido.

Essa excitação tem direção coaxial à haste do atuador hidráulico, estrutura representada pelo elemento *Beam*, orientação dada pelo vetor $v = [0,0,1]$. Este caso de carga é associado ao mesmo nó em que está aplicada a restrição do atuador hidráulico, conforme Figura 27, pois isto é uma condicional da análise transiente pelo MEF.

O caso de carga da análise de resposta em frequência é um sinal de aceleração em função da frequência. Visto que, esta função tem uma amplitude constante de $9,8 \text{ m/s}^2$ de aceleração com variação da frequência de excitação, e esta variação é dada por uma varredura no domínio da frequência de 0 até 80 Hz . A função descrita é associada ao mesmo nó do caso de carga da TDA e mesma orientação da excitação dada pelo vetor $v = [0,0,1]$. Sinal representado pelo gráfico inferior da Figura 28, (b).

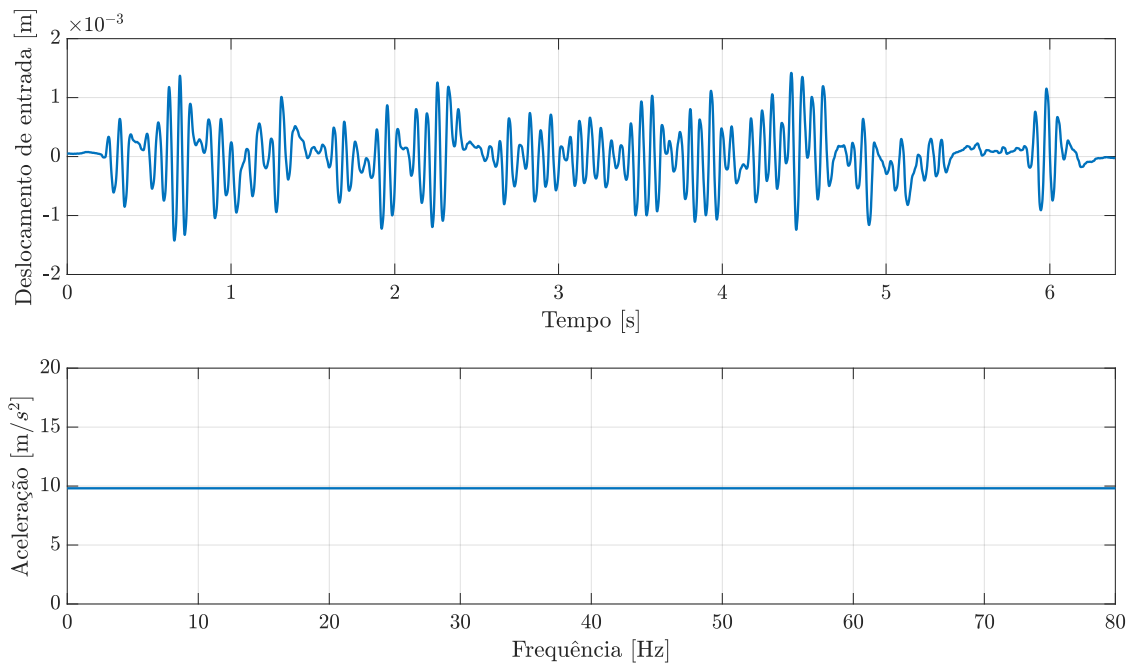


Figura 28 – (a) Histórico de deslocamento transiente utilizado como excitação da TDA, (b) Sinal de amplitude de aceleração constante em função da frequência, utilizado como excitação da análise harmônica de resposta em frequência.

Outra condição de contorno de grande relevância para o método de elementos finitos (MEF), é a discretização da malha e o tipo de elemento finito utilizado. Esta condição vai ditar a quantidade de graus de liberdade do modelo, qualidade dos resultados e o custo computacional da análise.

Uma boa prática dentro do MEF, é realizar um refinamento mínimo necessário para descrição geral da geometria da estrutura. Entretanto, para as regiões de transição de rigidez, entalhes ou concentradores geométricos, este refinamento da malha deve ser maior, ou seja, devem ter mais elementos detalhando essas regiões.

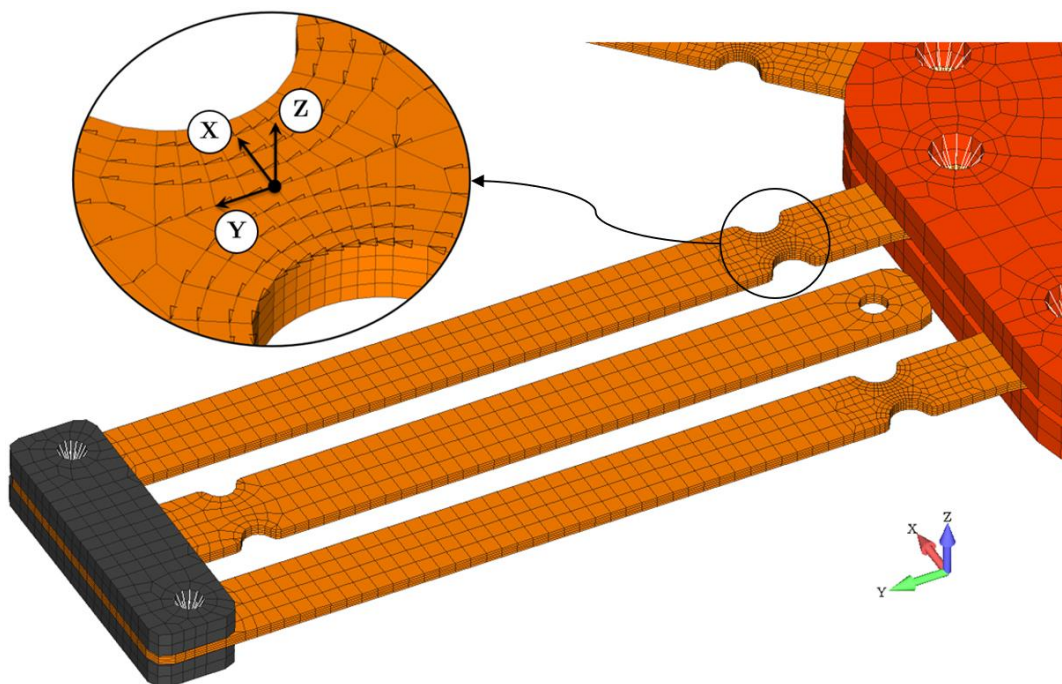


Figura 29 – Discretização, orientação e representação do tipo de elemento utilizado para confecção da malha de elementos finitos do espécime. Malha criada com auxílio do software computacional Femap®.

Conforme representado na Figura 29, a discretização da malha em regiões consideradas não-críticas é feita por elementos com dimensão de aproximadamente $4,5\text{ mm}$. Nas regiões com concentrador geométrico, local de maior tensão em que é esperado a falha da estrutura, a dimensão do elemento é de aproximadamente $0,85\text{ mm}$. Com isso, o modelo completo é discretizado por 60.316 elementos finitos e 249.267 nós.

Cada elemento finito está orientado conforme imagem em destaque, canto superior esquerdo da Figura 29, onde as setas representam a orientação Y de cada elemento e os eixos X e Z são orientados conforme sistema de coordenada local.

O tipo de elemento escolhido para confecção da malha de elementos finitos do espécime, é o tipo HEX20. Elemento tridimensional hexaédrico quadrático, com 20 nós e 60 graus de liberdade. Sendo que, 8 nós estão distribuídos em cada vértice e os outros 12 nós no meio de cada aresta do elemento, conforme detalhado pela Figura 30.

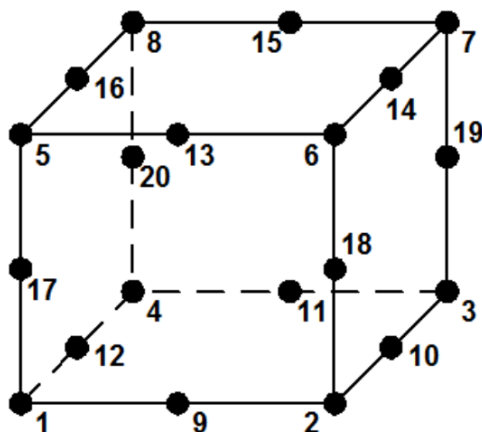


Figura 30 – Elemento finito tridimensional hexaédrico quadrático de 20 nós, HEX20.

Nos próximos itens deste capítulo, são demonstrados os resultados obtidos com a solução das análises pelo MEF para cada um dos métodos propostos para estimativa de vida em fadiga. Análises executadas utilizando os softwares Altair HyperMesh® e Siemens Femap NX Nastran®.

Primeiramente, é apresentado no item 4.2.1, o resultado de estimativa de fadiga pela contagem de ciclos através do algoritmo de Rainflow, método mais difundido no ambiente de engenharia. Na sequência, no item 4.2.2, é apresentado o resultado de estimativa de fadiga pela função densidade de probabilidade (PDF), conforme método espectral proposto por Dirlik.

4.2.1. Estimativa de vida em fadiga pelo método de Rainflow

Os resultados da estimativa de fadiga no domínio do tempo através da contagem de ciclos de amplitude de tensão pelo algoritmo de Rainflow, segue um processo descrito anteriormente neste trabalho, na seção 2.2. Processo que se inicia pela determinação dos parâmetros da estrutura e obtenção dos dados que descrevem o sistema mecânico. E, em seguida a solução das equações deste sistema e os cálculos necessários para a estimativa de fadiga, são executados com auxílio de softwares de análise computacional pelo MEF.

A solução das análises por elementos finitos (FEA) tem um custo diretamente proporcional à complexidade do sistema. Desta maneira, o custo computacional para

solução da FEA e a qualidade dos resultados da estimativa de fadiga, são parâmetros relevantes para o estudo de viabilidade de utilização desta metodologia.

O custo computacional é dependente de um conjunto de variáveis, como por exemplo: tamanho da amostra do sinal transiente de excitação da estrutura, número de passos de tempo necessários para solução da análise, número de graus de liberdade e discretização da malha de elementos finitos.

Desta maneira, o processo de estimativa de fadiga no domínio do tempo está descrito por suas principais etapas, através das Figura 31, Figura 32 e Figura 33, junto com um breve detalhamento de cada processo.

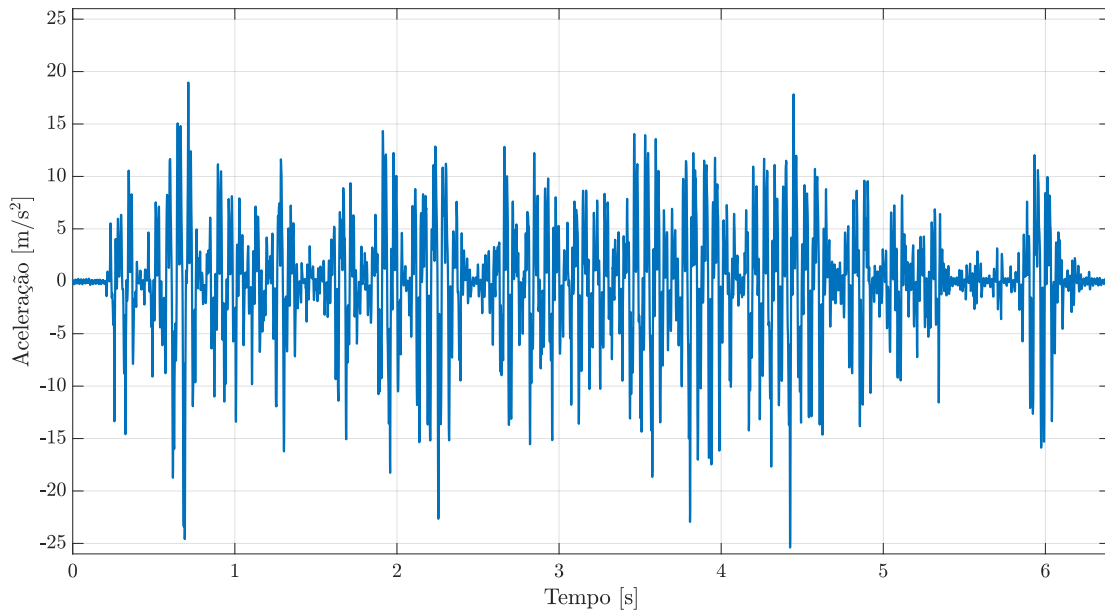


Figura 31 – Sinal de excitação de fadiga da estrutura medido no shaker hidráulico.

Este processo se inicia com a determinação do sinal de excitação de fadiga no domínio do tempo, Figura 31. Histórico transiente que é processado e utilizado como informação de entrada da análise computacional pelo MEF para obtenção da resposta de amplitude de tensão na região crítica da estrutura.

Uma das simplificações aplicadas no início do processo, é o cuidado em idealizar o dispositivo e o ensaio, para evitar a incidência de tensões multiaxiais no ponto crítico do espécime. O sucesso desta etapa pode ser observado no comparativo entre os sinais de tensão no elemento, apresentado na Figura 32. O sinal em linha cheia na cor azul

representa a tensão equivalente de Von Mises (triaxial), e o sinal em linha pontilhada a tensão normal no sentido de flexão do espécime (uniaxial).

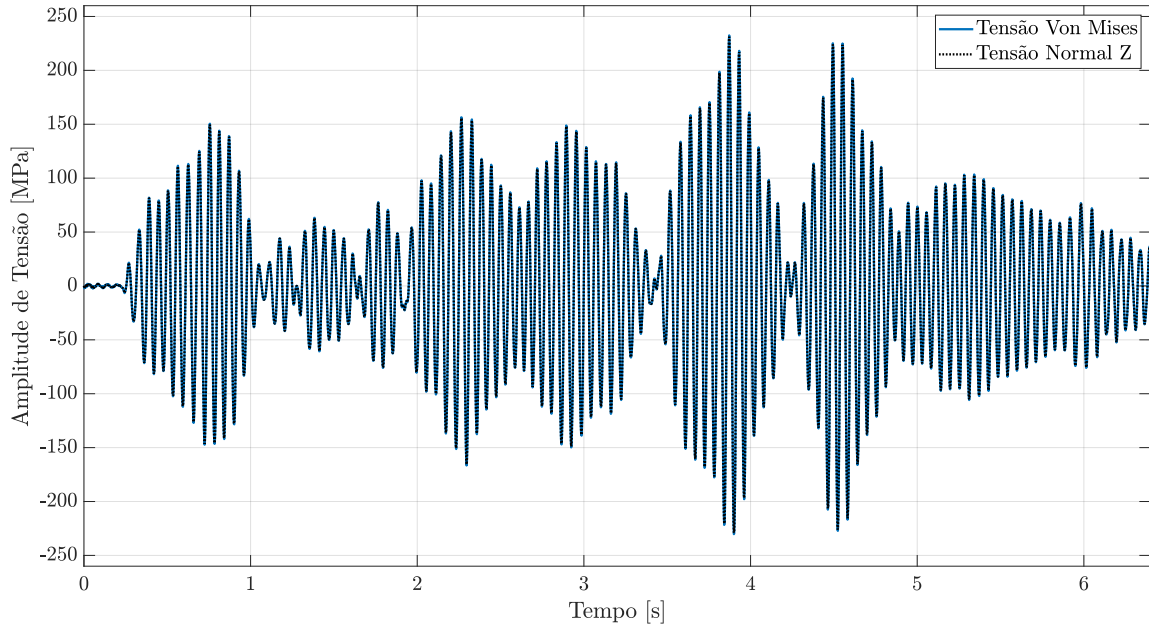


Figura 32 – Histórico de amplitude tensão no elemento mais crítico da estrutura, obtido pelo MEF. Resposta da TDA, que utilizou como excitação o sinal transiente contido na Figura 31.

Esta comparação serve para demonstrar que no estado triaxial de tensões, as tensões de cisalhamento são irrelevantes para este caso em estudo. Pois, o histórico transiente de tensão de Von Mises é muito semelhante ao histórico de tensão normal ao eixo Z do elemento, sinal que contém apenas tensões uniaxiais de tração e compressão. No gráfico acima, os valores positivos representam tensões de tração no elemento, e as tensões de compressão possuem valor negativo.

Na sequência, é aplicado a este histórico de tensão o algoritmo de contagem de ciclos de amplitude de tensão pelo método de Rainflow. Processo realizado com a divisão da amplitude total de tensão do sinal em 120 intervalos (*bins*), e o resultado obtido é organizado em um gráfico de barras, conforme Figura 33.

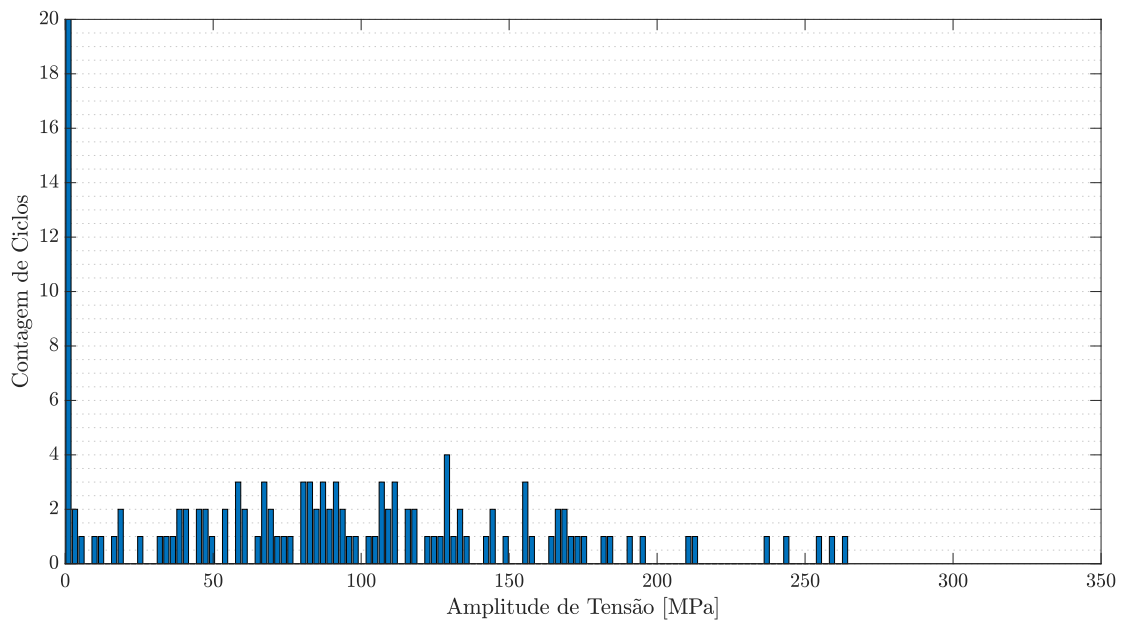


Figura 33 – Contagem de ciclos de amplitude de tensão pelo método de Rainflow.

O gráfico de barras é utilizado para facilitar a composição da matriz de ciclos de amplitude de tensão. Após determinação desta matriz de contagem de ciclos de amplitude de tensão, para estimar a vida em fadiga é necessário calcular o dano causado por cada amplitude de tensão. E, com auxílio do método proposto por Palmgren (1924) e Miner (1945), através da Eq. 2.11, contabilizar o dano acumulado na estrutura pelo processo progressivo de fadiga.

Combinando o dano acumulado pelo processo de fadiga com a tensão de resistência à fadiga do material, S_e , determinada pela Eq. 3.6. É possível estimar o número de ciclos de fadiga que a estrutura suporta até a falha:

Tabela 8 – Resultado da estimativa de dano acumulado e vida em fadiga

<i>Estimativa de falha pelo método de Rainflow</i>	
Dano por segundo [D/s]	$1,33905 \times 10^{-5}$
Estimativa de falha por fadiga	74.679,69 segundos
	20,74 horas

Para solução das equações da análise dinâmica transiente (TDA), que tem como parâmetros: passo de tempo $\Delta t = 0,001 \text{ s}$, um sinal transiente de entrada com extensão de $6,4 \text{ s}$ e um total de 6.400 passos de tempo, foi utilizado um recurso computacional fornecido pela empresa Máquinas Agrícolas Jacto S/A. A análise é configurada para

utilizar 100 Gb de memória RAM e 40 núcleos de processamento paralelo com 2.0 GHz de frequência. Com estas condições, foram gastos 4 horas 21 minutos e 43 segundos (15.703 segundos) para solução da análise.

O resultado da estimativa de falha na estrutura pelo método de Rainflow, descrito na Tabela 8, é calculado com base no histórico transiente de tensão, que é a resposta ao ciclo transiente de fadiga, contido na Figura 32. Portanto, o dano acumulado ao espécime é contabilizado para o ciclo de 6,4 segundos e extrapolado até atingir o requisito de $D \leq 1$, conforme Eq. 2.10. Seguindo este processo, a estimativa de falha por fadiga do espécime submetido ao ensaio de durabilidade, é de 20,74 horas.

Vale ressaltar que, o processo de estimativa de falha por fadiga não levou em consideração a amplitude de variação das propriedades mecânicas da matéria-prima, descritas na Tabela 2. Essa decisão perde sua relevância para a conclusão desta etapa, pois ao final deste trabalho é feito uma análise comparativa entre os resultados obtidos por métodos que utilizaram a mesma base de dados.

4.2.2. Estimativa de vida em fadiga pelo método de Dirlik

A estimativa de fadiga pelo método espectral conforme proposto por Dirlik, utiliza todos os parâmetros e ferramentas citados no processo de estimativa pelo método de Rainflow. Os maiores interesses em utilizar a metodologia proposta por Dirlik para estimar a fadiga são, menor custo computacional para solução da análise harmônica de resposta em frequência pelo MEF, quando comparado à TDA, e o uso de um PSD para representar a excitação randômica e o ciclo de fadiga.

A representação de um ciclo de fadiga randômico através da composição de um histórico transiente de aceleração, conforme esquematizado na Figura 9, é muito relevante para a qualidade da estimativa do ciclo de fadiga no domínio do tempo. Pois, a construção deste sinal representará diretamente o carregamento de fadiga de entrada da TDA, e caso algum evento tenha sido desconsiderado nesta composição, este não será contabilizado no ciclo de fadiga.

Entretanto, para a estimativa do ciclo de fadiga pelo método espectral, a desconsideração de algum caso de carga específico na composição do sinal de excitação, não será muito relevante para estimativa do ciclo de fadiga. Visto que, o método de Dirlik estima o ciclo de fadiga pela probabilidade de ocorrência de eventos, combinando a PSD do sinal de excitação composto e a PDF de amplitude de tensões. O detalhamento das etapas deste processo está descrito na seção 2.4.5, na sequência é apresentado um resumo apenas com as principais etapas.

O método se inicia pela determinação do espectro de potência através do processamento do sinal de excitação randômico no domínio do tempo. Neste caso, a amostra do sinal transiente utilizado nesta etapa pode ser mais extensa que o sinal utilizado como entrada da TDA. Sendo que, a extensão desta amostra não compromete o custo computacional da FEA, e ainda é essencial como informação para determinação da probabilidade de ocorrência de eventos calculada pela PDF proposta Dirlik.

Portanto, a PSD do sinal de excitação, Figura 34, é determinada utilizando um janelamento do tipo Hanning, com 2048 amostras, 25% de sobreposição e 20 médias. Considerando a frequência de aquisição do sinal transiente (1000 Hz) e o número de amostras do janelamento (2048), tem-se uma resolução de frequência do espectro, $\Delta f = 0,24414 \text{ Hz}$.

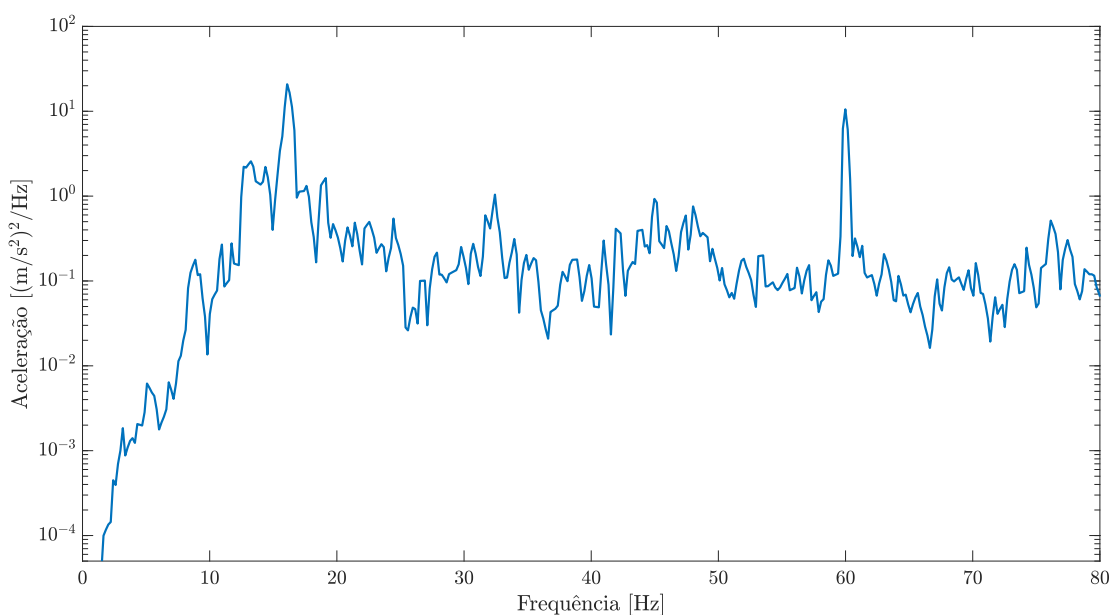


Figura 34 – PSD do sinal de excitação da estrutura, contido na Figura 31.

Em seguida, é calculada a FRF de amplitude de tensão da estrutura através de uma análise harmônica de resposta em frequência pelo MEF. Esta análise tem como excitação o sinal de amplitude constante de aceleração em varredura no domínio da frequência, conforme Figura 28(b), que tem como resultado o sinal de tensão no ponto crítico da estrutura para cada frequência de excitação. Apresentado na Figura 35.

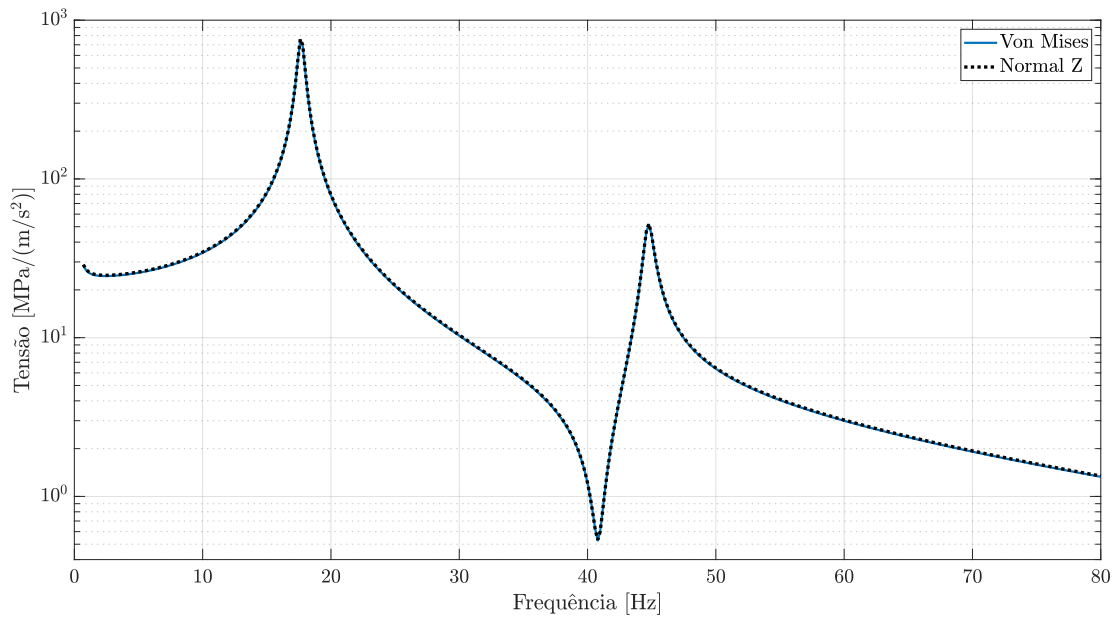


Figura 35 – FRF de tensão de Von Mises e de tensão normal ao eixo Z do elemento finito mais crítico da estrutura, obtido por FEA. Resultado da análise harmônica de resposta em frequência utilizando o sinal de excitação constante no domínio da frequência representado na Figura 28(b).

Os dois espectros contidos na Figura 35, tem função redundante ao comparativo realizado Figura 32, e servem para comprovar que o objetivo de ter apenas influência tensões axiais na estrutura foi alcançado. Esta comprovação é feita pelo comparativo entre a FRF de tensão de Von Mises (tensões multiaxiais) e a FRF de tensão normal ao eixo Z do elemento (tensões axiais). Ao passo que, pela semelhança entre os espectros é possível afirmar que as tensões ortogonais à orientação Z do elemento finito não são relevantes para o processo de fadiga. O detalhamento da orientação do elemento finito pode ser observado na Figura 29.

Com a determinação do PSD do sinal de excitação e da FRF de tensão, é possível determinar a PSD de tensões no ponto crítico da estrutura. Espectro que pode ser

determinado pela expressão, $PSD(\sigma_x) = FRF(\sigma_a)^2 W_x(f)$, e o sinal resultante deste cálculo é apresentado pela Figura 36.

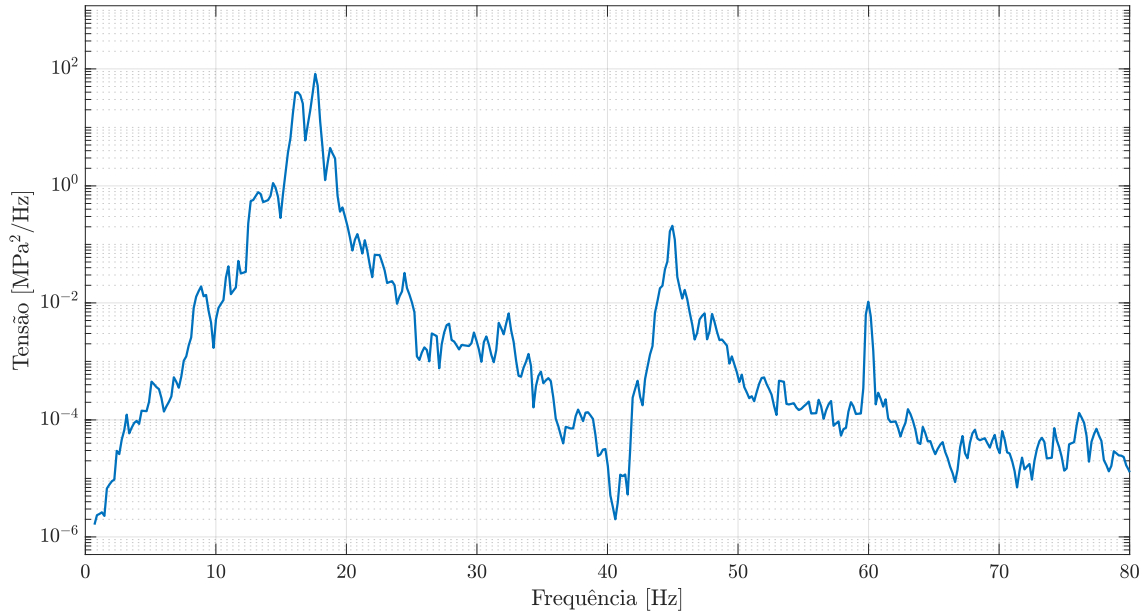


Figura 36 – PSD de amplitude de tensão no ponto crítico da estrutura do corpo de prova.

Entretanto, o objetivo final deste método é determinar a PDF de amplitude de tensão, $f(\sigma_a)$, calculada pela Eq. 2.39. Dirlik propõe obter esta função combinando o PSD de amplitude de tensão com os momentos espectrais, com auxílio das simulações de Monte Carlo. O ciclo de fadiga estimado é apresentado pela PDF da Figura 37.

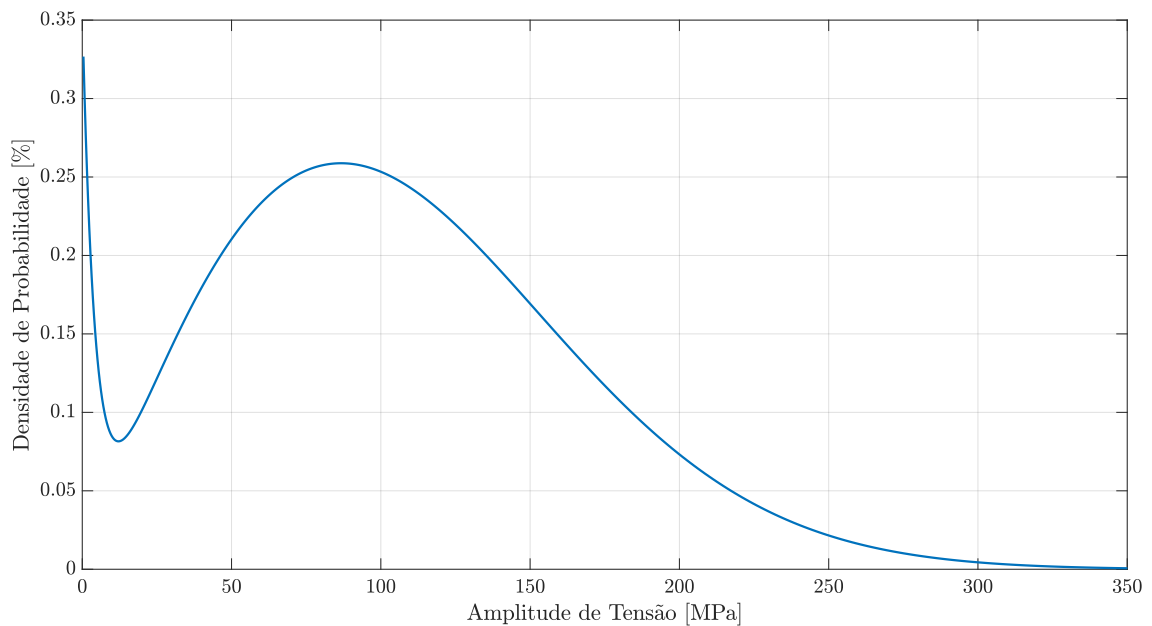


Figura 37 – PDF de tensão determinada pelo método proposto por Dirlik.

A contabilização do dano acumulado é dada pela Eq. 2.57, que é uma modificação da Eq. 2.11 proposta por Palmgren-Miner. Para a estimativa do tempo de falha da estrutura submetida ao ciclo de fadiga estimado, é necessário combinar o dano acumulado com a tensão limite de fadiga da matéria-prima do espécime. O resultado desta estimativa pelo método de Dirlik está detalhado na Tabela 9.

Tabela 9 – Resultado da estimativa de dano acumulado e vida em fadiga

<i>Estimativa de falha pelo método espectral (Dirlik)</i>	
Dano por segundo [D/s]	$1,50808 \times 10^{-5}$
Estimativa de falha por fadiga	66.309,27 segundos
	18,42 horas

Para solução das equações da análise de resposta em frequência (FRF), é utilizado o mesmo recurso computacional de **100 Gb** de memória RAM, **40** núcleos de processamento paralelo com **2.0 GHz** de frequência. Considerando os parâmetros da análise, como, passo de frequência de **0,19 Hz** e uma varredura da frequência de excitação de **0,7** até **90 Hz**, foi gasto **1 hora 51 minutos e 25 segundos** (6.685 segundos) para conclusão da análise.

4.2.3. Comparação entre os resultados obtidos e análise de viabilidade das análises computacionais

Os resultados mostrados nos tópicos anteriores são organizados e utilizados para uma análise de viabilidade do uso da metodologia proposta por Dirlik, que normalmente não é a primeira opção dentre os métodos mais tradicionais para o dimensionamento estrutural e estimativa de fadiga.

A Figura 38 a seguir, ilustra os resultados obtidos até esta etapa da pesquisa. O resultado das estimativas de fadiga pelos diferentes métodos propostos, calculadas com o auxílio de análises pelo método de elementos finitos (MEF), estão representadas pelo triângulo vermelho e círculo azul do gráfico abaixo. Já os resultados experimentais do teste de durabilidade, tempo de falha de cada espécime, estão representados pela distribuição de sinais de positivo (+).

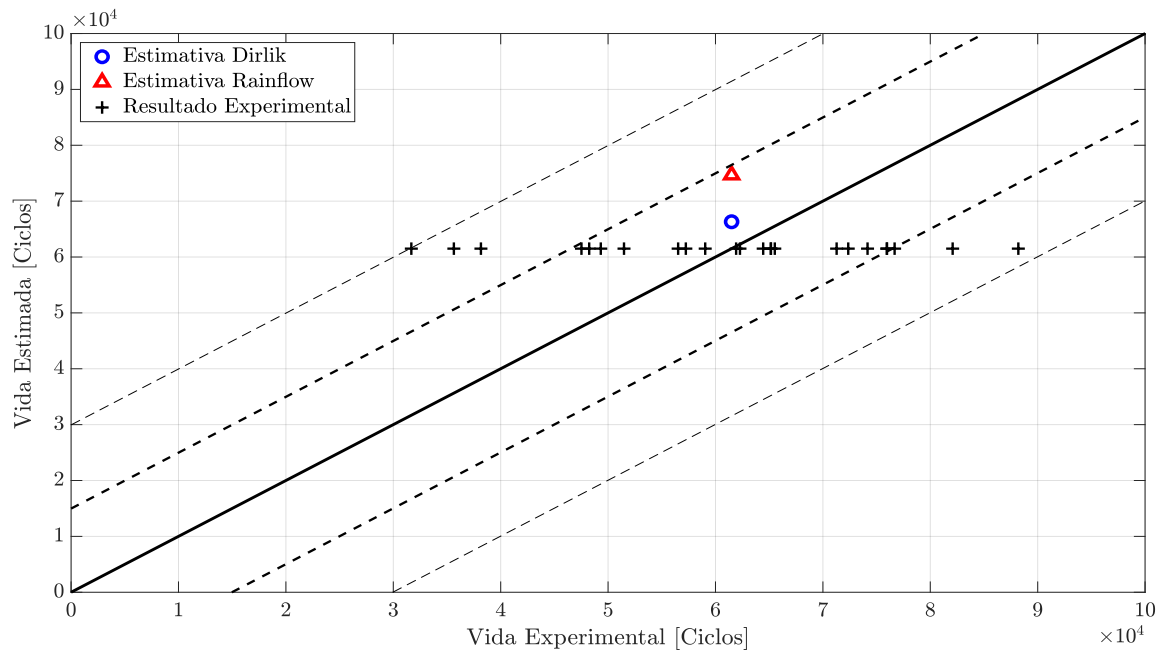


Figura 38 –Comparação entre o resultado experimental e o resultado estimado de fadiga para o método de Rainflow e Dirlik.

O tipo de gráfico da Figura 38 serve para auxiliar na análise de eficiência do método utilizado, comparando o resultado das estimativas de fadiga com o resultado médio de falha do espécime no experimento em bancada.

Qualquer ponto coincidente com a linha cheia representaria uma equivalência entre a estimativa e o resultado médio do experimento, e as linhas pontilhadas limitam a região que representa o desvio padrão dos resultados experimentais. Visto que, as linhas pontilhadas mais próximas à linha central limitam a variação de até um desvio padrão dos resultados, e as linhas pontilhadas externas limitam a variação de até dois desvios padrão. As variáveis estatísticas do processo experimental, utilizadas para construção do gráfico anterior, estão detalhadas na Tabela 6.

Considerando o tempo médio de falha da estrutura durante ensaio de durabilidade como referência e fazendo um comparativo com os resultados obtidos através das estimativas de fadiga pelos métodos propostos, tem-se:

Tabela 10 – Comparativo entre o resultado experimental e as estimativas de fadiga

<i>Parâmetro de avaliação</i>	<i>Tempo de falha [h]</i>	<i>Erro de estimativa [%]</i>
Resultado Experimental (média)	17,08	—
Estimativa de fadiga Dirlik	18,42	+7,8%
Estimativa de fadiga Rainflow	20,74	+21,4%

Através dos dados anteriores, é possível observar uma variação de 21,4% entre o resultado experimental com o resultado estimado pela metodologia de Rainflow, variação maior do que a obtida com a estimativa pelo método de Dirlik, 7,8%. Esta diferença tem uma provável explicação na hipótese de ocorrência de pequenas variações do carregamento randômico de fadiga aplicado pelo aturador, causada por variações no circuito hidráulico no decorrer do ensaio de durabilidade.

Como a estimativa de fadiga no domínio do tempo é realizada de forma direta e com base em uma amostra do ciclo randômico, por mais que seja um ensaio controlado, algumas informações podem não ter sido abrangidas pela amostra utilizada como entrada da análise dinâmica transiente (TDA) pelo MEF. Esta hipótese deve ser levada em consideração, pois, o resultado da estimativa de fadiga pelo método de contagem de picos por Rainflow depende da qualidade de representação do ciclo total de fadiga por uma amostra deste ciclo randômico de fadiga, $x(t)$, que é utilizada como informação de entrada da análise pelo MEF.

É comum a ocorrência de variação entre as estimativas e o resultado experimental. Uma das explicações se baseia na inviabilidade de aquisição completa do sinal de excitação durante execução dos ensaios e posteriormente utilizar este sinal extenso como excitação da TDA pelo MEF. Conforme mencionado nos itens anteriores, por essas e outras dificuldades, é comum realizar a composição de amostras do sinal de excitação na tentativa de reprodução do ciclo completo de fadiga da estrutura.

Uma das vantagens da estimativa de fadiga pelo método proposto por Dirlik com relação aos métodos que utilizam o domínio do tempo, considerando um ciclo de fadiga randômico, é a redução do erro da estimativa da falha devido à representação estatística dos eventos inseridos no ciclo de fadiga completo por uma amostragem de excitação do ciclo de fadiga.

Por ser um processo estatístico, quanto mais extensos e variados sejam os sinais de excitação utilizados para obtenção da PSD, maior o número de amostras para cálculo dos parâmetros estatísticos do processo, determinação das principais frequências de excitação e com isso o processo se aproxima cada vez mais ao ciclo completo de fadiga pela quantidade de informações utilizadas. Estimativa que não encarece o processo

virtual pelo MEF, pois o método espectral tem como base a análise de resposta em frequência da estrutura, que tem como informação de entrada um sinal de amplitude constante que é independente da PSD de excitação.

Portanto, levando em consideração a discussão dos parágrafos anteriores e os resultados contidos na Tabela 10. Mesmo que partindo de um único sinal de excitação medido para ambas as metodologias propostas, obteve-se um resultado menos conservador através do método espectral. Visto que, a estimativa de fadiga pelo método proposto por Dirlik é realizada a partir de uma função densidade de probabilidade (PDF) de ocorrência de eventos.

O comparativo entre as metodologias de estimativa de fadiga é útil para o entendimento das características de cada método, avaliar o custo computacional das diferentes análises pelo MEF e avaliar a qualidade dos resultados. Com essas análises, é possível observar as oportunidades de melhorias no processo de cada método, e tentar intervir de alguma forma para obtenção de um resultado mais próximo entre os métodos e entre o resultado experimental.

Outra explicação para a variação das estimativas de fadiga com o ensaio de durabilidade está na variação das propriedades mecânicas da matéria prima. É importante lembrar que as estimativas de fadiga utilizaram a tensão de resistência à fadiga do material, S_e , determinada através dos fatores modificadores e dos dados contidos na Tabela 2, conforme proposto por Budynas e Nisbett (2011).

Caso fosse considerado o desvio padrão do valor da tensão limite de ruptura do material, S_{ut} , de $\pm 9,1 MPa$, para estimativa do valor da tensão limite de resistência à fadiga do material, S_e , seria plausível uma variação de aproximadamente $\pm 23\%$ da estimativa de falha por fadiga em ambos os métodos utilizados.

Tabela 11 – Comparativo entre os métodos de estimativa de fadiga

<i>Método de estimativa de fadiga</i>	<i>Rainflow</i>	<i>Dirlik</i>
Custo computacional FEA [s]	15.703	6.685
Variação da estimativa com relação ao experimento [%]	+21,4%	+7,8%
Razão entre estimativas (Rainflow/Dirlik) [%]	+12,6%	
Razão entre custo FEA (Rainflow/Dirlik) [%]	+234,9%	

Possíveis fatores influentes para variação dos resultados das estimativas de fadiga com relação ao ensaio de durabilidade estão listados abaixo após discussão deste capítulo:

- Estimativa da tensão limite de resistência à fadiga do material, S_e ou S_f ;
- Variação das propriedades mecânicas da matéria-prima, Tabela 2;
- Erros no método computacional pelo MEF:
 - Determinação dos parâmetros do material que são utilizados como informação de entrada para as análises pelo MEF;
 - Representação do ciclo completo de fadiga por uma amostra pequena deste carregamento, excitação da TDA (Rainflow), por ser inviável utilizar um sinal randômico extenso;

Considerando que o objetivo principal desta etapa da pesquisa fosse reduzir a variação das estimativas de fadiga com relação ao resultado do experimento, o recomendado seria realizar um ensaio de fadiga em cada corpo de prova ensaiado em bancada. Desta forma, seria possível determinar a tensão limite de fadiga experimental, S_f , ao invés de estimá-la, S_e . Porém, a execução deste ensaio é inviável devido ao custo e tempo total do processo.

Entretanto, a determinação refinada desta variável não seria relevante para o custo computacional da FEA, nem para a variação dos resultados de estimativa de fadiga pelas diferentes metodologias. Parâmetros estes que são relevantes para o estudo de viabilidade da utilização da metodologia proposta por Dirlik para os estudos contidos nos próximos capítulos.

Independente das variações mencionadas, com os dados da Tabela 11, é possível observar uma diferença de 12,6% entre os resultados das estimativas de fadiga e um custo computacional 235% maior para solução da FEA pelo método pelo domínio do tempo comparado ao método espectral. Essa análise contribui para a conclusão de que é totalmente viável a utilização do método proposto por Dirlik para a estimativa do ciclo de fadiga de processos randômicos. Com base nesta afirmação, este método é utilizado para as estimativas de fadiga realizadas no decorrer deste trabalho.

5. APLICAÇÃO DO MÉTODO DE DIRLIK EM UMA ESTRUTURA DE MAQUINÁRIO AGRÍCOLA

Neste capítulo são detalhados os processos de estimativa de fadiga da estrutura de um paralama de um maquinário agrícola automotriz de grande porte. Por fim, são realizadas comparações entre esta estimativa com os resultados do ensaio de durabilidade em pista de prova.

O primeiro passo para execução do processo de estimativa de falha por fadiga do paralama no teste de durabilidade em pista de prova, é a determinação da PSD do sinal de excitação e dos parâmetros dos materiais da estrutura. Em seguida, como resultado da análise por elementos finitos (FEA), é obtida a função de resposta em frequência (FRF) de amplitude de tensão no ponto crítico desta estrutura.

Com as informações necessárias para aplicação da metodologia proposta por Dirlik para estimativa de vida em fadiga, o ciclo de fadiga da estrutura é dado pela função densidade de probabilidade (PDF) de amplitude de tensões. Por último, o dano acumulado na estrutura é contabilizado combinando o método proposto por Palmgren-Miner e o ciclo de fadiga dado pela PDF de tensões, e assim é estimado o tempo de falha da estrutura enquanto submetida à excitação da pista de prova.

Para validação dos resultados da estimativa de vida em fadiga do paralama, quatro exemplares deste componente são submetidos à um ensaio de durabilidade realizado em pista de provas.

O experimento realizado com o paralama acoplado à suspensão de uma máquina agrícola automotriz de grande porte, com este veículo percorrendo um circuito fechado até que a falha do componente de interesse ocorra. Atingido a falha dos quatro componentes testados, o tempo médio desta ocorrência é utilizado como referência para avaliar a estimativa de fadiga pelo método proposto por Dirlik.

5.1. Aquisição do Sinal de Excitação da Estrutura Submetida ao Ensaio de Durabilidade em Pista de Prova

Pode-se afirmar que dentre as etapas do processo de dimensionamento por fadiga de uma estrutura a etapa de aquisição do sinal de excitação é provavelmente uma das mais importantes. A partir dos dados coletados caracteriza-se o comportamento do sistema dinâmico, é estimado o ciclo/excitação de fadiga da estrutura e é validada a resposta em frequência calculada pelo modelo FEA.

A estrutura proposta para esta análise é o paralama de um pulverizador automotriz de grande porte, peça que é acoplada à suspensão deste implemento agrícola. O paralama é uma estrutura complexa, composta por três matérias-primas diferentes e diferentes tipos de junções entre seus componentes.

Na Figura 39 é possível observar que o acoplamento entre o paralama e a bandeja de articulação da suspensão é feito por duas peças de aço, que envolvem o tubo principal do paralama e o mantêm no lugar através de uma força de pré-carga nos pinos de fixação.

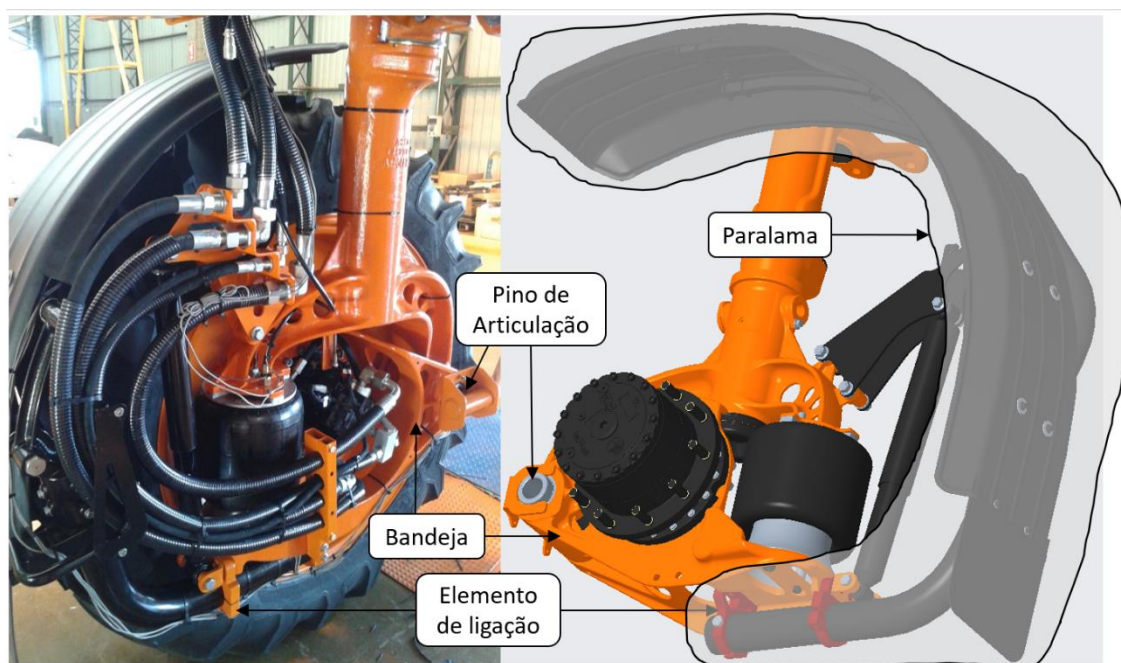


Figura 39 – Componentes da suspensão de um pulverizador agrícola modelo Jacto - Uniport 5030 NPK.

Este modelo de máquina é composto por quatro suspensões independentes, onde cada suspensão possui uma mola pneumática, um amortecedor e um motor de roda hidráulico. Devido ao acoplamento desta estrutura à bandeja inferior de articulação da suspensão, a excitação do paralamas é dada pela carga de entrada na roda da máquina.

Portanto, a aquisição do sinal de excitação da estrutura é feita acoplando um acelerômetro abaixo da mola pneumática. Região de maior amplitude de resposta e mais próxima aos pontos de fixação da estrutura do paralamas na suspensão.

Para ilustrar com mais detalhes as regiões onde foram acoplados os acelerômetros, o projeto/desenho 3D CAD (*Computer-Aided Design* – Projeto/Desenho Assistido por Computador) da suspensão e sua montagem com o paralamas auxiliam na indicação dos pontos de aquisição, conforme Figura 40.

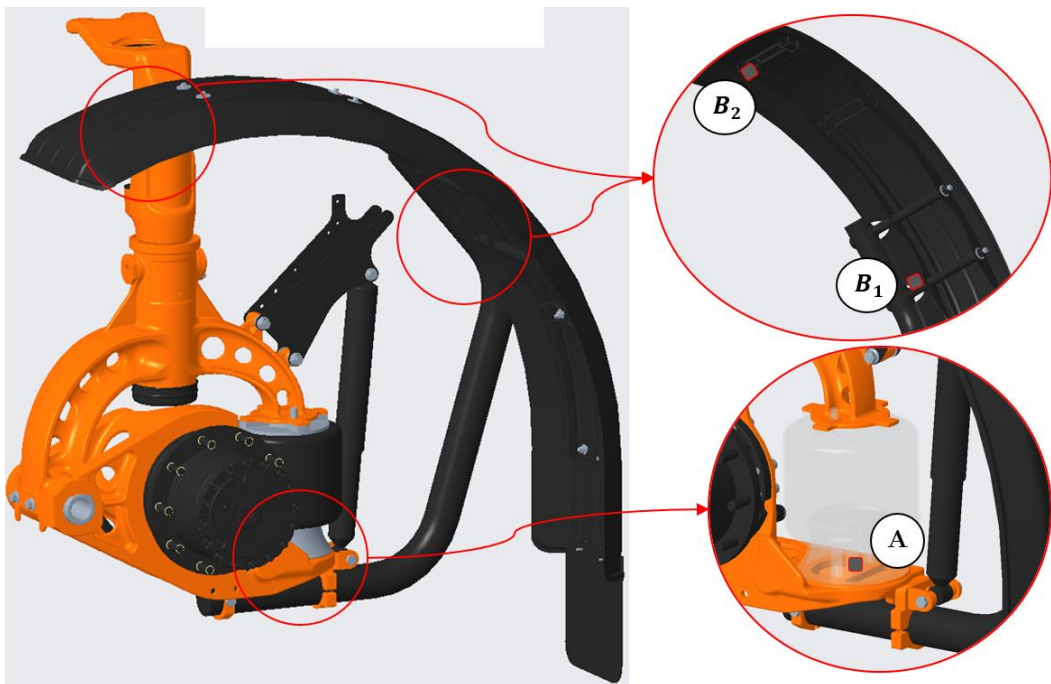


Figura 40 – Posicionamento dos acelerômetros utilizados para definição do sinal de excitação de fadiga e caracterização do comportamento dinâmico da suspensão e do paralamas.

Na Figura 40, o balão *A* indica o ponto de acoplamento do acelerômetro utilizado para aquisição do sinal de aceleração da bandeja da suspensão, sinal que representa a carga de entrada na roda durante o percurso em pista de provas.

O acelerômetro *A* (AS-HB 10g), acoplado ao centro da mola pneumática, tem uma amplitude admissível de $\pm 10g$ de aceleração e mediu o sinal de excitação com

frequência de aquisição de 400 Hz . Esta configuração de aquisição do sinal de excitação, é montada somente na suspensão dianteira esquerda do Uniport 4530, pois é inviável a realização do experimento medindo todas as suspensões por indisponibilidade de equipamento de medição.

No balão B , da Figura 40, estão representados os pontos escolhidos para acoplamento dos acelerômetros utilizados para medir a resposta dinâmica do paralamas. As informações obtidas pelos acelerômetros A e B_1 (AS-TB 10g), são utilizadas para cálculo da função transferência (FT) da estrutura e para calibração de parâmetros de entrada da análise harmônica de resposta em frequência, executada pelo método de elementos finitos (MEF).

Os sinais medidos pelos acelerômetros B_1 e B_2 (AS-HB 50g), são utilizados para definição da FT entre esses pontos, informação necessária para ajustar a resposta dinâmica da estrutura da capa do paralamas no FEA. Esse processo de calibração da resposta dinâmica da estrutura de fixação da capa do paralamas deve ser realizado para estimativa de fadiga dos pontos críticos deste conjunto soldado. Estrutura que é acoplada ao tubo principal do paralamas.

Entretanto, o escopo deste trabalho é limitado à estimativa de vida em fadiga apenas do ponto mais crítico do tubo principal da estrutura do paralamas. Desta maneira, na sequência deste capítulo é detalhada a estrutura do paralamas, seus materiais, parâmetros e a idealização do modelo FEA. Dados utilizados como informação de entrada para solução da análise harmônica de resposta em frequência pelo MEF.

5.2. Modelagem da Estrutura pelo Método de Elementos Finitos (MEF)

A modelagem da estrutura do paralamas para uma análise por elementos finitos (FEA) é idealizada considerando todos os parâmetros do sistema dinâmico, do material da estrutura e as condições de contorno da análise.

Considerando uma estimativa de fadiga de uma estrutura pelo método de Dirlik auxiliada pelo MEF, o modelo FEA tem como principal objetivo a obter a função de

resposta em frequência (FRF) de amplitude de tensões. Essa FRF é determinada através da solução de uma análise harmônica de resposta em frequência da estrutura.

Para ser possível a execução dessa análise, primeiramente é necessário detalhar a estrutura, seus componentes, materiais, juntas e os elementos de ligação utilizados na montagem.

A escolha da estrutura do paralamas para o estudo proposto, considera a facilidade do acesso ao local de acoplamento do paralamas, detalhe que simplifica o processo de aquisição e definição do sinal de excitação. A complexidade da estrutura do paralamas também é um motivador para esta escolha, pois torna mais desafiador o processo de estimativa de vida em fadiga pelo método de Dirlik auxiliado por FEA.

Como descrito no item anterior, Figura 39, o paralamas é acoplado à bandeja de articulação da suspensão do Uniport por dois elementos de ligação. Esta montagem pode ser detalhada através da identificação dos seus principais componentes (macrocomponentes), conforme Figura 41.

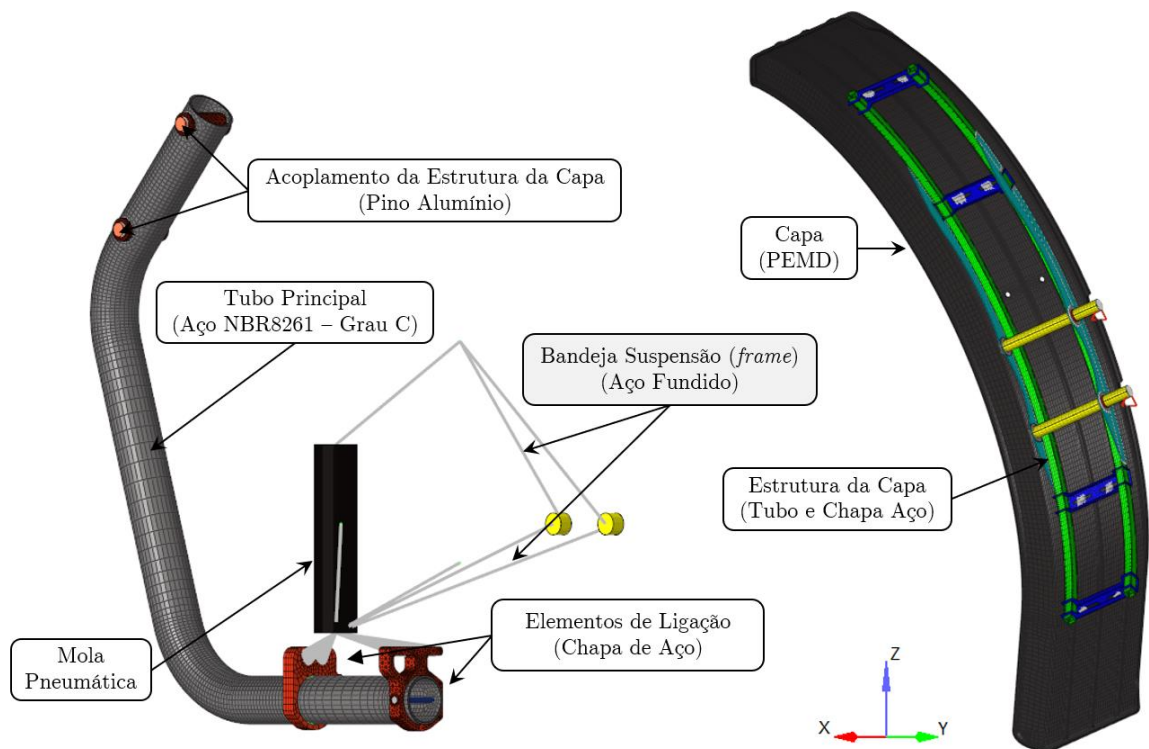


Figura 41 – Detalhamento dos componentes principais (macrocomponentes) da estrutura do paralamas.

Apesar do escopo desta pesquisa estar restrito à estimativa de fadiga do ponto mais crítico do tubo principal do paralamas, todos os componentes são modelados pelo

MEF, sem nenhum tipo de simplificação. Os parâmetros que descrevem os materiais da estrutura e que são utilizados como dado de entrada da análise pelo MEF, são retirados dos *datasheets* disponibilizados pelos fornecedores, e estão listados na Tabela 12.

Tabela 12 – Parâmetros dos materiais utilizados como dado de entrada do modelo FEA

<i>Material</i>	<i>Módulo de Elasticidade [GPa]</i>	<i>Densidade [kg/m³]</i>	<i>Coefficiente de Poisson [ν]</i>
Aço NBR 8261 - Grau C	207,5	7872	0,298
Aço (Genérico)	208,0	7860	0,300
Alumínio (Genérico)	72,5	2710	0,334
PEMD (Genérico)	1,1	1040	0,400

Para a estimativa de fadiga do tubo principal da estrutura é necessário ter as informações sobre as propriedades mecânicas do material, neste caso, a matéria-prima utilizada para fabricação desta peça é o Aço NBR 8261 - Grau C, e essas propriedades estão detalhadas na Tabela 13.

Tabela 13 – Propriedades mecânicas do Aço NBR 8261 - Grau C

<i>Parâmetro</i>	<i>Valor</i>
Módulo de Elasticidade [GPa]*	207,5
Tensão Limite de Escoamento [MPa]*	317,0
Tensão Limite de Ruptura [MPa] (S_{ut})*	427,0
Tensão de Resistência à Fadiga [MPa] (S_{10^3})	384,3
Tensão de Resistência à Fadiga [MPa] (S_{10^6})	126,4

*valores retirados de *datasheet* disponibilizado pelo fornecedor da matéria-prima

Definidos os parâmetros dos materiais que compõem a estrutura, o próximo passo é idealizar o modelo baseado nas condições das juntas entre os macrocomponentes e nas condições de contorno do sistema dinâmico. É importante enfatizar que não foram realizados ensaios de fadiga para determinação das tensões de resistência à fadiga do Aço NBR 8261. As variáveis S_{10^3} e $S_{10^6}(S_f)$ são estimadas de forma análoga ao processo realizado no tópico 3.1 deste trabalho.

Os elementos de fixação, que representam parafusos, pinos e rebites, são idealizados no modelo virtual por diferentes elementos do tipo *beam*. Cada elemento do tipo *beam* tem inércia e graus de liberdade específicos, condições de contorno que servem

para representar as interações entre as peças. As juntas e componentes representados por esse tipo de elemento finito, estão detalhados na Figura 42.

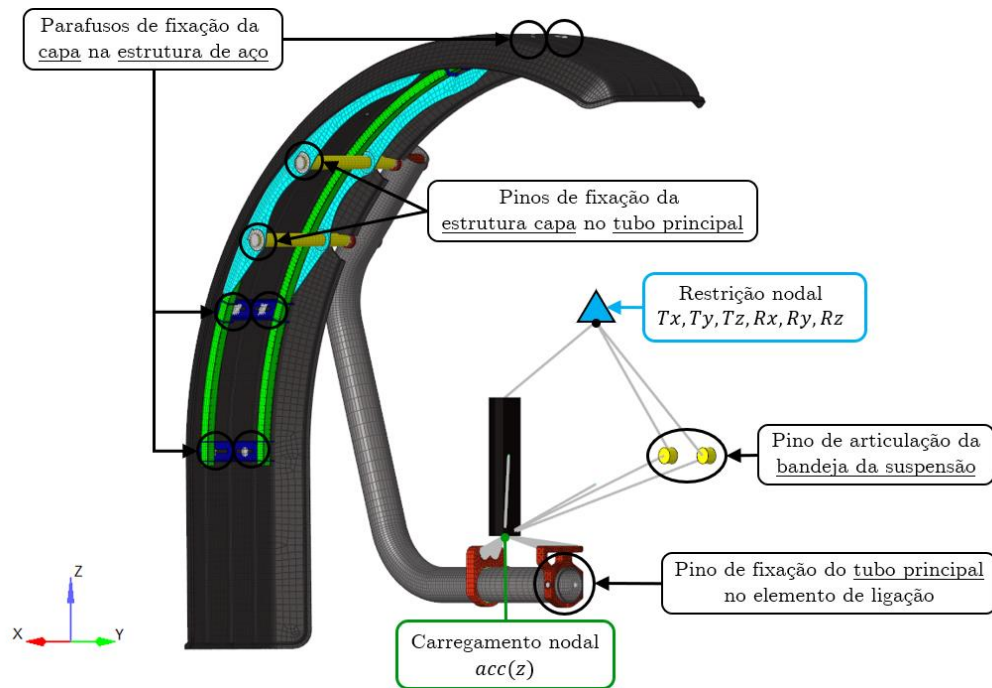


Figura 42 – Condições de contorno e representação dos elementos de fixação idealizados para a análise harmônica de resposta em frequência pelo MEF.

A análise harmônica de resposta em frequência tem como *input* um sinal de aceleração em função da frequência. O nó onde foi aplicado este sinal de excitação da estrutura, representado na Figura 42, é uma representação exata da base da mola pneumática. Região da bandeja da suspensão em que é acoplado o acelerômetro responsável pela aquisição do sinal de excitação, conforme balão A da Figura 40.

A restrição do modelo é aplicada em todos os graus de liberdade (DOF) do nó que representa o ponto de acoplamento da bandeja da suspensão com o fundido intermediário, estrutura que liga a bandeja da suspensão ao semieixo da máquina.

Definidas as condições de contorno do modelo em estudo, o próximo passo é realizar a calibração da resposta dinâmica do sistema, processo realizado comparando o resultado simulado com o sinal medido durante o experimento de durabilidade. Essa calibração é realizada de forma análoga ao processo descrito no tópico 3.3.1.

Alguns parâmetros que caracterizam o comportamento da estrutura e do sistema dinâmico estão disponíveis na Tabela 12, outros são determinados com a calibração do

modelo FEA. Dentre eles, os fatores de amortecimento proporcional de massa e rigidez, α_1 e α_2 respectivamente, onde, $\alpha_1 = 3,8$ e $\alpha_2 = 2,0 \times 10^{-5}$.

As funções transferência (FT) da estrutura que são utilizadas para calibração da resposta do modelo FEA, estão representadas na Figura 43.

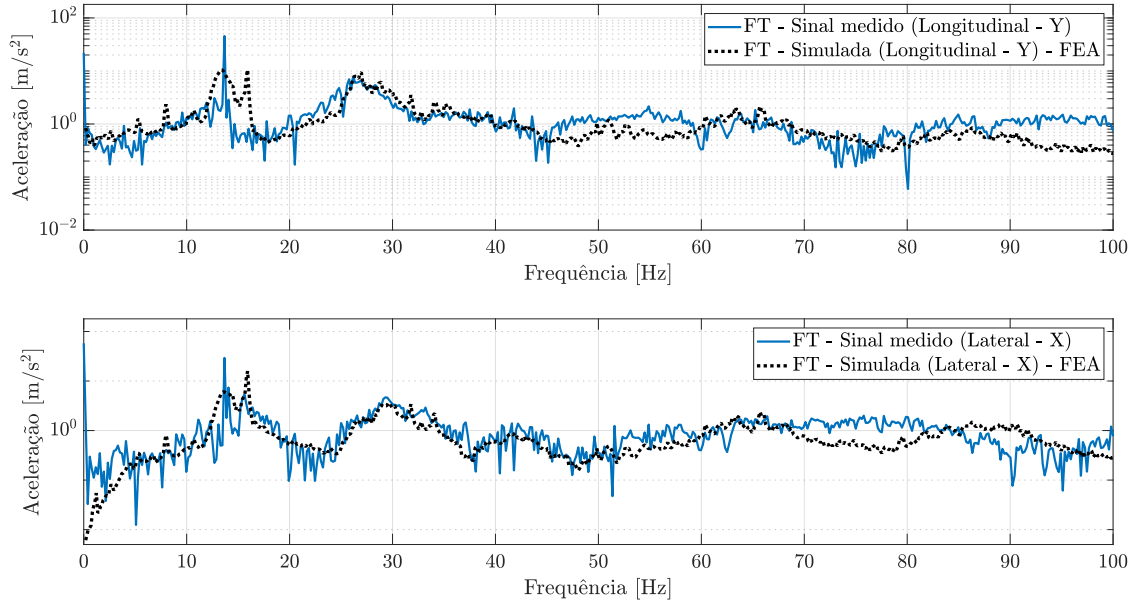


Figura 43 – Curvas de transmissibilidade em função da frequência da estrutura nas direções longitudinal [Y] e lateral [X]. Comparação entre os sinais determinados a partir de informações medidas e simuladas (FEA).

Os gráficos da Figura 43, representam as respostas dinâmicas nas direções X e Y do modelo FEA (observar sistema de coordenadas da Figura 42) para uma excitação na direção Z . As respostas nas direções X e Y , são respectivamente as FT's do paralama nas direções lateral e longitudinal, para uma aceleração de excitação vertical no acelerômetro acoplado à bandeja da suspensão da máquina.

Observando as respostas contidas nos gráficos acima, é possível identificar uma fidelidade da amplitude e frequência de resposta das FT's simuladas com relação às FT's medidas. Entretanto, essa fidelidade começa a ser comprometida em frequências acima de 45 Hz na FT longitudinal e acima de 50 Hz na FT lateral.

Alguns fatores relevantes para o comprometimento desta fidelidade entre as respostas são de difícil correção pelo modelo FEA, pois são desconsiderados em uma análise dinâmica linear de resposta em frequência. Dentre esses fatores, pode-se destacar

os modos locais de vibrar de alguns componentes, bem como as não-linearidades do sistema dinâmico, (Burlayenko; Sadowski, 2018; Chen *et al.*, 2006; Li *et al.*, 2021), que em sua maioria são causadas pelas interações de contato entre os componentes da estrutura real.

Um exemplo de componente relevante para a não-linearidade do sistema dinâmico e que possui diversos modos de vibrar em frequências acima de 50 Hz , é a capa do paralamas. A combinação da geometria esbelta da capa do paralamas com o módulo de elasticidade de sua matéria-prima, causa uma grande interação de contato entre a capa e a estrutura metálica devido à diferença de rigidez entre os componentes.

A combinação das não-linearidades da estrutura completa na resposta dinâmica do sistema, principalmente quando submetido a frequências de excitação acima de 50 Hz , acabam dificultando a representação e calibração da resposta do modelo FEA

Sendo assim, o foco do processo de calibração é ajustar a amplitude e frequência da resposta dinâmica do sistema nos modos de vibrar mais relevantes para o dano por fadiga da estrutura do paralamas. Esta relevância pode ser comprovada através da PSD de amplitude de tensões no ponto crítico do tubo do paralamas. Informação determinada combinando a FRF de amplitude de tensões (análise harmônica de resposta em frequência pelo MEF) com o PSD do sinal de excitação de fadiga da estrutura.

O próximo e último passo utilizando o modelo de análise pelo método de elementos finitos (FEA), é executar a análise harmônica de resposta em frequência da estrutura. Análise que tem como resultado a função de resposta em frequência (FRF) de amplitude de tensões, que pode ser determinado em qualquer ponto do tubo principal do paralamas.

5.2.1. Análise de resposta em frequência da estrutura do paralamas

O modelo computacional pelo método de elementos finitos (MEF), calibrado conforme tópico anterior, é essencial para obtenção da função de resposta em frequência (FRF) de amplitude de tensões no ponto crítico da estrutura. Esta FRF é determinada

através da solução da uma análise harmônica de resposta em frequência com auxílio do software computacional de análise pelo MEF, Siemens FEMAP®.

A forma com que as condições de contorno da análise pelo MEF são idealizadas, estão detalhadas na Figura 42. O nó em que foram aplicadas as restrições teve todos os seus graus de liberdade restritos. E, o sinal de aceleração de amplitude constante com frequência variável, idêntico ao da Figura 28(b), é aplicado ao nó definido para o input do modelo.

A malha de elementos finitos utilizada para discretização da estrutura é composta por diversos tipos de elementos. Elemento de viga (unidimensional)(*beam*), para representação dos parafusos, pinos e da mola pneumática, elemento de casca (bidimensional)(*plate/shell*), para representação de chapas e tubos com espessuras menores que $12,7\text{ mm}$, elemento sólido (tridimensional), para representação de chapas com espessuras maiores que $12,7\text{ mm}$. Também são utilizados elementos de massa, para representar componentes não modelados, e por fim, elementos rígidos, para interligar elementos representando as junções entre os componentes (juntas e soldas).

Para discretização completa do modelo foram utilizados 32.237 elementos de casca (QUAD4), 105 elementos de viga (CBEAM), 101.364 elementos sólidos (TET10), 429 elementos rígidos (RBE2) e 9 elementos de massa (CMASS1). Totalizando 134.144 elementos finitos e 59.502 nós.

A análise de resposta em frequência é executada dentro de um intervalo $0,19\text{ Hz}$ a $100,3\text{ Hz}$, com um passo de frequência de $0,13\text{ Hz}$. Para esta análise são utilizados os mesmos recursos disponíveis para execução das análises anteriores do dispositivo de teste, 100 Gb de memória RAM e 40 núcleos de processamento paralelo de $2,0\text{ GHz}$ de frequência. Com essa capacidade de cálculo, foi gasto 1 hora, 43 minutos e 10 segundos (6.190 segundos) para solução da análise harmônica de resposta em frequência.

Desta maneira, um dos dados obtidos com a solução desta análise é a FRF de amplitude de aceleração no ponto crítico da estrutura, conforme Figura 44.

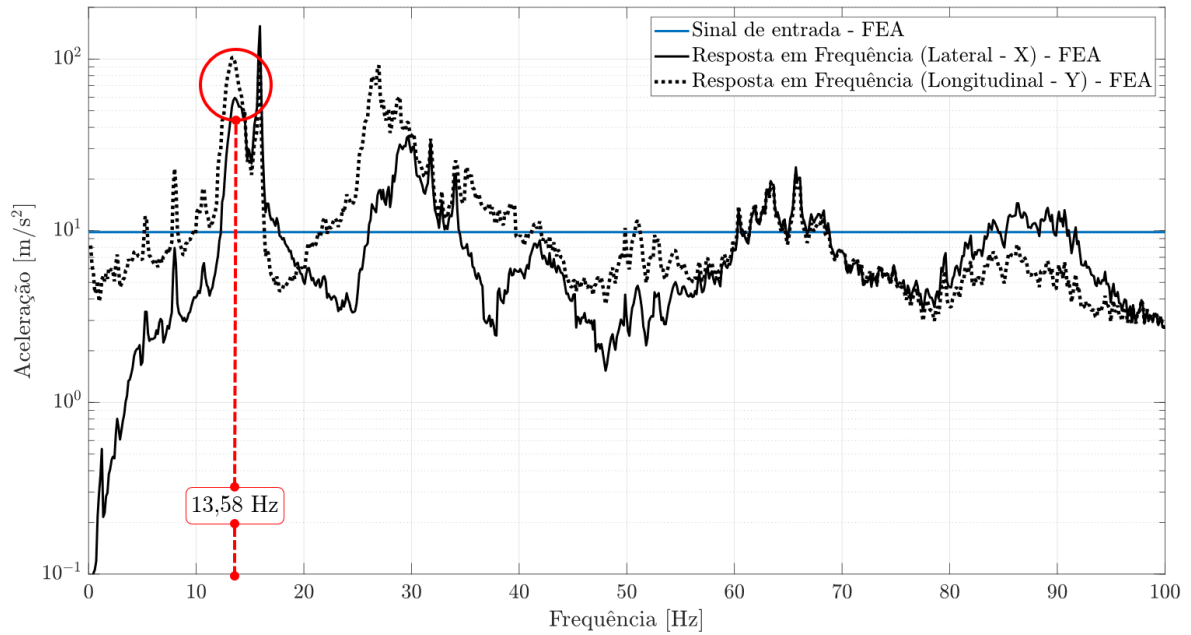


Figura 44 – Função de resposta em frequência nas direções lateral [X] e longitudinal [Y] do modelo FEA, no ponto de acoplamento do acelerômetro do mancral de alumínio do paralamas. Resultado obtido pela análise harmônica de resposta em frequência pelo MEF.

O ponto mais crítico do tubo principal do paralamas, é definido analisando o gradiente de tensões da estrutura, conforme Figura 45. Gradiente determinado após a solução da análise harmônica de resposta em frequência pelo MEF. Para esta análise é escolhido o gradiente de tensão da estrutura submetida à uma frequência de excitação de 13,58 Hz.

O valor da frequência de excitação para análise do gradiente de tensões do tubo do paralamas, é determinado analisando as maiores amplitudes de resposta das FT's da estrutura. Pois, nas maiores amplitudes de resposta do sistema é onde se espera a ocorrência de maiores amplitudes de tensão. Observando as FRF's da Figura 44, a maior amplificação da resposta dinâmica do paralamas ocorre em ambas as direções no valor de frequência de excitação de 13,58 Hz.

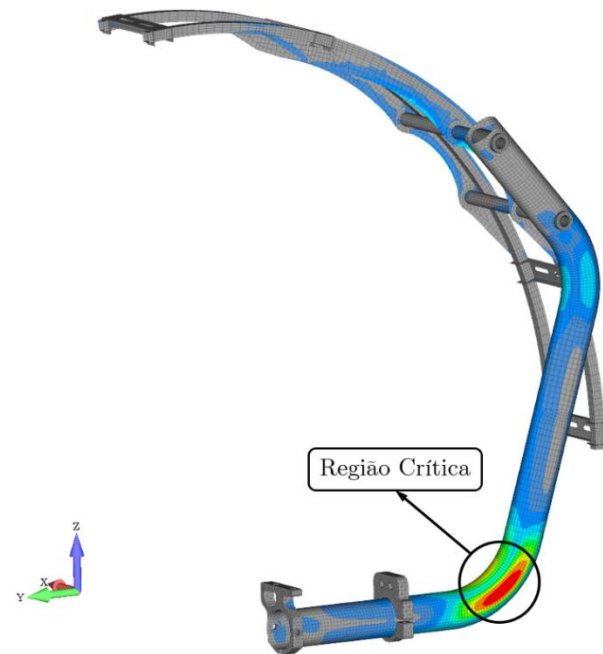


Figura 45 – Gradiente de tensão no tubo principal do paralama quando a estrutura é submetida à uma excitação vertical [Z] com frequência de 13,58 Hz.

O objetivo desta etapa é definir o elemento finito que representa o ponto crítico do tubo principal do paralama e extrair da análise a sua FRF de amplitude de tensões. O resultado da análise harmônica de resposta em frequência pelo MEF, é essencial para a estimativa do dano por fadiga causado a estrutura, cálculo realizado pela função densidade de probabilidade (PDF) de amplitude de tensões.

O processo de aplicação do método proposto por Dirlik para estimativa de vida em fadiga do caso em estudo, está detalhado no próximo tópico.

5.3. Resultado de Durabilidade da Estrutura do Paralama em Pista de Prova e em Campo

O ensaio de durabilidade da estrutura do paralama é realizado de forma simultânea com o ensaio de durabilidade da máquina como um todo. Este ensaio tem como objetivo submeter a máquina às excitações de fadiga que representem as solicitações reais que ocorrem durante exercício de sua função em campo.

O projeto e construção da pista de prova do centro de pesquisa e desenvolvimento da Máquinas Agrícolas Jacto S/A, local em que são realizados os

ensaios de durabilidade das máquinas automotrizes, foram executados dezesseis anos atrás. Esse trabalho foi realizado considerando as principais frequências de excitação e condições de uso da máquina durante trabalho em campo, informações obtidas através de medições realizadas em várias regiões do país que possuem diferentes características de solo e de operação da máquina, possibilitando abranger as mais diversas condições em que a máquina é submetida.

A partir das características dos sinais medidos que representam as solicitações da máquina durante trabalho em campo, são determinados parâmetros que foram utilizados para o projeto de construção da pista de prova. No projeto da pista de prova são definidos seus obstáculos, manobras e condições de velocidade em que a máquina percorre o circuito da pista durante o ensaio de durabilidade.

A construção da pista tem como principal objetivo reproduzir da melhor forma as excitações de campo e suas frequências, além de fazer com que o dano por fadiga ocorra de forma acelerada durante o ensaio de durabilidade em pista de prova. Desta maneira, com as medições da resposta dinâmica da máquina em pista de prova e em campo, é possível criar uma correlação de fadiga entre as acelerações medidas. Essa correlação é necessária para determinar o tempo que a estrutura deve resistir quando submetida às excitações do ensaio de durabilidade em pista de prova.

Esta correlação é calculada através da análise de severidade entre os ciclos de fadiga medidos. A análise de severidade é feita comparando o ciclo de fadiga em pista de prova com o ciclo de fadiga de alguma região específica, ou então, pode ser comparado com um ciclo composto de fadiga, considerando diversas regiões de interesse.

Da mesma forma que as características do solo em que a máquina irá trabalhar são muito relevantes para as excitações da máquina, as condições de carga e de velocidade também são. Portanto, as medições das excitações da suspensão da máquina foram medidas em quatro combinações diferentes de layout e carga, sendo que a máquina percorreu quatro voltas na pista de prova (cada volta tem aproximadamente quatro minutos de duração) para cada condição definida. As quatro condições de carga/layout em que são coletadas amostras de aceleração da suspensão, são:

- VZBA: Nesta condição a máquina está com seu reservatório de 4.500 litros vazio (VZ) e com a barra de pulverização de 42 metros aberta (BA);
- VZBF: Nesta condição a máquina está com seu reservatório de 4.500 litros vazio (VZ) e com a barra de pulverização de 42 metros fechada (BF);
- CHBA: Nesta condição a máquina está com seu reservatório de 4.500 litros cheio (CH) e com a barra de pulverização de 42 metros aberta (BA);
- CHBF: Nesta condição a máquina está com seu reservatório de 4.500 litros cheio (CH) e com a barra de pulverização de 42 metros fechada (BF);

Na Figura 46 abaixo, estão destacados os componentes citados nos itens acima, a barra de pulverização de 42 metros e o reservatório de 4.500 litros.



Figura 46 – Foto do pulverizador automotriz Jacto Uniport 4530 com reservatório de 4500 litros e barra de pulverização 42 metros, nas condições fechada e aberta.

Fonte: www.jacto.com

Seguindo a descrição do processo, são obtidas as informações sobre a excitação da suspensão durante quatro voltas no circuito da pista de prova, para cada uma das quatro condições de *layout* da máquina. E, aproveitando o ensaio de durabilidade do pulverizador Uniport completo, o ensaio de durabilidade do paralamas segue o mesmo ciclo de ensaio da máquina com todos os componentes montados.

Foi pré-definido que o ensaio se inicia em condição carga de máquina cheia, parâmetro importante para análise de falhas precoces dos componentes da máquina.

Alternando a condição de carga da máquina conforme o seguinte ciclo de 100 horas de ensaio:

- Cheia, barra aberta (CHBA): 56 horas de ensaio;
- Cheia, barra fechada (CHBF): 14 horas de ensaio;
- Vazia, barra aberta (VZBA): 24 horas de ensaio;
- Vazia, barra fechada (VZBF): 6 horas de ensaio;

A princípio, a ideia era ter uma amostragem da excitação dos quatro paralamas ensaiados, montados nas quatro suspensões da máquina, que são classificadas como suspensão dianteira direita (DD), suspensão dianteira esquerda (DE), suspensão traseira direita (TD) e suspensão traseira esquerda (TE). Porém, conforme explicado anteriormente, por falta de disponibilidade de equipamentos ficou inviável a medição da excitação de todas as suspensões. Sendo assim, são coletadas informações somente sobre a excitação da suspensão DE.

A incidência das falhas na estrutura do tubo do paralama ocorreram conforme detalhado na Tabela 14. Falhando primeiramente o tubo do paralama DE, e na sequência os tubos dos paralamas DD, TE* e TD.

Tabela 14 – Ocorrência de falhas na estrutura do tubo principal do paralama durante ensaio de durabilidade em pista de provas.

<i>Paralama</i>	<i>Falha [h]</i>
Suspensão DD	249,0
Suspensão DE	228,0
Suspensão TD	271,0
Suspensão TE*	262,0

*valor desconsiderado para contabilização da média

Entretanto, o tempo de falha do paralama montado na suspensão TE é desconsiderado para contabilização do tempo médio de ocorrência da falha. Pois, dentro do intervalo de 190 a 200 horas de teste foi verificado a soltura dos parafusos de fixação do mancal de alumínio no tubo principal do paralama. Condição que afeta o comportamento dinâmico da estrutura completa, e por consequência o dano acumulado.

Analisando os resultados obtidos no decorrer do ensaio de durabilidade em pista de provas, tem-se um tempo médio de falha da estrutura do tubo principal do paralama

de 249,3 horas. Caso fosse considerado o tempo de falha do paralama montado na suspensão TE, o tempo médio de falha seria 252,5 horas.

Algumas fotos das falhas encontradas no tubo do paralama durante o ensaio de durabilidade e durante testes em campo, estão contidas na Figura 47.



Figura 47 – Fotos de falhas no tubo principal do paralama durante ensaio de pista de provas e durante trabalho em campo.

Analisando as imagens das falhas, Figura 47, e comparando ao gradiente de tensões obtido através das análises pelo MEF, Figura 45, é possível afirmar que a falha ocorre exatamente na região mais crítica do tubo do paralama e a trinca se propaga conforme indicado pelo gradiente de tensões.

Concluindo o ensaio de durabilidade nos quatro paralamas, apesar de terem sido aproveitados apenas três para a análise estatística, no próximo tópico é descrito o processo de estimativa de fadiga desta estrutura. Processo realizado a partir das informações dos ciclos de fadiga e utilizando método de estimativa de vida em fadiga proposto por Dirlik.

Comparando os resultados obtidos durante o ensaio de durabilidade com a estimativa de fadiga da estrutura pelo método espectral, é avaliada a eficiência da estimativa de falha desta estrutura complexa submetida à um ciclo de fadiga randômico.

5.4. Estimativa de Vida em Fadiga da Estrutura do Paralama pelo Método de Dirlik

A estimativa de vida em fadiga é realizada com o objetivo principal de evitar a ocorrência de uma falha não esperada da estrutura. Mas também tem como objetivos a redução de custo do produto, redução de massa da estrutura e redução de tempo/custo de execução do projeto.

Diante da realidade do dimensionamento de maquinários agrícolas, que são estruturas submetidas a excitações derivadas de características do solo e da velocidade de trabalho do implemento, é indispensável a utilização de um método que seja eficiente ao utilizar sinais randômicos para estimar o ciclo de fadiga da estrutura.

Baseado no comparativo realizado anteriormente neste trabalho e resultado das pesquisas realizadas por (MRŠNIK *et al.*, 2013; XIA *et al.*, 2019), o método proposto por Dirlik é escolhido como uma alternativa viável para o processo de estimativa de fadiga da estrutura do paralama de um pulverizador automotriz de grande porte. Este maquinário agrícola, onde é acoplado o paralama, é produzido pela empresa Máquinas Agrícolas Jacto. Sendo que, o modelo Uniport 4530 apresentado na Figura 48 é um veículo automotriz de aproximadamente 11 *ton*, considerando os reservatórios vazios.



Figura 48 – Foto do pulverizador automotriz Jacto Uniport 4530 com barra de pulverização de 42 metros. Máquina em que foi montado a estrutura do paralama durante ensaio de durabilidade.

Para definição do sinal de excitação de fadiga da estrutura do paralama durante ensaio de durabilidade em pista de prova, é acoplado um acelerômetro à base da bandeja da suspensão da máquina, estrutura onde é montado o paralama. A distribuição dos acelerômetros na suspensão está detalhada na Figura 40, seção 5.1.

Com esta medição foi obtido uma amostra de quatro voltas da máquina no circuito da pista de prova, sinal que representa a aceleração transiente de excitação da bandeja da suspensão da máquina. Este sinal transiente é utilizado para determinação da densidade espectral de potência (PSD) da excitação da estrutura, espectro apresentado na Figura 49.

A PSD do sinal de excitação é determinada com o processamento do sinal transiente de excitação da estrutura, utilizando um janelamento do tipo Hanning, com 1024 amostras, 50% de sobreposição e 257 médias. Considerando a frequência de aquisição do sinal transiente (200 Hz) e o número de amostras do janelamento (1024), tem-se uma resolução de frequência do espectro, $\Delta f = 0,097656 \text{ Hz}$.

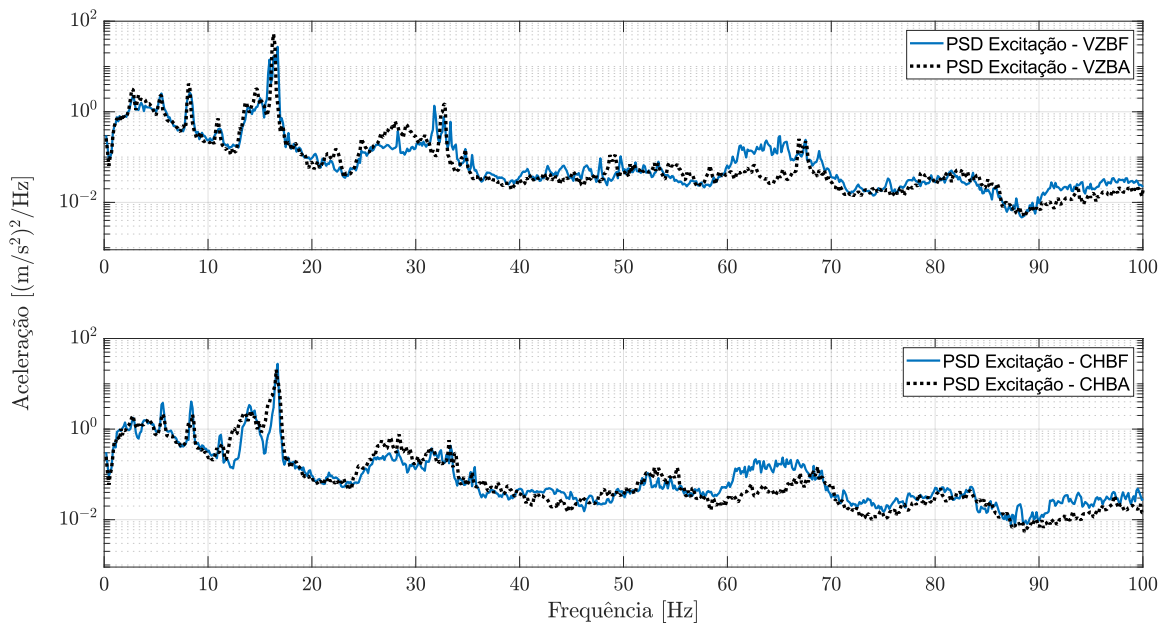


Figura 49 – PSD de excitação da estrutura do paralama durante ensaio de durabilidade em pista de prova nas condições de máquina VZBF, VZBA, CHBF e CHBA.

Com a PSD da excitação calculada, o próximo passo é determinar a FRF de amplitude de tensões através da análise harmônica de resposta em frequência pelo MEF.

A função de resposta em frequência (FRF) utilizada, é extraída em um dos nós do elemento finito que representa o ponto mais crítico da estrutura do tubo principal do paralama.

Por incidência de tensões multiaxiais no ponto crítico do paralama, a estimativa de fadiga foi realizada utilizando a FRF de amplitude de tensão de Von Mises. Diferente da estimativa de fadiga do corpo de prova do item 4.2.2, que por sofrer danos apenas por tensões uniaxiais, utiliza o sinal de amplitude de tensão normal ao elemento. Este espectro de amplitude de tensões de Von Mises no nó do elemento crítico, localizado na curvatura do tubo principal, está detalhado na Figura 50.

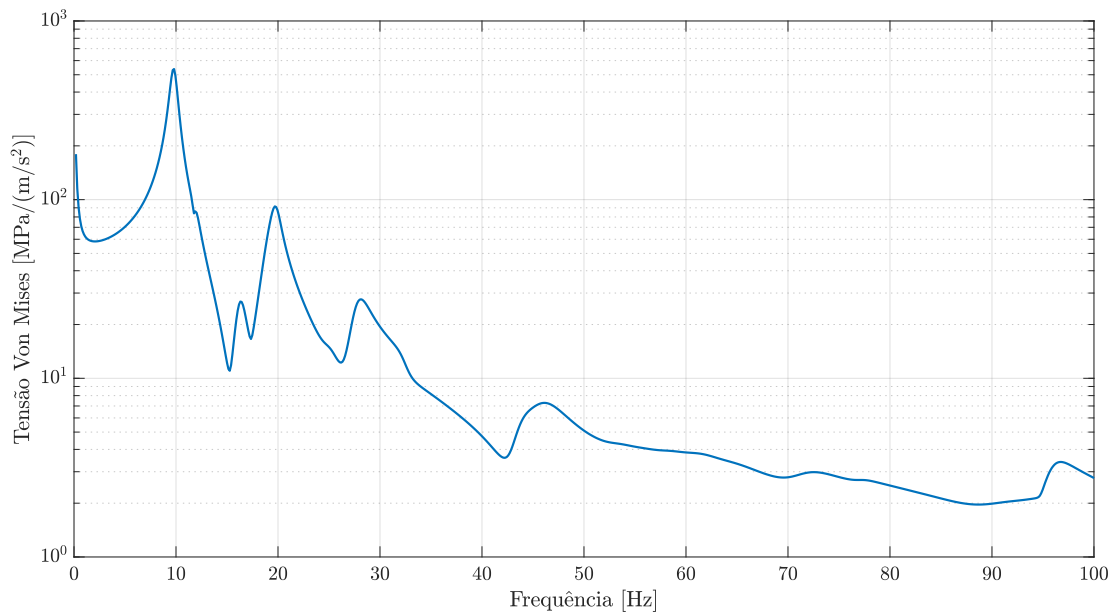


Figura 50 – FRF de amplitude de tensão de von Mises no ponto mais crítico da estrutura (curvatura do tubo principal do paralama) obtido pelo MEF.

Análogo ao processo de estimativa do ciclo de fadiga dos espécimes ensaiados em bancada, a PSD do sinal de excitação da estrutura é combinada a FRF de amplitude de tensões para determinar a PSD de amplitude de tensões no tubo principal do paralama. Os espectros, contidos na Figura 51, representam as tensões da estrutura quando submetida as quatro condições do ensaio de durabilidade em pista de prova.

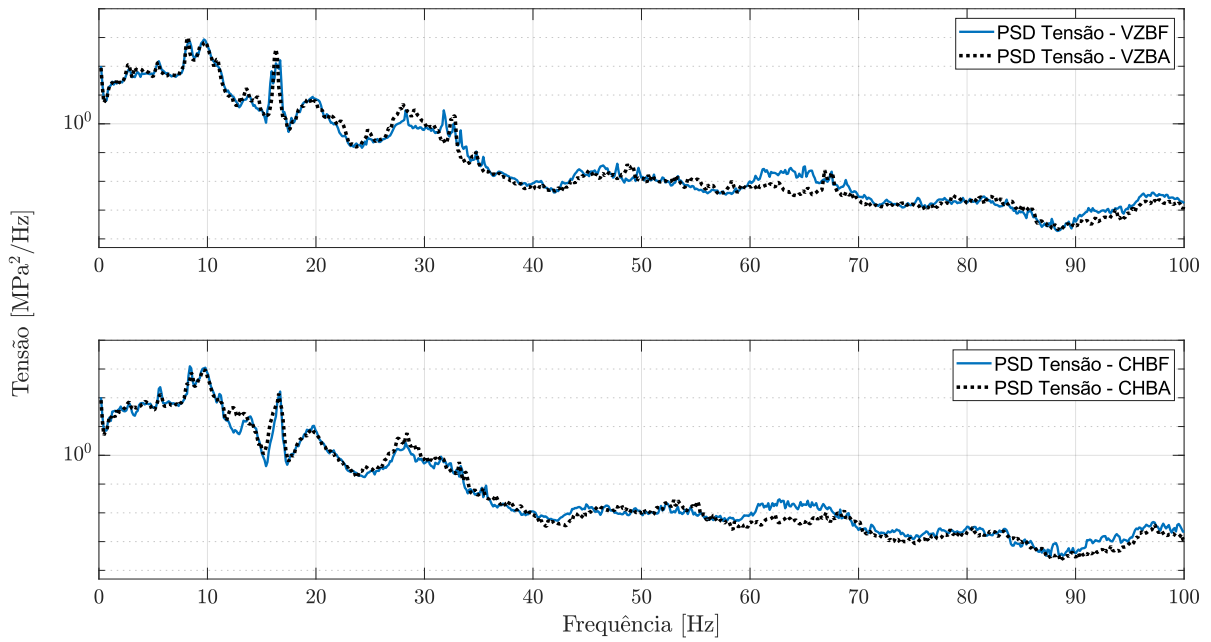


Figura 51 – PSD de amplitude de tensão no ponto mais crítico do tubo principal do paralama, para excitação do paralama nas condições de máquina VZBF, VZBA, CHBF e CHBA.

A proposta de Dirlik é determinar o ciclo de fadiga a partir da probabilidade de ocorrência de eventos. Processo que pode ser realizado com base em informações obtidas sobre o carregamento de fadiga da estrutura ou sobre os ciclos de amplitude de tensão que atuam sobre a estrutura dimensionada.

Neste trabalho, as informações utilizadas para esta estimativa são as PSD's de amplitude de tensão para cada condição de carga da máquina, VZBF, VZBA, CHBF e CHBA, conforme Figura 52. Esses espectros são determinados combinando a PSD de excitação de cada caso de carga com a FRF de amplitude de tensão do ponto mais crítico do tubo principal do paralama, que é o resultado da análise harmônica de resposta em frequência pelo MEF.

Para cada espectro mencionado, é estimado um ciclo de fadiga através da função densidade de probabilidade (PDF) de amplitude de tensões, Eq. 2.39. Função proposta por Dirlik, que é ajustada por momentos espectrais do sinal de excitação, e é composta por uma função exponencial e duas distribuições de Rayleigh (uma para frequências baixas de excitação e outra para frequências altas de excitação).

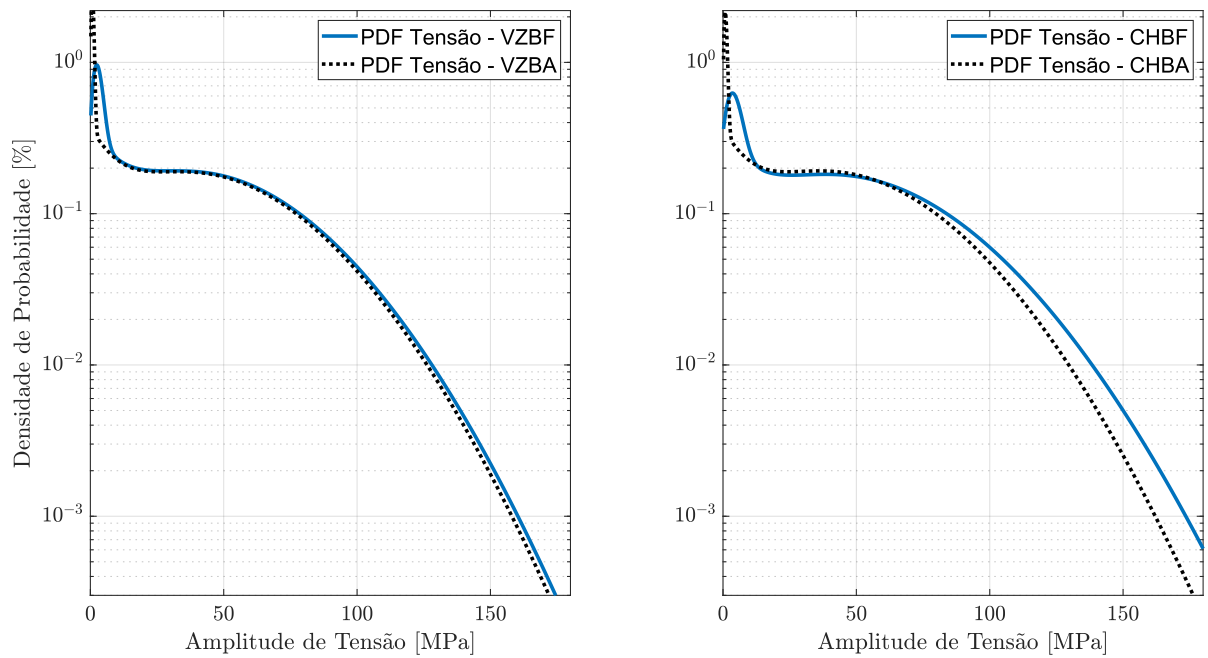


Figura 52 – PDF de amplitude de tensão no ponto mais crítico do tubo principal do paralama, para a excitação do paralama nas condições de máquina VZBF, VZBA, CHBF e CHBA.

As PDF's apresentadas na figura anterior são determinadas por uma análise probabilística de ocorrência de cada amplitude de tensão. Neste caso específico, as curvas com linha cheia representam as PDF's de amplitude de tensão dos ciclos de fadiga em condição de máquina VZBF e CHBF, e as curvas com linha pontilhada representam as PDF's de excitação em condição de máquina VZBA e CHBA. Funções que são estimadas com base nos PSD's de amplitude de tensão de cada condição de máquina, contidos na Figura 51, e no método espectral de estimativa de fadiga proposto por Dirlik (1985).

Para a estimativa do tempo de falha de fadiga do paralama, é considerado o ciclo do ensaio de fadiga, com a contribuição de condição de carga da máquina no dano causado à estrutura durante ensaio de durabilidade. Este ciclo é pré-determinado com base nas informações do ciclo de trabalho da máquina, onde cada condição de carga tem proporção de: 6% VZBF, 24% VZBA, 14% CHBF e 56% CHBA. Esta proporção representa a taxa de permanência de cada condição de carga da máquina durante o ensaio de durabilidade em pista de prova.

Desta maneira, com as propriedades mecânicas da matéria-prima do tubo principal do paralamas, contidas na Tabela 13, e com os ciclos de fadiga estimados pelas PDF's da Figura 52, o tempo de falha por fadiga do paralamas é estimado para cada uma das condições.

Os tempos de falha da estrutura do paralamas, listados na Tabela 15, são estimados considerando um ciclo de fadiga integral para cada condição de carga da máquina.

Tabela 15 – Resultado da estimativa de vida em fadiga do tubo principal do paralamas para cada condição de carga da máquina. Estimativa realizada pelo método espectral proposto por Dirlik.

<i>Estimativa de falha do paralamas pelo método espectral (Dirlik)</i>				
<i>Condição de carga da máquina</i>	<i>VZBF</i>	<i>VZBA</i>	<i>CHBF</i>	<i>CHBA</i>
Dano por segundo [D/s]	$9,40 \times 10^{-6}$	$8,95 \times 10^{-6}$	$12,96 \times 10^{-6}$	$9,91 \times 10^{-6}$
Estimativa de falha por fadiga	1.063.479,3 s	1.116.954,7 s	771.592,1 s	1.009.525,1 s
	295,41 h	310,27 h	214,33 h	280,42 h

A estimativa final do tempo de falha do paralamas, é calculada contabilizando o dano acumulado à estrutura baseado na proporção das condições de carga da máquina durante o ensaio de durabilidade.

O resultado desta estimativa de vida em fadiga do tubo principal do paralamas e o custo computacional para solução da análise harmônica de resposta em frequência pelo MEF, estão detalhados na Tabela 16.

Tabela 16 – Resultado da estimativa de fadiga do tubo do paralamas considerando o ciclo de carga da máquina e custo computacional para solução da análise harmônica pelo MEF.

<i>Resultados da estimativa de falha por fadiga pelo método espectral (Dirlik)</i>	
Estimativa de falha por fadiga	992.607,2 s
[6% VZBF, 24% VZBA, 14% CHBF e 56% CHBA]	275,7 h
Custo computacional para solução FEA	6.190 s
	1,719 h

Comparando o resultado do ensaio de durabilidade em pista de prova com o resultado estimado pelo método espectral, é obtido um desvio relativo de 10,6 %. Sendo que, o tempo de falha estimado pelo método de Dirlik é menos conservativo do que o tempo médio de falha da estrutura do paralamas submetida ao ensaio de durabilidade.

Entretanto, considerando a complexidade do modelo, a determinação da tensão limite de fadiga do material de forma teórica e a utilização da FRF de tensões multiaxiais (Von Mises). O desvio relativo entre os resultados obtidos nesta etapa do trabalho confirma a expectativa e são muito satisfatórios, principalmente considerando os resultados obtidos por Mršnik *et al.* (2013), Xia *et al.* (2019) e os resultados descritos no capítulo anterior.

No próximo capítulo é realizada uma discussão sobre os resultados obtidos nesse tópico, possíveis melhorias ao processo de estimativa de fadiga e propostas para trabalhos futuros.

6. CONCLUSÃO E DISCUSSÕES

A etapa do dimensionamento estrutural, que contempla a estimativa de vida em fadiga, é muito relevante para o processo de pesquisa e desenvolvimento (P&D) de produtos. Visto que, em um ambiente de engenharia de P&D de produtos, a eficiência deste processo tem como consequências a redução de custo e tempo de desenvolvimento do projeto, e redução do tempo de validação deste produto.

Em qualquer empresa em que o processo de desenvolvimento de produtos (PDP) esteja incluso em suas atividades, haverá o interesse na redução do custo de todo o processo e na redução da incidência de falhas estruturais inesperadas em seus produtos durante o exercício de sua função. Portanto, desenvolver e validar novas ferramentas que melhorem a eficiência do PDP, será um dos principais objetivos dessas empresas.

Desta maneira, este trabalho teve como objetivo principal a avaliação de dois métodos de estimativa de vida em fadiga auxiliados pelo MEF, como também, a análise do resultado do dimensionamento de uma estrutura em laboratório e outra em um caso prático. Esta análise foi realizada confrontando os resultados obtidos pelas metodologias de estimativa de fadiga com os resultados determinados com a execução de ensaios de durabilidade das estruturas propostas.

Na primeira etapa deste trabalho, foi realizado a estimativa de fadiga de um espécime submetido a uma carga randômica de fadiga que foi aplicada por um atuador hidráulico. Esta etapa foi idealizada para análise das estimativas de fadiga calculadas pelo método no domínio do tempo (Rainflow - 20,7 h), e pelo método espectral (Dirlik - 18,4 h), com um desvio de 12,6% entre as estimativas de fadiga.

O custo computacional de solução das análises pelo MEF para cada metodologia também foi avaliado, e a análise dinâmica transiente (método no domínio do tempo) foi solucionada com um custo computacional 235% maior do que a análise de resposta em frequência (método espectral). Por fim, os resultados estimados foram comparados ao resultado estatístico do ensaio de durabilidade, e os desvios foram de +21,4% para estimativa de fadiga pelo método de Rainflow e de +7,8% para a estimativa pelo

método de Dirlik. Com esses resultados é possível afirmar que, para casos equivalentes, é viável utilizar o método proposto por Dirlik para estimativa de ciclos randômicos de fadiga.

Com objetivo de confirmar os resultados de estimativa de fadiga do espécime, o método de Dirlik foi utilizado para estimar o ciclo de fadiga da estrutura do paralama de um maquinário agrícola, submetido à um ensaio de durabilidade em pista de prova. Neste caso o ciclo de excitação fadiga foi composto por medições realizadas em quatro condições de carga diferentes, e a estrutura analisada é mais complexa do que o espécime projetado para o primeiro dimensionamento.

A complexidade da análise proposta é definida pela diversidade de materiais da estrutura, quantidade de juntas, interação entre os componentes e incidência de tensões multiaxiais no ponto mais crítico da estrutura dimensionada. O processo de estimativa de fadiga é análogo ao anterior, alterando somente os dados de entrada.

As falhas do tubo principal do paralama, durante ensaio de durabilidade em pista de teste, ocorreram na sequência: Suspensão DE (228 *h*), Suspensão DD (249 *h*), Suspensão TE (262 *h*) e Suspensão TD (271 *h*). Entretanto, o tempo médio de falha do tubo principal do paralama durante ensaio de durabilidade, 249,3 *h*, foi calculado desconsiderando o tempo de falha da Suspensão TE (262 *h*) devido a solda do mancal do paralama durante experimento.

Com auxílio da análise harmônica de resposta em frequência pelo MEF e aplicando o método proposto por Dirlik, foi estimado o tempo de falha do tubo principal do paralama de 275,7 *h* sob excitação de fadiga medido em pista de prova. Considerando o tempo estimado para a falha da estrutura e comparando ao tempo médio de falha durante experimento em pista de prova, foi obtido um desvio de +10,6% entre os resultados, onde a estimativa foi menos conservativa do que o resultado do experimento.

Analizando os desvios de 7,8% para o ensaio em bancada e 10,6% para o ensaio em pista de prova, é necessário ressaltar que, diferente do espécime, a estrutura do paralama teve sua estimativa de fadiga determinada utilizando uma FRF de tensões multiaxiais. Além de que, a interação (não-linearidades) entre os diversos componentes

da estrutura do parafuso dificultou muito o processo de calibração da resposta do modelo FEA para frequências acima de 50 Hz.

Atentando-se ao fato de que os desvios relativos encontrados nas duas estimativas de fadiga pelo método espectral (Dirlik) foram menos conservativas do que o resultado médio de falha dos ensaios de durabilidade. Para aplicação desta metodologia em um ambiente de engenharia, recomenda-se realizar uma análise estatística sobre os desvios encontrados e transformar essa variável em um fator de segurança, tornando mais severo o ciclo de fadiga estimado pela PDF de Dirlik.

Finalmente, chega-se à conclusão desta dissertação é que os resultados das estimativas de fadiga pelo método de Dirlik conseguiram prever os fenômenos físicos de fadiga com relativa precisão. Principalmente se for considerado a complexidade das estruturas analisadas e os resultados (desvios relativos das estimativas) obtidos pelos trabalhos propostos por Mršnik *et al.* (2013), entre 5 a 10% de desvio, e Xia *et al.* (2019), aproximadamente 9,7% de desvio. Visto que, ambos fazem um comparativo entre diferentes metodologias de estimativa de fadiga e das estimativas de fadiga com resultados experimentais.

6.1. Sugestões para Trabalhos Futuros

Como proposta de melhoria dos processos realizados, algumas medidas podem ser tomadas, são elas:

Determinar de forma experimental a curva S-N-P do material base das estruturas projetadas para os ensaios de durabilidade, a fim de reduzir o desvio relativo entre as estimativas de fadiga com os resultados dos experimentos. Pois, através das informações obtidas pelo ensaio de fadiga em laboratório, é possível definir de forma precisa a tensão de resistência à fadiga do material, S_f .

Reduzir o desvio relativo das estimativas de vida em fadiga através da execução de um ensaio de fadiga das matérias-primas utilizadas nas estruturas dimensionadas. Este ensaio que determina a curva S-N-P deste material, informação que torna possível a determinação de forma estatística da tensão de resistência à fadiga do material, S_f .

No caso da modelagem estrutura do paralama, é possível simplificar o modelo numérico para reduzir o custo computacional para solução da análise harmônica de resposta em frequência. Pensando nessa simplificação, uma das possibilidades é a transformação de toda a estrutura da capa do paralama em um *superelement*, que de forma geral, substitui todos os elementos finitos desejados por um único elemento com massa e rigidez equivalentes.

Para a redução do desvio relativo da estimativa de fadiga do paralama com o resultado experimental, cabe a utilização de um algoritmo específico para contabilização dos ciclos de amplitude de tensões multiaxiais, Rainflow multiaxial (*damage sphere* – esfera de dano), conforme proposto por Braccesi *et al.* (2015). Este tipo de ferramenta, apesar de ser bem mais complexa do que a utilizada, é mais específica para o caso em estudo.

REFERÊNCIAS

- ADHIKARI, S. Damping Models for Structural Vibration. 2000. 228 f. University of Cambridge, 2000.
- AMZALLAG, C.; GEREY, J. P.; ROBERT, J. L.; BAHUAUD, J. Standardization of the rainflow counting method for fatigue analysis. *International Journal of Fatigue*, vol. 16, no. 4, p. 287–293, 1994.
- ASTM. Standard practice for verification of testing frame and specimen alignment under tensile and compressive axial force application. E1012 - 14, vol. i, p. 1–18, 2013.
- BENASCIUTTI, D.; TOVO, R. Spectral methods for lifetime prediction under wide-band stationary random processes. *International Journal of Fatigue*, vol. 27, no. 8, p. 867–877, 2005.
- BENASCIUTTI, D.; SHERRATT, F.; CRISTOFORI, A. Basic principles of spectral multi-axial fatigue analysis. *Procedia Engineering*, vol. 101, no. C, p. 34–42, 2015.
- BENASCIUTTI, D.; WHITTAKER, M. T.; DIRLIK, T. Fracture , Fatigue , and Structural Integrity of Metallic Materials and Components Undergoing Random or Variable Amplitude Loadings. , p. 10–13, 2022.
- BÖHM, M.; GŁOWACKA, K. Fatigue life estimation with mean stress effect compensation for lightweight structures-the case of GLARE 2 composite. *Polymers*, vol. 12, no. 2, 2020.
- BRACCESI, C.; CIANETTI, F.; LORI, G.; PIOLI, D. Random multiaxial fatigue: A comparative analysis among selected frequency and time domain fatigue evaluation methods. *International Journal of Fatigue*, vol. 74, p. 107–118, 2015.
- BRACCESI, C.; CIANETTI, F.; TOMASSINI, L. Random fatigue. A new frequency domain criterion for the damage evaluation of mechanical components. *International Journal of Fatigue*, vol. 70, p. 417–427, 2015.
- BUDYNAS, R. G.; NISBETT, J. K. Elementos de Máquinas de Shigley - Projeto de Engenharia Mecânica. , p. 1073, 2011.
- BURLAYENKO, V. N.; SADOWSKI, T. Linear and nonlinear dynamic analyses of sandwich panels with face sheet-to-core debonding. *Shock and Vibration*, vol. 2018, 2018.
- CARVALHO, F. W. L. de. Procedimento experimental para avaliação do fator de amortecimento em estruturas. no. 61, p. 130, 2002.
- CHEN, H.; WANG, M.; BAI, R. The effect of nonlinear contact upon natural frequency of delaminated stiffened composite plate. *Composite Structures*, vol. 76, no. 1–2, p. 28–33, 2006.

- DIRLIK, T. Application of Computers in Fatigue Analysis. 1985. 234 f. University of Warwick, 1985.
- DIRLIK, T.; BENASCIUTTI, D. Dirlik and Tovo-Benasciutti spectral methods in vibration fatigue: A review with a historical perspective. *Metals*, vol. 11, no. 9, 2021.
- GADOLINA, I. V.; MAKHUTOV, N. A.; ERPALOV, A. V. Varied approaches to loading assessment in fatigue studies. *International Journal of Fatigue*, vol. 144, no. September 2020, p. 106035, 2021.
- GARBIN, N. L. S. Estudo de técnicas para a determinação da matriz de amortecimento em sistemas estruturais. 2015. 1–61 f. Universidade Tecnológica Federal do Paraná - campus Pato Branco, 2015.
- HAMMOND, J. K. Fundamentals of Signal Processing. [*S. l.: s. n.*], 1999.
- KVITTEM, M. I.; MOAN, T. Frequency versus time domain fatigue analysis of a semisubmersible wind turbine tower. *Journal of Offshore Mechanics and Arctic Engineering*, vol. 137, no. 1, p. 1–12, 2015.
- LAGE, C. M. Fadiga em Estruturas Metálicas Tubulares Soldadas. 2008. 103 f. Universidade Federal de Ouro Preto, 2008.
- LEE, Y. L. Fatigue Analysis in the Frequency Domain. *Fatigue Testing and Analysis*, , p. 369–394, 2005.
- LI, H.; TOUZÉ, C.; GAUTIER, F.; PELAT, A. Linear and nonlinear dynamics of a plate with acoustic black hole, geometric and contact nonlinearity for vibration mitigation. *Journal of Sound and Vibration*, vol. 508, p. 116206, 2021.
- LINDGREN, G.; RYCHLIK, I. Life Prediction Under Gaussian Load Processes. vol. 10, no. 3, p. 251–260, 1987.
- MARQUES, J. M. E.; BENASCIUTTI, D.; NIEŚŁONY, A.; SLAVIČ, J. An overview of fatigue testing systems for metals under uniaxial and multiaxial random loadings. *Metals*, vol. 11, no. 3, p. 1–16, 2021.
- MINER, M. A. Cumulative fatigue damage. *Journal of applied mechanics*, vol. 12, p. 159–164, 1945.
- MRŠNIK, M.; SLAVIČ, J.; BOLTEŽAR, M. Frequency-domain methods for a vibration-fatigue-life estimation - Application to real data. *International Journal of Fatigue*, vol. 47, p. 8–17, 2013.
- NAJIB, L. M.; ALISIBRAMULISI, A.; AMIN, N. M. The effect of Rolling Direction to the Tensile Properties of AA5083 Specimen. In *CIEC 2014*, no. September, 2015.
- NEWLAND, D. E. Random Vibrations, Spectral & Wavelet Analysis. , p. 21–32, 1994.
- NIEŚŁONY, A.; RŮŽIČKA, M.; PAPUGA, J.; HODR, A.; BALDA, M.; SVOBODA, J. Fatigue life prediction for broad-band multiaxial loading with various PSD curve

shapes. *International Journal of Fatigue*, vol. 44, p. 74–88, 2012.

PALMGREN, A. G. Die Lebensdauer von Kugellagern (Life Length of Roller Bearings). *Zeitschrift des Vereins Deutscher Ingenieure*, vol. 68, no. 14, p. 339–341, 1924.

PESSOA, D.; GRIGORESCU, A.; HERWIG, P.; WETZIG, A.; ZIMMERMANN, M. Influence of Notch Effects Created by Laser Cutting Process on Fatigue Behavior of Metastable Austenitic Stainless Steel. *Procedia Engineering*, vol. 160, no. Icmfm Xviii, p. 175–182, 2016.

PISATI, M.; CORNEO, M. G.; BERETTA, S.; RIVA, E.; BRAGHIN, F.; FOLETTI, S. Numerical and experimental investigation of cumulative fatigue damage under random dynamic cyclic loads of lattice structures manufactured by laser powder bed fusion. *Metals*, vol. 11, no. 9, 2021.

RAGAN, P.; MANUEL, L. Comparing estimates of wind turbine fatigue loads using time-domain and spectral methods. *Wind Engineering*, vol. 31, no. 2, p. 83–99, 2007.

RAVI, S. K.; DONG, P. A spectral fatigue method incorporating non-proportional multiaxial loading. *International Journal of Fatigue*, vol. 131, no. September 2019, p. 105300, 2020.

WANG, T.; ZHU, T.; SUN, J.; WU, R.; ZHANG, M. Influence of rolling directions on microstructure, mechanical properties and anisotropy of Mg-5Li-1Al-0.5Y alloy. *Journal of Magnesium and Alloys*, vol. 3, no. 4, p. 345–351, 2015.

XIA, J.; LI, G. Y.; LI, B.; CHENG, L. X.; ZHOU, B. Fatigue life prediction of Package-on-Package stacking assembly under random vibration loading. *Microelectronics Reliability*, vol. 71, p. 111–118, 2017.

XIA, J.; YANG, L.; LIU, Q.; PENG, Q.; CHENG, L. X.; LI, G. Y. Comparison of fatigue life prediction methods for solder joints under random vibration loading. *Microelectronics Reliability*, vol. 95, no. February, p. 58–64, 2019.

YOON, M.; KIM, K.; OH, J. E.; LEE, S. B.; BOO, K.; KIM, H. The prediction of dynamic fatigue life of multi-axial loaded system. *Journal of Mechanical Science and Technology*, vol. 29, no. 1, p. 79–83, 2015.

ZOROUFI, A. F. A. M. Fatigue Performance Evaluation of Forged versus Competing Manufacturing Process Technologies: A Comparative Analytical and Experimental Study. 24th Forging Industry Technical Conference, Cleveland, Ohio, 2002, no. September, p. 286, 2004.