

UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO SUL
ESCOLA DE ENGENHARIA
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA DE MINAS, METALÚRGICA E DE
MATERIAIS

AVALIAÇÃO DE COMPONENTE DE SUSPENSÃO VEICULAR SOB FADIGA COM
CARREGAMENTOS DE AMPLITUDE VARIÁVEL

GABRIEL RADAELLI PIAZZA

Porto Alegre

2018

GABRIEL RADAELLI PIAZZA

**AVALIAÇÃO DE COMPONENTE DE SUSPENSÃO VEÍCULAR SOB FADIGA COM
CARREGAMENTOS DE AMPLITUDE VARIÁVEL**

Dissertação submetida ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia de Minas, Metalúrgica e de Materiais da Universidade Federal do Rio Grande do Sul, como requisito parcial à obtenção do título de Mestre em Engenharia de Materiais.

Orientador: Prof. Dr. Thomas Gabriel Rosauo Clarke

Porto Alegre

2018

GABRIEL RADAELLI PIAZZA

AVALIAÇÃO DE COMPONENTE DE SUSPENSÃO VEICULAR SOB FADIGA COM
CARREGAMENTOS DE AMPLITUDE VARIÁVEL

Esta dissertação foi analisada e julgada adequada para a obtenção do título de Mestre em Engenharia de Materiais e aprovada em sua forma final pelo Orientador e pela Banca Examinadora designada pelo Programa de Pós-Graduação em Engenharia de Minas, Metalúrgica e de Materiais da Universidade Federal do Rio Grande do Sul.

Prof. Dr. Thomas Gabriel Rosauo Clarke

Prof. Dr. Carlos Pérez Bergmann

Aprovado em: ____/____/____

BANCA EXAMINADORA

Arnaldo Freitas Camarão (Dr.) – SAE Brasil _____

Marcelo Favaro Borges (Dr.) – UFRGS _____

Márcio Levi Kramer de Macedo (Dr.) – UFRGS _____

À minha família.

AGRADECIMENTOS

À Universidade Federal do Rio Grande do Sul, pela oportunidade de estudo.

Ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia de Minas, Metalúrgica e de Materiais pela oportunidade de realização desta dissertação de mestrado.

À empresa Suspensys Sistemas Automotivos e às Empresas Randon pela oportunidade de realização deste trabalho.

Ao Campo de Provas das Empresas Randon pela realização dos testes de campo no veículo.

Ao professor Dr. Thomas Gabriel Rosauo Clarke pela orientação do trabalho e pela confiança depositada em mim.

Aos professores do Programa de Pós-Graduação em Engenharia de Minas, Metalúrgica e de Materiais, pelo conhecimento transmitido.

Aos amigos e colegas de mestrado, Eslovam Renato Flores Possamai e Luciano André Zanol, pela companhia nas aulas e troca de ideias durante os estudos.

Ao amigo e colega Maicon Molon pelos esclarecimentos sobre a instrumentação e engenharia experimental.

Ao amigo Arnaldo Freitas Camarão pelas sugestões e considerações sobre o trabalho e pela sua disponibilidade de participação da banca.

À empresa Smarttech e, em especial, a Marcelo Gomes Anelli da Silva, por disponibilizarem o *software* Fe-Safe que foi utilizado neste trabalho.

“Aprender é a única coisa de que a mente nunca se cansa, nunca tem medo e nunca se arrepende.”

Leonardo da Vinci

RESUMO

Este trabalho teve como objetivo a avaliação da vida em fadiga de um componente de suspensão de veículo comercial. O componente estudado é um suporte de molas de suspensão traseira de um caminhão plataforma modelo 6x2, produzido em ferro fundido nodular. A avaliação da vida em fadiga do componente foi efetuada com dados obtidos em instrumentação realizada na real condição de operação do veículo. O trabalho foi realizado definindo-se os carregamentos existentes no suporte, utilizando-se diagrama de corpo livre das forças atuantes no suporte, que foram utilizados como dados de entrada para a realização de análise de elementos finitos. Esta análise teve como objetivo a verificação dos pontos críticos do componente e a definição dos locais para montagem de extensômetros. Foi realizada a instrumentação do componente: o veículo trafegou em diferentes tipos de estradas de forma a obter as cargas a que o suporte está submetido na aplicação real. Com o resultado das deformações obtidas pelos extensômetros, foi realizada a contagem de ciclos de fadiga existentes em cada um dos trajetos e calculado o dano em cada um dos pontos instrumentados utilizando-se um método de acúmulo de dano, esta etapa foi realizada utilizando-se um *software* para a análise do dano. Como resultado do trabalho, foi definida forma de realização de ensaio de durabilidade acelerada em laboratório, por meio da determinação das forças nas direções longitudinal, vertical e lateral, visando reproduzir o mesmo dano sofrido durante a rodagem do veículo, mediante um estudo de correlação campo-laboratório.

Palavras-chave: Fadiga. Carregamento de Amplitude Variável. Contagem de Ciclos. Acúmulo de Dano. Fadiga Multiaxial. Correlação Campo-Laboratório. Durabilidade Acelerada.

ABSTRACT

The objective of this dissertation was to evaluate the fatigue life of a commercial vehicle suspension component. The component is a spring bracket of the rear suspension of a rigid truck 6x2, made of ductile (nodular) cast iron. The evaluation of the fatigue life of the component was conducted with data obtained in the real condition of vehicle operation. The work was carried out defining the loads on the bracket with a free body diagram of the applied forces used for the input to perform the finite element analysis. The objectives of this analysis were to verify the component critical points and the definition of the locations for strain gage instrumentation. The strain gages were assembled on the part, the vehicle ran different kinds of roads to obtain the loads on field operation. With the results of the strains, the fatigue cycles of the loads were counted for all roads using a counting method and the damage were calculated using a cumulative damage model, this step was performed using a software to analyze the damage. As a result, an accelerated durability test was proposed in the laboratory, by determination of the forces in the longitudinal, vertical and lateral directions, in order to reproduce the same damage during the data acquisition of the vehicle, through a field laboratory correlation study.

Keywords: Fatigue. Variable Amplitude Loading. Cycle Counting. Cumulative Damage Model. Multiaxial Fatigue. Laboratory and Field Test Correlation. Accelerated Durability.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Suporte dianteiro da suspensão traseira.....	23
Figura 2 – (a) Força de tração monotônica, (b) Força cíclica, com as bandas de escorregamento persistentes.....	33
Figura 3 – Estágios de propagação da trinca.....	34
Figura 4 – Fratura causada por fadiga.....	34
Figura 5 – Denominações para o carregamento cíclico com amplitude constante.....	37
Figura 6 – Curva S-N ou curva de Wöhler.....	39
Figura 7 – Influência da tensão média na vida em fadiga.....	41
Figura 8 – Influência da tensão média, curvas de Goodman e Gerber.....	41
Figura 9 – Laço de histerese tensão x deformação.....	44
Figura 10 – Curva deformação x vida.....	45
Figura 11 – Formas de carregamento.....	48
Figura 12 – Distribuição das cargas de serviço, da resistência estrutural e da severidade em pistas de testes.....	52
Figura 13 – Descrição da distribuição de carga do cliente.....	54
Figura 14 – Projeto de componentes submetidos à fadiga.....	55
Figura 15 – Perfil de pista.....	58
Figura 16 – Partes de um extensômetro longitudinal.....	62
Figura 17 – Tipos de extensômetros roseta.....	64
Figura 18 – Equações para encontrar o ângulo da direção principal $\sigma_1 (\phi)$	65
Figura 19 – Forma de medição para encontrar o ângulo da direção principal $\sigma_1 (\phi)$	66
Figura 20 – Ponte de Wheatstone.....	68
Figura 21 – Denominação dos eventos do histórico de carregamento.....	70
Figura 22 – Históricos de tensão e deformação e os laços de histerese correspondentes.....	73
Figura 23 – Exemplo de contagem de ciclos com o método <i>rainflow</i>	74
Figura 24 – Método de acúmulo de dano linear.....	77
Figura 25 – Modificações na curva de fadiga.....	79
Figura 26 – Dano linear e curvas de dano não linear.....	80
Figura 27 – Aplicação dos carregamentos de diferentes níveis em ordens diferentes.....	81
Figura 28 – Fator de não proporcionalidade.....	84

Figura 29 – Carregamento proporcional e carregamento não proporcional.....	85
Figura 30 – Vista esquemática do caminhão.....	94
Figura 31 – Caminhões-plataforma 6x2	95
Figura 32 – Suspensão traseira do veículo em estudo	96
Figura 33 – Curva Deformação x Vida – ASTM A536 65-45-12	101
Figura 34 – Geometria dos componentes considerados na análise	105
Figura 35 – Condições de contorno e cargas aplicadas.....	107
Figura 36 – Conjunto com a malha de elementos finitos.....	108
Figura 37 – Extensômetros definidos para a instrumentação	111
Figura 38 – Circuito $\frac{1}{4}$ de ponte.....	112
Figura 39 – Circuito ponte completa	112
Figura 40 – Configuração da ponte de Wheatstone para montagem nos braços tensores ..	113
Figura 41 – Localização dos extensômetros no suporte dianteiro esquerdo	114
Figura 42 – Fotos do suporte dianteiro esquerdo – vista geral	115
Figura 43 – Fotos do suporte dianteiro esquerdo – detalhe.....	115
Figura 44 – Fotos do suporte dianteiro direito	116
Figura 45 – Braço tensor regulável do eixo motriz.....	116
Figura 46 – Braço tensor fixo do eixo motriz.....	117
Figura 47 – Veículo carregado com caixas metálicas	118
Figura 48 – Levantamento do veículo para calibração dos extensômetros.....	120
Figura 49 – Pista de asfalto e pista de paralelepípedo.....	123
Figura 50 – Estradas de terra.....	123
Figura 51 – Forma de referência dos sinais obtidos em campo.....	124
Figura 52 – Seções transversais dos braços tensores	129
Figura 53 – Configuração de dispositivo para aplicação das forças no suporte	131
Figura 54 – Resultado da análise de elementos finitos do conjunto – caso de carga 4.....	133
Figura 55 – Resultado da análise de elementos finitos, vista anterior e posterior do suporte dianteiro esquerdo – caso de carga 4	134
Figura 56 – Análise de elementos finitos do caso de carga 4, vista em detalhe do ponto de instrumentação do extensômetro triaxial.....	134
Figura 57 – Análise de elementos finitos do caso de carga 4, vista em detalhe do ponto de instrumentação do extensômetro longitudinal	135

Figura 58 – Calibração dos extensômetros do suporte dianteiro esquerdo.....	136
Figura 59 – Calibração dos extensômetros do suporte dianteiro direito	136
Figura 60 – Deformação no suporte esquerdo – asfalto – trajeto 1 e passagem 1	137
Figura 61 – Deformação no suporte direito – asfalto – trajeto 1 e passagem 1.....	137
Figura 62 – Deformação no suporte esquerdo – terra – trajeto 1 e passagem 1.....	138
Figura 63 – Deformação no suporte direito – terra – trajeto 1 e passagem 1.....	138
Figura 64 – Deformação no suporte esquerdo – paralelepípedo a 15 km/h – trajeto 1 e passagem 1	139
Figura 65 – Deformação no suporte direito – paralelepípedo a 15 km/h – trajeto 1 e passagem 1	139
Figura 66 – Deformação no suporte esquerdo – paralelepípedo a 20 km/h – trajeto 1 e passagem 1	140
Figura 67 – Deformação no suporte direito – paralelepípedo a 20 km/h – trajeto 1 e passagem 1	140
Figura 68 – Deformação para o suporte esquerdo – arrancada – trajeto 1 e passagem 1....	141
Figura 69 – Deformação no suporte direito – arrancada – trajeto 1 e passagem 1	141
Figura 70 – Deformação no suporte esquerdo – frenagem – trajeto 1 e passagem 1	142
Figura 71 – Deformação no suporte direito – frenagem – trajeto 1 e passagem 1.....	142
Figura 72 – Tensão máxima principal em função do ângulo da tensão máxima principal, suporte dianteiro esquerdo, estrada de terra, trajeto 1 e passagem 1.....	143
Figura 73 – Tensão máxima principal em função do ângulo da tensão máxima principal, suporte dianteiro direito, estrada de terra, trajeto 1 e passagem 1	144
Figura 74 – Tensão máxima principal em função da razão de biaxialidade, suporte dianteiro esquerdo, estrada de terra, trajeto 1 e passagem 1	144
Figura 75 – Tensão máxima principal em função da razão de biaxialidade, suporte dianteiro direito, estrada de terra, trajeto 1 e passagem 1.....	145
Figura 76 – Tensão de cisalhamento τ_{xy} em função da tensão normal σ_x , suporte dianteiro esquerdo, estrada de terra, trajeto 1 e passagem 1	146
Figura 77 – Tensão de cisalhamento τ_{xy} em função da tensão normal σ_x , suporte dianteiro direito, estrada de terra, trajeto 1 e passagem 1.....	146
Figura 78 – Histograma <i>rainflow</i> e histograma do dano no ponto do extensômetro longitudinal para a estrada de terra, trajeto 1 e passagem 1	147

Figura 79 – Histograma <i>rainflow</i> das deformações normais e histograma do dano correspondente no ponto do extensômetro roseta do suporte esquerdo na estrada de terra, passagem 1 e trajeto 1	149
Figura 80 – Histograma <i>rainflow</i> das deformações cisalhantes e histograma do dano correspondente no ponto do extensômetro roseta do suporte esquerdo na estrada de terra, passagem 1 e trajeto 1	149
Figura 81 – Dano nos planos que tiveram o dano calculado, no ponto do extensômetro roseta do suporte esquerdo na estrada de terra, passagem 1 e trajeto 1	150
Figura 82 – Histograma <i>rainflow</i> das deformações normais e histograma do dano correspondente no ponto do extensômetro roseta do suporte direito na estrada de terra, passagem 1 e trajeto 1	151
Figura 83 – Histograma <i>rainflow</i> das deformações cisalhantes e histograma do dano correspondente no ponto do extensômetro roseta do suporte direito na estrada de terra, passagem 1 e trajeto 1	151
Figura 84 – Dano nos planos que tiveram o dano calculado no ponto do extensômetro roseta do suporte direito na estrada de terra, passagem 1 e trajeto 1	152
Figura 85 – Força atuante nos braços tensores em função do tempo para a estrada de terra, trajeto 1 e passagem 1	159
Figura 86 – Forças aplicadas na análise de elementos finitos.....	160
Figura 87 – Deformações obtidas na análise de MEF no ponto de instrumentação	161
Figura 88 – Blocos de carregamento para o teste de bancada	163
Figura 89 – Histogramas de <i>rainflow</i> das deformações normais e dano dos blocos do teste de bancada	164
Figura 90 – Histogramas de <i>rainflow</i> das deformações cisalhantes e dano dos blocos do teste de bancada	164
Figura 91 – Dano nos planos para os blocos de carregamento do teste de bancada.....	165
Figura 92 – Proposta para dispositivo de testes do suporte dianteiro	166

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Quantidade máxima de falhas permitidas.....	53
Tabela 2 – Matriz <i>rainflow</i> relativa ao histórico da Figura 23.....	75
Tabela 3 – Propriedades do ferro fundido nodular ASTM A536 65-45-12.....	100
Tabela 4 – Casos de carga e forças aplicadas.....	104
Tabela 5 – Propriedade dos materiais para a realização da análise de elementos finitos	106
Tabela 6 – Nós e elementos em cada um dos componentes.....	108
Tabela 7 – Extensômetros e circuitos utilizados	114
Tabela 8 – Peso bruto dos eixos	118
Tabela 9 – Forma de rodar com o caminhão para a coleta dos dados	122
Tabela 10 – Dano em todas as pistas e eventos nos pontos dos extensômetros roseta	154
Tabela 11– Dano em todas as pistas e eventos no ponto do extensômetro longitudinal.....	154
Tabela 12 – Dano provocado pelas pistas para 1 km e para 1 milhão de km nos pontos dos extensômetros roseta.....	155
Tabela 13 – Dano provocado pelos eventos para 1 milhão de km nos pontos dos extensômetros roseta.....	156
Tabela 14 - Dano provocado pelas pistas para 1 km e para 1 milhão de km no ponto do extensômetro longitudinal	156
Tabela 15 - Dano provocado pelos eventos para 1 km e para 1 milhão de km no ponto do extensômetro longitudinal	156
Tabela 16 – Dano em todos os pontos com a combinação das pistas para 1 milhão de km.	157
Tabela 17 – Dano em todos os pontos devido aos eventos para 1 milhão de km.....	158
Tabela 18 – Dano total nos suportes para 1 milhão de km.....	158
Tabela 19 – Blocos de carregamento para o teste de bancada	162
Tabela 20 – Número de ciclos individuais para o teste de bancada	165

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

AFNOR – Association Française de Normalisation

AFS – American Foundry Society

ASTM – American Society for Testing and Materials

CAD – *Computer Aided Design* (Desenho Auxiliado por Computador)

CG – Centro de Gravidade

CMC – Cast Metals Coalition

CONTRAN – Conselho Nacional de Trânsito

DIN – Deutsches Institut für Normung

DOE – U. S. Department of Energy

FEM – *Finite Element Method* (Método dos Elementos Finitos)

FFT – *Fast Fourier Transform* (Transformada Rápida de Fourier)

ISO – International Organization for Standardization

MBS – *Multibody Simulation* (Simulação Multicorpos)

MEF – Método dos Elementos Finitos

NAS – National Aerospace Standard

OIML – Organisation Internationale de Métrologie Légale

PBT – Peso Bruto Total

PSD – *Power Spectral Density* (Densidade Espectral)

VDE – Verband der Elektrotechnik Elektronik Informationstechnik

VDI – Verein Deutscher Ingenieure

LISTA DE SÍMBOLOS

$2N_f$	Número de reversos
b	Expoente de resistência à fadiga
c	Expoente de ductilidade à fadiga
d	Distância percorrida
f_{acab}	Fator modificador devido ao acabamento superficial
f_{amb}	Fator modificador devido ao ambiente
f_{carr}	Fator modificador devido ao tipo de carregamento
f_{tam}	Fator modificador devido ao tamanho
f_{temp}	Fator modificador devido à temperatura
f_{trat}	Fator modificador devido ao tratamento superficial
k	Inclinação da reta de fadiga
m	Valor médio
$n_1 \dots n_5$	Número de ciclos da tensão no nível 1 até a tensão no nível 5
A	Razão de tensão alternada
A_S	Área da seção transversal
D	Dano
$D_1 \dots D_5$	Dano para a tensão no nível 1 até a tensão no nível 5
D_{cr}	Dano crítico
E	Módulo de elasticidade
F	Força
F_{np}	Fator de não proporcionalidade
L	Comprimento
N	Número de ciclos
$N_1 \dots N_5$	Número de ciclos até a falha no nível de tensão de 1 até 5
N_0	Número de ciclos até a falha com tensão média igual a zero
N_c	Número de ciclos até a falha com tensão média compressiva
N_t	Número de ciclos até a falha com tensão média trativa
N_{tr}	Número de ciclos para a intersecção entre o componente plástico e o elástico
R	Razão de tensão
$R_1 \dots R_4$	Resistência de 1 até 4 na ponte de Wheatstone

R_E	Resistência elétrica
R_0	Resistência elétrica inicial
S	Tensão
$S_1 \dots S_5$	Tensão no nível 1 até o nível 5
U_E	Tensão de alimentação (tensão elétrica)
U_O	Tensão de saída (tensão elétrica)
Z_R	Elevação da estrada
α_i	Expoente de dano para o nível de tensão
γ	Deformação de cisalhamento
$\gamma_{m\acute{a}x}$	Deformação de cisalhamento máxima
ε	Deformação
ε_a	Amplitude de deformação
ε_e	Deformação elástica
$\varepsilon_{ex1} \dots \varepsilon_{ex4}$	Deformação do extensômetro 1 até o extensômetro 4
ε'_f	Coefficiente de ductilidade à fadiga
ε_i	Deformação indicada pelo circuito
ε_l	Deformação lateral
ε_p	Deformação plástica
ε_{Ra}	Deformação no extensômetro roseta – grade a
ε_{Rb}	Deformação no extensômetro roseta – grade b
ε_{Rc}	Deformação no extensômetro roseta – grade c
ε_t	Deformação transversal
ν	Coefficiente de Poisson
ρ	Resistividade elétrica
σ	Tensão
σ_1	Tensão máxima principal
σ_2	Tensão mínima principal
σ_a	Tensão alternada (ou amplitude de tensão)
σ_e	Tensão de escoamento
σ_f	Tensão limite de fadiga
σ'_f	Coefficiente de resistência à fadiga
$\sigma_{f,c}$	Tensão limite de fadiga corrigida pelos fatores modificadores

$\sigma_{f,m}$	Tensão limite de fadiga para uma tensão média diferente de zero
σ_m	Tensão média
$\sigma_{m\acute{a}x}$	Tensão máxima
$\sigma_{m\acute{i}n}$	Tensão mínima
σ_u	Tensão máxima de tração (de engenharia)
$\sigma_{u,t}$	Tensão de ruptura verdadeira
σ_x	Tensão na direção x
τ_{xy}	Tensão de cisalhamento no plano xy
ϕ	Ângulo da direção principal 1
ψ	Ângulo auxiliar para o cálculo da direção principal
ΔR_E	Variação da resistência elétrica
$\Delta \varepsilon$	Variação da deformação
$\Delta \varepsilon_e$	Variação da deformação elástica
$\Delta \varepsilon_p$	Variação da deformação plástica
$\Delta \rho$	Variação da resistividade elétrica
$\Delta \sigma$	Faixa de tensão (ou gama de tensão)
Λ	Razão de biaxialidade

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	23
1.1	VEÍCULOS AUTOMOTORES E O SUPORTE DA SUSPENSÃO.....	23
1.2	OBJETIVOS DO ESTUDO E DELIMITAÇÃO DO TRABALHO	24
1.3	MOTIVAÇÃO E JUSTIFICATIVA.....	24
1.4	DESCRIÇÃO DOS MÉTODOS UTILIZADOS	25
1.5	ESTRUTURA DO TRABALHO	26
1.5.1	Revisão da Literatura	27
1.5.2	Materiais e Métodos	27
1.5.3	Resultados	28
1.5.4	Conclusão	28
2	REVISÃO DA LITERATURA	29
2.1	O QUE É O FENÔMENO DA FADIGA DOS MATERIAIS	29
2.1.1	Fadiga	29
2.1.2	Histórico dos Estudos Sobre a Fadiga dos Materiais	30
2.1.3	Mecanismo para Iniciação de Trincas de Fadiga	32
2.1.4	Fadiga de Alto Ciclo e Fadiga de Baixo Ciclo	35
2.1.5	Métodos para o Estudo da Vida em Fadiga	35
2.1.6	Critérios de Projeto para Componentes sob Fadiga	36
2.1.7	Tensões Alternantes	37
2.1.8	Curva S-N e Limite de Fadiga	38
2.1.9	Efeitos da Tensão Média	40
2.1.10	Fatores que Influenciam a Curva da Vida em Fadiga	43
2.1.11	Curva Deformação–Vida (Curva ϵ-N)	43
2.1.12	Tensão Média na Vida em Fadiga ϵ-N	46
2.1.13	Fatores que Influenciam a Curva Deformação-Vida	47
2.1.14	Fadiga com Carregamentos de Amplitude Constante x Amplitude Variável	48
2.1.15	Fadiga no Domínio do Tempo e no Domínio da Frequência	49
2.2	VEÍCULO AUTOMOTOR E O DESENVOLVIMENTO DE COMPONENTES.....	49
2.2.1	Veículo Automotor Comercial	49
2.2.2	Suspensão Veicular	50

2.2.3	Desenvolvimento de Componentes Automotivos	50
2.2.4	Descrição das Cargas Atuantes nos Caminhões	53
2.2.5	Projeto de Componentes sob Fadiga	55
2.2.6	Formas de Realização de Modelos Matemáticos	56
2.2.7	Estradas	57
2.3	MÉTODO DOS ELEMENTOS FINITOS	59
2.3.1	Utilização do Método dos Elementos Finitos	59
2.3.2	Descrição do Método dos Elementos Finitos	59
2.4	INSTRUMENTAÇÃO E MEDIÇÃO EXPERIMENTAL DE TENSÕES	60
2.4.1	Medição Experimental de Tensões	60
2.4.2	Métodos para Medição Experimental de Tensões	61
2.4.3	Extensômetros	61
2.4.4	Princípio de Operação dos Extensômetros	61
2.4.5	Extensômetro Longitudinal	62
2.4.6	Extensômetro Roseta	63
2.4.7	Características Observadas nos Extensômetros	66
2.4.8	Circuitos e Sistema de Medição	68
2.5	CONTAGEM DE CICLOS	69
2.5.1	Definições para o Carregamento de Amplitude Variável	70
2.5.2	Métodos de Contagem de Ciclos de Um Parâmetro	71
2.5.3	Métodos de Contagem de Ciclos de Dois Parâmetros	72
2.5.4	Métodos Relacionados ao Método de Contagem de Ciclos <i>Rainflow</i>	72
2.5.5	Método de Contagem de Ciclos <i>Rainflow</i>	72
2.5.6	Observações sobre os Métodos de Contagem de Ciclos	75
2.6	ACÚMULO DE DANO	76
2.6.1	Acúmulo de Dano Linear	76
2.6.2	Deficiências do Método de Acúmulo de Dano Linear	77
2.6.3	Métodos de Acúmulo de Dano Não Lineares	79
2.6.4	Observações sobre os Métodos de Acúmulo de Dano	82
2.7	FADIGA MULTIAXIAL	82
2.7.1	Fadiga Multiaxial	83
2.7.2	Carregamentos Proporcionais e Carregamentos Não Proporcionais	83

2.7.3	Cálculo da Vida em Fadiga Multiaxial	85
2.7.4	Modelos para Avaliação da Fadiga Multiaxial	87
2.7.5	Método dos Planos Críticos	88
2.7.6	Contagem de Ciclos na Fadiga Multiaxial	90
2.8	TESTES DE FADIGA	90
2.8.1	Objetivos dos Testes de Fadiga	90
2.8.2	Teste de Fadiga em Campo de Provas	91
2.8.3	Teste de Fadiga em Bancada	92
2.8.4	Carregamentos para Realização dos Testes de Bancada	92
3	MATERIAIS E MÉTODOS	94
3.1	O VEÍCULO E A SUSPENSÃO	94
3.1.1	Veículo	94
3.1.2	Suspensão Traseira	96
3.1.3	Suporte Dianteiro da Suspensão Traseira	98
3.1.4	Material do Suporte Dianteiro	98
3.2	CARGAS ATUANTES E CRITÉRIOS DE DESENVOLVIMENTO DO COMPONENTE	101
3.2.1	Método Utilizado para Determinação das Cargas Atuantes	102
3.2.2	Cálculo das Cargas	102
3.2.3	Casos de Carga	103
3.3	ANÁLISE DE ELEMENTOS FINITOS	104
3.3.1	Objetivo da Análise de Elementos Finitos	104
3.3.2	Considerações Realizadas	104
3.3.3	Dados da Análise de Elementos Finitos	105
3.3.3.1	Geometria dos Componentes	105
3.3.3.2	Propriedades dos Materiais dos Componentes.....	106
3.3.3.3	Condições de Contorno e Restrições	106
3.3.3.4	Carregamentos e Casos de Carga	106
3.3.3.5	Malha de Elementos Finitos.....	107
3.3.4	Resultados da Análise de Elementos Finitos	108
3.4	INSTRUMENTAÇÃO DO VEÍCULO	109
3.4.1	Definição dos Pontos de Instrumentação	109
3.4.2	Definição dos Extensômetros	110

3.4.3	Definição dos Circuitos e Sistema de Medição	111
3.4.4	Montagem dos Extensômetros e Ligação dos Circuitos	114
3.4.5	Equipamentos e Parâmetros para a Aquisição de Dados	117
3.4.6	Carregamento do Veículo	117
3.4.7	Calibração dos Extensômetros	119
3.5	AQUISIÇÃO DE DADOS DE CAMPO	120
3.5.1	Definição das Rotas para a Aquisição de Dados	120
3.5.2	Descrição sobre as Pistas e Eventos	121
3.6	ANÁLISE DE DADOS DE CAMPO E QUANTIFICAÇÃO DO DANO	124
3.6.1	Etapas para o Tratamento de Dados de Instrumentação	124
3.6.2	Recursos Utilizados para a Análise de Dano de Fadiga	125
3.6.3	Método de Quantificação do Dano	125
3.6.4	Etapas para a Consideração do Dano	128
3.6.5	Verificação das Forças Atuantes nos Braços Tensores	129
3.7	DEFINIÇÃO DO TESTE DE BANCADA	129
3.7.1	Vida Requerida para o Veículo e para o Suporte Dianteiro	130
3.7.2	Forma de Aplicação das Cargas no Teste de Bancada	130
3.7.3	Montagem para o Teste de Bancada	131
3.7.4	Forças Aplicadas no Teste de Bancada	132
3.7.5	Quantidade de Ciclos Aplicados no Teste de Bancada	132
4	RESULTADOS	133
4.1	ANÁLISES DE ELEMENTOS FINITOS	133
4.1.1	Resultados da Análise de Elementos Finitos	133
4.2	ANÁLISE DE DADOS DE INSTRUMENTAÇÃO	135
4.2.1	Resultados de Deformação na Calibração dos Extensômetros	136
4.2.2	Resultados de Deformação – Pista de Asfalto	137
4.2.3	Resultados de Deformação – Pista de Terra	138
4.2.4	Resultados de Deformação – Pista de Paralelepípedo a 15 km/h	138
4.2.5	Resultados de Deformação – Pista de Paralelepípedo a 20 km/h	139
4.2.6	Resultados de Deformação – Evento de Arrancada	140
4.2.7	Resultados de Deformação – Evento de Frenagem	141
4.3	ANÁLISE DOS CARREGAMENTOS	142

4.3.1	Ângulo da Tensão Máxima Principal – Estrada de Terra	143
4.3.2	Razão de Biaxialidade – Estrada de Terra	144
4.3.3	Tensão Normal σ_x e Tensão de Cisalhamento τ_{xy} – Estrada de Terra	145
4.4	QUANTIFICAÇÃO DO DANO	147
4.4.1	Dano no Ponto do Extensômetro Longitudinal – Terra	147
4.4.2	Dano no Ponto do Extensômetro Roseta do Suporte Esquerdo – Terra	149
4.4.3	Dano no Ponto do Extensômetro Roseta do Suporte Direito – Terra	151
4.4.4	Avaliação do Dano para todas as Pistas e Eventos	153
4.5	DEFINIÇÃO DO TESTE DE BANCADA.....	159
4.5.1	Forças Aplicadas no Teste de Bancada	159
4.5.2	Análise de Elementos Finitos para o Teste de Bancada.....	160
4.5.3	Definição do Carregamento e Análise do Dano do Teste de Bancada	162
4.6	CONSIDERAÇÕES FINAIS	166
5	CONCLUSÕES E TRABALHOS FUTUROS.....	169
5.1	CONCLUSÕES.....	169
5.2	PROPOSTAS PARA TRABALHOS FUTUROS	170
	REFERÊNCIAS	171
	APÊNDICE A – Cálculo das Forças Atuantes no Suporte Dianteiro.....	176
	APÊNDICE B – Características dos Extensômetros	179
	APÊNDICE C – Resultados das Análises de Elementos Finitos	180
	APÊNDICE D – Análises das Tensões e Forças	181
	APÊNDICE E – Análise de Dano – Suporte Esquerdo.....	187
	APÊNDICE F – Análise de Dano – Suporte Direito	193
	APÊNDICE G – Resultados de Dano – Suporte Esquerdo – Roseta	199
	APÊNDICE H – Resultados de Dano – Suporte Direito – Roseta	200
	APÊNDICE I – Resultados de Dano – Suporte Esquerdo – Longitudinal	201

1 INTRODUÇÃO

Nesta seção são descritos o objetivo do trabalho, a motivação e a justificativa, além de um resumo dos métodos utilizados.

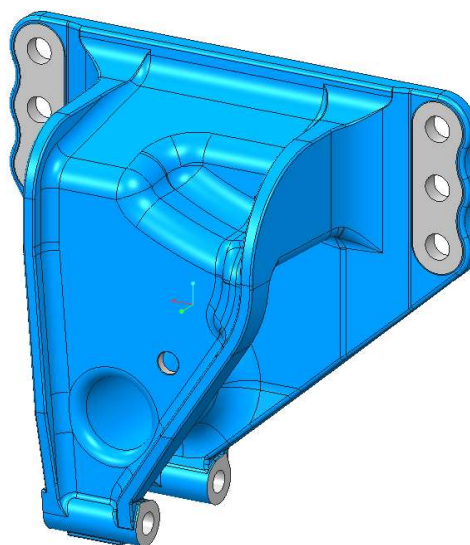
1.1 VEÍCULOS AUTOMOTORES E O SUPORTE DA SUSPENSÃO

A função dos veículos automotores é transportar pessoas e mercadorias. Em definição dada por Popp (2010), veículos automotores terrestres são compostos pelo chassi, propulsão, suspensão e sistema de direção.

Conforme apresentado por Wong (2001), em geral as características de um veículo terrestre podem ser descritas em termos do seu desempenho, dirigibilidade e *ride*. As características de desempenho referem-se à habilidade do veículo de acelerar, desacelerar, passar por obstáculos, entre outros. A dirigibilidade é referente às respostas do veículo frente aos comandos do motorista e a habilidade do veículo em estabilizar-se perante as perturbações externas. As características de *ride* são relacionadas à vibração do veículo induzidas pelas irregularidades das estradas e os seus efeitos nos passageiros e mercadorias.

Este trabalho trata sobre a avaliação da fadiga de um componente de suspensão de veículo comercial considerando as solicitações de amplitude variável obtidas nas condições reais de trabalho. A Figura 1 apresenta a imagem do componente:

Figura 1 – Suporte dianteiro da suspensão traseira



Fonte: autor.

1.2 OBJETIVOS DO ESTUDO E DELIMITAÇÃO DO TRABALHO

O objetivo deste trabalho é a avaliação da fadiga de um componente de suspensão de um caminhão plataforma 6x2 utilizando-se as cargas reais que ocorrem durante a operação do veículo. Pretende-se avaliar os principais pontos relativos à fadiga existentes neste tipo de componente e quais são as possíveis fontes de incertezas e erros durante a avaliação. As etapas de instrumentação do componente, a coleta de dados em campo, os métodos de contagem de ciclos de fadiga e os métodos de acúmulo de dano até a definição do teste de bancada são descritas de forma detalhada.

Alguns tópicos não são tratados com o mesmo detalhe, como as fases de desenvolvimento do componente automotivo, o projeto do componente, de que forma o material foi definido para o componente, a forma de obtenção das cargas necessárias para a análise de elementos finitos e a análise de elementos finitos, que é realizada para a definição dos pontos de instrumentação. Estas etapas não são tratadas com a mesma profundidade para manter o foco na avaliação da fadiga do componente, mas são consideradas por se tratarem de etapas inerentes a esta análise.

1.3 MOTIVAÇÃO E JUSTIFICATIVA

No desenvolvimento de componentes que estejam suscetíveis à falha por fadiga, deve-se sempre utilizar um método para a verificação da vida dos componentes. Este método deve permitir uma estimativa de vida confiável. A quantificação da vida deve ser sempre verificada, pois a vida em fadiga afeta componentes que poderão ser de segurança, acarretando acidentes, ou levar ao descontentamento de clientes devido a falhas, paradas de produtos, gastos com garantias, entre outros.

Na literatura, existem muitas informações sobre acidentes causados por falhas de componentes sob fadiga. Alguns dos mais conhecidos são as falhas em eixos de trens na década de 1840, a falha dos navios Liberty e navios tanque T2 durante a Segunda Guerra Mundial e a falha do avião a jato comercial Havilland Comet na primeira metade da década de 1950. Em Sendekyj (2006), podem ser vistas falhas do século XIX em eixos de veículos rodoviários e também em pontes rodoviárias.

Acidentes relacionados a falhas ocasionadas pela fadiga não estão somente no passado. Em Bathias (2010), existe o exemplo do acidente do Boeing 737 da companhia Aloha ocorrido em 1988, devido a trincas por fadiga e corrosão em rebites da fuselagem. Pode ser visto em Milella (2013) o acidente ferroviário que ocorreu em 2009 na estação de Viareggio na Itália, em que a falha por fadiga de uma ponteira do eixo do primeiro vagão com 80t de gás inflamável causou o seu descarrilamento e a explosão do tanque.

Sobre os custos relacionados às falhas devido à fratura, Stephens (2001) e Milne (1994) citam o estudo de Reed (1983), que indica um custo anual relacionado à fratura nos Estados Unidos em torno de 4% do Produto Interno Bruto. Conforme Milne (1994), no Reino Unido, em 1992, os custos relacionados à fratura foram iguais às despesas com a educação, iguais a 2/3 das despesas com a saúde e muito maiores do que as despesas com pesquisa e desenvolvimento do setor público e setor privado somados.

Cada vez mais a indústria e os consumidores buscam por componentes mais leves e com custo menor, e o estudo da fadiga dos componentes pode auxiliar nesse objetivo, como, por exemplo, realizar reduções de massa em componentes e melhorias na escolha e definição dos materiais e processos utilizados. No caso dos veículos comerciais, a redução de peso dos componentes pode ser traduzida em um menor custo dos componentes, em uma maior carga transportada por viagem e um melhor custo-benefício no gasto de combustível.

Coefficientes de segurança são utilizados juntamente com o projeto de componentes sujeitos à fadiga. A utilização de valores de segurança muito altos pode levar a não competitividade do produto e valores muito baixos pode levar a falhas inesperadas. Conforme Stephens (2001), coeficientes de segurança não são substitutos para um procedimento adequado de projeto de itens sob fadiga e também não devem ser uma desculpa para procedimentos pobres de projeto de componentes.

1.4 DESCRIÇÃO DOS MÉTODOS UTILIZADOS

A forma de avaliação dos esforços que o componente está submetido foi realizada de forma simplificada, utilizando-se um cálculo analítico de distribuição das forças considerando-se as cargas a que a suspensão está submetida. Essas forças foram utilizadas como dados de entrada para a análise de elementos finitos.

Essa análise no componente serve para a verificação dos pontos críticos e definição dos locais de instrumentação. Foi realizada uma análise estática com a aplicação das forças a que o suporte está submetido. Os componentes em que foi efetuada a análise são o suporte dianteiro, um segmento da longarina do veículo em que o veículo está parafusado, travessa do chassi e itens de fixação.

O componente foi instrumentado com extensômetros para a aquisição das deformações. Foi definido um trajeto para o veículo rodar considerando diferentes tipos de estradas de forma que sejam coletados dados dos esforços sobre o suporte nas reais condições de utilização do veículo. Além das estradas, foram definidos eventos específicos que podem ocorrer com o veículo durante a sua utilização.

Com os dados da instrumentação, foi realizada a contagem de ciclos de fadiga que cada um dos pontos de instrumentação do veículo está submetido. O dano acumulado pelo componente foi quantificado utilizando-se de um método de acúmulo de dano.

Para as etapas de contagem de ciclos e de acúmulo de dano, foi utilizado o *software* Fe-Safe. Para as propriedades do material do suporte, foi utilizada uma curva de fadiga disponível na literatura.

Com a quantificação do dano a que o componente foi submetido durante o trajeto, foi realizado um estudo de correlação campo-laboratório, em que foi definido um teste de bancada de forma a submeter o componente ao mesmo dano que seria obtido com uma determinada quantidade de quilômetros rodados. Este teste de bancada não foi realizado, somente foi definido o dispositivo para realização do teste, as forças aplicadas e a quantidade de ciclos. Essa definição do teste de bancada foi realizada com um novo cálculo de elementos finitos com as forças definidas para o teste de bancada; com as deformações obtidas na análise de elementos finitos, é realizada nova quantificação do dano e, com esse resultado, é possível conhecer o número de ciclos necessários para o teste.

1.5 ESTRUTURA DO TRABALHO

A seguir é mostrada a estrutura do trabalho e o que é tratado em cada um dos capítulos de forma mais detalhada.

1.5.1 Revisão da Literatura

Nesta etapa é detalhada a teoria dos assuntos que foram abordados no trabalho.

É realizada uma introdução sobre o fenômeno da fadiga dos materiais, abordando vários tópicos como: o mecanismo para a iniciação de trincas de fadiga, a fadiga de baixo ciclo e de alto ciclo e os métodos e critérios utilizados para o desenvolvimento de componentes sob fadiga; a curva tensão-vida, (curva S-N), e o limite de fadiga; efeitos da tensão média e fatores que modificam a vida em fadiga; a curva deformação-vida, (curva ϵ -N), forma de tratar a tensão média com a curva deformação-vida; carregamento de amplitude constante e carregamento de amplitude variável e definição de fadiga no domínio do tempo e no domínio da frequência.

Também se desenvolve as características principais de um veículo automotor comercial e de uma suspensão veicular e também a forma de desenvolvimento de componentes automotivos sob fadiga. Outras definições essenciais para o trabalho, trabalhadas na revisão de literatura, são: análise de elementos finitos de modo simplificado; avaliação experimental de tensões, o princípio de funcionamento dos extensômetros longitudinal e roseta; descrição sobre alguns métodos de contagem de ciclos de históricos de carregamento variável e métodos para a quantificação do dano; fadiga multiaxial e o modo de avaliação desta forma de fadiga; e, também, como são definidos os testes de fadiga.

1.5.2 Materiais e Métodos

Neste capítulo foram tratadas as etapas específicas do desenvolvimento do trabalho.

São mostrados detalhes sobre o veículo específico, a suspensão veicular, os seus componentes principais e um detalhamento maior no componente a ser estudado que é o suporte dianteiro da suspensão traseira; as propriedades de fadiga do material utilizado na fabricação do suporte; assim como o método de obtenção dos esforços sobre o componente de modo simplificado e a preparação da análise de elementos finitos, indicando as considerações realizadas, a maneira de aplicação dos esforços, propriedades dos componentes e condições de contorno.

A definição dos pontos que devem ser instrumentados, escolha dos extensômetros, suas características a serem observadas, os circuitos utilizados e a preparação do veículo

para realizar a aquisição de dados também são tratadas neste capítulo. São definidos os tipos de estradas que o veículo irá trafegar e o modo de realizar a análise dos dados coletados nas estradas, as etapas para a realização das análises, a forma de tratamento dos sinais obtidos e de quantificação do dano e as considerações realizadas para esta tarefa. Além disso, trata-se da vida requerida para o suporte dianteiro, a forma de definição do teste de bancada utilizando-se de análise de elementos finitos e da quantificação do dano.

1.5.3 Resultados

Apresenta-se o resultado da análise de elementos finitos, indicando os pontos que foram escolhidos para realizar a instrumentação. São mostrados os dados de deformação obtidos na instrumentação, para cada um dos extensômetros e nas diferentes pistas em que o veículo rodou. É feito um estudo das tensões obtidas nos pontos instrumentados, assim como a quantificação do dano que foi sofrido pelo suporte em cada um dos pontos instrumentados para as diferentes pistas. Também é apresentada a definição do teste de bancada para o componente, a forma de aplicação das forças, os seus valores e a quantidade de ciclos necessários.

1.5.4 Conclusão

Nesta etapa foram abordadas as conclusões sobre o trabalho e, também, propostas para trabalhos futuros.

2 REVISÃO DA LITERATURA

Nesta seção é realizada a revisão da literatura sobre os assuntos tratados.

2.1 O QUE É O FENÔMENO DA FADIGA DOS MATERIAIS

Nesta seção é realizado um resumo sobre o fenômeno da fadiga dos materiais, é mostrada a definição de fadiga, o seu histórico, listando alguns dos principais avanços na pesquisa sobre fadiga. Após é mostrada a teoria básica sobre a fadiga, o início e a progressão das trincas. Aspectos que influenciam a vida em fadiga e outras definições sobre a fadiga dos materiais.

2.1.1 Fadiga

Fadiga ocorre em materiais que estão sujeitos à esforços repetitivos. Componentes que estão submetidos a carga sem variação não estão sujeitos à fadiga, (ou caso a variação da carga seja muito pequena). Ou seja, para que ocorra fadiga o componente deve estar submetido a tensões variáveis com o tempo. A geração das tensões pode ocorrer de várias formas, como a aplicação de forças atuando nos componentes, ou geradas por variações térmicas, entre outras. Outra característica da fadiga, é que a falha no componente pode ocorrer com a aplicação de cargas muito menores do que as necessárias para romper o componente em carregamentos monotônicos.

Segue a definição sobre fadiga dada pela ASTM E1823 (2005), (tradução do autor):

"O processo de modificação estrutural permanente localizada e progressiva que ocorre em um material submetido a condições que produzem tensões e deformações flutuantes em algum ponto ou pontos que pode culminar em trincas ou a fratura completa após um número suficiente de flutuações".

Segue abaixo uma explicação detalhada realizada por Stephens (2001), sobre a definição de fadiga da norma ASTM E1823 (2005):

É progressivo, pois o processo de fadiga ocorre em um período de tempo ou de uso. A falha de fadiga é frequentemente repentina, sem um aviso óbvio, mas os mecanismos envolvidos podem estar operando desde o início da utilização do componente estrutural.

É localizado, pois o processo de fadiga opera em áreas localizadas ao invés de ser através de todo o componente ou estrutura. Estas áreas locais podem possuir altas tensões e deformações devido à carga aplicada, mudanças abruptas na geometria, diferenças de temperatura, tensões residuais e imperfeições no material.

É permanente, pois uma vez que existe uma mudança estrutural devido à fadiga, o processo é irreversível.

É flutuante, pois o processo de fadiga envolve tensões e deformações que são de natureza cíclica, (e precisa desta variação para que ocorra, não existindo apenas com uma carga estática). Entretanto, a magnitude e amplitude das tensões e deformações flutuantes devem exceder certos limites do material para que o processo de fadiga se torne crítico.

A palavra trinca indica que a causa final de todas as falhas por fadiga é uma trinca que cresce até o ponto em que o material remanescente não consegue suportar as tensões e deformações, e uma fratura repentina ocorre.

A palavra fratura indica o último estágio do processo de fadiga que é a separação do componente ou estrutura em duas ou mais partes.

2.1.2 Histórico dos Estudos Sobre a Fadiga dos Materiais

Conforme Stephens, (2001) a fadiga dos materiais é somente conhecida parcialmente. O que é conhecido foi aprendido e desenvolvido passo a passo e envolveu o esforço de inúmeras pessoas. Segue abaixo um breve resumo de alguns pontos significativos no histórico do desenvolvimento da fadiga dos materiais:

O primeiro estudo científico sobre a fadiga dos metais foi realizado por volta de 1829 pelo engenheiro alemão W. A. J. Albert, que realizou testes em correntes transportadoras de minérios, o seu trabalho foi publicado em 1938.

Uma reconhecida falha catastrófica devido aos esforços repetitivos ocorreu em 1842, o acidente ferroviário próximo a Versailles, na França, que teve uma perda de dezenas de vidas humanas. O acidente foi provocado pela falha devido à fadiga de um dos eixos da locomotiva. Devido a este ocorrido, e juntamente com muitas outras falhas de eixos ferroviários, levaram a intensa pesquisa sobre as falhas por fadiga.

Nas décadas de 1850 e 1860 na Alemanha, August Wöhler realizou inúmeros testes de laboratório em eixos de trens. Esta é considerada a primeira investigação sistemática

sobre a fadiga dos materiais. Observou que a resistência dos eixos submetidos à esforços repetitivos era consideravelmente menor que a sua resistência sob esforço estático. Com seus estudos, mostrou que a vida diminui em maiores amplitudes de tensão e abaixo de uma certa amplitude, as amostras não falham. Ou seja, ele introduziu o conceito do limite de fadiga. Foi o primeiro a compreender a importância da variação de tensão, e da tensão média na resistência à fadiga dos materiais.

Em 1874 Gerber publicou sua investigação sobre a influência da tensão média, e Goodman, em 1899, propôs uma teoria simplificada sobre as tensões médias.

No ano de 1903 foi publicado o trabalho de Ewing e Humfrey, que utilizaram o microscópio óptico para estudar os mecanismos de fadiga. Observaram o desenvolvimento das bandas de escorregamento levando a formação de microtrincas.

Em 1910 Basquin mostrou que um gráfico log-log do número de ciclos x tensão de amplitude alternada resulta por uma relação linear para uma grande variação de tensão. O gráfico log-log da curva S-N é utilizado até hoje.

Em 1924 Palmgren sugeriu o modelo de dano cumulativo linear para carregamentos de amplitude variável.

Durante a Segunda Guerra Mundial, muitas fraturas frágeis ocorridas nas soldas dos navios Liberty e T2 motivaram grandes esforços no estudo a respeito de descontinuidades pré-existentes e defeitos em forma de trincas nas estruturas e a influência dos concentradores de tensões. As soluções incluíam arredondamentos e reforços em cantos, adição de travas rebitadas para trincas e uma maior ênfase nas propriedades dos materiais.

Em 1945 Miner formulou o critério de dano cumulativo linear para carregamentos de amplitude variável que fora sugerido por Palmgren. Este critério de dano linear hoje é reconhecido como o critério de dano de Palmgren-Miner.

O primeiro avião a jato para passageiros, o Comet, iniciou a sua utilização em maio de 1952 após mais de 300 horas de testes de voo. Acidentes de desintegração da aeronave ocorreram em 1953 e 1954. Após uma exaustiva investigação e testes realizados em vários componentes foi descoberto que a causa da falha foi devido à fadiga da cabine pressurizada. Todos os aviões Comet deste modelo foram retirados de serviço. Uma atenção adicional foi dispensada à fadiga da fuselagem nos projetos. E após este ocorrido, o projeto *fail-safe* recebeu ênfase ao invés do projeto *safe-life*, este fato colocou muito mais atenção na manutenção e inspeção.

Trabalhando de forma independente em problemas de fadiga térmica, em 1953-1954, Coffin e Manson propuseram uma relação empírica entre o número ciclos até a falha por fadiga e a deformação plástica. É reconhecida como a relação de Coffin-Manson.

Na década de 1950 Forsyth mostrou que as linhas de escorregamento de intrusão e extrusão ocorre na superfície dos metais quando eles são submetidos a esforços cíclicos.

Em 1968 Matsuishi e Endo propuseram o método *rainflow* para realizar a contagem de ciclos de fadiga de amplitude variável.

Nas décadas de 1980 e 1990, muitos pesquisadores investigaram o problema da fadiga multiaxial. Neste período, foram desenvolvidos novos materiais metálicos, poliméricos, cerâmicos e também compósitos. Em grande parte este desenvolvimento foi motivado pela indústria aeroespacial. Desta forma foi necessário estudo e desenvolvimento sobre a fadiga destes materiais. Ocorreram avanços na tecnologia e utilização de computadores, foram utilizados *softwares* para o estudo da fadiga, simulações de carregamentos reais em componentes e estruturas.

No século XXI um dos objetivos do projeto de componentes sob fadiga se tornou o acréscimo da avaliação assistida por computador e uma redução nos testes físicos.

As fontes do histórico acima são: Suresh (1998), Milella (2013), Stephens (2001), Bathias (2010), Pook (2007) e Bannantine (1989). Podem ser encontradas revisões detalhadas sobre a história da fadiga dos materiais em Schütz (1996), que possui mais de 500 referências, também em Schijve (2003), e Schijve (2009) que cita diversos autores que realizaram históricos sobre o estudo da fadiga.

2.1.3 Mecanismo para Iniciação de Trincas de Fadiga

Em um componente submetido a carregamentos cíclicos, a nucleação da trinca de fadiga é iniciada em uma escala microscópica, seguida do crescimento da trinca até um tamanho macroscópico e por fim chega à falha do componente. Conforme Schijve (2009), compreender os mecanismos da fadiga é essencial para considerar todas as condições que afetam a vida e este conhecimento é essencial para a análise das propriedades de uma estrutura sob fadiga e para a avaliação de métodos de predição da vida sob fadiga.

Quando o componente é submetido ao carregamento cíclico, são formadas bandas de deslizamento persistentes na superfície do componente. As bandas de deslizamento

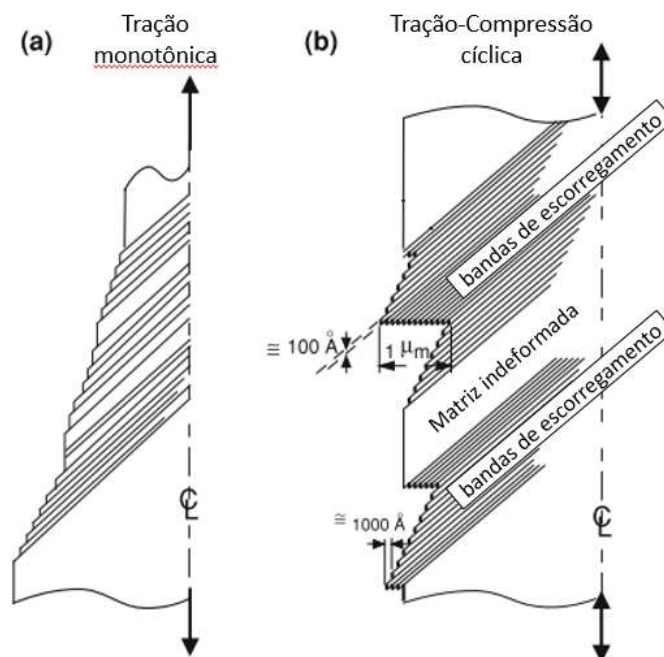
acontecem na direção da maior tensão de cisalhamento e à medida que vão crescendo podem formar intrusões e extrusões e iniciar microtrincas, e após crescer por alguns grãos do material, a sua direção muda e passa a se propagar quase que invariavelmente perpendicular à máxima tensão normal trativa atuante ao longo do seu caminho.

Usualmente as trincas iniciam na superfície dos componentes, pois além das tensões serem mais elevadas na superfície dos componentes, as discordâncias têm mais mobilidade do que no interior do componente e também a superfície sofre a agressão do meio.

Segundo Bathias (2010), de uma forma mais rara, as trincas também podem surgir no interior dos componentes, em inclusões, vazios ou contornos de grão.

A Figura 2 mostra a deformação plástica que ocorre na superfície de um componente em um carregamento monotônico e as bandas de escorregamento persistentes na superfície de um componente em que foi aplicado um carregamento cíclico de tração-compressão:

Figura 2 – (a) Força de tração monotônica, (b) Força cíclica, com as bandas de escorregamento persistentes



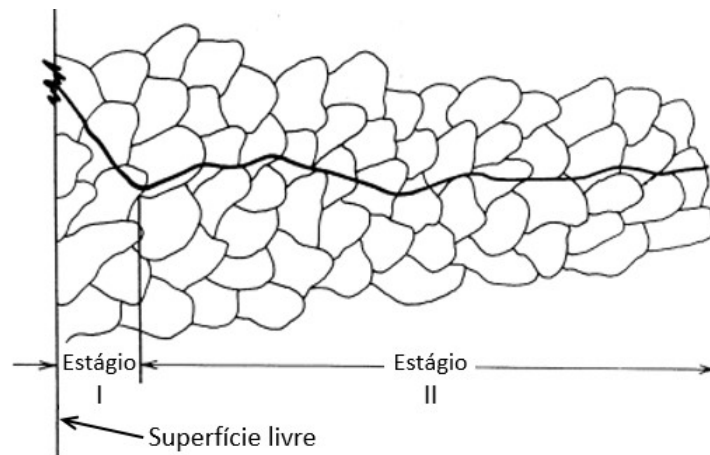
Fonte: adaptado de Milella (2013).

O processo de fadiga envolve três estágios:

- a) Estágio I: a nucleação da trinca;
- b) Estágio II: o crescimento da trinca ou trincas;
- c) Estágio III: a fratura final.

A Figura 3 mostra os estágios de propagação da trinca.

Figura 3 – Estágios de propagação da trinca



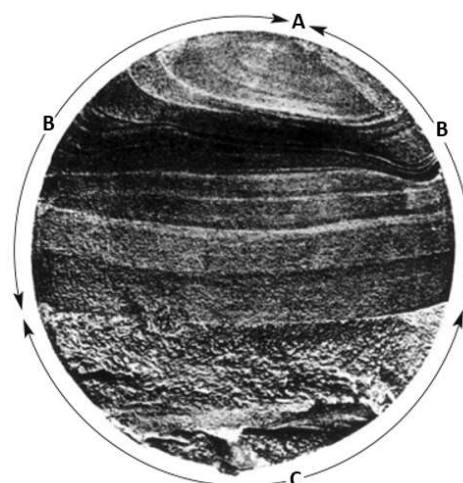
Fonte: adaptado de Stephens (2001).

Conforme visto na Figura 3, o Estágio I é limitado à região próxima à superfície, onde a trinca se propaga devido a tensão de cisalhamento. Após é seguido pelo Estágio II, onde a trinca se propaga na direção perpendicular à máxima tensão trativa.

O Estágio I é limitado a alguns grãos do material, entretanto este estágio pode representar uma parcela significativa da vida do componente. Em componentes em que as tensões são mais elevadas a trinca passa de uma forma mais rápida pelo Estágio I e desta forma terá uma parcela maior da vida no Estágio II.

As falhas por fadiga podem ser identificadas analisando-se a região da fratura. A Figura 4 mostra um componente em que ocorreu a falha ocasionada pela fadiga. O início da trinca está indicado pela letra "A", a região "B" é onde ocorre o crescimento da trinca, é caracterizada por estrias na superfície, que são conhecidas como "marcas de praia" e a região indicada pela letra "C" é quando ocorreu a fratura frágil.

Figura 4 – Fratura causada por fadiga



Fonte: adaptado de Haibach (2006).

2.1.4 Fadiga de Alto Ciclo e Fadiga de Baixo Ciclo

Uma forma comum na literatura para classificar a vida dos componentes sob fadiga é entre fadiga de alto ciclo e fadiga de baixo ciclo.

Componentes que são submetidos a tensões na região elástica, e possuem uma vida com uma grande quantidade de ciclos, estão no que se chama de fadiga de alto ciclo. A vida pode ser caracterizada por meio da variação da tensão.

Quando as tensões são altas o bastante para que ocorra deformação plástica considerável, esta é a fadiga de baixo ciclo, em que a falha acontece com um número pequeno de ciclos. Ocorre em componentes em que as tensões estão acima ou muito próximas da tensão de escoamento do material.

Não existe um valor exato de ciclos para seja considerada fadiga de baixo ciclo ou de alto ciclo, pois pode variar de acordo com as características de cada aplicação. Conforme Schijve (2009), componentes que possuem vida em fadiga até em torno de 10^4 ciclos é considerada fadiga de baixo ciclo, se a vida em fadiga apresenta um grande número de ciclos, 10^5 ou mais, é considerada fadiga de alto ciclo.

2.1.5 Métodos para o Estudo da Vida em Fadiga

Existem diferentes formas de abordar problemas de vida em fadiga, cada uma das formas possui as suas vantagens e desvantagens. Desta maneira, para o estudo da vida em fadiga, um ou outro método é mais indicado conforme as características do problema. Seguem abaixo os métodos mais utilizados:

- a) Método Tensão-Vida, (ou Método S-N): é o primeiro método criado para compreender e quantificar a fadiga dos metais. Neste método, a variação da tensão atuante no componente é utilizada para a caracterização da sua vida;
- b) Método Deformação-Vida, (ou Método ϵ -N): para cargas elevadas, em que existe a deformação plástica, deve ser utilizado o método Deformação-Vida (ϵ -N). Uma vez que a relação entre tensão e deformação não é mais linear na região plástica, a verificação da deformação é mais apropriada para a caracterização da vida;
- c) Mecânica da Fratura: este modelo estuda a vida dos componentes que já possuem uma trinca. A mecânica da fratura requer que o comprimento inicial da trinca seja

conhecido, ou um comprimento de trinca inicial pode ser assumido no projeto, conforme Bannantine (1989);

- d) Método de Dois Estágios: este método combina o método ϵ -N para obter a vida até a formação da trinca, seguido pelo método da mecânica da fratura para conhecer a vida remanescente até a fratura final, Stephens (2001).

Atualmente, nenhum destes métodos possui precisão suficiente para eliminar completamente a necessidade de testes. A precisão dos métodos é diretamente relacionada à forma que os dados de entrada são definidos. Em muitos casos testes podem ser eliminados somente ao custo do superdimensionamento dos componentes.

Conforme Bannantine (1989), não existe um método geral que sirva para todas as situações. Cada um dos métodos possui as suas vantagens e as suas limitações, e a seleção deve ser baseada no material, histórico de carregamento, meio de trabalho, geometria do componente e as consequências da falha do componente.

2.1.6 Critérios de Projeto para Componentes sob Fadiga

Existem diferentes critérios de projeto para componentes sob fadiga, segue abaixo um resumo de cada um dos métodos:

- a) Projeto para Vida-Infinita: este é o critério de projeto mais antigo, de acordo com Stephens (2001), requer que as tensões ou deformações existentes nos componentes fiquem abaixo do limite de fadiga. Este é um critério aconselhável para componentes que serão submetidos a vidas muito elevadas;
- b) Projeto *Safe-Life*: Conforme Stephens (2001), em alguns tipos de componentes, como por exemplo peças de suspensões de veículos automotores, os carregamentos máximos ocorrem somente ocasionalmente durante a vida do componente. Caso o componente fosse projetado para ter uma vida infinita, o componente se tornaria com um peso excessivo ou sua fabricação seria até mesmo impraticável. Nestes casos, é suficiente projetar um componente para possuir uma vida finita;
- c) Projeto *Fail-Safe*: foi desenvolvido por engenheiros aeronáuticos. No critério anterior, (*safe-life*), são levadas em consideração diversas variáveis, como estimativas dos carregamentos, variação das propriedades dos materiais, variações na realização de testes, existência de defeitos iniciais nos componentes, erros

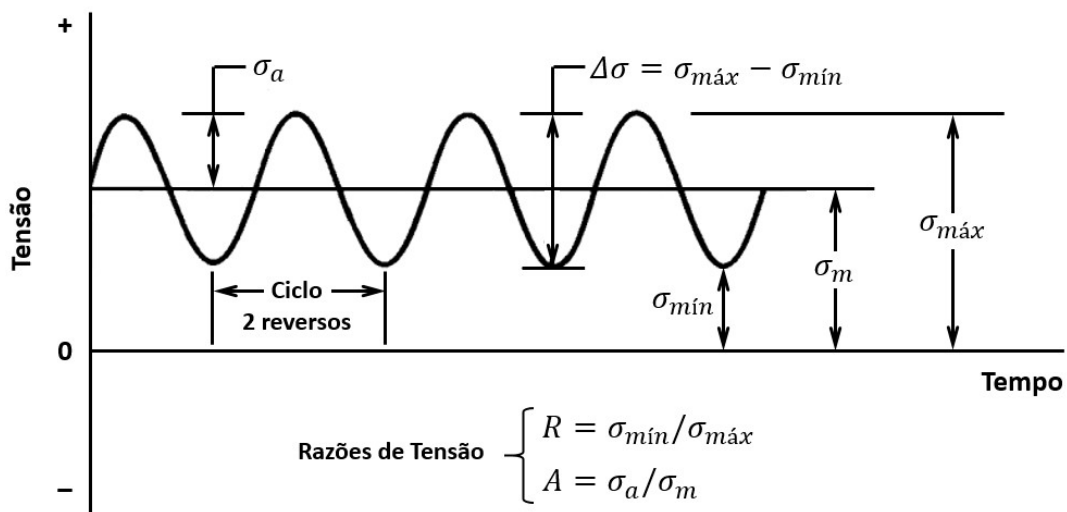
humanos durante a operação, entre outros. Caso se utilize um coeficiente de segurança para todas estas variáveis, a vida operacional será garantida, mas em alguns casos pode não ser desejável do ponto de vista econômico e do desempenho. O projeto deve ser feito de tal forma, que se uma trinca ocorrer, ela não levará a falha da estrutura antes que seja detectada e reparada, Suresh (1998);

- d) Projeto Tolerante à Falha: este critério é um refinamento do critério *fail-safe*, Stephens (2001). Este critério assume que as trincas irão existir, ocasionadas pela fadiga ou criadas pelo próprio processo de fabricação dos componentes. Utiliza a mecânica da fratura para determinar se as trincas irão crescer para produzir falhas antes que sejam detectadas pela inspeção periódica.

2.1.7 Tensões Alternantes

O carregamento cíclico de amplitude constante se caracteriza por ter todos os picos iguais e todos os vales iguais. Para este tipo de carregamento, um ciclo é considerado como a variação da carga do mínimo até o máximo e então até o mínimo novamente. Segue abaixo a Figura 5 com o gráfico Tempo x Tensão e a definição de alguns valores utilizados para caracterizar o carregamento cíclico com amplitude constante, (alguns autores utilizam a letra S para designar a tensão enquanto outros autores utilizam a letra grega σ).

Figura 5 – Denominações para o carregamento cíclico com amplitude constante



Fonte: adaptado de Stephens (2001).

A denominação dos valores são as seguintes:

σ_a = tensão alternada (ou amplitude de tensão)

σ_m = tensão média

$\sigma_{m\acute{a}x}$ = tensão máxima

$\sigma_{m\acute{i}n}$ = tensão mínima

$\Delta\sigma$ = faixa de tensão (ou gama de tensão)

Seguem abaixo as relações entre as tensões, conforme Stephens (2001):

$$\sigma_a = \frac{\Delta\sigma}{2} = \frac{\sigma_{m\acute{a}x} - \sigma_{m\acute{i}n}}{2} \quad (1)$$

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{m\acute{a}x} + \sigma_{m\acute{i}n}}{2} \quad (2)$$

$$\sigma_{m\acute{a}x} = \sigma_m + \sigma_a \quad (3)$$

$$\sigma_{m\acute{i}n} = \sigma_m - \sigma_a \quad (4)$$

Conforme as equações acima, pode-se verificar que a faixa de tensão é duas vezes maior que a tensão alternada. No gráfico da Figura 5 as tensões de tração possuem valores positivos e de compressão possuem valores negativos. Alguns valores que são utilizados para descrever o carregamento de amplitude constante são a razão de tensão, R , e a razão de tensão alternada, A , seguem equações conforme Stephens (2001):

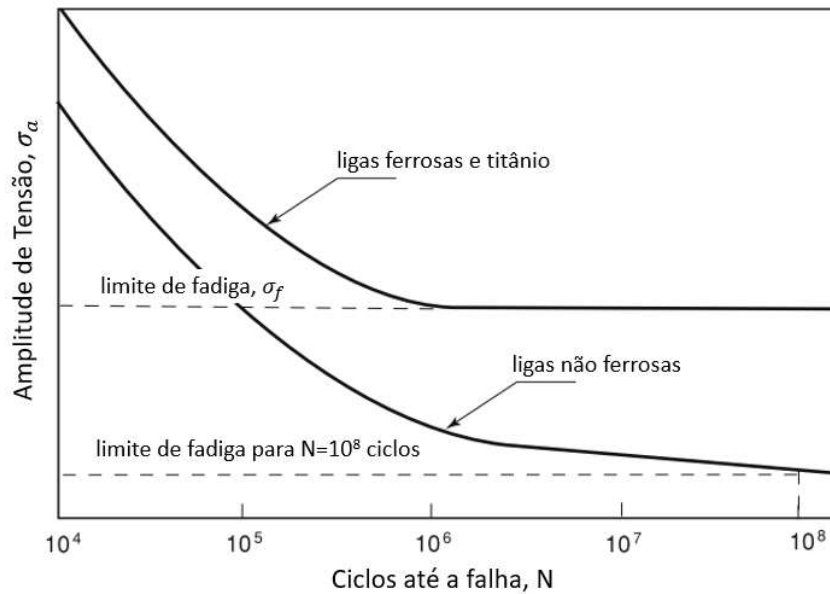
$$R = \frac{\sigma_{m\acute{i}n}}{\sigma_{m\acute{a}x}} \quad (5)$$

$$A = \frac{\sigma_a}{\sigma_m} \quad (6)$$

2.1.8 Curva S-N e Limite de Fadiga

A curva S-N, ou também conhecida como curva de Wöhler, é obtida realizando-se testes de fadiga em diferentes níveis de tensões. Este gráfico relaciona o número de ciclos e a amplitude de tensão. Conforme Schijve (2009), usualmente o número de ciclos segue uma escala logarítmica, enquanto a tensão pode ser encontrada na literatura seguindo uma escala linear ou logarítmica. Ver a forma geral da curva de Wöhler na Figura 6:

Figura 6 – Curva S-N ou curva de Wöhler



Fonte: adaptado de Milella (2013).

A curva S-N é válida somente para a determinada razão R em que o teste foi realizado. Muitos testes para obtenção das propriedades de fadiga dos materiais são realizados em condições considerando-se $R = -1$ ou $R = 0$, Stephens (2001). O valor de R deve ser informado juntamente com a curva e também nos casos em que curva tenha sido criada com um valor diferente. Caso se tenha a informação da curva e se queira utilizar para prever a vida de um componente com uma tensão média diferente daquela que a curva foi criada, deverá ser utilizado um método para correção da tensão média.

Na Figura 6, estão mostrados dois tipos de curvas. Uma curva para as ligas ferrosas e para o titânio e outra para os metais não ferrosos. O limite de fadiga σ_f é o valor de tensão abaixo do qual não ocorre a falha, ou seja, o material possui uma vida infinita. Muitos autores falam sobre a vida infinita para os metais ferrosos em torno de 10^6 a 10^7 ciclos. Os metais não ferrosos não possuem este limite, de forma que conforme a tensão diminui, a vida aumenta, mas não chega a um patamar. Desta forma, para os metais não ferrosos, quando é indicado um limite de fadiga, também é informado o número de ciclos.

Conforme Bathias (2005) e Nicholas (2006), pesquisas mais recentes mostram que não existe realmente um limite de fadiga. Os valores de 10^6 - 10^7 ciclos foram considerados por muitos anos como o limite de fadiga, mas pesquisas mostram que para alguns materiais a tensão em que ocorre a falha de fadiga pode continuar a cair até para além de 10^{10} ciclos. Caso não se possua dados de testes, pode ser considerada uma mudança na inclinação da

curva de fadiga após 10^6 - 10^7 ciclos, ao invés de considerar o limite de fadiga nesta quantidade de ciclos como um patamar.

Conforme Milella (2013), em 1910 Basquin observou que a curva S-N relativa a região da fadiga de alto ciclo, poderia ser mostrada linearmente utilizando-se uma escala log-log. A expressão sugerida relacionando a amplitude de tensão ao número de ciclos até a falha, (considerando um teste de fadiga à amplitude constante com $R = -1$):

$$\sigma_a = \frac{\Delta\sigma}{2} = \sigma'_f (2N_f)^b \quad (7)$$

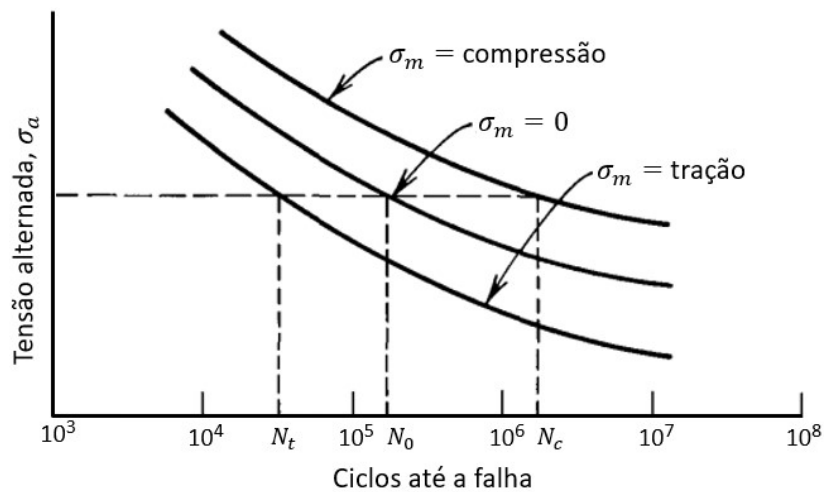
Onde: σ_a é a amplitude de tensão, σ'_f é o coeficiente de resistência à fadiga, b é o expoente de resistência à fadiga (ou expoente de Basquin). Muitos autores utilizam $2N_f$, ao invés de N , em que N é o número de ciclos de vida na tensão σ_a e $2N_f$ é o número de reversos: 1 reverso $2N_f = \frac{1}{2}$ ciclo N , como por exemplo, Suresh (1998) entre outros. Os valores σ'_f e b são propriedades de fadiga do material. Conforme Suresh (1998), para uma boa aproximação, o valor σ'_f pode ser considerado como sendo igual à tensão de ruptura verdadeira do material em um teste de tensão monotônico. O valor de b indica a inclinação da curva em um gráfico log-log.

Conforme Milella (2013), a equação de Basquin é a maneira mais simples de se construir um diagrama S-N, entretanto deve ser lembrado que somente se aproxima da realidade em altos ciclos. Ela se afasta de valores reais abaixo dos 10^4 - 10^5 ciclos, e também pelo fato de ser uma linha reta, não considera o patamar ou “joelho” na curva na região do limite de fadiga.

2.1.9 Efeitos da Tensão Média

Um componente que é submetido a um teste de fadiga com uma tensão alternada σ_a e com uma tensão média igual a zero, ($\sigma_m = 0$), possui uma vida com um determinado número de ciclos. Caso o teste seja repetido com a mesma tensão alternada σ_a , mas com uma tensão média σ_m diferente, o resultado será outro. Na Figura 7 é mostrado um gráfico com o número de ciclos até a falha x tensão alternada para três diferentes tensões médias. Conforme Stephens (2001), é possível verificar que as tensões médias trativas reduzem a vida dos componentes enquanto tensões médias compressivas aumentam a vida.

Figura 7 – Influência da tensão média na vida em fadiga

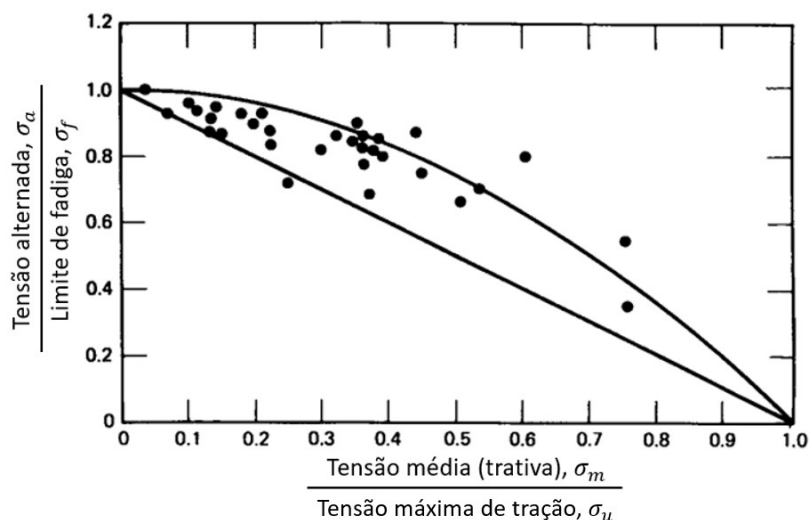


Fonte: adaptado de Stephens (2001).

Caso se queira utilizar uma curva de fadiga S-N para avaliar um componente que está sob uma tensão média diferente da tensão média indicada no teste é necessário utilizar um método para considerar esta tensão média. Caso contrário, seria necessário realizar os testes de fadiga com várias tensões médias, chegando a uma família de curvas de fadiga o que levaria muito tempo ou teria um custo elevado para ser realizado.

Foram realizadas investigações a respeito da influência da tensão média em vidas longas. Na Figura 8, é mostrado o efeito da tensão média para aços, (para uma vida de 10^7 ciclos), é mostrado $\sigma_m/\sigma_u \times \sigma_a/\sigma_f$, onde σ_f é no caso para $R = -1$. Um comportamento semelhante existe também para outras ligas. No diagrama abaixo, caso a tensão média fique igual a tensão máxima de tração, a tensão alternada cai para zero.

Figura 8 – Influência da tensão média, curvas de Goodman e Gerber



Fonte: adaptado de Stephens (2001).

É possível verificar a tendência indicando que as tensões trativas são prejudiciais. A linha reta mostrada na Figura 8 é a relação de Goodman modificada, ela assume um decréscimo linear na resistência à fadiga com um acréscimo da tensão média.

A curva é a parábola de Gerber. Existem outras considerações, como por exemplo, a relação de Soderberg, que modifica a relação de Goodman trocando a tensão máxima de tração σ_u pela tensão de escoamento σ_e . Outra relação conhecida é partindo-se da equação de Goodman modificada, e trocando-se σ_u por $\sigma_{u,t}$, que é a tensão de ruptura verdadeira. Esta é conhecida como a relação de Morrow. A seguir podem ser vistas as relações:

$$\text{Goodman Modificada:} \quad \sigma_{f,m} = \sigma_f \left[1 - \left(\frac{\sigma_m}{\sigma_u} \right) \right] \quad (8)$$

$$\text{Gerber:} \quad \sigma_{f,m} = \sigma_f \left[1 - \left(\frac{\sigma_m}{\sigma_u} \right)^2 \right] \quad (9)$$

$$\text{Soderberg:} \quad \sigma_{f,m} = \sigma_f \left[1 - \left(\frac{\sigma_m}{\sigma_e} \right) \right] \quad (10)$$

$$\text{Morrow:} \quad \sigma_{f,m} = \sigma_f \left[1 - \left(\frac{\sigma_m}{\sigma_{u,t}} \right) \right] \quad (11)$$

Estas equações fazem uma relação em que, caso a tensão alternada seja aplicada com uma tensão média trativa, então o valor da tensão alternada que pode ser aplicada no componente diminui conforme a tensão média trativa aumenta. Estas relações aqui mostradas são as mais conhecidas, seguem abaixo algumas observações a respeito.

Stephens (2001), são mostradas as relações de Goodman, Gerber e Morrow e descreve que as 3 relações já foram utilizadas no projeto de componentes sob fadiga.

Pook (2007), informa que muitos dados experimentais ficam entre as linhas de Goodman e Gerber, desta forma Goodman é mais conservativa.

Conforme Suresh (1998), Soderberg é conservativa para a maioria das ligas de engenharia, pois não permite o escoamento. Goodman fica muito próxima para metais frágeis, mas é conservativa para ligas dúcteis.

A Figura 8, não mostra detalhes sobre a tensão compressiva. Conforme Stephens (2001), as equações de Goodman Modificada e de Morrow podem ser extrapoladas para a região de tensão compressiva, a equação de Gerber prevê de forma incorreta um efeito prejudicial da tensão compressiva, por isso não é recomendada para este fim.

2.1.10 Fatores que Influenciam a Curva da Vida em Fadiga

Muitos fatores podem influenciar as curvas obtidas em testes de vida em fadiga. Conforme Castro (2009), as curvas S-N existentes na literatura são realizadas utilizando corpos de prova normalizados, com acabamento polido, sem entalhes ou tensões residuais, (consideráveis), e com atmosfera e temperatura controladas. Quando se considera os componentes reais, é necessário quantificar os efeitos que podem alterar a vida. Alguns dos fatores são: acabamento superficial, efeito de tamanho, tipo de carregamento, temperatura, tratamentos superficiais, ambiente de utilização entre outros. Uma forma de realizar esta consideração é cada um dos fatores que alteram a vida em fadiga serem aplicados como fatores de correção nos dados de vida em fadiga obtidos de forma padronizada, cada um dos fatores de correção pode assumir os valores entre 0 e 1. Segue Equação 12 adaptada de Bannantine (1989):

$$\sigma_{f,c} = \sigma_f \times (f_{acab} \times f_{tam} \times f_{carr} \times f_{temp} \times f_{trat} \times f_{amb}) \quad (12)$$

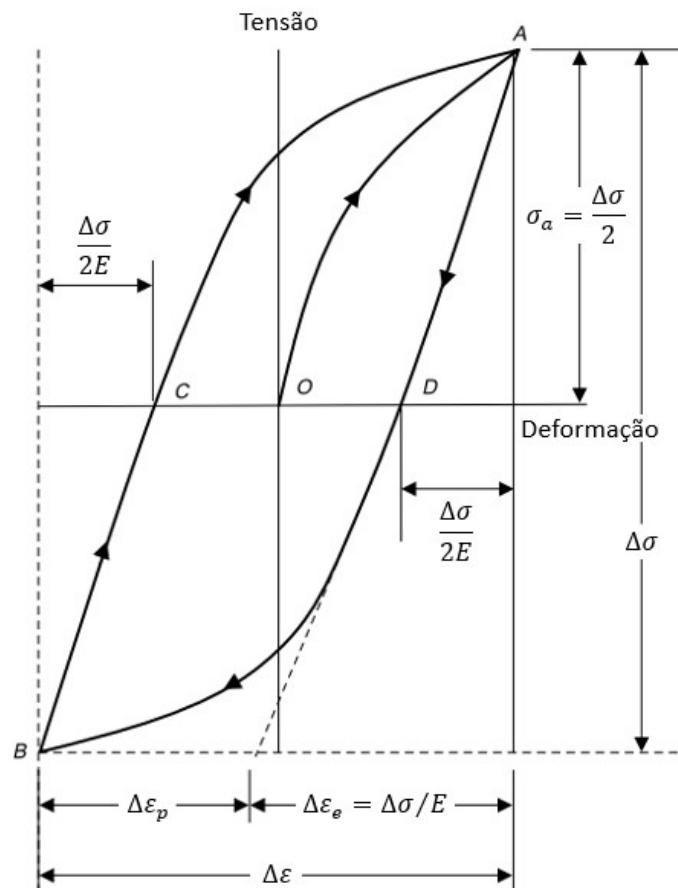
Onde a tensão $\sigma_{f,c}$ é a tensão limite de fadiga corrigida, e a σ_f é a tensão limite de fadiga obtida de forma padronizada. Conforme Bannantine (1989), os fatores de correção são especificados geralmente para o limite de fadiga, mas toda a curva S-N é afetada. A tendência é que os fatores de correção tenham um menor efeito em vidas mais curtas. Uma estimativa conservadora é utilizar os fatores de modificação em toda a curva S-N.

O teste de fadiga pode considerar alguns fatores durante a sua execução, por exemplo, utilizar o mesmo tratamento superficial do componente final, desta forma este fator não precisa ser contabilizado na correção da curva. O importante é que os fatores que não sejam considerados no momento em que a curva de fadiga foi criada devem ser considerados como fatores de correção.

2.1.11 Curva Deformação–Vida (Curva ϵ -N)

No carregamento cíclico no regime elástico, as tensões e deformações estão diretamente relacionadas pelo módulo de elasticidade. Para um carregamento cíclico que chega à deformação plástica, esta resposta é mais complexa e produz um laço de histerese. Ver a Figura 9 com um gráfico da tensão x deformação mostrando o laço de histerese.

Figura 9 – Laço de histerese tensão x deformação



Fonte: adaptado de Campbell (2008).

Na Figura 9, do ponto O até o ponto A o material está sendo tracionado. No descarregamento a deformação do material segue a curva do ponto A para o ponto D. No ponto D o componente está sem tensão. Agora o material é comprimido, e segue a curva do ponto D até o ponto B. Na descompressão, o material segue a curva do ponto B até o ponto C, e reaplicando a tensão de tração a condição de tensão-deformação retorna até o ponto A.

A deformação total $\Delta\varepsilon$ possui uma parcela elástica e uma parcela plástica, ver a Equação 13, Stephens (2001):

$$\Delta\varepsilon = \Delta\varepsilon_e + \Delta\varepsilon_p = \frac{\Delta\sigma}{E} + \Delta\varepsilon_p \quad (13)$$

Em 1954, Coffin e Manson, que estavam trabalhando de forma independente em problemas de fadiga térmica, notaram que os dados de deformação plástica também poderiam ser linearizados utilizando-se gráficos log-log, da mesma forma que foi feito por Basquin com os dados da deformação elástica, Campbell (2008). O que resulta na seguinte relação:

$$\frac{\Delta \varepsilon_p}{2} = \varepsilon'_f (2N_f)^c \quad (14)$$

Onde $\Delta \varepsilon_p$ é a variação da deformação plástica, ε'_f é o coeficiente de ductilidade à fadiga e c é o expoente de ductilidade à fadiga.

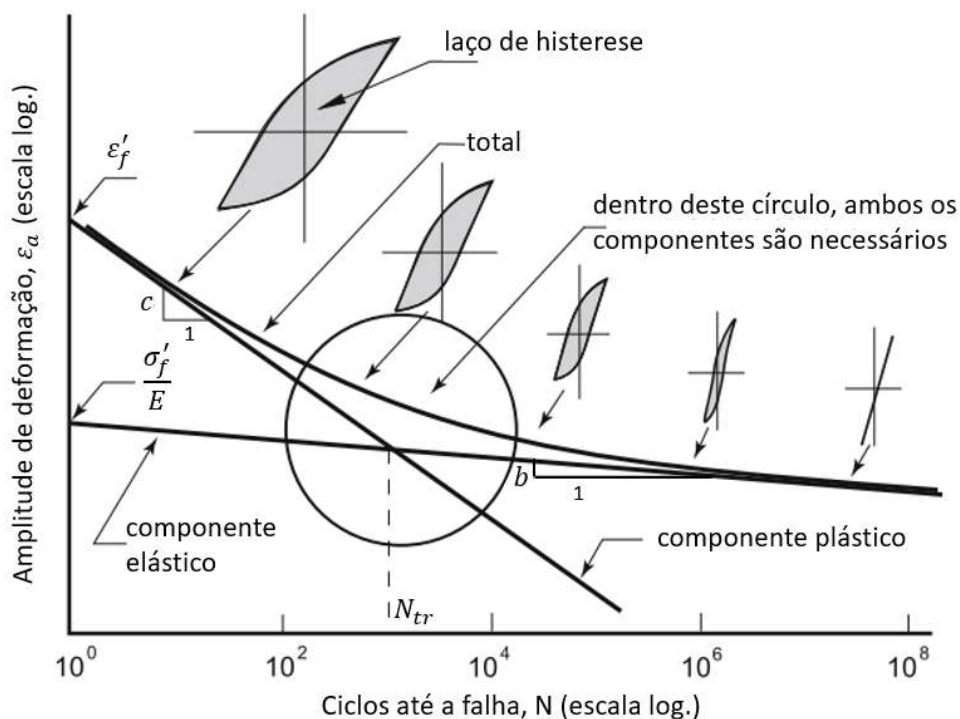
O coeficiente de ductilidade à fadiga ε'_f , segundo Suresh (1998), para muitos metais é aproximadamente igual a deformação verdadeira no momento da fratura em um carregamento monotônico. O expoente de ductilidade à fadiga c é a inclinação da curva de deformação plástica.

Utilizando-se as relações de Basquin e de Coffin-Manson é possível fazer uma relação que possui a parte elástica e a parte plástica, Campbell (2008):

$$\frac{\Delta \varepsilon}{2} = \varepsilon_a = \frac{\sigma'_f}{E} (2N_f)^b + \varepsilon'_f (2N_f)^c \quad (15)$$

Esta equação pode ser utilizada para estimar a vida tanto em componentes com vidas em fadiga de baixo ciclo, como em alto ciclo. A curva deformação-vida tende à curva plástica em baixas amplitudes de tensão ou deformação e tende à curva elástica para pequenas amplitudes de tensão ou deformação, ver a Figura 10 com a curva deformação x vida e os componentes elástico e plástico:

Figura 10 – Curva deformação x vida



Fonte: adaptado de Milella (2013).

2.1.12 Tensão Média na Vida em Fadiga ϵ -N

Para a fadiga ϵ -N, também é necessária a correção da tensão média da mesma forma que é necessária para a fadiga de alto ciclo.

Quando a deformação plástica ocorre no material, um fenômeno de relaxamento da tensão média ocorre e a deformação cíclica faz com que a tensão média reduza e pode até mesmo aproximar-se de zero. A quantidade de relaxamento depende da amplitude da deformação plástica, quanto maior a deformação plástica, maior é o relaxamento da tensão média. Conforme Stephens (2001), este efeito de redução da tensão média devido a presença da deformação plástica é diferente do amaciamento cíclico, e de acordo com Milella (2013), e Suresh (1998), este efeito pode ocorrer em materiais ciclicamente estáveis ou submetidos ao endurecimento cíclico.

Conforme Stephens (2001), uma vez que existe um maior relaxamento da tensão média em amplitudes de deformação mais altas devido às grandes deformações plásticas, o efeito da tensão média na vida em fadiga é menor na região de baixo ciclo e maior na região de alto ciclo. Um método para a correção da tensão média na vida em fadiga ϵ -N é conhecido como correção de Morrow, em que o σ'_f é trocado por $\sigma'_f - \sigma_m$ na Equação 15, e conforme Stephens (2001), chega-se então à Equação 16:

$$\frac{\Delta\epsilon}{2} = \epsilon_a = \frac{\sigma'_f - \sigma_m}{E} (2N_f)^b + \epsilon'_f (2N_f)^c \quad (16)$$

Em que σ_m é positiva para tensões trativas e negativa para tensões compressivas. A equação de Morrow prevê que as tensões médias trativas são prejudiciais e as tensões médias compressivas são benéficas. E também prevê um efeito maior nas tensões médias na região de alto ciclo. Notar que a tensão média é considerada apenas na parcela elástica da Equação 16, desta forma a curva que denota a parcela plástica não é alterada, apenas a curva da parcela elástica.

De acordo com Milella (2013), Manson e Halford propuseram outro método de correção que aplica a tensão média no componente elástico e também no componente plástico, conforme Milella (2013), segue a Equação 17:

$$\frac{\Delta\epsilon}{2} = \epsilon_a = \frac{\sigma'_f - \sigma_m}{E} (2N_f)^b + \epsilon'_f \left(\frac{\sigma'_f - \sigma_m}{\sigma'_f} \right)^{c/b} (2N_f)^c \quad (17)$$

Um outro método utilizado, de acordo com Stephens (2001), é sugerido por Smith, Watson e Topper, também conhecido como SWT, ver a Equação 18:

$$\sigma_{m\acute{a}x}\varepsilon_a = \frac{(\sigma'_f)^2}{E} (2N_f)^{2b} + \sigma'_f \varepsilon'_f (2N_f)^{b+c} \quad (18)$$

Esta equação baseia-se no fato de que para diversas combinações da amplitude de deformação ε_a , e tensão média σ_m , o produto $\sigma_{m\acute{a}x}\varepsilon_a$ permanece constante para uma determinada vida. Esta equação implica que precisa de tensão trativa para que ocorra o dano. Uma observação quanto ao método SWT é que caso a $\sigma_{m\acute{a}x} < 0$, este modelo irá predizer que não existe dano de fadiga e a vida será infinita, que segundo Suresh (1998), pode estar em desacordo com as observações experimentais.

Conforme Castro (2009), e Stephens (2001) os 3 métodos mostrados acima são utilizados para considerar os efeitos da tensão média e Castro (2009), também informa que não existe consenso qual método representa melhor a tensão média na condição de deformação-vida. Segundo Lee (2005), os métodos mais comumente utilizados na indústria de veículos terrestres são o de Morrow e o método SWT.

2.1.13 Fatores que Influenciam a Curva Deformação-Vida

De forma semelhante ao que ocorre no método tensão-vida, existem fatores que influenciam a vida em fadiga no método deformação-vida. Conforme Stephens (2001), entre estes estão os efeitos de acabamento superficial, tensões residuais, efeitos de tamanho, entre outros, muitos destes fatores são similares aos fatores que foram tratados no método tensão-vida na Seção 2.1.10.

Quando os fatores de correção são aplicados à curva deformação-vida, é necessário verificar em que condição o fator influencia a curva para realizar a correção da melhor forma possível. Como exemplo, sobre o acabamento superficial, uma vez que as trincas nucleiam rapidamente em vidas de baixo ciclo devido às grandes deformações, geralmente existe pouca influência do acabamento superficial em vidas curtas. Desta forma, na curva de deformação-vida, somente a parcela da deformação elástica é modificada para levar em consideração o acabamento superficial, Stephens (2001).

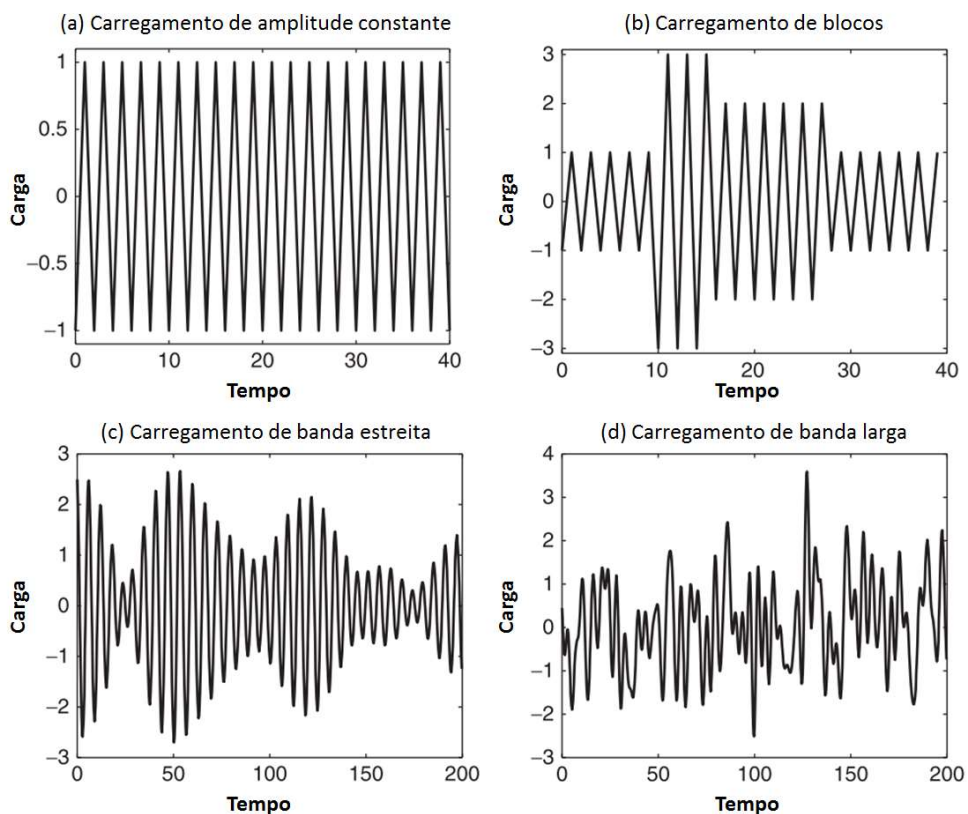
2.1.14 Fadiga com Carregamentos de Amplitude Constante x Amplitude Variável

Em um carregamento com amplitude constante, os ciclos de carregamento são bem definidos. O ciclo de carregamento inicia em uma determinada magnitude de tensão, se move até uma tensão máxima e uma tensão mínima até retornar à magnitude de tensão original, (ou o caminho inverso). O ciclo de carregamento é completamente definido pela amplitude e pelo valor médio ou de outra forma pelos valores máximos e mínimos. Quando são aplicados conjuntos de carregamentos constantes, em que cada conjunto possui uma amplitude diferente é conhecido como carregamento de blocos.

Durante a operação, apenas em alguns casos especiais os carregamentos dos componentes possuem amplitudes constantes. Em sua vasta maioria os carregamentos dos componentes durante a vida real são de amplitude variável.

Conforme Pook (2007) os carregamentos de amplitude variável podem ser divididos em duas classes: carregamento aleatório de banda estreita, em que os ciclos individuais podem ser distinguidos e o carregamento aleatório de banda larga, em que os ciclos individuais não podem ser distinguidos uns dos outros. Ver a Figura 11:

Figura 11 – Formas de carregamento



Fonte: adaptado de Johannesson (2014).

Geralmente os componentes da suspensão de um veículo terrestre estão submetidos a carregamentos aleatórios de banda larga. Na Seção 2.5 será mostrado o modo de realizar a avaliação desta forma de carregamento.

2.1.15 Fadiga no Domínio do Tempo e no Domínio da Frequência

Para a avaliação da vida em fadiga no domínio do tempo, é utilizado um histórico da variação da carga pelo tempo. Para a contagem dos ciclos de fadiga e quantificação do dano existente são utilizadas diferentes técnicas.

Para a avaliação da vida em fadiga no domínio da frequência, o carregamento é representado por uma PSD, que é uma função de densidade espectral de energia. Para se obter a PSD do carregamento no domínio do tempo pode ser utilizada a transformada rápida de Fourier (FFT).

2.2 VEÍCULO AUTOMOTOR COMERCIAL E O DESENVOLVIMENTO DE COMPONENTES

Nesta seção é definido de forma resumida o veículo automotor comercial, a função da suspensão e detalhes sobre o desenvolvimento de componentes para suspensões veiculares automotivas.

2.2.1 Veículo Automotor Comercial

Conforme Gillespie (2004), desde o princípio da indústria automobilística, no início do século XX, os caminhões tem sido um segmento muito importante da indústria, muitos dos primeiros veículos automotores foram caminhões.

Com o passar dos anos, os caminhões desenvolveram-se de acordo com o seu próprio conjunto de prioridades. Enquanto os carros de passeio e ônibus evoluíram como veículos capazes de transportar passageiros com um alto nível de conforto, os caminhões evoluíram para se tornar um veículo de transporte de mercadorias altamente eficiente e durável. Devido aos diferentes tipos de transporte que o caminhão deve atender, eles existem em diversas configurações, como carga geral, para transporte de líquidos em tanques, especializados como guindastes, entre vários outros.

Muitas características desejáveis em um veículo automotor comercial são semelhantes às dos veículos em geral, e outras são específicas dos veículos comerciais. As maiores diferenças nas características de desempenho dos automóveis e dos caminhões provêm dos seus diferentes objetivos no transporte, como por exemplo, maximizar a razão entre a carga e o peso bruto, desta forma, espera-se que o caminhão carregue uma carga superior ao seu próprio peso.

2.2.2 Suspensão Veicular

A suspensão é o sistema intermediário entre os pneus e o chassi, é um sistema complexo que possui diversas funções e requisitos. Segundo Nunney (2007), as principais funções das suspensões são: isolar os ocupantes das imperfeições do solo de forma a prover conforto durante a rodagem do veículo, e uma outra função e não menos importante é prover a estabilidade do veículo em todas as condições de uso, como curvas, frenagens, acelerações. Estas duas funções tendem a ser conflitantes entre si, é necessário que o projeto tenha um compromisso de forma que atenda estas duas áreas.

As suspensões de veículos comerciais possuem alguns requisitos adicionais, de acordo com Bennett (2011), manter o espaçamento apropriado entre os eixos e o alinhamento dos eixos, suportar a carga máxima e trabalhar com uma grande variação de carga. Os caminhões são especificados pela máxima carga que podem carregar, assim, primeiramente a suspensão deve suportar a máxima carga, mas também deve ter um bom desempenho sob condições em que o veículo está descarregado ou carregado parcialmente.

Conforme Genta (2009), geralmente as suspensões de caminhões possuem eixo rígido na dianteira e na traseira. As suspensões para caminhões mais comuns são as mecânicas com feixes de molas, ou as suspensões pneumáticas, neste caso somente pneumáticas ou uma combinação de mola metálica com mola pneumática.

2.2.3 Desenvolvimento de Componentes Automotivos

A avaliação da durabilidade de um componente é fundamental na indústria automobilística. De uma forma genérica, a definição de durabilidade pode ser a capacidade que um item tem de resistir ao seu uso pretendido por um período de tempo apropriado.

Outra forma de definir a durabilidade de uma forma mais próxima ao contexto automobilístico é conforme Johannesson (2014): a habilidade que um veículo, sistema ou um componente tem em manter a função pretendida pelo tempo de vida pretendido com os níveis de manutenção pretendidos nas condições de uso pretendidas.

Notar que na definição de durabilidade acima, todas as características citadas: função, tempo de vida, manutenção e condições de uso, são relacionadas ao que é pretendido para determinado componente, sistema ou veículo.

Estas quatro variáveis estão evidenciadas pois diferentes componentes possuem diferentes responsabilidades e podem possuir diferentes tempos de vida. O veículo como um todo é projetado para possuir um tempo de vida. Existem componentes que podem ser substituídos várias vezes durante a vida do veículo, outros poderão ser substituídos ou não, e outros ainda são projetados para não falharem durante todo o tempo de vida do veículo.

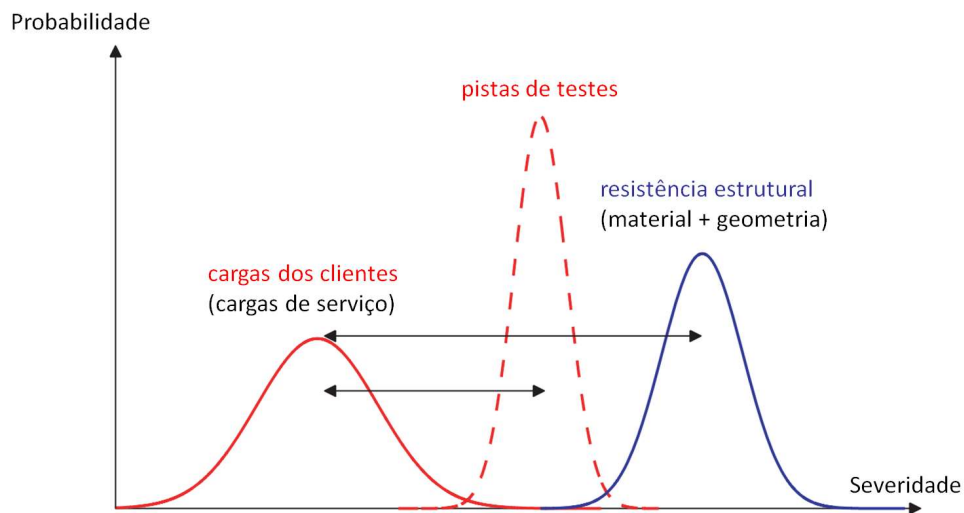
Na engenharia automotiva, deve-se projetar um produto com certas propriedades, que podem ser especificadas na forma de atributos, como a durabilidade, segurança, dirigibilidade, entre tantos outros. Durante o desenvolvimento, muitas variantes de projeto são analisadas, otimizadas e verificadas por simulações numéricas e testes físicos para os inúmeros atributos. Conforme Johannesson (2014), este processo de desenvolvimento, relativo a análise das cargas, pode ser resumido em três etapas:

- a) Requisitos: a primeira etapa é definir para quais os clientes que o produto será desenvolvido, qual será a região de uso do veículo e a sua utilização, como por exemplo: atender determinado grupo de clientes para a aplicação transporte de minério. Aqui neste ponto deve ser definido também qual é a durabilidade que deseja para o produto;
- b) Atributos: nesta segunda etapa devem ser expressos os atributos necessários que o produto deve possuir para atender os requisitos. Os atributos devem ser definidos na forma de quantidades que possam ser mensuradas, como por exemplo, a severidade de carga;
- c) Verificação: nesta terceira etapa é realizada a verificação do produto, se o mesmo irá atender os requisitos. Esta etapa é realizada utilizando-se simulações pelo método dos elementos finitos, testes de bancada, testes em campo de provas, testes na aplicação real.

Além da durabilidade, outro ponto sobre o desenvolvimento de veículos, é a confiabilidade. De forma a não apenas prever a vida dos componentes, mas também considerar as fontes da sua variabilidade e a sua influência na vida.

Existem duas quantidades que influenciam na vida de um componente, a carga que o mesmo está submetido e a resistência estrutural do componente. A resistência estrutural depende da dispersão do material e das variações geométricas. A carga que o componente está submetido depende da aplicação do veículo, do comportamento do motorista entre outros. Ver a Figura 12, ilustrando a distribuição das cargas dos clientes, a distribuição da resistência dos componentes e a distribuição da severidade em pistas de testes.

Figura 12 – Distribuição das cargas de serviço, da resistência estrutural e da severidade em pistas de testes



Fonte: adaptado de Johannesson (2014).

As pistas de testes são bem controladas, mas é possível notar que também apresentam uma variação. As pistas de testes devem ser mais severas que os clientes.

Os testes de veículos ou componentes mais completos são aqueles que são realizados na própria aplicação, após são os testes em pistas de campo de provas, e depois os testes em bancada. A forma de validação será vista com mais detalhes na Seção 2.8.

Para a definição da durabilidade dos componentes, é necessário também definir qual é a probabilidade de falhas máximas que podem ocorrer. Estes valores devem ser definidos considerando-se o que os clientes esperam do veículo, estudos de veículos similares que existem no mercado e condições necessárias mínimas para cada tipo de componente, como por exemplo, componentes de segurança. Segue abaixo a Tabela 1:

Tabela 1 – Quantidade máxima de falhas permitidas

Família dos Componentes e Descrição	Quantidade de falhas permitidas		
	0,3 Vida	0,5 Vida	1,0 Vida
Peças de desgaste São permitidas diversas trocas durante a vida do veículo.	20%	70%	100%
Peças com trocas permitidas Peças em que as falhas ocorrem e são aceitas em uma pequena quantidade.	5%	10%	20%
Peças definitivas Peças que são projetadas para toda a vida do veículo, são aceitas falhas em quantidade muito baixa.	0,2%	0,5%	1,5%
Peças de segurança Peças relacionadas à segurança do veículo.	Não são permitidas falhas		

Conforme a Tabela 1, para cada família de componentes é definida uma quantidade máxima de falhas de acordo com a vida do veículo. Os valores desta tabela são apenas um exemplo, devem ser definidos conforme o veículo ou família de veículos.

2.2.4 Descrição das Cargas Atuantes nos Caminhões

Conforme Johannesson (2014), os principais fatores que governam as cargas que um caminhão está submetido são:

- a) A utilização do veículo: que é o uso particular do caminhão, ou seja, o seu perfil de utilização, sendo definido por exemplo pelo tipo específico de transporte e pela sua quilometragem anual;
- b) O ambiente operacional: que são as condições das vias e outras condições do ambiente em que o veículo irá trafegar;
- c) A dinâmica veicular: por exemplo, as cargas externas que são induzidas pelas estradas são transferidas para o chassi e para os componentes das suspensões. Esta transferência das cargas é afetada pelos pneus e pela suspensão do veículo;
- d) O comportamento do motorista: é a influência do motorista sobre a carga que é aplicada ao veículo, como por exemplo em mudanças de velocidade, frenagens, na habilidade de adaptação em curvas;
- e) Legislação: por exemplo, limites de velocidade, peso e comprimento dos veículos em diferentes países.

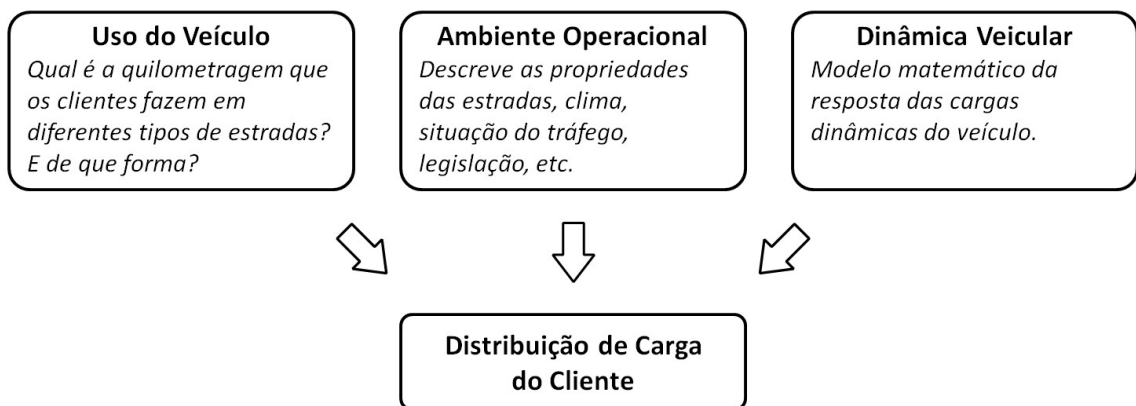
As cargas que irão atuar em um caminhão podem ser descritas utilizando-se os fatores que influenciam na carga listados acima, preferencialmente descritos o mais simples possível e classificando com alguns poucos parâmetros. Um procedimento para realizar a classificação das cargas que irão atuar no veículo pode ser visto em Edlund (2004). Os parâmetros e as diferentes classificações para cada um dos parâmetros devem ser escolhidos de forma a definir as diferentes possibilidades de soluções técnicas, bem como um diferenciador na configuração final da especificação do veículo, e também os critérios de dimensionamento e procedimentos de teste e aprovação.

Uma recomendação de Johannesson (2014), é separar a descrição dos fatores que têm influência na carga em duas, uma descrição do ambiente independente do veículo, e uma descrição das influências na carga que são dependentes do veículo:

- a) Dependentes do veículo: a utilização do veículo, o comportamento do motorista e a dinâmica veicular. A utilização do veículo juntamente com o comportamento do motorista podem ser considerados como o uso do veículo;
- b) Independentes do veículo: o ambiente operacional e a legislação são independentes de um veículo específico.

As informações dependentes do veículo e independentes do veículo são então juntas de forma a conseguir a distribuição de carga para os clientes de interesse para um veículo específico. Ver a Figura 13 mostrando este esquema:

Figura 13 – Descrição da distribuição de carga do cliente



Fonte: adaptado de Johannesson (2014).

A utilização do veículo pode ser descrita com os seguintes parâmetros, conforme Johannesson (2014):

- a) Ciclo de transporte: longa distância, curta distância, distribuição, etc.;
- b) Missão: florestal, transporte de líquidos, mineração, lixo, etc.;

- c) Utilização anual: quilometragem, número de viagens, etc.;
- d) Carga.

O ambiente operacional pode ser descrito utilizando-se algumas variáveis que têm influência, como:

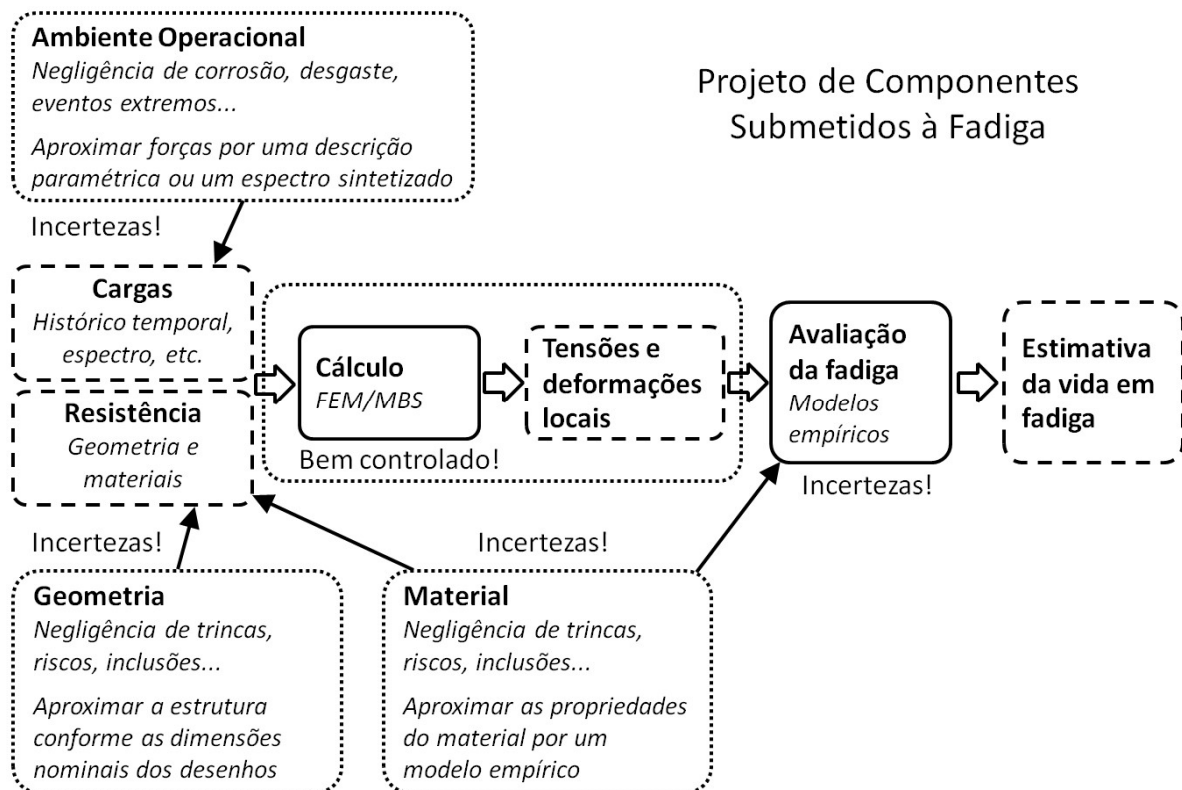
- a) Tipo das estradas: asfalto, paralelepípedo, estrada de terra, etc.;
- b) Qualidade das estradas: ótima, boa, razoável, ruim, péssima, etc.;
- c) Relevo: plano, montanhoso, etc.;
- d) Clima: temperatura, umidade, poeira, etc.

As listagens acima sobre a utilização do veículo e do ambiente operacional não são definitivas e podem existir muito mais exemplos para definir as cargas nos veículos.

2.2.5 Projeto de Componentes sob Fadiga

Para fazer uma boa avaliação da durabilidade existem muitas influências que devem ser consideradas e muitas não são totalmente conhecidas. Ver a Figura 14 com um diagrama sobre o projeto de engenharia de componentes sob fadiga:

Figura 14 – Projeto de componentes submetidos à fadiga



Fonte: adaptado de Johannesson (2014).

Conforme Johannesson (2014), a falta de durabilidade não é um problema apenas dos clientes, mas também para os fabricantes. As falhas reduzem a rentabilidade da empresa com garantias ou *recalls* e a própria imagem da empresa em produtos futuros. Ou seja, a durabilidade dos componentes leva à qualidade, rentabilidade da empresa e satisfação do cliente.

2.2.6 Formas de Realização de Modelos Matemáticos

A determinação das cargas que uma suspensão veicular está submetida durante a sua utilização é uma tarefa complexa, isto se deve às inúmeras variáveis existentes considerando-se o comportamento dos componentes das suspensões, motor, transmissão, bem como o próprio chassi, e a interação da suspensão e do veículo com a estrada. As cargas utilizadas nos cálculos devem ser definidas com a maior precisão possível, pois as tensões e conseqüentemente a vida dos componentes são influenciadas diretamente devido a estes resultados.

Uma das formas de obtenção das forças atuantes além de outras respostas do veículo, como frequências de vibração, deslocamentos, entre outros é a utilização de modelos matemáticos que representem o comportamento do veículo.

A base de uma análise teórica de um veículo ou sistema é um modelo matemático apropriado para realizar uma determinada tarefa. A precisão dos resultados conseguidos depende de modelo utilizado. Desta forma, para Popp (2010), os modelos matemáticos devem ser tão complexos quanto necessário para representar de forma acurada todas as propriedades essenciais de um veículo. E por outro lado, o modelo também deve ser tão simples quanto possível para permitir eficientes e rápidas simulações dos veículos. Os requisitos conflitantes tornam a criação de um modelo matemático uma tarefa de engenharia difícil, principalmente para sistemas complexos como veículos. Segundo Popp (2010), existem dois procedimentos para realizar o modelamento de um sistema veicular:

- a) A abordagem axiomática;
- b) A abordagem empírica.

A abordagem axiomática resulta em um modelo matemático que descreve os princípios físicos que ocorrem no sistema. Para a aplicação dos princípios em sistemas complexos, frequentemente é necessário trabalhar com vários sistemas mais simples e

componentes idealizados. Caso não se tenha conhecimento de algum parâmetro para aplicação no sistema, o mesmo pode ser obtido experimentalmente. O resultado final do modelo deve ser validado de forma experimental. O modelo é considerado satisfatório se os seus resultados teóricos estiverem dentro de valores aceitáveis considerando a precisão esperada. De acordo com Popp (2010), veículos podem ser modelados utilizando-se as técnicas abaixo:

- a) Sistemas Multicorpos;
- b) Elementos Finitos;
- c) Sistemas Contínuos.

A escolha de uma ou outra abordagem de modelamento estrutural depende do sistema a ser modelado, resultados que se quer obter, número de graus de liberdade, nível de detalhamento requerido, entre outros. As fronteiras entre uma aplicação e outra estão abertas e o engenheiro tem liberdade para escolher.

Cada um dos métodos apresenta vantagens e desvantagens, e a escolha do método que será utilizado é realizada conforme a exigência de cada projeto, a disponibilidade dos dados, tempo disponível para obtenção dos dados, entre outros. Em um desenvolvimento de uma suspensão ou de um veículo podem ser utilizados os diferentes métodos para os diferentes componentes e sistemas.

2.2.7 Estradas

Uma forma de obter os carregamentos que os veículos são submetidos é realizar as medições durante a aplicação real. Conforme descrito nas seções anteriores, no caso do caminhão, os carregamentos devem ser obtidos no mesmo tipo de transporte e aplicação e nas diversas estradas que o mesmo poderá ser utilizado.

Uma forma de classificar as cargas que atuam em uma estrutura, segundo Schijve (2009), são em cargas determinísticas e cargas aleatórias. Uma carga é determinística se ela pode ser definida na sua ocorrência e a sua magnitude pode ser estimada. Cargas aleatórias tem uma natureza estatística, a sua ocorrência não pode ser prevista que aconteça com certa magnitude em um dado momento.

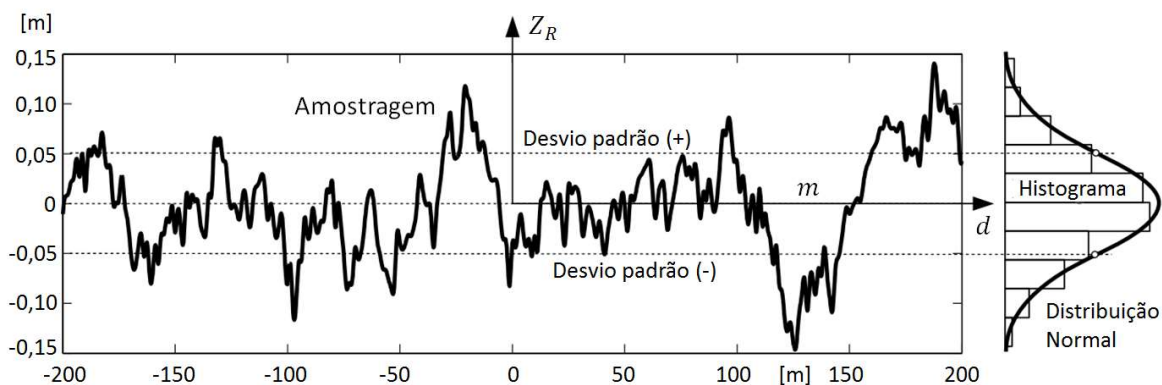
O carregamento que ocorre nos veículos induzido pelas estradas é um processo aleatório, em que a carga é registrada em função do tempo. Segundo Pook (2007), é um

processo estatisticamente estacionário e ergódico. Estacionário significa que os parâmetros estatísticos que caracterizam o processo são independentes do tempo, (exemplos de parâmetros estatísticos podem ser o valor médio, a variância, entre outros). E ergódico significa, em linhas gerais, que diferentes amostras do mesmo processo produzem os mesmos valores de parâmetros estatísticos. Apenas processos aleatórios estacionários podem ser ergódicos, e na prática a maioria o são. Esta definição de processo estacionário e ergódico pode ser vista também em Palin-Luc (2010). A consideração de processo aleatório estacionário e ergódico para as estradas está nos trabalhos de Grison (2005) e Peres (2006).

Desta forma, conforme as considerações acima, é possível coletar os dados dos veículos em uma determinada estrada durante um período de tempo e considerar que aquela forma de carregamento ocorrerá durante toda a estrada. Considerando-se neste caso, o mesmo tipo de estrada, como por exemplo, asfalto de boa qualidade, uma estrada de terra em certa região geográfica, entre outras.

Conforme Pook (2007), muitos processos aleatórios naturais são estatisticamente estacionários e aproximam-se da distribuição de Gauss, (ou distribuição normal). Esta é outra característica que observada nas estradas. Na Figura 15 pode ser visto um perfil de elevação obtido em uma estrada:

Figura 15 – Perfil de pista



Fonte: adaptado de Rill (2012).

Na Figura 15, o eixo horizontal d é a distância percorrida pelo veículo e o eixo vertical Z_R é a elevação da estrada. A linha m é o valor médio do sinal medido.

Esta característica de distribuição normal pode ser estendida para as cargas, acelerações ou outras que são induzidas nas estruturas pelas estradas.

Conforme Rill (2012), pelo fato das estradas estarem na categoria dos processos aleatórios gaussianos estacionários, desta forma, além de ser definida pelo seu próprio

perfil, uma estrada pode ser definida de acordo com parâmetros estatísticos. Com isso é possível gerar perfis de estradas de forma matemática para a utilização em simulações virtuais, e também, de acordo com Rill (2012), as estradas podem ser classificadas conforme a sua severidade. Existe a norma internacional ISO 8608, em que os perfis típicos das estradas podem ser agrupados em diferentes classes.

O resultado dos sinais medidos no veículo pode ser utilizado como dado de entrada para os modelos virtuais, para a calibração dos modelos virtuais, para a comparação de perfis de estradas criadas matematicamente ou para a avaliação do próprio veículo que está rodando. Estas avaliações podem ser do ponto de vista da durabilidade ou outros, como por exemplo, o conforto dos ocupantes.

2.3 MÉTODO DOS ELEMENTOS FINITOS

O Método dos Elementos Finitos ou MEF foi utilizado para a avaliação das tensões atuantes no componente.

2.3.1 Utilização do Método dos Elementos Finitos

O MEF é utilizado para análises de engenharia, e uma das áreas em que é muito desenvolvido é nas análises dos sólidos e estruturas, e também possui um campo de atuação em muitas outras áreas, alguns exemplos são análises térmicas, escoamento de fluidos, Bathe (1996). Algumas das indústrias em que é empregado são: aeroespacial, automobilística, naval, mecânica, eletrônica.

2.3.2 Descrição do Método dos Elementos Finitos

O MEF é um método numérico para a solução de equações diferenciais parciais, que são utilizadas na modelagem de problemas em engenharia, física e muitas outras áreas. Assim como os métodos numéricos, apresenta uma solução aproximada para os problemas.

O MEF divide o meio contínuo em um número de formas mais simples, ou seja, ele discretiza o meio contínuo em um número finito de elementos. Esta discretização do meio contínuo tem como objetivo dividir o sistema em partes que possuem uma solução mais

simples. Cada uma das partes é chamada de elemento. Desta forma, o sistema é um conjunto de elementos finitos em que cada um dos elementos é uma estrutura contínua. Os pontos em comum entre os elementos são conhecidos como nós, Zienkiewicz (2005).

Os elementos podem ser unidimensionais, bidimensionais ou tridimensionais. Para cada uma destas formas, existem vários tipos de elementos, com diferentes formulações em que cada um é mais apropriado para uma utilização.

2.4 INSTRUMENTAÇÃO E MEDIÇÃO EXPERIMENTAL DE TENSÕES

Nesta seção são descritas as funções e princípios da medição experimental de tensões. Entre os métodos experimentais é realizado um detalhamento sobre a extensometria, em que é descrito o princípio de funcionamento do extensômetro, suas principais características e circuitos utilizados.

2.4.1 Medição Experimental de Tensões

A medição experimental de tensões trata sobre a verificação das tensões atuantes em componentes mecânicos utilizando meios experimentais.

Vários fatores fazem com que as análises experimentais sejam muito utilizadas, e até mesmo indispensáveis em problemas de resistência mecânica. As análises teóricas são frequentemente realizadas utilizando simplificações que podem implicar em maior ou menor distanciamento da realidade, considerações estas que podem ser confirmadas apenas experimentalmente se resultam em uma diferença significativa nos resultados do problema. As análises experimentais de tensões podem ser realizadas em condições reais de serviço, em que todas as características dos componentes, materiais, métodos de fabricação, e condições de trabalho são levadas em consideração. Conforme Sharpe (2008), a vantagem da análise experimental de tensões se torna óbvia quando é considerada a possibilidade de conhecer as tensões atuantes no componente na condição real de utilização quando não se tem a informação da natureza das forças atuantes sobre o sistema.

2.4.2 Métodos para Medição Experimental de Tensões

Existem diversos métodos utilizados para a medição experimental de tensões, cada método possui suas características, vantagens e desvantagens que fazem com que cada um seja mais indicado para um determinado tipo de problema.

Em Sharpe (2008) e também em Doyle (2004) são mostrados diversos métodos experimentais para a verificação das tensões existentes em componentes. Como por exemplo, a fotoelasticidade, processamento digital de imagens, raios-x, entre outros.

2.4.3 Extensômetros

Os extensômetros possuem muitas vantagens, entre elas: precisão de medição, podem monitorar deformações até elevadas cargas nos componentes, (até mesmo em ensaios destrutivos), é possível monitorar componentes por longo tempo em sua condição de trabalho real e a aplicação sobre a estrutura não provoca diferenças estruturais nos componentes, ou seja, são variações desprezíveis, é possível monitorar eventos que variam no tempo, ou seja, fenômenos dinâmicos.

Conforme Murray (1992), outras vantagens dos extensômetros são: confiabilidade, tem custo relativamente baixo, podem ser aplicados de forma simples (por um técnico), geralmente não necessitam de um investimento elevado em instrumentação e apresentam uma resposta em um tempo relativamente baixo.

Uma das limitações dos extensômetros é que o mesmo verifica a tensão em apenas um único ponto, ou em um número limitado de pontos, desta forma tem-se a necessidade de escolher os pontos de forma adequada para que seja possível utilizar os resultados da melhor forma possível, Doyle (2004).

2.4.4 Princípio de Operação dos Extensômetros

O extensômetro de resistência elétrica é um sensor analógico idealizado para medir as deformações nas superfícies dos materiais sólidos, Watson (2008).

O princípio básico de funcionamento do extensômetro é a mudança da resistência elétrica quando é aplicada uma deformação mecânica, Murray (1992). Este fato ocorre, pois,

os condutores elétricos alteram a sua resistência elétrica quando submetidos a tensões mecânicas. Os motivos pelos quais ocorre esta variação na resistência é a deformação do condutor devido à tensão mecânica e também pela variação da resistência do próprio material ocasionada por mudanças microestruturais no condutor. Considerando um fio condutor de comprimento L e área da seção transversal A_S . A sua resistência elétrica é proporcional ao seu comprimento e inversamente proporcional à sua área, conforme segue:

$$R_E = \rho \frac{L}{A_S} \quad (19)$$

Em que ρ é a resistividade do material do fio e R_E é a resistência elétrica, quando o material é deformado, conforme Hoffmann (2012), a variação da resistência elétrica fica:

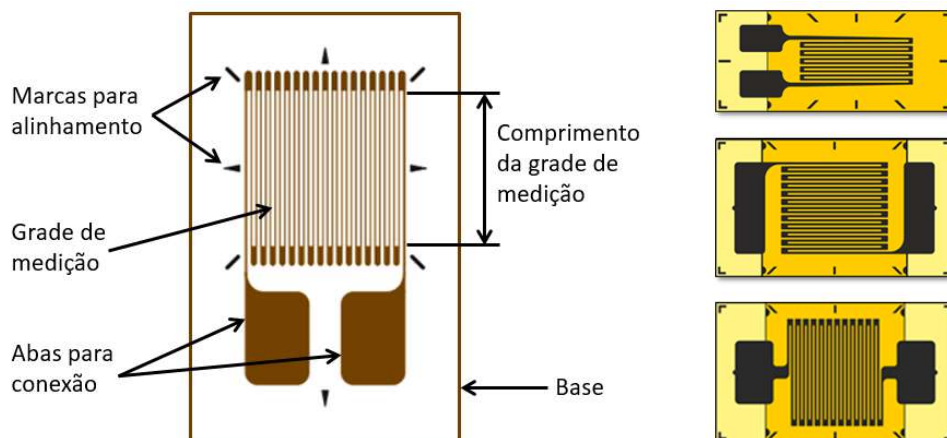
$$\frac{\Delta R_E}{R_0} = \varepsilon(1 + 2\nu) + \frac{\Delta\rho}{\rho} \quad (20)$$

A parcela $\varepsilon(1 + 2\nu)$ é a alteração da resistência devido à modificação das dimensões do condutor e a parcela $\frac{\Delta\rho}{\rho}$ é a alteração na resistividade do material devido às mudanças microestruturais ocorridas devido à aplicação da tensão mecânica.

2.4.5 Extensômetro Longitudinal

Segue abaixo a Figura 16 mostrando de forma esquemática as partes principais de um extensômetro longitudinal (ou uniaxial) e a representação gráfica de 3 modelos diferentes de extensômetros longitudinais:

Figura 16 – Partes de um extensômetro longitudinal



Fonte: modificado de Watson (2008) e HBM.

A grade é a responsável pela variação da resistência elétrica de acordo com a deformação mecânica. O extensômetro é projetado para que a grade registre a deformação na direção longitudinal à mesma, desta forma o extensômetro longitudinal deve ser alinhado na direção em que se queira realizar a medição da deformação. O extensômetro deve ser colado na estrutura para que toda deformação que ocorra na estrutura seja transferida para o mesmo. A mudança na resistência elétrica é verificada por meio de um circuito elétrico e com esta informação é possível conhecer a deformação que está ocorrendo no local, Hoffmann (2012).

A medição do extensômetro é uma deformação por unidade de comprimento, por exemplo m/m ou $\mu m/m$. Aplicando-se a lei de Hooke é possível conhecer a tensão que está atuando no componente naquele instante, considerando-se que a deformação esteja na região elástica, Hoffmann (2012).

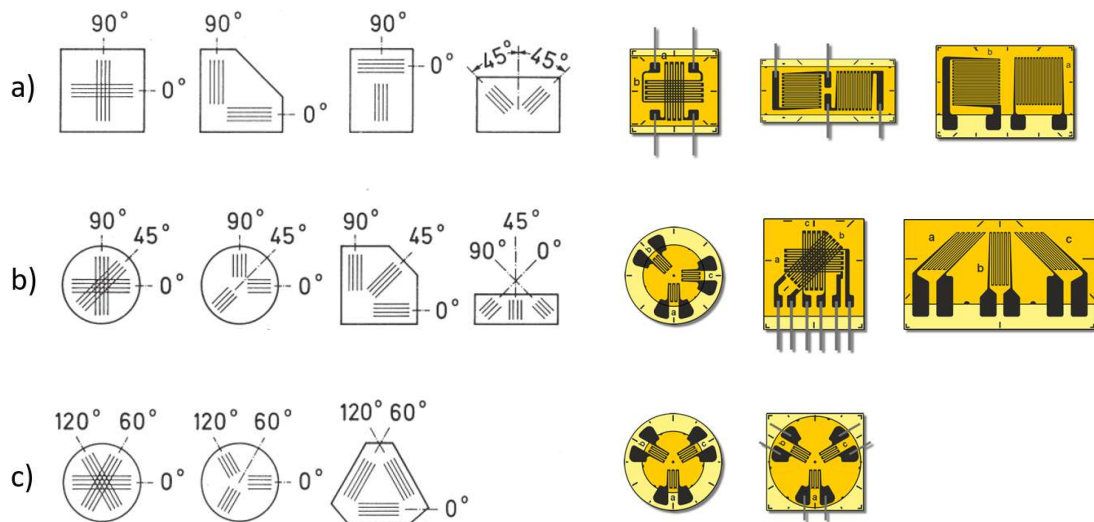
2.4.6 Extensômetro Roseta

Muitas vezes é necessário o conhecimento das tensões em mais de uma direção no mesmo ponto para a correta avaliação do estado de tensões que está ocorrendo, para isto são utilizados os extensômetros do tipo roseta.

Existem extensômetros roseta com duas grades e com três grades. Os extensômetros de duas grades são utilizados em condições de tensão biaxial quando se tem conhecimento da direção das tensões principais no ponto de medição. Os extensômetros de três grades são utilizados quando não se conhecem as direções das tensões principais no ponto de medição, ou quando as direções das mesmas variam durante a operação do componente.

Para determinar as tensões principais e as suas direções é necessário realizar a medição das deformações em pelo menos 3 direções diferentes no ponto de medição. Ver a seguir a Figura 17 com alguns tipos de extensômetros roseta.

Figura 17 – Tipos de extensômetros roseta



Fonte: adaptado de Hoffmann (2012) e HBM.

Existem duas formas básicas de extensômetros rosetas com 3 grades, os extensômetros $0^\circ/45^\circ/90^\circ$ e os extensômetros $0^\circ/60^\circ/120^\circ$. Estes ângulos são os ângulos entre as grades. Seguem abaixo as relações entre as medições dos extensômetros roseta, Hoffmann (2012). As tensões normais principais para rosetas do tipo $0^\circ/45^\circ/90^\circ$ são retiradas da equação:

$$\sigma_{1,2} = \frac{E}{1-\nu} \cdot \frac{\epsilon_{Ra} + \epsilon_{Rc}}{2} \pm \frac{E}{\sqrt{2}(1+\nu)} \cdot \sqrt{(\epsilon_{Ra} - \epsilon_{Rb})^2 + (\epsilon_{Rc} - \epsilon_{Rb})^2} \quad (21)$$

Onde σ_1 e σ_2 são as tensões principais, a σ_1 sempre é a tensão numericamente maior. As direções das tensões principais podem ser obtidas a partir da teoria do círculo de Mohr. Primeiramente, o ângulo ψ é encontrado, este é um ângulo auxiliar para o cálculo das direções principais. Para rosetas de $0^\circ/45^\circ/90^\circ$ é calculado conforme a Equação 22, conforme Hoffman (2012):

$$\tan \psi = \frac{2\epsilon_{Rb} - \epsilon_{Ra} - \epsilon_{Rc}}{\epsilon_{Ra} - \epsilon_{Rc}} \quad (22)$$

Em um triângulo retângulo, a tangente de um ângulo é a razão entre o cateto oposto, (numerador *Num*), e o cateto adjacente, (denominador *Den*). Conforme pode ser visto na Equação 23, de acordo com Hoffmann (2012):

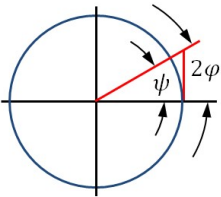
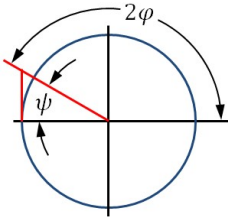
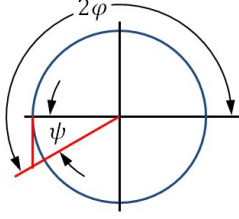
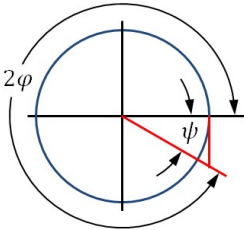
$$\tan \psi = \frac{\text{cateto oposto}}{\text{cateto adjacente}} = \frac{\text{Num}}{\text{Den}} \quad (23)$$

O ângulo ψ pode estar em qualquer um dos quatro quadrantes dependendo dos sinais dos catetos. Devido a esta possibilidade, é necessário determinar os sinais do numerador Num e do denominador Den antes do cálculo da divisão final. Estes quocientes determinam em qual quadrante o ângulo ψ está localizado, o que é essencial para o cálculo das direções principais. Com o resultado do valor numérico da tangente, o ângulo ψ pode ser encontrado, conforme a Equação 24, em Hoffmann (2012):

$$\psi = \arctan[^\circ] \quad (24)$$

Após encontrar o ângulo ψ , e com a informação dos sinais do numerador e denominador, pode ser encontrado o ângulo da direção principal ϕ . De acordo com os sinais dos catetos, a equação para encontrar o ângulo ϕ é diferente. Ver abaixo a Figura 18, com as equações para encontrar o ângulo ϕ e os gráficos mostrando as quatro possibilidades:

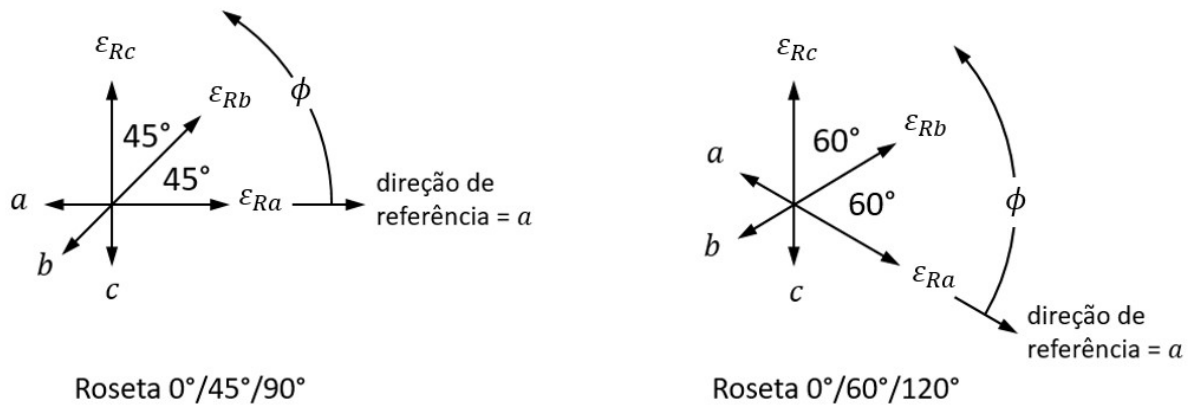
Figura 18 – Equações para encontrar o ângulo da direção principal σ_1 (ϕ)

<i>Num</i>	$\geq 0 (+)$	$> 0 (+)$	$\leq 0 (-)$	$< 0 (-)$
<i>Den</i>	$> 0 (+)$	$< 0 (-)$	$< 0 (-)$	$> 0 (+)$
Quadrante Correspondente	I	II	III	IV
				
$\phi =$	$\frac{1}{2}(0^\circ + \psi)$	$\frac{1}{2}(180^\circ - \psi)$	$\frac{1}{2}(180^\circ + \psi)$	$\frac{1}{2}(360^\circ - \psi)$

Fonte: adaptado de Hoffmann (2012).

O ângulo ϕ deve ser medido a partir do eixo de referência da grade de medição, na direção positiva, (anti-horária). O eixo "a" forma um dos lados do ângulo ϕ , e o outro lado é formado pela direção da tensão normal principal σ_1 . Ver na Figura 19 a forma de medição do ângulo da direção normal principal σ_1 . Notar que as direções principais são perpendiculares entre si, desta forma a direção normal principal $\sigma_2 = \phi + 90^\circ$.

Figura 19 – Forma de medição para encontrar o ângulo da direção principal σ_1 (ϕ)



Fonte: adaptado de Hoffmann (2012).

2.4.7 Características Observadas nos Extensômetros

Existem extensômetros desenvolvidos para as mais variadas aplicações, os extensômetros podem ser encontrados apresentando diferentes características, entre elas o tamanho da grade de medição, sensibilidade, para aplicação em altas temperaturas, atmosferas agressivas, aplicação em diferentes materiais, entre outras. Esta quantidade de variações é devido ao fato que não há extensômetro que atenda todos os requisitos e variações de condições.

Conforme Hoffmann (2012), para uma correta seleção do extensômetro mais adequado, a medição deve ter um objetivo claro e o conhecimento dos detalhes do processo e as suas condições devem ser avaliadas, além do conhecimento das características do extensômetro.

Pode ser encontrada uma lista de atributos a serem verificados para seleção de extensômetros em Watson (2008) e também em Hoffmann (2012), atributos estes tanto dos extensômetros, quanto das condições do ambiente e do sistema. Seguem abaixo algumas características mais relevantes avaliadas na seleção dos extensômetros para esta aplicação:

- a) Comprimento da grade: o extensômetro faz uma média das condições de deformação existentes abaixo da grade de medição. Assim, o comprimento da grade a ser escolhido depende do dado que se deseja, caso seja necessária a tensão média da região ou a tensão de pico. Segundo Hoffmann (2012), se o componente é

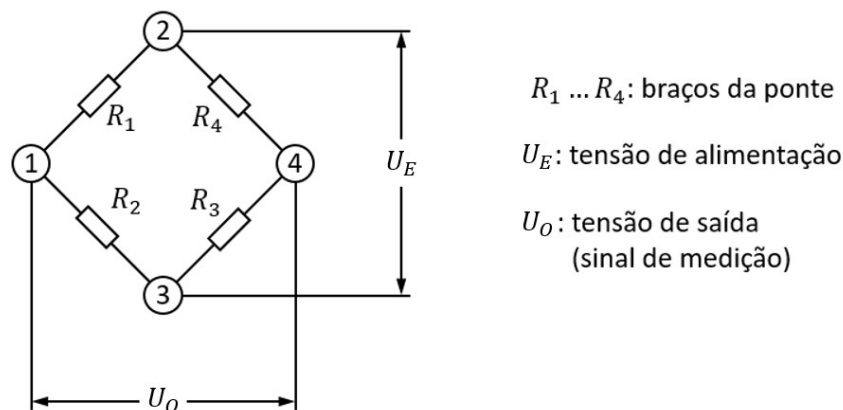
- suficientemente grande, extensômetros com a grade entre 3mm a 6mm de comprimento são os mais indicados;
- b) Alongamento máximo: conforme Watson (2008), extensômetros de alto desempenho com base reforçada com fibra de vidro são limitados a deformações máximas em torno de 1-2% (10.000 a 20.000 $\mu\text{m}/\text{m}$);
 - c) Medições Dinâmicas: os extensômetros são excelentes para medir deformações dinâmicas, pois possuem uma massa muito pequena que não tem influência considerável nos componentes. Os valores máximos de frequência que podem ser medidas são muito elevadas, conforme Hoffmann (2012), os problemas de medições dinâmicas podem ser resolvidos sem problemas com os extensômetros de comprimentos comumente utilizados de 3mm ou de 6mm de grade;
 - d) Resistência elétrica: os extensômetros são produzidos com diferentes resistências elétricas, conforme Hoffmann (2012), o valor de 120 Ω é o mais utilizado para análises de tensões;
 - e) Temperatura: é responsável por diversos efeitos que podem ocorrer com os extensômetros, com o sistema de medição, e com os componentes. Muitas vezes os efeitos da temperatura podem ser desconsiderados, como nos casos em que a utilização do componente esteja na temperatura ambiente, a variação da temperatura seja pequena ou a precisão na medição não necessita considerar a variação na temperatura do componente em estudo;
 - f) Sensibilidade transversal: os extensômetros devem apenas responder a mudanças na resistência devido à deformação na sua direção ativa, que é definida pela direção longitudinal da grade de medição. Quando o extensômetro é submetido a uma deformação perpendicular à direção ativa e o mesmo apresenta uma modificação da resistência, diz-se que ele possui sensibilidade transversal. Conforme Hoffmann (2012), pode ser requerida a correção em medições com campos de tensão bidirecionais, mas este efeito pode ser ignorado caso a relação entre a resistência longitudinal e transversal for menor que 0,01.

Segundo Watson (2008), existem algumas normas definem as características mais importantes dos extensômetros e especificam procedimentos para a sua determinação, são citadas a ASTM E251, OIML 62 e a VDI/VDE 2635. A norma VDI/VDE 2635 também cita a norma NAS 942 como sendo semelhante.

2.4.8 Circuitos e Sistema de Medição

Para a medição da deformação que está ocorrendo no extensômetro, é necessário um circuito elétrico para medir a variação da resistência do extensômetro e com esta informação realizar o cálculo da deformação correspondente. Isto é necessário, pois, como a deformação do extensômetro geralmente é muito pequena, a variação na resistência também é muito pequena e não pode ser medida diretamente, com um ohmímetro, por exemplo. O circuito que é geralmente utilizado para este fim é conhecido como Ponte de Wheatstone, que possui uma medição precisa da variação da resistência elétrica. Segue na Figura 20 um diagrama esquemático da Ponte de Wheatstone. Os quatro braços da ponte de Wheatstone são formados pelas resistências R_1 a R_4 . Os pontos 2 e 3 são as conexões onde é aplicada a tensão de alimentação U_E . Geralmente é aplicada uma tensão elétrica constante, (mas também pode ser aplicada uma corrente constante).

Figura 20 – Ponte de Wheatstone



Fonte: adaptado de Hoffmann (2012).

A tensão de saída U_O , que é o sinal de medição, é obtida entre os pontos 1 e 4.

A tensão elétrica que é aplicada nos pontos 2 e 3 é dividida entre as duas metades da ponte R_1 e R_2 de um lado e R_3 e R_4 do outro lado. Esta divisão da tensão é feita conforme a razão correspondente das resistências da ponte. Se a ponte estiver balanceada, conforme Hoffmann (2012), então a tensão de saída é zero:

$$\frac{R_1}{R_2} = \frac{R_3}{R_4} \quad (25)$$

No caso em que a Ponte de Wheatstone possui o extensômetro como um de seus braços, quando a resistência do extensômetro modifica-se devido à deformação, o circuito

perde a sua simetria e se torna desbalanceado, neste caso uma tensão de saída é obtida, e é proporcional ao desbalanceamento da ponte.

Quando a ponte de Wheatstone tem um dos seus resistores substituídos por um extensômetro, esta é conhecida como $\frac{1}{4}$ de ponte. Caso dois resistores sejam substituídos, é conhecida como meia ponte. Caso todos os quatro resistores sejam substituídos por extensômetros é conhecida como ponte completa.

Na verdade, o circuito de medição sempre está completo, estas denominações são para descrever se a ponte de Wheatstone está parcialmente ou totalmente definida pelos extensômetros sobre o componente que se deseja medir. Os resistores que não estão sobre os componentes são completados pelo equipamento de medição. Conforme o problema que se quer verificar uma ou outra configuração da ponte de Wheatstone é mais indicada.

2.5 CONTAGEM DE CICLOS

A contagem de ciclos é necessária para a posterior quantificação de dano que o componente foi submetido. Para componentes em que os ciclos apresentam uma mesma amplitude, a contagem pode ser realizada facilmente. Em componentes submetidos a carregamentos de amplitude variável, a contagem de ciclos torna-se uma tarefa mais complexa e são necessárias outras considerações para que a contagem seja realizada.

Os ciclos podem ser contados em um histórico de carregamento com o parâmetro que se tenha interesse, como por exemplo, força, tensão, deformação, torque, aceleração, deflexão ou outros.

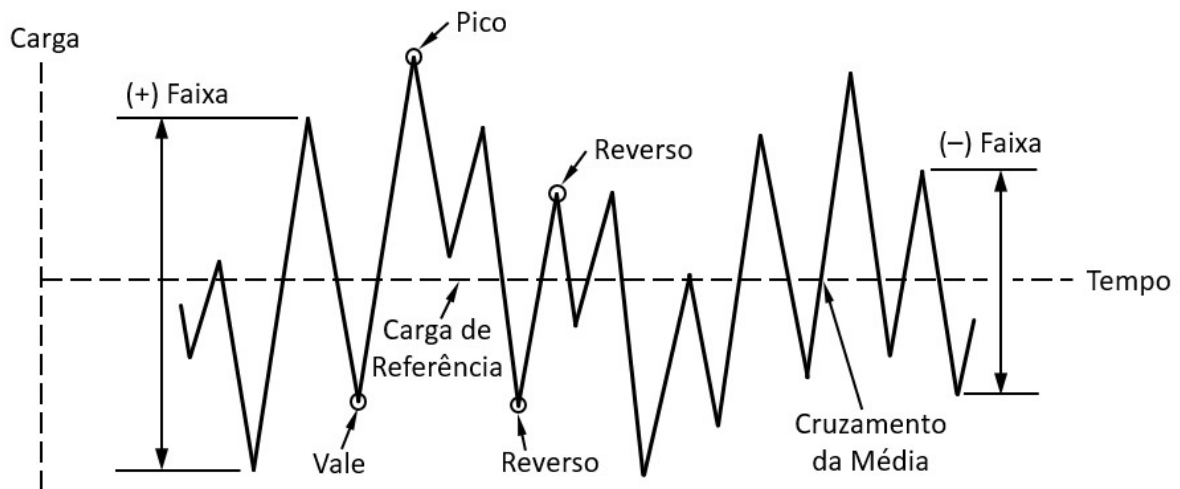
Com o passar dos anos, foram desenvolvidas diversas técnicas para extrair ou reconhecer os ciclos em um histórico de carregamentos aleatórios. A seguir serão vistos alguns métodos de contagem de ciclos de amplitude variável mais utilizados. Existem diferentes métodos pois não existe uma maneira definitiva de contagem de ciclos em históricos com amplitudes variáveis, dependendo das considerações utilizadas e do método escolhido, a contagem de ciclos pode ser diferente.

Os métodos de contagem de ciclos podem ser divididos pelo número de parâmetros levados em consideração para definir um ciclo, são os métodos de um parâmetro e os métodos de dois parâmetros.

2.5.1. Definições para o Carregamento de Amplitude Variável

Na Figura 21 pode ser vista a definição de alguns termos utilizados em históricos de carregamentos com amplitude variável, conforme a norma ASTM E1049 (2011). Na descrição dos termos, foram mantidas também as denominações em inglês para facilitar a verificação das mesmas na norma e evitar interpretações diferentes na língua portuguesa.

Figura 21 – Denominação dos eventos do histórico de carregamento



Fonte: adaptado da norma ASTM E1049 (2011).

Pico (*Peak*): ponto de um máximo local, ponto em que a primeira derivada do histórico de carregamento muda o sinal de positivo para negativo.

Vale (*Valley*): ponto de um mínimo local, ponto em que a primeira derivada do histórico de carregamento muda o sinal de negativo para positivo.

Carga Média (*Mean Load*): no carregamento de amplitude constante, é a média entre e carga máxima e a carga mínima. No carregamento de amplitude variável pode ser a média de um ciclo individual, ou a média algébrica de todos os picos e vales do histórico de carregamento ou a média integral de todos dos pontos de um histórico de carregamento.

Carga de Referência (*Reference Load*): é um nível de carga que representa um estado estacionário sobre o qual as variações da carga são impostas. Pode ser considerada igual à carga média, ou outro nível arbitrário.

Cruzamento da Média (*Mean Crossing*): quando o histórico de carregamento cruza a carga média. No caso da contagem de ciclos, o cruzamento da média também pode ser definido como o cruzamento da carga de referência.

Reversos (*Reversals*): pontos de máximos, (picos), e pontos de mínimos, (vales). Ponto em que a primeira derivada do histórico de carregamento troca o sinal.

Faixa (*Range*): diferença entre um vale e um pico seguinte, neste caso é a faixa positiva, ou a diferença entre um pico e um vale seguinte, neste caso é a faixa negativa. Uma outra denominação para *range* também encontrada na literatura em português é “gama”, um exemplo é em Castro (2009).

2.5.2 Métodos de Contagem de Ciclos de Um Parâmetro

Os métodos de contagem de ciclos de um parâmetro analisam somente um parâmetro do histórico de carregamento, por exemplo, o valor de uma carga, a sua amplitude, entre outros. Eles também constroem os ciclos realizando pares de máximos e mínimos independente da sua posição no histórico de carregamento.

Conforme Benasciutti (2004), métodos de um parâmetro tendem a construir ciclos que não são visíveis ou identificáveis no histórico de carregamento, e a hipótese de que todos os ciclos têm o mesmo valor médio e coincidente com a carga de referência é frequentemente seguida. Conforme Lee (2005), estes métodos são considerados inadequados para análises de dano por fadiga.

Segue abaixo um resumo sobre alguns métodos de contagem de ciclos de um parâmetro descritos na ASTM E1049 (2011), na norma pode ser verificada uma explicação detalhada sobre cada um destes métodos:

- a) Contagem por Cruzamento de Nível (*Level-Crossing Counting*): deve ser definida uma carga de referência, e são definidos níveis de carga em incrementos, abaixo e acima da carga de referência. Quando o valor do carregamento cruza um destes níveis, é realizada uma contagem;
- b) Contagem de Picos (*Peak Counting*): esta técnica conta os máximos ou mínimos relativos. É escolhida uma carga de referência e os picos acima da carga de referência são contados e os vales abaixo da carga de referência são contados;
- c) Contagem de Faixas (*Simple-Range Counting*): neste método, uma faixa é definida como a diferença entre dois reversos sucessivos. Quando um vale é seguido por um pico, a faixa é positiva e quando um pico é seguido por um vale, a faixa é negativa.

2.5.3 Métodos de Contagem de Ciclos de Dois Parâmetros

Os métodos de contagem de ciclos de dois parâmetros verificam dois parâmetros em cada contagem, como por exemplo o tamanho do ciclo e a sua média. Os métodos de dois parâmetros apresentam uma maior precisão e confiabilidade. Um exemplo de método de dois parâmetros simples é quando é realizado o método da contagem de faixas e o valor médio de cada ciclo também é contado, na norma ASTM E1049 (2011) é referenciado como *simple range-mean counting*, na norma pode ser vista uma descrição maior deste método.

Os métodos de dois parâmetros mais utilizados são o método de *rainflow* e métodos similares, segue abaixo um detalhamento maior sobre eles.

2.5.4 Métodos Relacionados ao Método de Contagem de Ciclos *Rainflow*

Conforme Bannantine (1989), o método de contagem de ciclos *rainflow* foi desenvolvido originalmente por Matsuishi e Endo em 1968. Possui este nome pela analogia das gotas da chuva escorrendo pelos telhados de um pagode japonês.

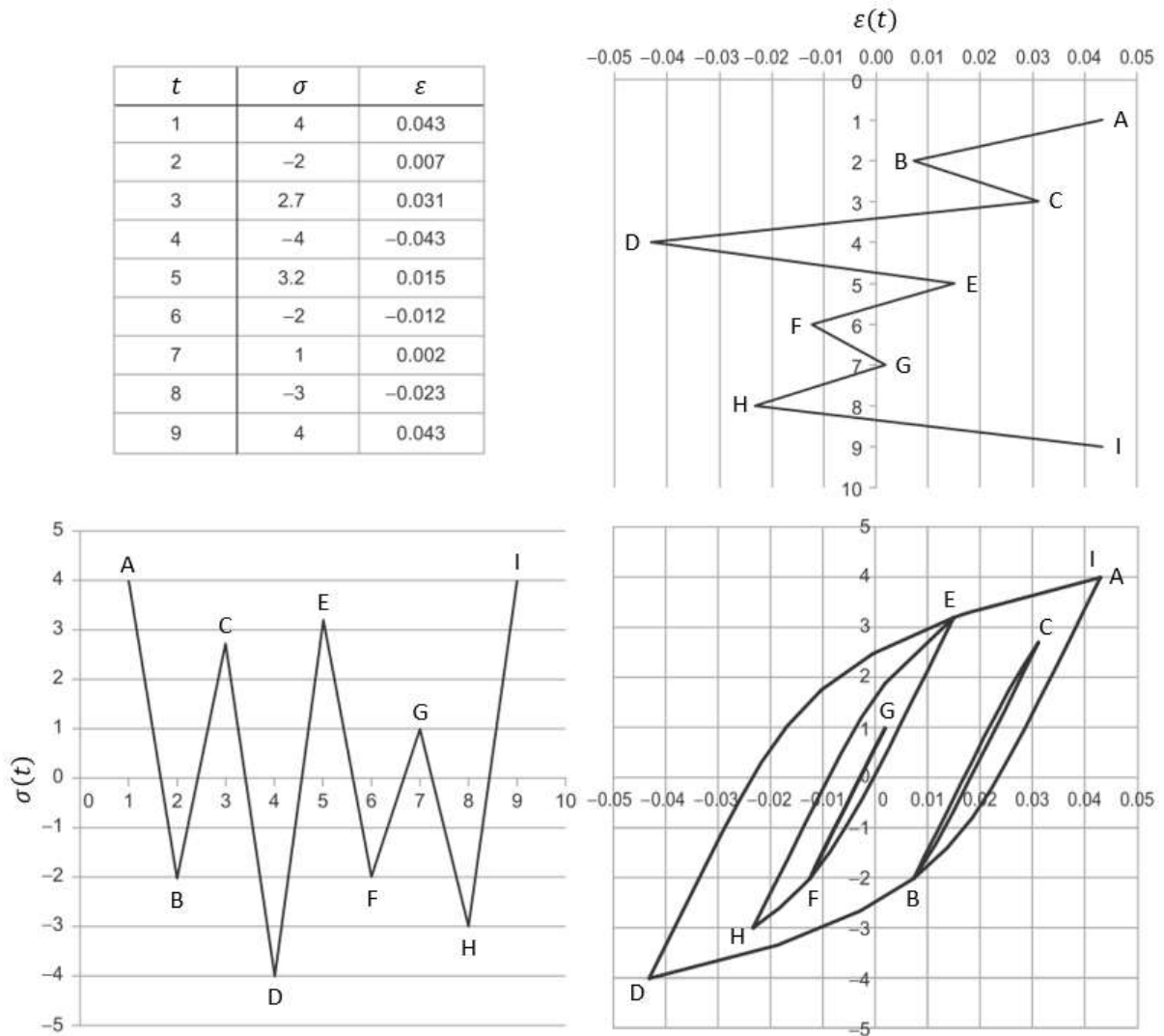
Segundo a ASTM E1049 (2011), um número diferente de termos existe para definir métodos de contagem similares ao *rainflow*, segue a denominação de alguns: contagem *range-pair*, método Hayes, método *rainflow* original, contagem *range-pair-range*, contagem *ordered overall range*, contagem *racetrack* e contagem do laço de histerese.

Conforme a ASTM E1049 (2011), caso o histórico de carregamento comece e termine com o seu maior pico ou com o seu menor vale, todos estes métodos têm contagens idênticas. Em outros casos, as contagens são similares, mas geralmente não são idênticas.

2.5.5 Método de Contagem de Ciclos *Rainflow*

Para uma descrição do método de *rainflow*, primeiramente ver a Figura 22 com um histórico de deformação x tempo e a relação correspondente de tensão x deformação:

Figura 22 – Históricos de tensão e deformação e os laços de histerese correspondentes



Fonte: adaptado de Lee (2012)

O *rainflow* é fundamentado no comportamento tensão-deformação do material. Os laços de histerese são associados ao dano por fadiga. O dano é calculado a partir dos ciclos identificados nos laços de histerese. Conforme Lee (2012), o método de *rainflow* identifica os ciclos de histerese encontrados em históricos de carga, tensão ou deformação.

Segue uma descrição da forma de contar os ciclos de históricos complexos utilizando-se o método de *rainflow*, de acordo com Castro (2009):

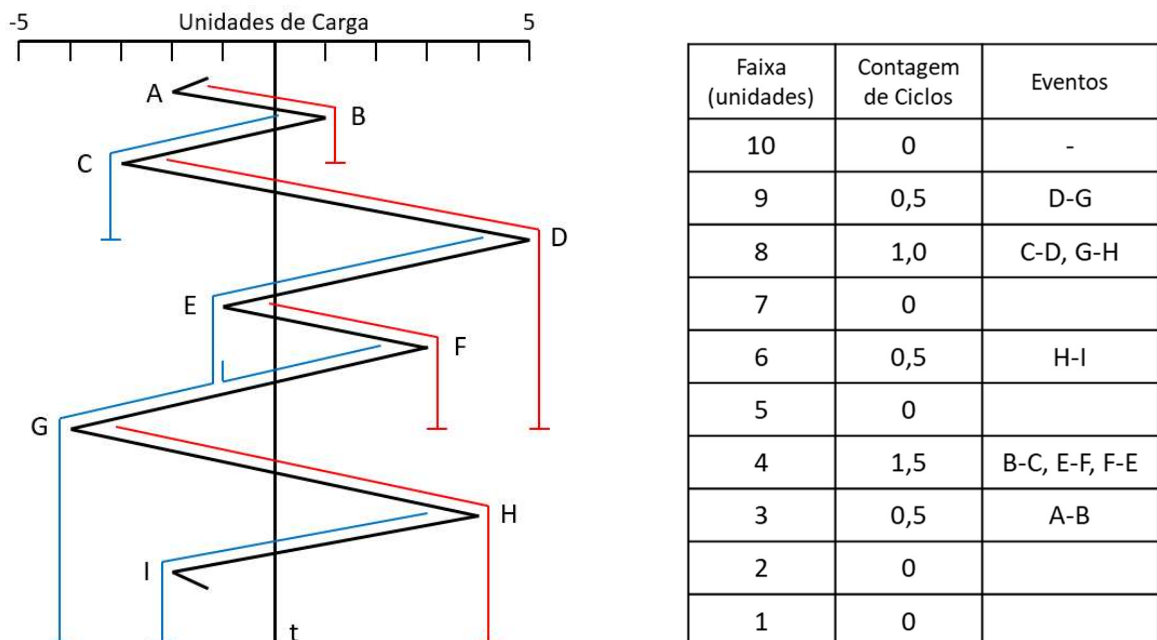
- a) Numerar sequencialmente todos os picos e vales;
- b) O ciclo se inicia no interior de cada pico ou vale do carregamento;
- c) Iniciar a contagem dos ciclos em sequência de cada pico e de cada vale, o ciclo deve parar ao encontrar:

- se inicia em um vale, quando encontrar um vale menor ou igual do que o vale de onde partiu, (vale menor entenda-se um vale mais negativo ou mais profundo),
 - se inicia em um pico, quando encontrar um pico maior ou igual do que o pico de onde partiu,
 - um ciclo iniciado anteriormente,
 - acabar o histórico de carregamento,
- d) Um novo caminho não deve ser iniciado até que o anterior não for concluído;
- e) Contar meio ciclo entre o vale inicial e o maior pico encontrado na contagem, ou entre o pico inicial e o menor vale encontrado na contagem, e associá-lo a sua componente alternada e a sua média;
- f) Os resultados são armazenados em uma matriz com a amplitude e a média do ciclo.

Esta definição de contagem de *rainflow* é a mesma conforme a norma ASTM E1049 (2011), na norma pode ser encontrada uma descrição formal desta forma de contagem.

Segue abaixo um exemplo de contagem de ciclos com o método *rainflow*, este é o exemplo de histórico de sinal que se encontra na norma ASTM E1049 (2011). A Figura 23 mostra o eixo do tempo voltado para baixo para ilustrar a técnica:

Figura 23 – Exemplo de contagem de ciclos com o método *rainflow*



Fonte: modificado da norma ASTM E1049 (2011).

A informação do tamanho do ciclo, juntamente informação da carga média, são armazenadas na forma de matriz. Ver a Tabela 2 com a matriz da contagem *rainflow* relativa ao histórico da Figura 23:

Tabela 2 – Matriz *rainflow* relativa ao histórico da Figura 23

Faixa (<i>range</i>) (unidades)	Média (unidades)								
	-2,0	-1,5	-1,0	-0,5	0	+0,5	+1,0	+1,5	+2,0
10	-	-	-	-	-	-	-	-	-
9	-	-	-	-	-	0,5	-	-	-
8	-	-	-	-	0,5	-	0,5	-	-
7	-	-	-	-	-	-	-	-	-
6	-	-	-	-	-	-	0,5	-	-
5	-	-	-	-	-	-	-	-	-
4	-	-	0,5	-	-	-	1,0	-	-
3	-	-	-	0,5	-	-	-	-	-
2	-	-	-	-	-	-	-	-	-
1	-	-	-	-	-	-	-	-	-

Fonte: adaptado da norma ASTM E 1049 (2011)

2.5.6 Observações sobre os Métodos de Contagem de Ciclos

O uso de um método ou outro método de contagem de ciclos pode alterar muito o resultado da vida em fadiga. A quantificação dos ciclos não é uma tarefa simples, o que pode ser verificado considerando-se o número de métodos desenvolvidos. Atualmente, o método de contagem de ciclos *rainflow* é o mais difundido, de acordo com diversos autores. Conforme Milella (2013) e Palin-Luc (2010) o método de contagem de ciclos mais utilizado é o *rainflow*. De acordo com Stephens (2001), o *rainflow* é o método mais popular e provavelmente o melhor método de contagem. Segundo Johannesson (2014), o *rainflow* é geralmente aceito como o melhor procedimento para contagem de ciclos até hoje. Em Lee (2005), é informado que em um trabalho realizado por Dowling, o *rainflow* é geralmente considerado o método que resulta nas melhores previsões da vida em fadiga.

Os métodos de contagem de ciclos dividem o histórico de carregamento em níveis, que são utilizados para consideração de um reverso, de forma a eliminar as pequenas variações na contagem. Assim, se o histórico de carregamento variar dentro do mesmo nível, não é realizada a contagem. Estes níveis são chamados de classes. Conforme Köhler (2012), historicamente são recomendadas 64 classes, já foram consideradas 8, 16 ou 32 classes conforme o estado da arte da época. Caso sejam usadas 128 classes, a dimensão da classe considera uma variação menor de 1%. Segundo Haibach (2006), na época em que eram utilizados equipamentos mecânicos, geralmente o número de classes era em torno de 8 a 10 e no máximo 20. Atualmente, com os equipamentos digitais, 64 ou 100 classes são comuns.

As normas sobre contagem de ciclos são a ASTM E1049 (2011), conforme Köhler (2012) e Johannesson (2014), existe a norma francesa AFNOR A03-406 que descreve um algoritmo para a contagem de *rainflow*. Segundo Johannesson (2014), não existem normas ISO ou DIN que tratem sobre a contagem de ciclos *rainflow*. Conforme Köhler (2012), não é recomendada a norma DIN 45667 por estar obsoleta.

Conforme Dressler (1997 *apud* Benasciutti, 2004), o dano produzido por carga de amplitude variável depende da sequência de extremos máximos e mínimos, e não de alguma forma de onda particular unindo os mesmos. Conforme Castro (2009), a forma da onda aplicada tem importância secundária quando a fluência é desprezível. Por este motivo, quando não se tem a necessidade de considerar a fluência, antes de realizar a contagem de ciclos é possível utilizar um filtro de forma a manter somente os máximos e mínimos, dentro da quantidade de classes desejada, o sinal irá reduzir de tamanho, mas sem perder informação sobre os ciclos. Esta tarefa pode acelerar o processamento dos dados.

Em Lalanne (2009) e em Köhler (2012), pode ser visto um detalhamento de vários métodos de contagem de ciclos.

2.6 ACÚMULO DE DANO

O acúmulo de dano é utilizado na previsão da vida em fadiga sob históricos de carregamento de amplitude variável que são encontrados na operação do componente.

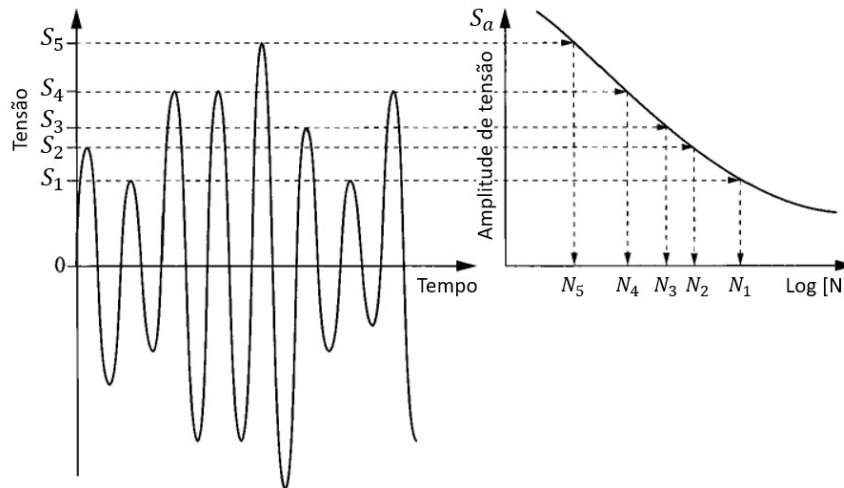
Conforme Pook (2007), muitas tentativas foram realizadas na previsão da vida de componentes metálicos sob carregamentos de amplitude variável, e embora os mecanismos sejam os mesmos sob a fadiga de amplitude constante, este problema é extremamente complicado. O dano que ocorre em um componente sob fadiga é acumulado durante a sua utilização. Os ciclos que foram contados devem ter o seu dano quantificado para que seja possível realizar a previsão da vida do componente.

2.6.1 Acúmulo de Dano Linear

A primeira forma de acúmulo de dano sob carregamentos de amplitude variável é o modelo de acúmulo de dano linear, ou método de Palmgren-Miner. Foi proposto inicialmente por Palmgren em 1924, também por Langer em 1937 e foi popularizado em

1945 por Miner. Este método utiliza o dano causado em cada ciclo e faz o somatório destes danos de forma linear. Ver a Figura 24 exemplificando a forma de contagem dos ciclos, neste exemplo são considerados ciclos com tensão média zero.

Figura 24 – Método de acúmulo de dano linear



Fonte: adaptado de Palin-Luc (2010).

Se um componente possui uma vida de N_1 ciclos sob a tensão S_1 , então o dano após n_1 ciclos é de n_1/N_1 , e o dano por ciclo é de $1/N_1$. O dano é quantificado similarmente para S_2 em que possui um dano por ciclo de $1/N_2$ e assim sucessivamente. A forma de quantificação do dano pode ser verificada na Equação 26:

$$D = \frac{n_1}{N_1} + \frac{n_2}{N_2} + \frac{n_3}{N_3} + \frac{n_4}{N_4} + \frac{n_5}{N_5} \dots \quad (26)$$

Cada amplitude de tensão ocasiona uma quantidade de dano equivalente ao seu número de ciclos. O dano se acumula de forma linear para todas as amplitudes de tensão. A forma matemática de descrição da regra de Miner pode ser descrita como:

$$D = \sum \frac{n_i}{N_i} \quad (27)$$

Conforme a Equação 27, o dano vai se acumulando e a falha por fadiga irá ocorrer quando o valor do dano D chegar ao valor do dano crítico D_{cr} , que é considerado $D_{cr} = 1$.

2.6.2 Deficiências do Método de Acúmulo de Dano Linear

O método de acúmulo de dano linear possui algumas deficiências, que são apresentadas a seguir.

Sobre a consideração de o dano crítico ser igual a 1, conforme Palin-Luc (2010), muitos testes mostram que usualmente este valor pode ser menor do que 1. Em Pook (2007), é informado que diversos autores apontam que dados experimentais levam uma ampla variedade de valores e descreve que os resultados que o dano D pode ter estão tipicamente entre 0,3 e 3, mas que podem estar até mesmo entre 0,1 e 10. Em Sonsino (2007), é descrito que a fadiga de amplitude variável apresenta uma grande dispersão e que uma investigação de resultados de quase 3 décadas mostra que em torno de 90% dos resultados a falha apresenta-se antes do valor de 1.

Conforme Milella (2013), o método de acúmulo de dano linear possui a deficiência em que assume que razões de ciclos iguais produzem o mesmo dano, independentemente da amplitude de tensão, o que não é verdadeiro. Desta forma, não pode existir uma única curva de dano para todas as amplitudes de tensão, mas para cada amplitude de tensão existe uma curva de dano diferente.

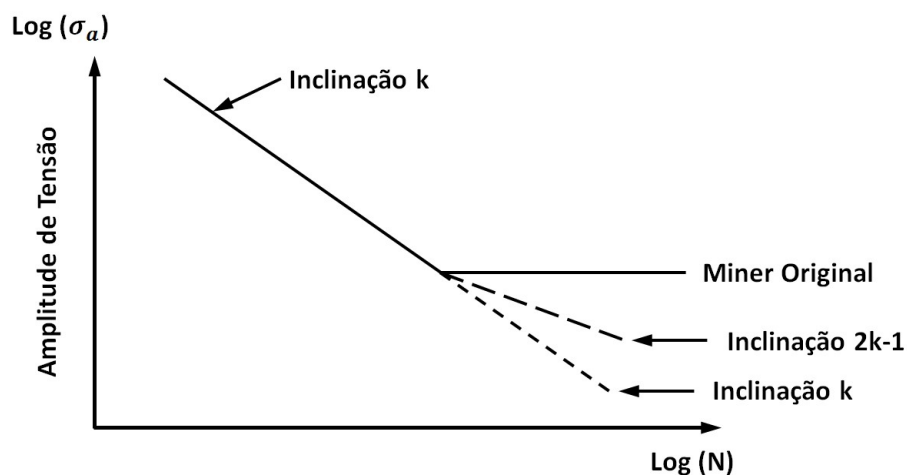
Outra deficiência de acordo com Milella (2013) é que o acúmulo de dano também não pode ser linear. Caso fosse linear, a ordem de aplicação de dois ou mais carregamentos de amplitudes diferentes não mostrariam diferenças no dano, o que claramente não é verdadeiro. Caso as amplitudes menores forem aplicadas antes, elas podem não ser capazes de iniciar o dano, e serem totalmente inefetivas. Mas se os ciclos maiores forem aplicados primeiro, o dano será introduzido no material, de forma que quando forem aplicados os ciclos menores, que antes eram inefetivos, agora podem fazer com que o dano progrida. Assim sendo, os ciclos menores podem não iniciar o dano, mas podem propagar o dano que foi iniciado por ciclos maiores. Os fenômenos em que é observada a variação da vida dos componentes devido aos efeitos de sequência de aplicação das cargas e de interação entre as cargas são descritos também em Stephens (2001) e em Schijve (2009).

Outra deficiência deste método de quantificação do dano descrito em Schijve (2009), é que desde a década de 1950 já era conhecido que um ciclo de sobrecarga de tração pode ocasionar deformação plástica em alguns pontos críticos do componente, e como resultado introduzir tensões compressivas nestes pontos, o que termina por atrasar o início da trinca.

Conforme Palin-Luc (2010), uma forma de melhorar a estimativa de vida dos componentes é considerar os efeitos dos ciclos de carregamento que estão abaixo da tensão limite de fadiga. Para isso, pode-se estender a curva de fadiga até tensões muito baixas, ignorando-se o limite de fadiga. Outra forma de ser realizado é modificar a inclinação da

curva de fadiga após o limite de fadiga ou em um valor de ciclos definido, resultando em uma inclinação um pouco menor que a inclinação original. Também Schijve (2009), informa que no caso de carregamentos de amplitude variável, os ciclos menores do que a tensão limite de fadiga devem ser considerados. Conforme Pook (2007), esta ideia de modificação da curva de fadiga é utilizada em várias normas. Ver a Figura 25 com as modificações na curva de fadiga:

Figura 25 – Modificações na curva de fadiga



Fonte: adaptado de Palin-Luc (2010).

Conforme Schijve (2009), a forma de modificar a inclinação da reta para $2k-1$ quando esta fica abaixo do limite de fadiga foi proposta por Haibach, ver esta modificação da curva de fadiga na Figura 25.

2.6.3 Métodos de Acúmulo de Dano Não Lineares

Devido aos problemas existentes no método de acúmulo de dano linear, de acordo com Stephens (2001), muitos métodos de acúmulo de dano não lineares foram propostos. Uma forma de considerar a natureza não linear do acúmulo de dano é utilizando-se de relações não lineares do tipo:

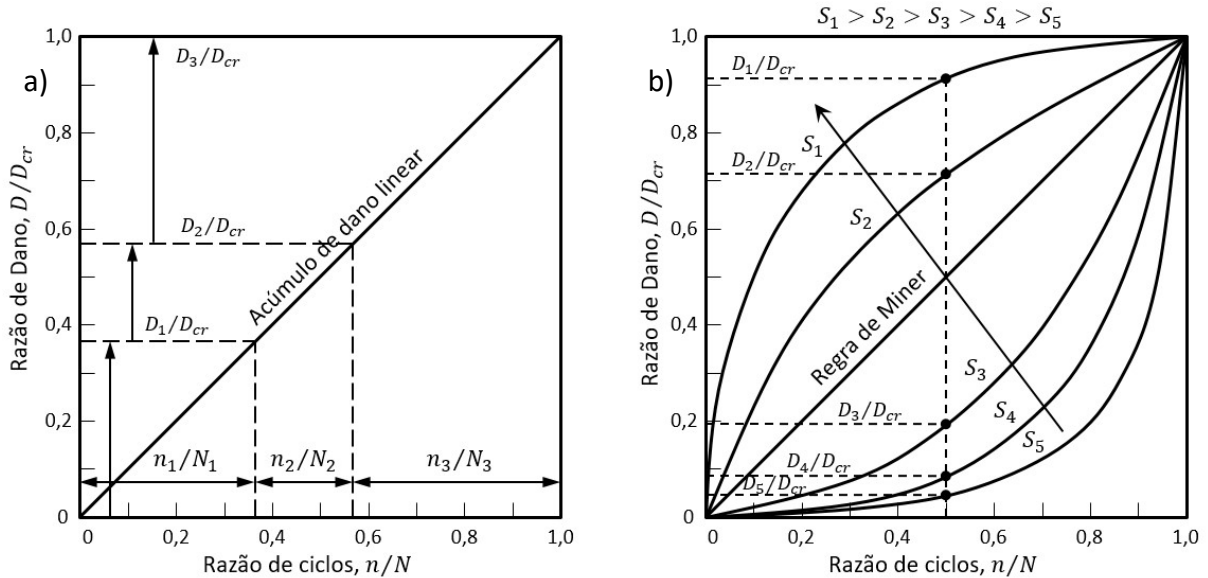
$$D = \sum \left(\frac{n_i}{N_i} \right)^{\alpha_i} \quad (28)$$

Em que o valor de α depende do nível de tensão. Conforme Fatemi (1998), o conceito da curva de dano foi introduzido por Richart e Newmark em 1948 e especularam que as curvas deveriam ser diferentes para cada nível de tensão. Com este conceito e resultados de

experimentos de carregamentos, Marco e Starkey propuseram a primeira teoria de dano não linear e dependente do nível de carregamento em 1954, conforme a Equação 28.

Esta forma de consideração do dano faz que com que conforme o nível de carga, o valor de α é modificado, e são geradas diversas curvas de dano, ver a Figura 26:

Figura 26 – Dano linear e curvas de dano não linear

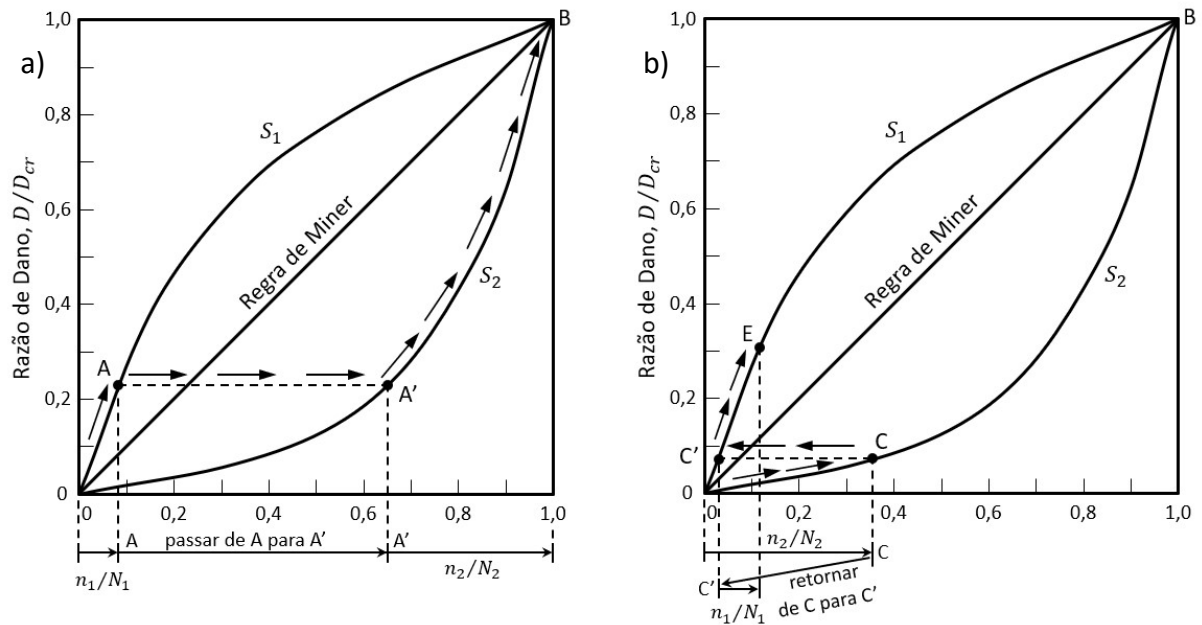


Fonte: adaptado de Milella (2013).

A Figura 26a mostra o acúmulo de dano linear, em que o valor do dano causado só depende da relação entre o número de ciclos ocorridos e o número de ciclos até a falha, independentemente do nível das tensões. A reta que cruza o gráfico é o acúmulo de dano linear. A Figura 26b mostra cinco diferentes curvas de acúmulo de dano, da curva S_5 para tensões mais baixas até a curva S_1 para tensões mais elevadas. Neste exemplo, caso fosse considerado o acúmulo de dano linear, o valor do dano seria de 0,5 para todos os níveis de tensão, pois as relações de dano são de 0,5 e o valor do dano ficaria no centro da reta de dano linear. Quando é considerado o dano não linear e cada nível de tensão possui uma curva de dano, neste exemplo os valores de dano ficam abaixo de 0,1 para os níveis de tensão das curvas S_4 e S_5 até mais de 0,9 para o nível de tensão da curva S_1 .

No caso em que são consideradas as curvas não lineares do dano conforme o nível de tensão, conforme mostrado na Figura 26b, uma outra característica que se apresenta é a ordem de aplicação dos carregamentos de diferentes níveis de tensão. Ver um exemplo desta característica na Figura 27:

Figura 27 – Aplicação dos carregamentos de diferentes níveis em ordens diferentes



Fonte: adaptado de Milella (2013).

Na Figura 27a, primeiramente são aplicados os ciclos em um nível de tensão mais elevado, que seguem a curva S_1 , após quando devem ser aplicados os ciclos do nível mais baixo, devem seguir a curva S_2 , assim o ponto de início da aplicação do segundo bloco de ciclos de carga passa de A para A', que resulta em um dano muito maior comparando-se com o dano que seria obtido com o método linear.

Na Figura 27b, a ordem de aplicação é invertida, em que são aplicados primeiramente os ciclos referentes ao nível de tensão mais baixo, que segue a curva S_2 , quando são aplicados os ciclos de carregamento do nível mais elevado, que seguem a curva S_1 , o ponto de início de aplicação de carga passa de C para C', que resulta em um dano muito menor do que o dano aplicado na ordem anterior.

Além do método de acúmulo de dano considerar a curva de dano não linear conforme descrito acima, outras formas e teorias foram desenvolvidas de forma a considerar o dano, como por exemplo, métodos que modificam a curva de vida para considerar interações entre as cargas, métodos baseados em crescimento de trinca, métodos baseados em energia, entre outros. Em Fatemi (1998) é realizada uma revisão dos métodos de acúmulo de dano existentes, mais de 50 modelos de dano de fadiga foram desenvolvidos desde que foi introduzido o método de acúmulo de dano linear.

2.6.4 Observações sobre os Métodos de Acúmulo de Dano

Um método de acúmulo de dano precisa de uma definição sobre como será considerado o dano de fadiga, e conforme Schijve (2009), a maior deficiência do método de acúmulo de dano linear é que o dano é definido por apenas um parâmetro, o n/N .

É levantada questão por Schijve (2009), que para predizer vidas sob fadiga de amplitude variável, a questão fundamental é de que forma o dano deve ser definido, e afirma que as microtrincas devem ser parte da definição. Informa que os resultados mostrados devido à sequência das cargas indicam que a deformação plástica e as tensões residuais devem fazer parte da definição do dano por fadiga. Informa também que do ponto de vista qualitativo é evidente a importância destes parâmetros, mas uma definição quantitativa do dano por fadiga se torna problemática, mas certamente o dano por fadiga não pode ser caracterizado por um único parâmetro de dano.

Muitos métodos de acúmulo de dano foram desenvolvidos, e cada método considera um ou mais fenômenos que podem existir na fadiga de amplitude variável, como dependência do nível da carga, curva de dano não linear, efeitos devido à sequência e interação entre as cargas, efeitos da sobrecarga, ciclos de pequena amplitude abaixo do limite de fadiga e a tensão média. Conforme Fatemi (1998), devido à complexidade do problema, nenhum modelo consegue considerar todos os fatores existentes na fadiga de amplitude variável, e a aplicação de cada um dos modelos varia de caso a caso. Devido a isto, apesar das suas deficiências, o método de acúmulo de dano linear ou método de Palmgren-Miner ainda é o mais utilizado.

2.7 FADIGA MULTIAXIAL

Muitos resultados realizados para avaliação da fadiga são válidos somente para os casos em que os carregamentos sobre o componente são uniaxiais, para considerar os efeitos de carregamentos multiaxiais são necessárias considerações e outras formas de avaliação.

2.7.1 Fadiga Multiaxial

Conforme Castro (2009), as cargas reais nos componentes podem atuar em um ou em vários pontos, os carregamentos podem ser originários de uma única fonte ou de múltiplas fontes. Em um caso geral, estes carregamentos podem gerar forças normais, torções, flexões que combinados podem gerar tensões biaxiais ou triaxiais variáveis nos pontos críticos dos componentes. De acordo com Stephens (2001), estados de tensão multiaxial são muito comuns e difíceis de evitar.

De acordo com Stephens (2001), e Castro (2009), podem existir casos em que o carregamento uniaxial ocasione tensões multiaxiais. Como por exemplo, tensões em entalhes, em que o estado de tensões usualmente é multiaxial mesmo que o estado de tensões do restante do corpo seja uniaxial.

Conforme Castro (2009), para os casos de tensão ou deformações multiaxiais, principalmente nos casos em que as direções das tensões principais variam ao longo do tempo, os modelos uniaxiais de dano não são apropriados, pois não consideram todas as características do problema, podendo levar a previsões de vida altamente não conservativas.

Schijve (2016), informa que procura evitar o termo fadiga multiaxial, pois neste caso estaria englobando também o caso triaxial, que raramente é tratado na literatura, além disso, na superfície dos materiais a tensão é biaxial. Desta forma, muitas vezes na literatura é referida como fadiga biaxial.

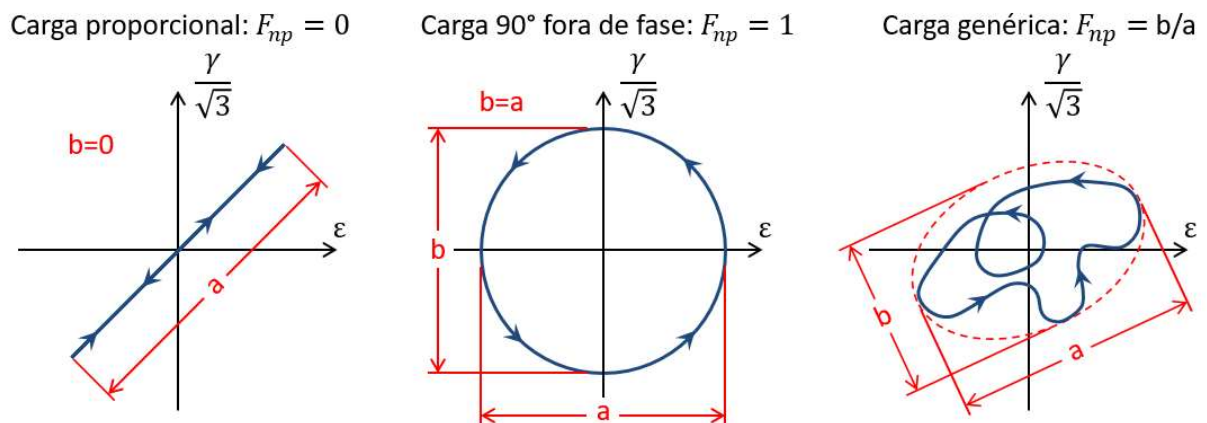
2.7.2 Carregamentos Proporcionais e Carregamentos Não Proporcionais

Uma forma de classificar os carregamentos multiaxiais é em carregamentos proporcionais e carregamentos não proporcionais.

Conforme Castro (2009), o carregamento sobre o componente é proporcional quando os eixos principais das tensões geradas têm uma mesma direção durante toda a vida do componente. Quando a direção dos eixos das tensões principais varia ao longo do tempo, o carregamento é dito não proporcional. Em Socie (2000), é definido que um histórico de deformações cíclicas que resulta em uma orientação fixa dos eixos principais é proporcional, e o histórico de deformações é não proporcional se os eixos principais rotacionam no tempo.

Uma forma de medir o quão não proporcional o carregamento é, de acordo com Castro (2009), pode ser utilizado o fator de não proporcionalidade F_{np} , que é medido pela forma da menor elipse que circunscreve o histórico das deformações normais ε e cisalhantes γ apresentados no diagrama $\varepsilon \times \gamma/\sqrt{3}$. Sendo “a” o eixo maior da elipse envoltória, e “b” o eixo menor, o fator de não proporcionalidade é definido por b/a , desta forma $0 \leq F_{np} \leq 1$. Ver a Figura 28, com o fator de não proporcionalidade de históricos de deformação:

Figura 28 – Fator de não proporcionalidade



Fonte: adaptado de Castro (2009).

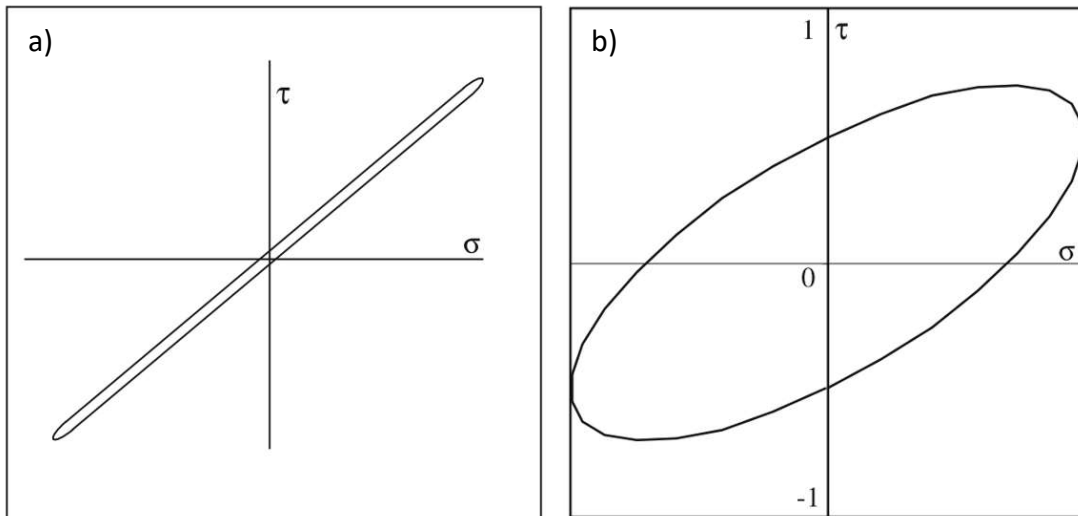
Nas cargas proporcionais, as deformações cisalhantes γ são proporcionais às deformações normais ε , assim o $F_{np} = 0$ e mostram uma trajetória reta no diagrama $\varepsilon \times \gamma/\sqrt{3}$. Qualquer carga com $F_{np} > 0$ é não proporcional.

Em Schijve (2016), é mostrado que um sistema biaxial pode ser definido de duas diferentes maneiras:

- Gráfico da tensão normal e da tensão de cisalhamento em função do tempo. Assim é possível verificar se os carregamentos estão em fase ou não;
- Gráfico da tensão de cisalhamento em função da tensão normal, se o gráfico gerado for uma reta, então o carregamento é proporcional, caso o carregamento tenha outra forma, então é não proporcional.

Segue a Figura 29 com o gráfico da tensão de cisalhamento em função da tensão normal, mostrando um exemplo simples de carregamento proporcional na Figura 29a e de um carregamento não proporcional na Figura 29b.

Figura 29 – Carregamento proporcional e carregamento não proporcional



Fonte: adaptado de Schijve (2016).

2.7.3 Cálculo da Vida em Fadiga Multiaxial

Conforme Castro (2009), a previsão da vida em fadiga para carregamentos não proporcionais apresenta alguns problemas que não são encontrados nos carregamentos uniaxiais. Seguem dois destes fatores:

a) Cálculo do dano: as curvas S-N e ϵ -N geralmente são criadas utilizando-se carregamentos uniaxiais, e mesmo que tenham sido geradas utilizando-se cargas multiaxiais proporcionais não são diretamente aplicáveis no caso dos carregamentos não proporcionais, pois nestes casos o plano do trincamento em geral não coincide com o dos testes uniaxiais ou proporcionais;

b) Contagem de ciclos: as contagens de ciclos do tipo *rainflow* não podem ser aplicadas às cargas não proporcionais com amplitude variável, pois os picos e vales das deformações normais ϵ em geral não coincidem com os picos e vales das deformações cisalhantes γ .

Em Socie (2000), também informa que existem no mínimo 3 problemas que são associados a históricos de carregamentos não proporcionais. O encruamento adicional, que pode ocorrer para certos materiais, e deve ser considerado em análises de plasticidade cíclica. A dificuldade na contagem de ciclos, informa que a contagem de ciclos *rainflow* está bem estabelecida e tem aceitação geral no caso de históricos de carregamento uniaxiais, mas não existe um método comparável para o caso multiaxial. E o terceiro são os modelos

de quantificação do dano, alguns destes modelos foram desenvolvidos apenas para carregamentos proporcionais ou não proporcionais simples, não sendo diretamente apropriados para históricos de carregamento mais gerais.

Conforme Pook (2007), é dito que em quase todas as estruturas e componentes estão submetidas ao carregamento multiaxial, mas na prática, muitas vezes, um componente de tensão domina. Nestes casos, um carregamento multiaxial pode ser reduzido a um estado uniaxial de tensões.

Assim, é indicado que antes de realizar a análise de fadiga, verificar qual é o tipo de carregamento que o ponto em estudo está submetido. No manual do *software* winLIFE (2017) e também em material de treinamento sobre extensometria da empresa LMS e no material de treinamento do *software* nCode elaborado por Heyes (2012), é mostrada relação matemática e gráficos úteis para a verificação do estado de tensões no ponto.

Esta relação é a razão de biaxialidade, que é a razão entre as tensões principais:

$$\Lambda = \frac{\sigma_2}{\sigma_1} \quad (29)$$

Onde: $|\sigma_1| \geq |\sigma_2|$, caso contrário, a Equação 29 deve ter os seus valores invertidos, σ_1 passa a ser o numerador e σ_2 o denominador. O resultado é um número entre -1 e +1, com esta relação é possível afirmar:

- a) $\Lambda = 0$: tensão ou compressão uniaxial;
- b) $\Lambda = -1$: torção pura;
- c) $\Lambda = +1$: equibiaxial (tensão é a mesma em ambos os eixos);

Os gráficos que podem ser utilizados para a verificação do estado de tensões são da tensão máxima principal em função ângulo da tensão máxima principal, $(\sigma_1 \times \phi)$. E o outro é o gráfico da tensão máxima principal em função da razão de biaxialidade, $(\sigma_1 \times \Lambda)$. Com estes resultados é possível verificar o estado de tensões no local da seguinte forma:

- a) Uniaxial: razão de biaxialidade Λ próxima de zero, e o ângulo da tensão máxima principal ϕ aproximadamente constante;
- b) Proporcional: razão de biaxialidade Λ e o ângulo da tensão máxima principal ϕ aproximadamente constantes, (sendo que a razão de biaxialidade $\Lambda \neq 0$);
- c) Não proporcional: razão de biaxialidade Λ e o ângulo da tensão máxima principal ϕ variam.

Estas verificações podem auxiliar na forma de realizar a análise de fadiga, se o problema pode ser tratado como uniaxial e também para os casos em que alguns modelos de análise de fadiga multiaxiais que são recomendados apenas para os casos proporcionais.

2.7.4 Modelos para Avaliação da Fadiga Multiaxial

Conforme Pook (2007), os modelos para a avaliação da fadiga multiaxial são um campo em desenvolvimento rápido, mas ainda não é possível afirmar qual é o mais apropriado em circunstâncias particulares. Alguns métodos necessitam da aplicação do cálculo numérico para a sua implementação. Alguns critérios envolvem constantes dos materiais obtidas de forma experimental, isto significa que não são de aplicação geral.

Em Stephens (2001), são mostrados alguns métodos que são baseados nas tensões equivalentes, métodos baseados nas deformações equivalentes, métodos baseados na energia e métodos dos planos críticos. Sobre os métodos baseados em energia, informa que diversas quantidades de energia já foram propostas para a fadiga multiaxial, como por exemplo, o trabalho plástico por ciclo, como sendo o parâmetro para a vida até o momento da nucleação da trinca. Métodos baseados na energia podem ser utilizados em carregamentos não proporcionais.

Em Castro (2009), são classificados os modelos multiaxiais de dano em critérios baseados nas tensões solicitantes e em critérios baseados nas deformações solicitantes, (em que os modelos dos planos críticos são tratados nas duas seções).

Em Socie (2000), é informado que a partir da década de 1970 muito esforço foi direcionado para os modelos de fadiga multiaxial baseados na deformação, entretanto, os modelos baseados nas tensões ainda continuam sendo os mais utilizados, e são adequados para os componentes que possuem as solicitações próximo ou abaixo do limite de fadiga. Informa também que os modelos baseados nas tensões podem ser utilizados em peças que apresentam uma vida finita, caso as deformações plásticas sejam pequenas.

No trabalho de You (1996), é feita revisão dos modelos multiaxiais para a avaliação da fadiga em metais sugeridos a partir de 1980. Algumas das classificações dos métodos são: equações empíricas e modificações da equação de Coffin-Manson, aplicação dos invariantes de tensão ou deformação, métodos dos planos críticos e métodos baseados na energia.

As descrições de vários métodos para a verificação da vida em fadiga multiaxial podem ser vistas também em Socie (2000), em Lee (2012), em Takahashi (2014), em Balthazar (2007) que mostra os principais métodos para determinação da vida em fadiga multiaxial para altos ciclos, e também em Meggiolaro (2009) que faz uma avaliação de modelos de tensão-deformação multiaxiais e também de métodos para estimativa de vida sob carregamento proporcional.

Em Carpinteri (2017), é informado que atualmente a estimativa da vida em fadiga sob carregamentos aleatórios multiaxiais ainda é uma tarefa extremamente complexa. É realizada a revisão dos critérios para avaliação da vida em fadiga sob carregamentos aleatórios, principalmente sobre os critérios baseados nas tensões para avaliação da fadiga de alto ciclo. São tratadas as abordagens no domínio do tempo e no domínio da frequência.

Sobre o método dos planos críticos, é descrito por Karolczuk (2007), que a relevância deste tipo de método tem aumentado nos últimos anos devido a sua efetividade e poder ser aplicado para cargas proporcionais, não proporcionais e com carregamentos aleatórios. É feita a revisão de diversos métodos dos planos críticos e são divididos em 3 categorias: métodos baseados nas tensões, nas deformações e baseados em energia.

2.7.5 Método dos Planos Críticos

Observações experimentais mostram, de acordo com Stephens (2001), que a trinca por fadiga inicia e cresce em planos específicos, chamados de planos críticos. A trinca por fadiga tem início no plano crítico do ponto crítico da peça, ou seja, no plano em que o dano acumulado é máximo. Desta forma, os métodos dos planos críticos precisam identificar qual é o plano que passa pelo ponto crítico que apresenta o maior dano.

Conforme Suresh (1998), nos carregamentos proporcionais, o plano crítico é fixo relativo aos eixos de carregamento. Para os casos não proporcionais, a orientação do plano crítico é variável no tempo. Para identificar o plano crítico podem ser utilizados diversos parâmetros, como a máxima tensão normal ou de cisalhamento ou a máxima deformação normal ou de cisalhamento ou uma combinação dos valores normais e de cisalhamento.

De acordo com Stephens (2001), dependendo do material e das condições de carga, os planos críticos podem ser os que apresentam a máxima tensão de cisalhamento ou a

máxima tensão de tração. Informa também que diversos parâmetros de dano que utilizam tensão, deformação ou energia são utilizados para considerar o dano no plano crítico.

Um método dos planos críticos utilizando-se das tensões foi desenvolvido por Findley na década de 1950. Este método utiliza a tensão de cisalhamento cíclica e a tensão normal no plano da tensão de cisalhamento como os parâmetros que definem a vida em fadiga.

O método de Brown-Miller foi proposto posteriormente e considera que o máximo dano ocorre no plano que apresenta a máxima amplitude de deformação cisalhante e o dano é função da deformação cisalhante e da deformação normal a este plano. A partir da equação de tensão e deformação convencional, (Equação 15), é reescrita com a faixa de deformação cisalhante e a faixa de deformação normal, conforme Socie (2000):

$$\frac{\Delta\gamma_{max}}{2} + \alpha_{BM}\Delta\varepsilon_n = \beta_1 \frac{\sigma_f'}{E} (2N_f)^b + \beta_2 \varepsilon_f' (2N_f)^c \quad (30)$$

Onde:

$$\beta_1 = 1,3 + 0,7 \cdot \alpha_{BM} \quad (31)$$

$$\beta_2 = 1,5 + 0,5 \cdot \alpha_{BM} \quad (32)$$

O valor de α_{BM} é um parâmetro que representa a influência da deformação normal no crescimento da trinca, este parâmetro é determinado experimentalmente com dados de torção e axiais. O valor $\Delta\gamma_{m\acute{a}x}$ é a máxima faixa de deformação cisalhante e $\Delta\varepsilon_n$ é a faixa de deformação normal ao plano em que atua a máxima faixa de deformação cisalhante $\Delta\gamma_{m\acute{a}x}$.

Para valores de vidas longas, o valor de α_{BM} é da ordem de 0,3 para metais dúcteis. Conforme Socie (2000), a definição descrita acima foi proposta por Kandil, Brown e Miller, e difere do trabalho original de Brown e Miller.

A tensão média também pode ser considerada com o método de Brown-Miller, assim da mesma forma que as tensões uniaxiais, caso seja optado por utilizar a correção da tensão média de Morrow, a tensão média deve ser subtraída do coeficiente de resistência à fadiga σ_f' na Equação 30.

No método dos planos críticos, o dano é calculado para diversos planos no ponto em estudo, o plano em que o dano for máximo é o plano crítico. Este cálculo pode ser realizado considerando-se um intervalo entre os planos, pois a variação da vida não ocorre de forma brusca entre os planos. Conforme o manual do Fe-Safe Volume 2 (2002), caso o dano seja calculado com um intervalo de 10° em relação aos planos candidatos, este resultado

apresenta uma diferença na vida menor de 2% comparando-se com um cálculo realizado com um intervalo de 1° entre os planos candidatos.

Conforme Castro (2009), o método do Brown Miller pode ser utilizado também para carregamentos não proporcionais.

2.7.6 Contagem de Ciclos na Fadiga Multiaxial

Na fadiga multiaxial com cargas não proporcionais de amplitude variável, conforme descrito em Castro (2009), não é possível utilizar a contagem de ciclos *rainflow* uma vez que os picos e os vales das deformações normais e deformações cisalhantes não coincidem, assim sendo os laços de histerese e os ciclos das tensões e deformações não podem ser facilmente identificados.

Conforme Castro (2009), e Lee (2012) uma solução para este problema é utilizar os métodos dos planos críticos, em que as tensões e deformações são projetadas nos planos em que é realizado o cálculo do dano. O método do *rainflow* convencional é aplicado no histórico dos carregamentos projetados.

Um método proposto por Wang e Brown, de acordo com Castro (2009), é uma generalização da contagem *rainflow* para o caso multiaxial, que pode ser aplicado a qualquer histórico de tensão ou deformação proporcional ou não proporcional. A descrição deste método de contagem de ciclos pode ser vista em Socie (2000), Castro (2009) e Lee (2012).

2.8 TESTES DE FADIGA

Nesta seção são mostradas as diferentes formas para a realização de testes de fadiga.

2.8.1 Objetivos dos Testes de Fadiga

Os testes acelerados de fadiga têm como objetivo a realização de uma avaliação de durabilidade de determinado componente ou sistema de forma mais rápida do que se estivesse na sua utilização normal. Com isto consegue-se realizar a aprovação do componente em um tempo menor, o que diminui o tempo de desenvolvimento e o custo do teste. Outro objetivo é também realizar o teste de forma mais controlada, comparando-se

com um teste realizado no campo pelo próprio cliente, em que são necessários vários modelos, testados em diversos clientes, pois não se tem o conhecimento exato da utilização de cada um dos clientes. As condições das estradas poderão variar com o tempo, entre outras variações que são difíceis de rastrear. A utilização do veículo em seu local real de utilização é o que mostrará os resultados mais confiáveis, mas como informado, o tempo e o custo para se obter estas informações praticamente tornam este método inviável.

O acompanhamento dos produtos em campo é recomendado para se obter dados para serem utilizados em novos desenvolvimentos.

2.8.2 Teste de Fadiga em Campo de Provas

O teste em campo de provas tem como objetivo a redução das incertezas existentes no campo e a aceleração do teste conforme descrito. Um campo de provas deve possuir um controle da severidade das suas pistas, as mesmas devem possuir uma variação menor na severidade comparando-se com as vias públicas.

Uma das vantagens dos testes em campo de provas em relação aos testes de bancada é que o veículo poderá ser testado como um todo. E estará submetido a detalhes que na maioria das vezes não existem nos testes de bancada e poderão interferir nos testes, como água, corrosão, pó, impacto de pedras, entre outros.

Para que um teste em um campo de provas possa reproduzir a aplicação real, é necessário que o veículo rode em campo e após nas pistas do campo de provas, deve-se coletar as tensões nos componentes nos dois casos. Após será realizada uma correlação entre o dano sofrido no campo com o dano sofrido no campo de provas, cada componente poderá ter mais ou menos dano conforme a rodovia que trafegue, e também cada ponto de um mesmo componente poderá ter o dano diferente. Desta forma, as pistas onde o veículo deverá trafegar no campo de provas devem ser escolhidas de forma a gerar o mesmo dano que ocorre nos pontos críticos dos componentes durante a sua operação real.

O ideal é que se tenha o conhecimento dos sinais de obtidos em estradas e na aplicação real do veículo durante vários anos, com diversos tipos de operações e clientes, desta forma é possível cobrir a severidade que um determinado componente terá, levando em consideração todos os fatores.

2.8.3 Teste de Fadiga em Bancada

O teste de bancada, da mesma forma, tem como objetivo realizar um teste acelerado, manter a repetibilidade e o custo menor do que um teste em campo e em campo de provas. Uma desvantagem do teste de bancada é que não terá todas as variáveis de um teste de campo ou em campo de provas. Seguem as características dos testes em bancada:

- a) Pode ser testado somente o componente ou sistema em estudo, não é necessário testar o veículo completo, mas caso se opte, também é possível testar o veículo completo sobre atuadores;
- b) O teste possui uma boa repetibilidade, os testes em campos de prova também possuem repetibilidade, mas devido às variações das condições das estradas, velocidade, piloto de testes, entre outros, a repetibilidade não é tão precisa como em testes de bancada;
- c) O teste pode ser acelerado. Na pista de provas também é acelerado, mas no laboratório podem ser acelerados em uma escala maior;
- d) Em alguns casos, vários componentes podem ser testados ao mesmo tempo, e também vários testes podem ser realizados ao mesmo tempo;
- e) Em componentes, o custo de realização geralmente é muito menor;
- f) O teste de bancada poderá ser padronizado para um mesmo tipo de componente e para uma determinada utilização;
- g) Um componente de segurança do veículo poderá ser testado sem nenhum risco.

Conforme as definições acima, tanto os testes em bancada, quanto os testes em campo de provas e também os testes em campo na aplicação real do produto possuem casos em que a sua aplicação é mais adequada.

2.8.4 Carregamentos para Realização dos Testes de Bancada

A aplicação dos carregamentos em testes de bancada pode ser realizada de diversas formas. Seguem abaixo algumas formas de aplicação das cargas:

- a) Carregamento com amplitude constante: esta é a forma mais simples de aplicação dos carregamentos, em que uma amplitude constante é aplicada com uma forma de onda senoidal;

- b) Carregamentos em blocos: conforme Palin-Luc (2010), testes de fadiga com amplitude variável foram propostos por Gassner em 1939 em Darmstadt na Alemanha no instituto Fraunhofer-LBF, com equipamentos que poderiam somente carregar estruturas com sinais senoidais, e para a aproximação das cargas reais são realizados testes com carregamentos em blocos de diferentes amplitudes. Em geral, cada bloco possui um número de ciclos de amplitude constante, no bloco seguinte é modificada a amplitude e o número de ciclos. Conforme Pook (2007), este método com vários blocos de carga foi largamente utilizado para testes de fadiga de amplitude variável, (atualmente foram ultrapassados pelos métodos de carregamento aleatório);
- c) Carregamentos aleatórios: testes sob carregamentos aleatórios, são realizados para que os carregamentos sejam realizados o mais próximo possível das cargas que a estrutura irá sofrer durante a sua vida. Neste caso o equipamento utilizado deve permitir a aplicação de carregamentos aleatórios.

3 MATERIAIS E MÉTODOS

Neste capítulo são descritas as características específicas do veículo e do suporte a ser estudado e os métodos utilizados para a avaliação do componente.

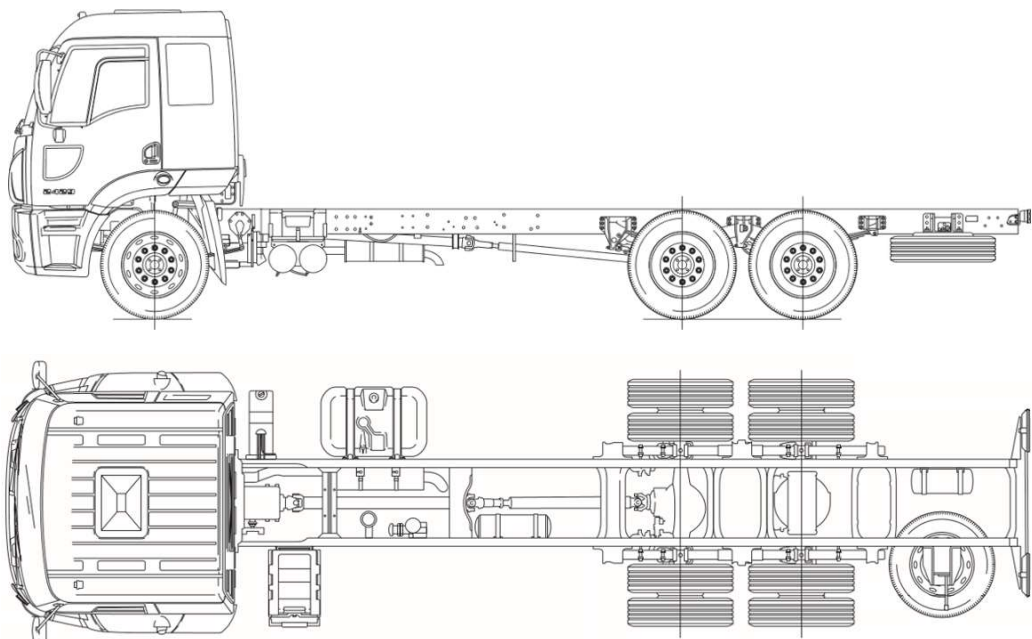
3.1 O VEÍCULO E A SUSPENSÃO

Nesta seção é descrito o veículo de forma geral com um detalhamento sobre suspensão traseira, descrevendo os seus principais componentes, incluindo o suporte dianteiro que foi o objeto de estudo.

3.1.1 Veículo

O veículo objeto de estudo é um caminhão plataforma 6x2, (também conhecido como caminhão chassi ou caminhão com chassi rígido), este tipo de veículo é utilizado em todas as regiões do Brasil e trafega em diversos tipos de estradas, de rodovias asfaltadas em bom estado, em ruas com pavimentação de paralelepípedos até estradas de terra de má qualidade. É utilizado para os mais variados tipos de carga para o transporte de curtas a longas distâncias. A Figura 30 apresenta a configuração deste tipo de caminhão:

Figura 30 – Vista esquemática do caminhão

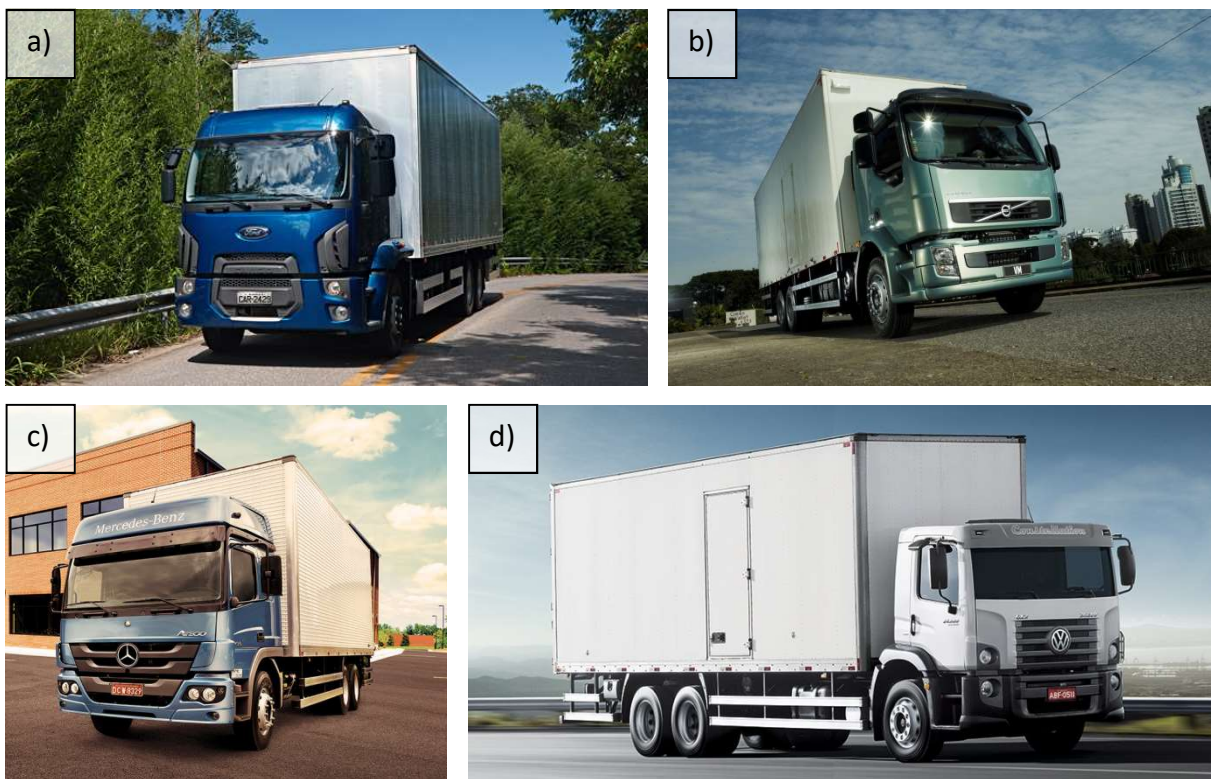


Fonte: Ford (2017).

Cada fabricante possui várias versões de caminhões-plataforma 6x2 com diferentes potências, distância entre eixos, tipo de suspensão, tipo de caixa de carga, entre outros. Os veículos 6x2 são utilizados em diversos segmentos, seguem alguns exemplos: furgão, graneleiro, carga seca, canavieiro, frigorífico, florestal, bebidas, basculante, para botijões de gás, betoneira, *sider*, tanque, bebidas, compactador de lixo.

A Figura 31 mostra alguns exemplos de caminhões 6x2 plataforma que existem no mercado brasileiro. Na Figura 31a está o caminhão Ford Cargo 2429, na Figura 31b está o Volvo VM 270, na Figura 31c é o Mercedes-Benz Atego 2430 e no Figura 31d é o Volkswagen Constellation 24.280.

Figura 31 – Caminhões-plataforma 6x2



Fonte: Ford, Volvo, Mercedes-Benz e Volkswagen (2017).

Os caminhões plataforma em sua grande maioria possuem o eixo motriz como o primeiro eixo traseiro e o eixo auxiliar é o último eixo, (esta é a configuração estudada), alguns poucos caminhões 6x2 possuem o último eixo como o motriz.

A suspensão traseira em que é utilizado o suporte dianteiro em estudo é de aplicação geral, sendo utilizada em diversos segmentos, de aplicações rodoviárias até aplicações fora de estrada.

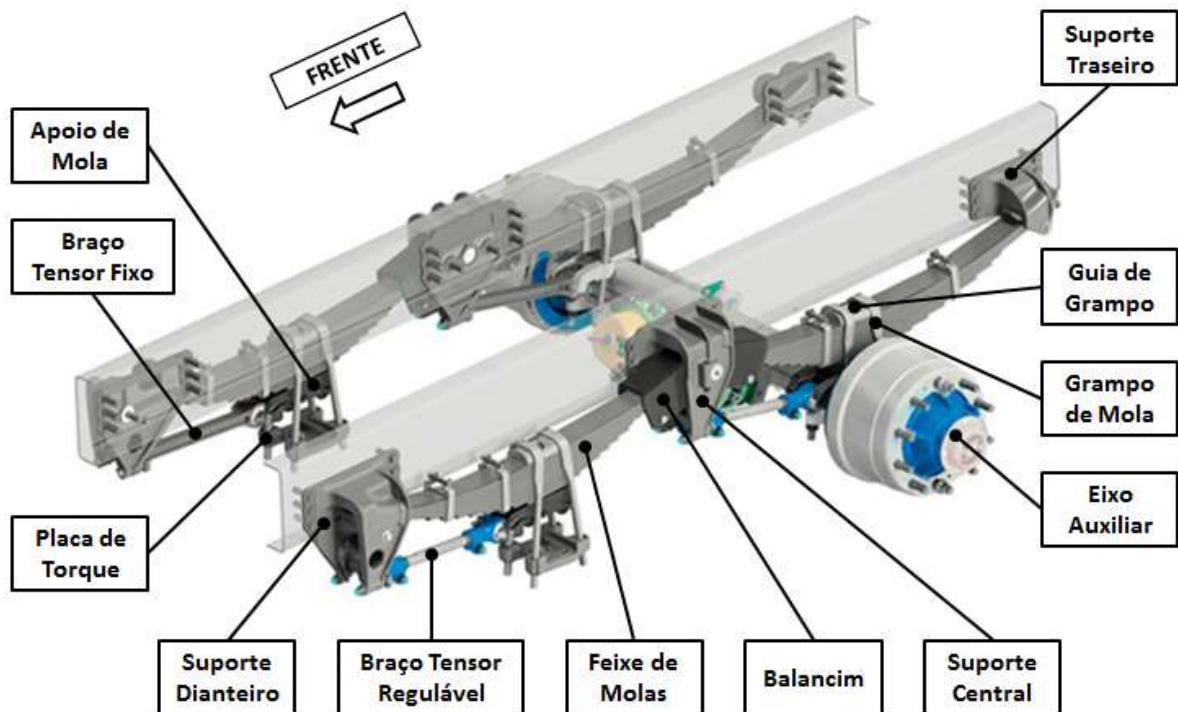
3.1.2 Suspensão Traseira

A suspensão traseira possui dois eixos com rodado duplo, ou seja, dois pneus em cada extremidade dos eixos. O primeiro eixo da suspensão traseira é o eixo motriz e o segundo eixo é o eixo auxiliar. A suspensão é mecânica com molas trapezoidais e balancim. As extremidades das molas possuem contato de deslizamento entre os suportes e a mola e entre o balancim e a mola. O balancim possui uma ligação ao suporte central que permite a sua rotação para equalização da carga entre os eixos. Este tipo de suspensão que transmite a carga entre os eixos é conhecido como suspensão em tandem. Os braços tensores realizam a ligação entre os eixos e os suportes e são responsáveis por transmitir as forças longitudinais entre os eixos e o chassi.

Esta é uma configuração de suspensão mecânica traseira que é bastante difundida no Brasil para caminhões plataforma 6x2 e também para caminhões tratores 6x2.

Segue abaixo na Figura 32 uma representação com a denominação dos principais componentes da suspensão traseira e a seguir uma descrição da função de cada um.

Figura 32 – Suspensão traseira do veículo em estudo



Fonte: Suspensys Sistemas Automotivos.

- a) Eixo: o eixo é o elemento em que são fixadas as rodas, pneus, cubos de roda e sistema de freios. O eixo motriz, além disso, possui a caixa de transmissão, (o eixo

- motriz não está representado na Figura 32). Os feixes de molas são apoiados nos eixos, e fixados com grampos de mola;
- b) Feixe de Molas: conforme Bennett (2011), molas de lâminas ou feixes de molas são constituídas por lâminas de aço empilhadas e parafusadas. O feixe de molas é construído e montado de tal forma em que a carga proveniente dos eixos é aplicada no seu centro e as suas extremidades são apoiadas em suportes que por sua vez são fixos no chassi. A deflexão que ocorre no feixe de molas é proporcional à carga aplicada. Este feixe de molas é do tipo trapezoidal, a deflexão faz com que ocorra a flexão de cada uma das lâminas individuais, e o movimento entre as lâminas precisa vencer o atrito que existe entre as lâminas, sendo este atrito é o responsável pela característica de amortecimento deste feixe de molas, fazendo que esta suspensão dispense a utilização de amortecedores;
- c) Suportes da Suspensão: os suportes da suspensão são fixados ao chassi e são responsáveis por transmitir os esforços entre o chassi e a suspensão, nesta configuração existem 3 tipos de suportes:
- Suportes Dianteiros: suportam os esforços dos feixes de molas do eixo motriz, e dos braços tensores do eixo motriz. Este é o componente que foi analisado neste trabalho, à frente segue mais detalhamento sobre o suporte dianteiro,
 - Suportes Centrais: suportam os esforços dos feixes de molas do eixo motriz, dos feixes de molas do eixo auxiliar e dos braços tensores do eixo auxiliar,
 - Suportes Traseiros: suportam os esforços dos feixes de molas do eixo auxiliar,
- d) Balancim: é fixado no suporte central, ele é o componente que transmite a força dos feixes de molas para o suporte central e devido a sua liberdade de rotação, permite que a carga seja transferida entre os dois eixos da suspensão traseira;
- e) Braço Tensor: transmite as forças entre os eixos e os suportes. Os esforços podem ser devido à aceleração do veículo no caso dos braços tensores do eixo de tração, e esforços de frenagem no eixo de tração e eixo auxiliar. E durante a utilização, durante o movimento que o eixo faz para cima e para baixo durante a rodagem, os braços tensores recebem forças devido ao fato de conduzirem o eixo em uma trajetória circular. Nos olhais dos braços tensores existem buchas de borracha que permitem a rotação e movimentação dos braços. Em um lado da suspensão os braços

- tensores são fixos e do outro lado tem o comprimento regulável para realizar o alinhamento dos eixos do veículo;
- f) Apoio de Mola: são montados sobre os eixos para fazer a interface entre os feixes de molas e os eixos e também para fixar os braços tensores;
 - g) Grampo de Mola: realizam a fixação entre os eixos e os feixes de molas;
 - h) Placa de Torque: é montada na região inferior dos eixos e são fixadas pelos grampos de mola juntamente com os feixes de molas e os eixos;
 - i) Guia de Grampos: é montado sobre os feixes de molas e é utilizado para posicionar os grampos de mola.

3.1.3 Suporte Dianteiro da Suspensão Traseira

O componente a ser analisado é o suporte dianteiro da suspensão traseira. O suporte dianteiro possui como função suportar as cargas verticais, que são transmitidas pelo feixe de molas que ocorrem durante todo o trânsito do veículo. Suportar as cargas longitudinais transmitidas pelo braço tensor devido à frenagem e aceleração e também as cargas longitudinais que ocorrem durante o próprio trânsito. Suportar as cargas laterais transmitidas pelo feixe de molas que ocorrem em curvas e manobras.

Na região interna do suporte dianteiro é montado um componente em que a mola entra em contato na região superior e nas suas laterais, é utilizado para que o atrito do feixe de molas não desgaste o suporte, este componente pode ser substituído durante a vida do veículo. O suporte dianteiro é fixado com parafusos na longarina do chassi.

3.1.4 Material do Suporte Dianteiro

O material utilizado na fabricação do suporte dianteiro é o ferro fundido nodular, conforme Jenkins (1990), neste ferro fundido o grafite está presente na forma de pequenas esferas (nódulos). Os aditivos que são adicionados no ferro em seu estado fundido (líquido) fazem com que o grafite cresça como esferas, ao invés de veios ou de qualquer outra forma comum no ferro fundido cinzento. O ferro fundido nodular é muito mais resistente e possui um alongamento maior do que os ferros fundidos cinzentos ou maleáveis.

A norma utilizada para este ferro fundido nodular é a SAE J434 (2004), que informa as propriedades mecânicas mínimas para ferros fundidos nodulares utilizados na indústria automobilística. A especificação é a D4512 (denominada também como D450). Este ferro fundido possui tensão de escoamento de 310 MPa, tensão de ruptura de 450 MPa e alongamento de 12%, (valores mínimos). A norma também informa detalhes sobre a microestrutura e orientações para a composição química. A microestrutura para a especificação D4512 é predominantemente ferrítica, mas pode conter perlita, dependendo da seção do componente.

Algumas outras normas sobre ferros fundidos nodulares que especificam materiais semelhantes ao utilizado no componente estudado:

- a) Norma ASTM A536 (2009), em que a especificação do material similar ao utilizado é a 65-45-12. Possui tensão de escoamento de 310 MPa, tensão de ruptura de 448 MPa e alongamento de 12%, (valores mínimos);
- b) Norma DIN EN 1563 (2012), em que a especificação do material similar ao utilizado é a EN-GJS-450-10 (denominada também 5.3107). Possui tensão de escoamento de 310 MPa, tensão de ruptura de 450 MPa e alongamento de 10%, (valores mínimos);
- c) Norma ISO 1083 (2004), em que a especificação do material similar ao utilizado é a ISO1083/JS/450-10/S ou ISO1083/JS/450-10/U. Possui tensão de escoamento de 310 MPa, tensão de ruptura de 450 MPa e alongamento de 10%, (valores mínimos).

A norma SAE J434 não informa sobre as propriedades de fadiga. A informação sobre a fadiga dos materiais pode apresentar uma grande diferença entre as especificações de ferros fundidos. Para que se tenha o conhecimento das propriedades de fadiga de forma confiável, o ideal é sejam obtidos de corpos de prova retirados do próprio componente estudado e do local que se quer obter as propriedades.

A análise de fadiga foi realizada de forma que a bancada de testes represente os esforços obtidos em campo. Desta forma a quantificação absoluta da vida do componente não é estudo deste trabalho, assim as diferenças nas curvas de fadiga não têm a mesma representatividade do que teriam em uma avaliação da vida absoluta. Apesar disto, o ideal é a utilização dos dados de fadiga o mais próximo possível do real, pois a relação de dano provocado entre uma carga maior e uma carga menor não será a mesma, comparando-se dados de fadiga em que a inclinação da reta de fadiga seja diferente.

Para este trabalho não foi realizado ensaio para a obtenção dos dados de fadiga utilizando-se o componente ou corpos de provas, assim sendo foi verificado na literatura os dados mais precisos encontrados.

Os dados da literatura são verificados em Tartaglia (2012), que lista as propriedades de alguns ferros fundidos que tiveram suas propriedades obtidas em um trabalho que foi financiado pelo U. S. Department of Energy/Cast Metals Coalition (DOE/CMC) e também da American Foundry Society (AFS). Foi desenvolvido um banco de dados com as informações dos ferros fundidos mais usados, para utilização com os métodos correntes de avaliação de durabilidade, para que no projeto seja possível selecionar os melhores materiais e geometrias para promover produtos mais leves, com vida mais longa e mais previsível, e para uma manufatura e operação com uma maior eficiência energética. Este banco de dados possui informações sobre as propriedades monotônicas, cíclicas, análises químicas e microestruturais para vários ferros fundidos, incluindo nodulares, cinzentos, com grafita compactada e ferros fundidos brancos.

As propriedades cíclicas são de deformação-vida, os testes de fadiga foram realizados conforme a norma ASTM E606-92 (1998), os procedimentos detalhados da realização dos testes estão descritos no trabalho original. A especificação do ferro fundido nodular é conforme a ASTM A536 65-45-12, que pode ser utilizada como equivalente a especificação utilizada no componente (SAE J434 D4512). Segue a Tabela 3 com as propriedades:

Tabela 3 – Propriedades do ferro fundido nodular ASTM A536 65-45-12

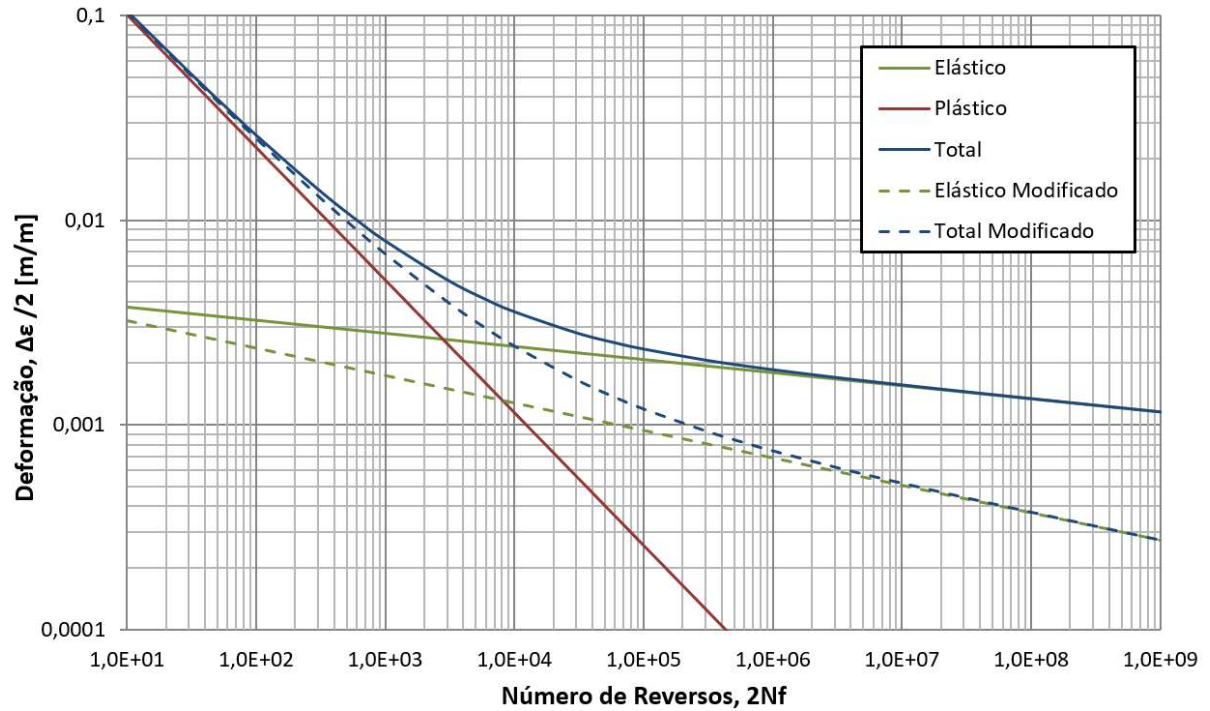
Propriedade	Símbolo	Valor
Módulo de elasticidade [MPa]	E	173.000
Coeficiente de Poisson	ν	0,288
Coeficiente de resistência à fadiga [MPa]	σ'_f	757
Expoente de resistência à fadiga	b	-0,0643
Coeficiente de ductilidade à fadiga	ϵ'_f	0,4482
Expoente de ductilidade à fadiga	c	-0,6483

Fonte: Tartaglia (2012).

O módulo de elasticidade e o coeficiente de Poisson são utilizados na análise de elementos finitos e as demais propriedades da Tabela 3 são para a criação da curva ϵ -N para a realização da análise de fadiga. Na Figura 33 segue a curva de vida ϵ -N criada a partir dos

dados cíclicos do material, as linhas cheias são do material original, as linhas pontilhadas são do material corrigido devido ao acabamento superficial do componente. A curva modificada é utilizada nas análises de fadiga:

Figura 33 – Curva Deformação x Vida – ASTM A536 65-45-12



Fonte: modificado de Tartaglia (2012).

Para realizar a correção da curva de fadiga devido ao acabamento superficial do suporte fundido, o expoente de resistência à fadiga b foi modificado. Este valor foi alterado de forma que a 1.000.000 de ciclos de fadiga o valor da deformação elástica da curva modificada seja igual a 0,45 o valor da deformação elástica da curva original, para isso, o valor de b passou de -0,0643 para -0,125. Devido ao coeficiente de resistência à fadiga σ'_f permanecer o mesmo, a curva é mais alterada na região de alto ciclo.

Conforme descrito na Seção 2.1.13, para a correção da curva deformação x vida devido ao acabamento superficial, somente a parcela elástica da curva é alterada. Notar na Figura 33 que a parcela plástica não foi modificada.

3.2 CARGAS ATUANTES E CRITÉRIOS DE DESENVOLVIMENTO DO COMPONENTE

Nesta seção é mostrada a forma de definição das cargas que o componente está submetido para utilizar como dados de entrada para o cálculo de elementos finitos.

3.2.1 Método Utilizado para Determinação das Cargas Atuantes

O cálculo dos carregamentos é uma parte importante das etapas de avaliação do componente, pois é do resultado deste cálculo que são obtidas as cargas utilizadas na análise de elementos finitos para a verificação dos pontos mais solicitados na estrutura, e a partir destes resultados definir os locais que devem ser instrumentados, assim a definição dos carregamentos deve ser realizada de forma criteriosa.

Neste trabalho, de forma a simplificar o cálculo das cargas e não se estender neste ponto, uma vez que não é o objetivo deste trabalho, foi realizado um cálculo analítico simplificado para a obtenção das cargas.

3.2.2 Cálculo das Cargas

Conforme a Resolução CONTRAN Nº 210 de 13 de novembro de 2006, os veículos não articulados devem possuir comprimento máximo de 14 m.

Seguem abaixo algumas definições da resolução CONTRAN Nº 210 relacionadas ao veículo em estudo:

- a) Peso bruto por eixo isolado de dois pneumáticos: 6 t;
- b) Peso bruto por conjunto de dois eixos em tandem, quando a distância entre os dois planos verticais que contenham os centros das rodas for superior a 1,20 m e inferior ou igual a 2,40 m: 17 t;
- c) Qualquer par de eixos em tandem com quatro pneus em cada eixo, com limite legal de 17 t, a diferença de peso bruto total entre os eixos não deverá exceder 1.700 kg.

Conforme dados acima, o Peso Bruto Total (PBT) do veículo é de $6\text{ t} + 17\text{ t} = 23\text{ t}$. A diferença de carga entre os eixos indicada acima de 1.700 kg informa que um dos eixos da suspensão traseira poderá estar com no máximo 9,35 t, (quando o outro estiver com 7,65 t, totalizando 17 t).

O peso bruto sobre a suspensão traseira de 17 t é o valor legal máximo, também conhecido como carga de balança. Para o desenvolvimento do projeto é considerada uma carga acima do peso bruto legal, este é o valor para o qual a suspensão está aprovada para utilização, inclusive é divulgado no manual técnico do veículo. Este valor é conhecido como a carga técnica, pode ser definida considerando-se um acréscimo no peso bruto na forma de

um valor fixo, (por exemplo, 1 t a mais no peso bruto), ou uma porcentagem acima do peso bruto. O valor da carga técnica fica a cargo do fabricante dos veículos, e pode variar também conforme a utilização, por exemplo, um veículo desenvolvido para aplicações severas pode possuir uma carga técnica maior do que um veículo para uso rodoviário.

Para este veículo o valor da carga técnica foi definido como sendo 10% acima do peso bruto legal. Desta forma a carga utilizada para a realização dos cálculos sobre a suspensão traseira é de $17 \text{ t} + 1,7 \text{ t} = 18,7 \text{ t}$.

Os cálculos que o suporte dianteiro da suspensão traseira está submetido estão calculados no APÊNDICE A.

Um cálculo analítico mais detalhado das cargas atuantes em uma suspensão mecânica tandem com 4 feixes de molas encontra-se em UNIVERSITY OF MICHIGAN (2004).

3.2.3 Casos de Carga

Os casos de carga representam as diversas possibilidades de carregamento que um determinado sistema ou componente pode estar submetido durante o uso.

Os diferentes casos de carga são utilizados de forma que todas as possibilidades de carregamento sejam consideradas para que se verifique o componente ou sistema nas diversas condições de trabalho, assim, cada caso de carga pode fazer com que diferentes pontos da estrutura e dos componentes sejam solicitados.

Na análise de elementos finitos deste trabalho, os casos de carga são uma forma de representar os esforços dinâmicos que o veículo está submetido por meio de uma análise estática, e uma das formas de realizar isto é considerar a força vertical atuante no componente, (calculada de forma estática), e aplicar valores multiplicadores na força para utilização na análise de elementos finitos. Muitas vezes estes valores são empíricos e vem da experiência de produtos anteriores. Seguem abaixo os valores multiplicadores definidos em relação à carga vertical nominal, para utilização na análise de elementos finitos:

- a) Força Vertical: 2,0 vezes a carga vertical nominal;
- b) Força Longitudinal: 1,5 vezes a carga vertical nominal;
- c) Força Lateral: 0,5 vezes a carga vertical nominal.

Os valores das forças estão calculados no APÊNDICE A. Ver na Tabela 4 o resultado das forças para cada um dos casos de carga utilizados neste estudo:

Tabela 4 – Casos de carga e forças aplicadas

Direção das Forças	Casos de Carga – Forças [N]			
	Caso 1	Caso 2	Caso 3	Caso 4
Vertical (Direção Z)	+ 40.399,3	+ 40.399,3	+ 40.399,3	+ 40.399,3
Longitudinal (Direção X)	+ 75.646,0	+ 75.646,0	– 75.646,0	– 75.646,0
Lateral (Direção Y)	+ 10.099,8	– 10.099,8	+ 10.099,8	– 10.099,8

Na Tabela 4 estão definidos os quatro casos de carga que foram utilizados nas análises de elementos finitos, são indicadas também as direções para cada uma das forças.

Nos casos de carga acima, as forças em cada uma das direções são as mesmas, mas esta condição não é necessária. Podem ser definidos vários casos de carga para um componente com a aplicação de forças de diferentes magnitudes e direções.

3.3 ANÁLISE DE ELEMENTOS FINITOS

Utilizou-se o *software* Abaqus 6.13 para a realização desta análise de elementos finitos. O Abaqus é um *software* comercial de elementos finitos para aplicação geral.

3.3.1 Objetivo da Análise de Elementos Finitos

Realizou-se a análise de elementos finitos do suporte dianteiro para a obtenção das tensões existentes no componente, verificando-se este resultado, é possível definir a forma de realizar a instrumentação, ou seja, o local e o tipo dos extensômetros.

3.3.2 Considerações Realizadas

Para a análise de MEF, são realizadas simplificações e idealizações no problema de forma que o mesmo possa ser tratado matematicamente, e, além disso, obter-se os resultados requeridos com o mínimo de tempo e de custo computacional.

Foi utilizado um segmento da longarina em que o suporte dianteiro está montado, o comprimento da longarina está delimitado na parte traseira pelo centro da travessa do suporte central e a parte dianteira por uma travessa existente do chassi. Foi considerado

somente um lado do chassi. As forças foram aplicadas diretamente sobre o suporte sem a utilização do feixe de molas e do braço tensor na análise. Foi utilizada a bucha metálica do braço tensor para aplicar as forças provenientes do braço tensor.

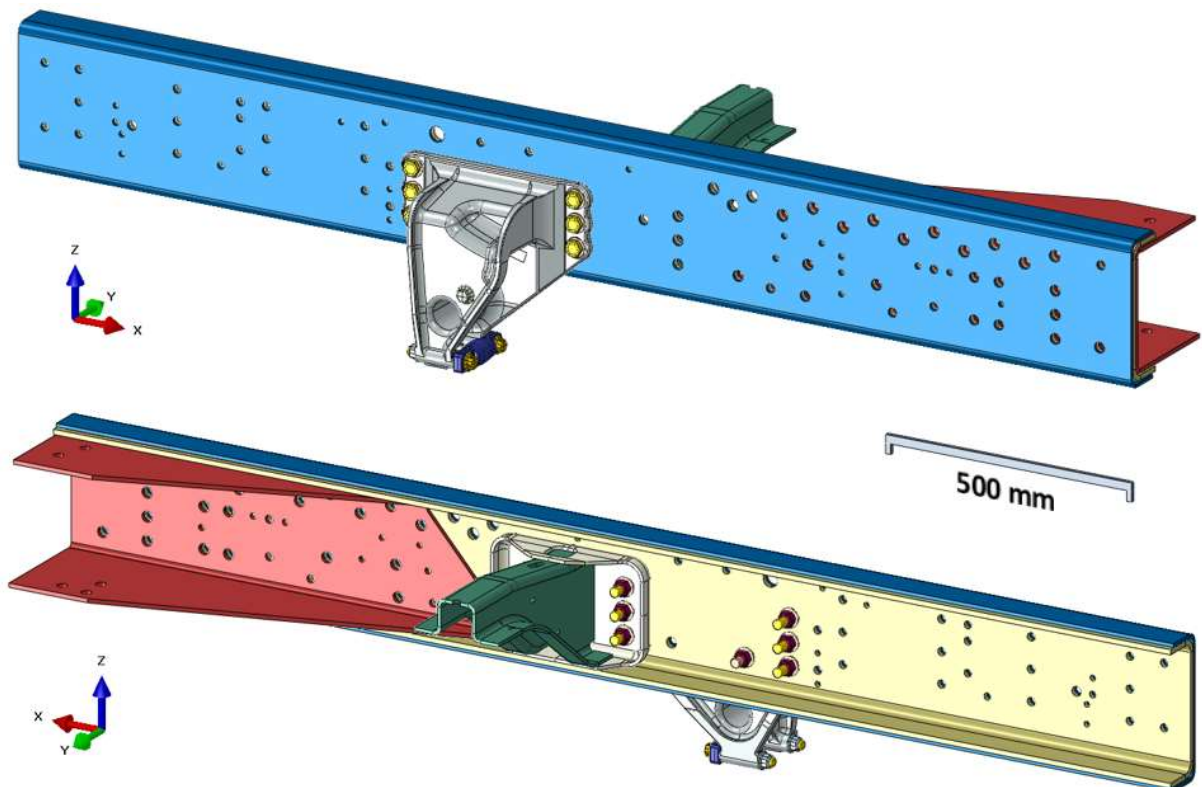
3.3.3 Dados da Análise de Elementos Finitos

Estão descritas as etapas realizadas na análise de elementos finitos.

3.3.3.1 Geometria dos Componentes

As geometrias utilizadas na análise são o suporte dianteiro, um segmento da longarina interna, um segmento da longarina externa, a travessa que faz a ligação entre os dois lados do chassi na região de fixação do suporte dianteiro, a parte dianteira da travessa do suporte central, parafusos, porcas, arruelas e o pino metálico do braço tensor. A geometria foi gerada com o *software* PTC Creo Parametric 2.0 e exportada no formato de arquivo STEP. Ver a Figura 34 com a geometria dos componentes considerados na análise:

Figura 34 – Geometria dos componentes considerados na análise



Fonte: autor.

3.3.3.2 Propriedades dos Materiais dos Componentes

O material dos componentes foi considerado como linear elástico e isotrópico, desta forma as propriedades necessárias para realizar o cálculo são o módulo de elasticidade e o coeficiente de Poisson, seguem as propriedades dos materiais na Tabela 5:

Tabela 5 – Propriedade dos materiais para a realização da análise de elementos finitos

Componentes	Material	Módulo de Elasticidade [MPa]	Coeficiente de Poisson
Suporte Dianteiro, Pino do Braço Tensor	Ferro Fundido Nodular	173.000	0,288
Longarinas, travessas, parafusos, porcas e arruelas	Aço	210.000	0,29

Fonte: para o ferro fundido nodular, Tartaglia (2012) e para o aço, Branco (2011).

3.3.3.3 Condições de Contorno e Restrições

A longarina foi restrita nas duas extremidades de forma que não sejam permitidas translações. Foi adicionada condição de simetria com o plano vertical no centro da travessa do suporte dianteiro, uma vez que o modelo foi considerado simétrico em relação ao centro do chassi. Foi considerada a condição de contato por atrito entre o suporte dianteiro e a longarina, e entre o suporte dianteiro e as suas fixações, desta forma o suporte dianteiro é mantido na sua posição apenas por contatos de atrito. As porcas que fixam o suporte dianteiro possuem contato do tipo “colado” na parte interna do chassi. A bucha do braço tensor possui contato por atrito entre o suporte dianteiro, e os parafusos e porcas que fixam a bucha do braço tensor possuem contatos do tipo “colado”.

3.3.3.4 Carregamentos e Casos de Carga

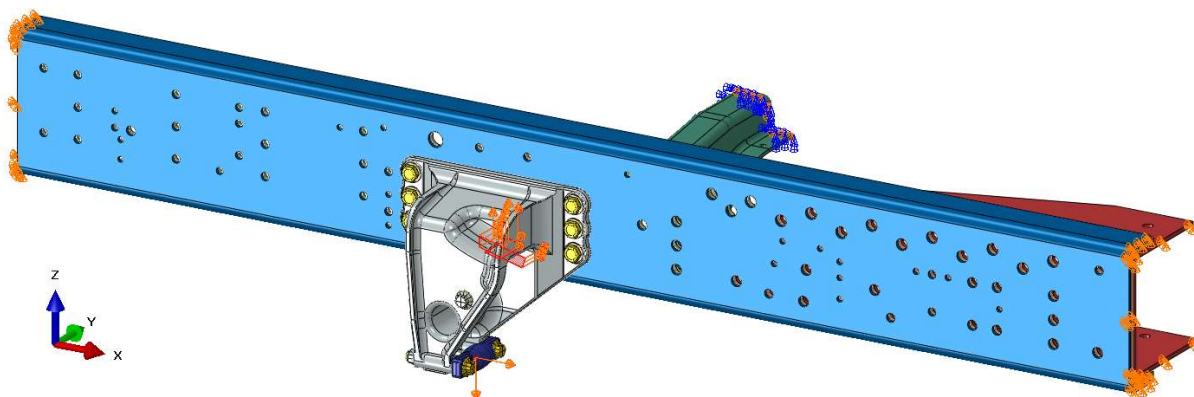
Os carregamentos são aplicados na seguinte ordem:

- 1º – Força de aperto dos parafusos;
- 2º – Força vertical: é aplicada na superfície interna do suporte dianteiro, na região em que a força da mola é aplicada. Foi delimitada região para aplicação da força vertical;
- 3º – Força longitudinal: aplicada diretamente no centro da bucha do braço tensor;

4º – Força lateral: é aplicada na superfície lateral interna ou externa do suporte dianteiro, conforme o caso de carga. Foi delimitada região para aplicação da força.

Os casos de carga utilizados são aqueles definidos na Seção 3.2.3 Ver a Figura 35 com as condições de contorno e as cargas aplicadas:

Figura 35 – Condições de contorno e cargas aplicadas



Fonte: autor.

3.3.3.5 Malha de Elementos Finitos

Foram utilizados elementos sólidos em todos os componentes. Em peças como longarinas, uma consideração comumente realizada neste tipo de análise é a criação de uma malha do tipo casca, e as ligações parafusadas entre o suporte e a longarina serem realizadas utilizando-se elementos de viga entre os furos do suporte e os furos da longarina. Para este modelo não foi realizado desta forma e optou-se pela utilização dos elementos sólidos também para a longarina e para os parafusos devido à aplicação da força de aperto nos parafusos e a utilização de condição de contato com atrito entre o suporte e a longarina.

Para os componentes com geometrias mais complexas foram utilizados elementos tetraédricos e nos componentes com geometrias mais simples foram utilizados elementos hexaédricos. Os elementos tetraédricos são lineares com 4 nós, no *software* Abaqus é o elemento C3D4. E os elementos hexaédricos são lineares de 8 nós com integração reduzida, no *software* Abaqus é o elemento C3D8R.

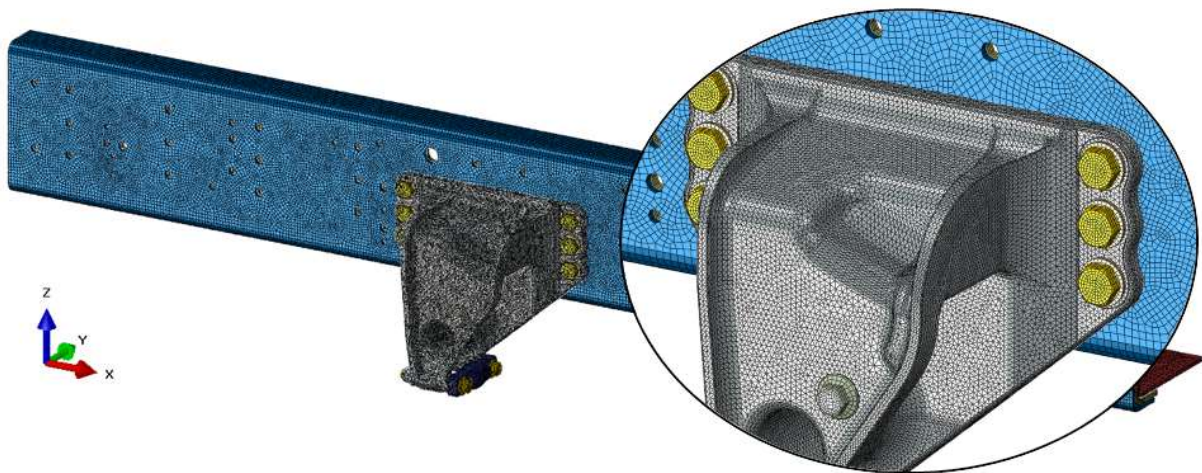
Ver a Tabela 6 com o número de nós e de elementos e o tipo de elemento utilizado para cada um dos componentes.

Tabela 6 – Nós e elementos em cada um dos componentes

Componentes	Nós	Elementos	Tipo de Elemento
Suporte Dianteiro	68.228	313.326	C3D4
Longarinas	283.194	214.553	C3D8R
Travessas	77.326	55.992	C3D8R
Bucha	3.531	16.338	C3D4
Parafusos	31.712	24.912	C3D8R
Porcas	10.068	6.510	C3D8R
Arruelas	5.148	2.574	C3D8R
Total	479.207	634.205	

Abaixo segue a Figura 36 com a imagem do modelo de elementos finitos com a malha em cada um dos componentes, notar a vista em detalhe com a malha do suporte dianteiro com as dimensões aumentadas:

Figura 36 – Conjunto com a malha de elementos finitos



Fonte: autor.

3.3.4 Resultados da Análise de Elementos Finitos

O resultado solicitado são as tensões nos componentes. Foram verificados os resultados das tensões no suporte dianteiro para a definição dos pontos de instrumentação. As imagens com os resultados estão na Seção 4.1.1.

3.4 INSTRUMENTAÇÃO DO VEÍCULO

Para realizar a instrumentação deve ser criado um plano que mostre o tipo dos extensômetros, posição de montagem, circuitos utilizados, forma de preparação da superfície para montagem dos extensômetros, tipos de adesivos, forma de proteção do extensômetros, fixação dos cabos, equipamentos utilizados, entre outros.

Os resultados obtidos pelos extensômetros estão passíveis de incertezas e erros. Estas diferenças podem ser devido a características dos próprios extensômetros, ao sistema de medição e sua utilização, a calibração dos instrumentos, entre outros fatores, como o ambiente em que é utilizado por exemplo. Por isso é importante o conhecimento destas características para que seja possível minimizar ou eliminar as incertezas existentes, e para que sejam levadas em consideração na avaliação dos resultados obtidos.

Neste trabalho não são tratados todos os detalhes técnicos referentes à instrumentação, a avaliação de todas as características dos extensômetros, circuitos, correções necessárias e calibrações devem ser realizadas por pessoas qualificadas para realizar esta função.

3.4.1 Definição dos Pontos de Instrumentação

A definição dos pontos de instrumentação foi realizada a partir dos resultados das análises de elementos finitos. Estes pontos podem ser definidos de duas formas diferentes, seguem abaixo as duas formas e logo após a descrição de cada uma delas:

- a) Pontos que irão apresentar a menor vida;
- b) Pontos de controle.

Os pontos do componente que irão apresentar a menor vida são os locais do componente que irão sofrer os maiores danos de fadiga durante a utilização. Muitas vezes não é possível saber com certeza quais são estes locais no componente, pois podem ser as regiões que apresentam as maiores tensões nas análises de elementos finitos ou podem ser os locais que não possuem as tensões maiores, mas apresentam uma grande variação nas tensões durante a utilização do componente. Caso se tenha dúvida de qual ponto apresenta a menor vida, opta-se por instrumentar mais pontos do componente.

A segunda forma de instrumentação são os pontos de controle, são pontos que não têm necessariamente as maiores tensões, mas que estão em uma região do componente em que as tensões são mais homogêneas, ou a variação da tensão seja menor, desta forma a comparação com as tensões encontradas em campo com a análise de elementos finitos pode ser realizada mais facilmente, por isso, geralmente esta forma de instrumentação é utilizada para calibração do modelo de elementos finitos.

Para aplicação do extensômetro no corpo do suporte dianteiro, o tipo roseta com 3 grades é o mais indicado, pois a região com a tensão máxima apresenta tensões principais que variam a direção durante a sua utilização do veículo, este fato é devido aos esforços que o suporte está submetido. Para este local, devido às tensões serem as mais elevadas, espera-se que seja o ponto que tenha a menor vida. Ver as tensões obtidas da análise de elementos finitos para esta região mostrada mais à frente, na Figura 56, Seção 4.1.1.

Na região da nervura é utilizado um extensômetro longitudinal. Em nervuras deste tipo, geralmente os esforços são transmitidos na direção da própria nervura, assim o extensômetro aplicado na direção longitudinal da nervura deve medir quase a totalidade das tensões atuantes na mesma. Neste ponto foi adicionado um extensômetro longitudinal como controle devido à tensão mais baixa e variação menor da tensão em toda a nervura e também para exemplificar a realização da quantificação do dano para um extensômetro longitudinal. Ver as tensões obtidas da análise de elementos finitos para a nervura mostrada mais à frente, na Figura 57, Seção 4.1.1.

Foi adicionada instrumentação nos braços tensores do eixo motriz. Com a medição das deformações nos braços tensores é possível conhecer as forças atuantes neste componente.

3.4.2 Definição dos Extensômetros

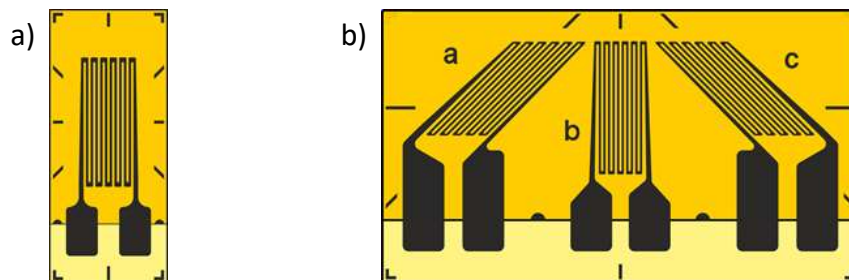
Os extensômetros que foram utilizados são:

- a) Extensômetro 1-LY41-3/120: extensômetro longitudinal, (extensômetro uniaxial), com grade de 3mm de comprimento e resistência de 120 Ω . Aplicado nos braços tensores e na nervura do suporte dianteiro esquerdo;

- b) Extensômetro 1-RY81-3/120: extensômetro roseta de 3 grades, (extensômetro triaxial), a $0^\circ/45^\circ/90^\circ$, comprimento das grades de 3mm e resistência de 120 Ω . Aplicado no suporte dianteiro esquerdo e no suporte dianteiro direito.

Ver a Figura 37 com o tipo dos extensômetros definidos para a instrumentação, na Figura 37a está o extensômetro longitudinal (uniaxial) 1-LY41-3/120 e na Figura 37b está o extensômetro roseta (triaxial) 1-RY81-3/120, as imagens são representações ilustrativas do tipo dos mesmos, as geometrias exatas podem ser diferentes:

Figura 37 – Extensômetros definidos para a instrumentação



Fonte: HBM

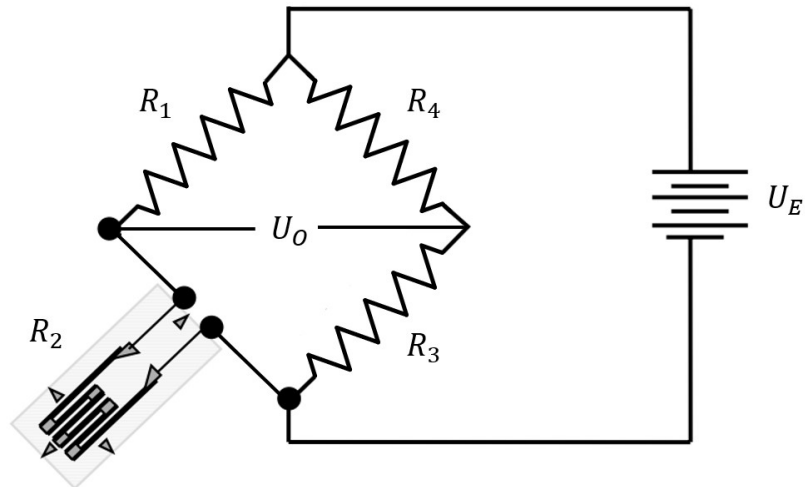
Os extensômetros são do fabricante HBM, verificar as especificações detalhadas no APÊNDICE B. Segundo o catálogo HBM, a especificação dos extensômetros e as suas tolerâncias são indicadas de acordo com a especificação OIML 62, que é essencialmente idêntica à VDI/VDE 2635.

3.4.3 Definição dos Circuitos e Sistema de Medição

Para o extensômetro longitudinal posicionado na nervura do suporte dianteiro esquerdo, é utilizado o circuito de $\frac{1}{4}$ de ponte. Conforme descrito na Seção 2.4.8, esta ponte possui um extensômetro sobre o componente e os outros 3 são completados pelo equipamento de medição.

Para os extensômetros roseta do suporte dianteiro esquerdo e suporte dianteiro direito, também é utilizado o circuito de $\frac{1}{4}$ de ponte. Neste caso, para cada um dos extensômetros do tipo roseta são utilizados três circuitos de $\frac{1}{4}$ de ponte independentes, ou seja, um circuito para cada uma das grades desses extensômetros. Segue a Figura 38 com o diagrama de um circuito $\frac{1}{4}$ de ponte:

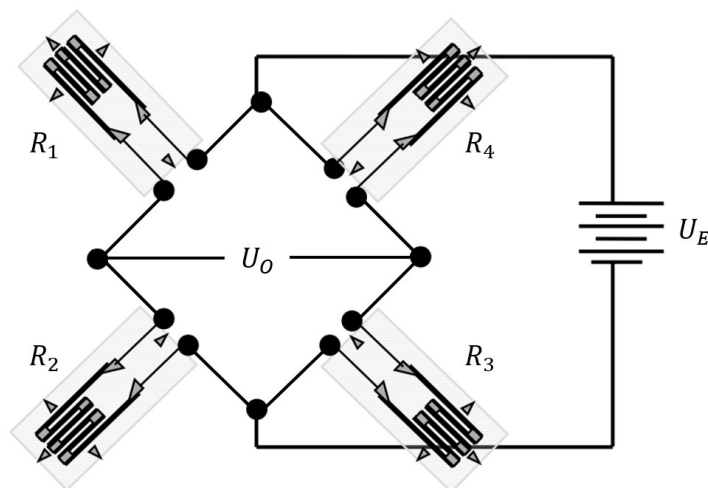
Figura 38 – Circuito ¼ de ponte



Fonte: adaptado de Lee (2005).

Para os extensômetros longitudinais que são montados nos braços tensores, é utilizado o circuito de ponte completa. Ver a Figura 39 com o diagrama do circuito:

Figura 39 – Circuito ponte completa

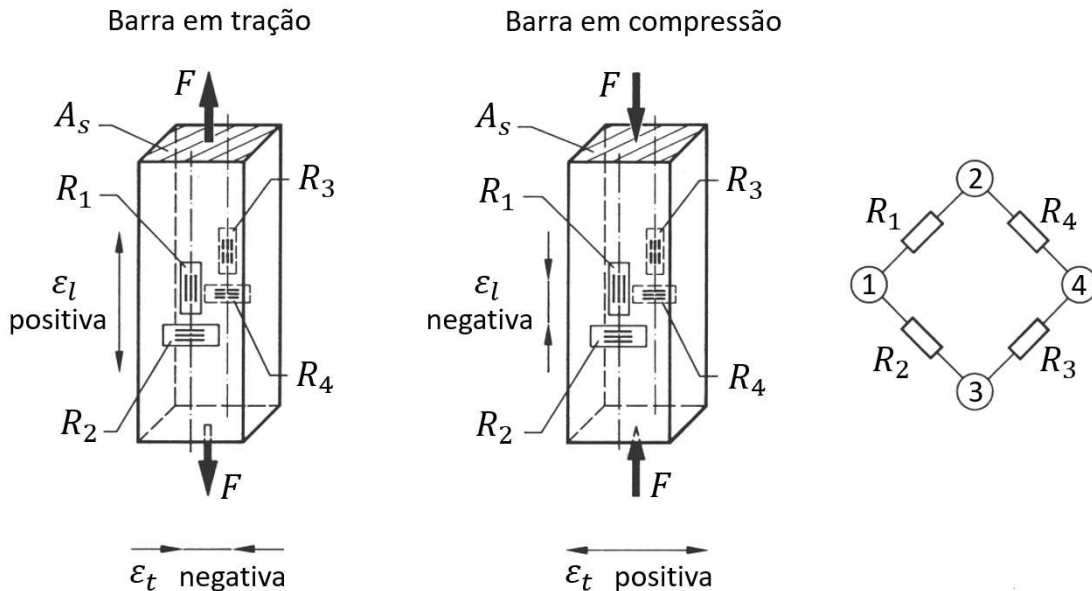


Fonte: adaptado de Lee (2005).

O que se quer obter com a instrumentação dos braços tensores é a força que é transmitida pelos mesmos. Esta força pode ser obtida conhecendo-se a deformação na haste do braço, o módulo de elasticidade do material e a área da seção transversal do mesmo. Caso fosse utilizado apenas um extensômetro na lateral do braço, a deformação obtida pode não representar a força real transmitida, pois o braço tensor pode sofrer esforços de flexão juntamente com os esforços de tração e compressão, de forma que a deformação não seja constante em toda a seção do braço. Assim, para que a instrumentação considere apenas os esforços de tração e elimine os esforços de flexão é necessário que a ponte de Wheatstone

seja configurada de uma forma particular, uma das maneiras existentes é utilizar a configuração de ponte completa conforme segue na Figura 40:

Figura 40 – Configuração da ponte de Wheatstone para montagem nos braços tensores



Fonte: adaptado de Hoffmann (2012).

Esta configuração é válida para uma seção transversal em que exista uma simetria central, que é o caso dos braços tensores utilizados na suspensão. Ela utiliza quatro extensômetros ativos, dois extensômetros alinhados com a direção principal e dois extensômetros a 90° destes.

Com a barra sendo tracionada, uma deformação longitudinal positiva ocorre ϵ_l , e na direção transversal a deformação é negativa ϵ_t , (ou seja, nesta direção ocorre uma contração). Caso a barra seja comprimida, a deformação longitudinal ϵ_l passa a ser negativa e a deformação transversal ϵ_t se torna positiva. Assim, de acordo com a configuração dos extensômetros montados na barra, a deformação indicada ϵ_i pelo circuito fica:

$$\epsilon_i = \epsilon_{ex1} - \epsilon_{ex2} + \epsilon_{ex3} - \epsilon_{ex4} = 2(\epsilon_l + \epsilon_t) = 2(1 + \nu)\epsilon_l \quad (33)$$

Na Equação 33 a deformação indicada pelo circuito pode ser definida pelas deformações dos extensômetros individuais, ou de acordo com as deformações longitudinais e transversais ou também somente pela deformação longitudinal utilizando-se o coeficiente de Poisson. Resolvendo para a deformação longitudinal:

$$\epsilon_l = \frac{\epsilon_i}{2(1 + \nu)} \quad (34)$$

Multiplicando-se a Equação 34 pelo módulo de elasticidade e pela área da seção transversal do braço tensor, encontra-se a força de tração ou compressão, Hoffmann (2012):

$$F = \frac{\varepsilon_i \cdot E \cdot A_S}{2(1 + \nu)} \quad (35)$$

Ver a Tabela 7 com a descrição do tipo de extensômetro e o tipo de circuito utilizado para cada um dos pontos de instrumentação:

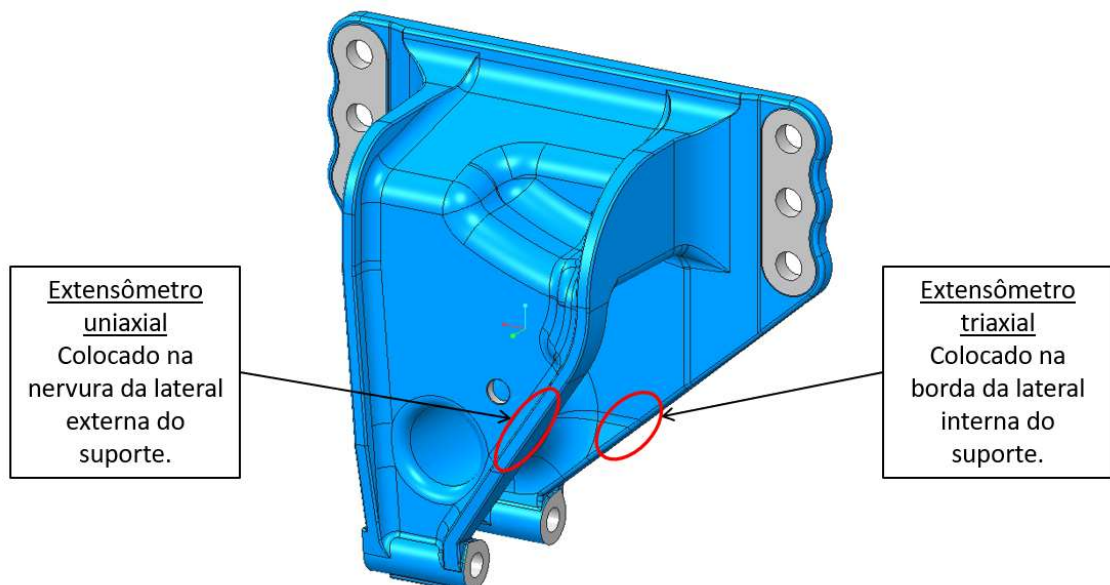
Tabela 7 – Extensômetros e circuitos utilizados

Componente	Extensômetro	Quant.	Circuito
Suporte Dianteiro Esquerdo	Roseta de 3 grades	1	¼ de ponte
Suporte Dianteiro Esquerdo	Longitudinal	1	¼ de ponte
Suporte Dianteiro Direito	Roseta de 3 grades	1	¼ de ponte
Braço Fixo – Eixo Trativo	Longitudinal	4	Ponte completa
Braço Regulável – Eixo Trativo	Longitudinal	4	Ponte completa

3.4.4 Montagem dos Extensômetros e Ligação dos Circuitos

A montagem dos extensômetros passou por diversas etapas, desde a limpeza e preparação da superfície, forma de fixação, a forma de solda dos terminais e a proteção dos extensômetros contra choques mecânicos e agentes químicos. Segue a Figura 41 mostrando as regiões de montagem dos extensômetros.

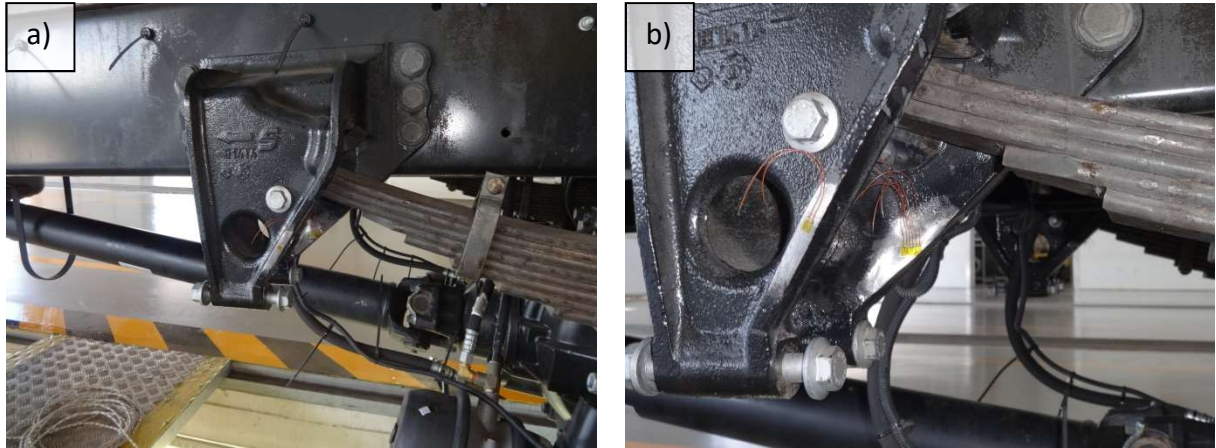
Figura 41 – Localização dos extensômetros no suporte dianteiro esquerdo



Fonte: autor.

A Figura 42 mostra fotos do suporte dianteiro esquerdo com o extensômetro roseta e o extensômetro longitudinal colados.

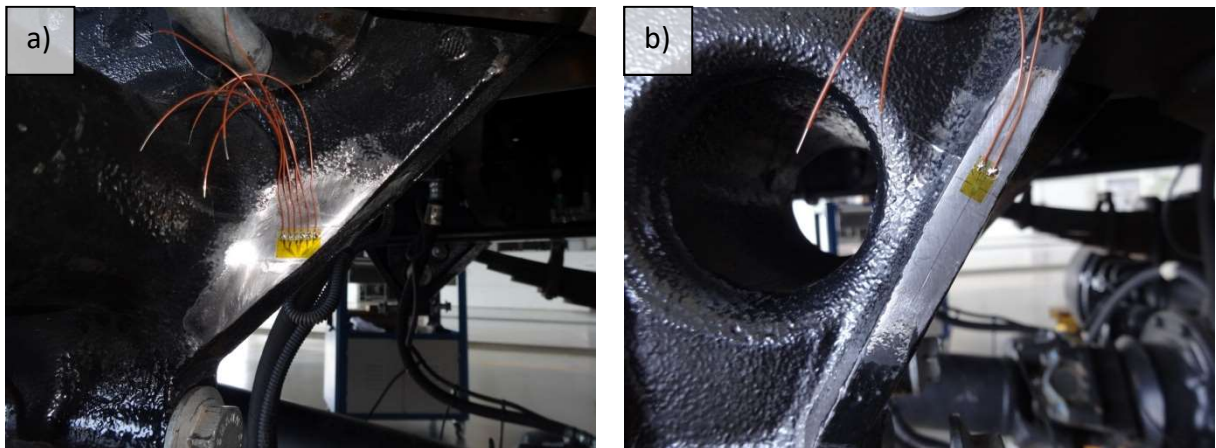
Figura 42 – Fotos do suporte dianteiro esquerdo – vista geral



Fonte: autor.

A Figura 43 mostra fotos do suporte dianteiro esquerdo mostrando em maior detalhe a região de montagem dos extensômetros. Na Figura 43a é possível ver o extensômetro roseta no corpo do suporte com uma das grades alinhada com a borda externa do suporte. Na Figura 43b pode ser visto o extensômetro longitudinal da nervura alinhado longitudinalmente com a mesma.

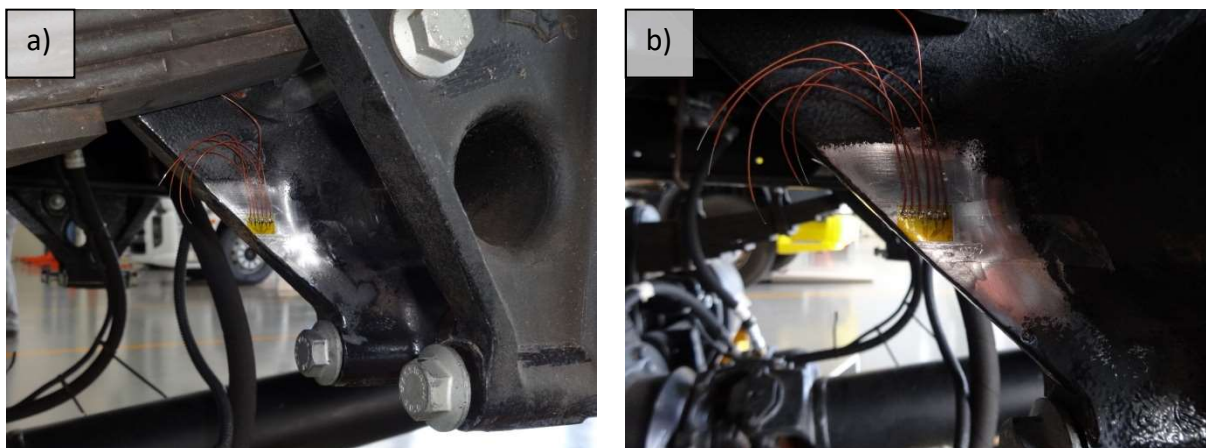
Figura 43 – Fotos do suporte dianteiro esquerdo - detalhe



Fonte: autor.

A Figura 44 mostra fotos do suporte dianteiro direito, na Figura 44a pode ser vista uma imagem geral do suporte e na Figura 44b um detalhe maior do extensômetro roseta. O extensômetro do suporte dianteiro direito foi montado na mesma posição que o extensômetro do suporte dianteiro esquerdo. No suporte dianteiro direito foi montado somente o extensômetro roseta.

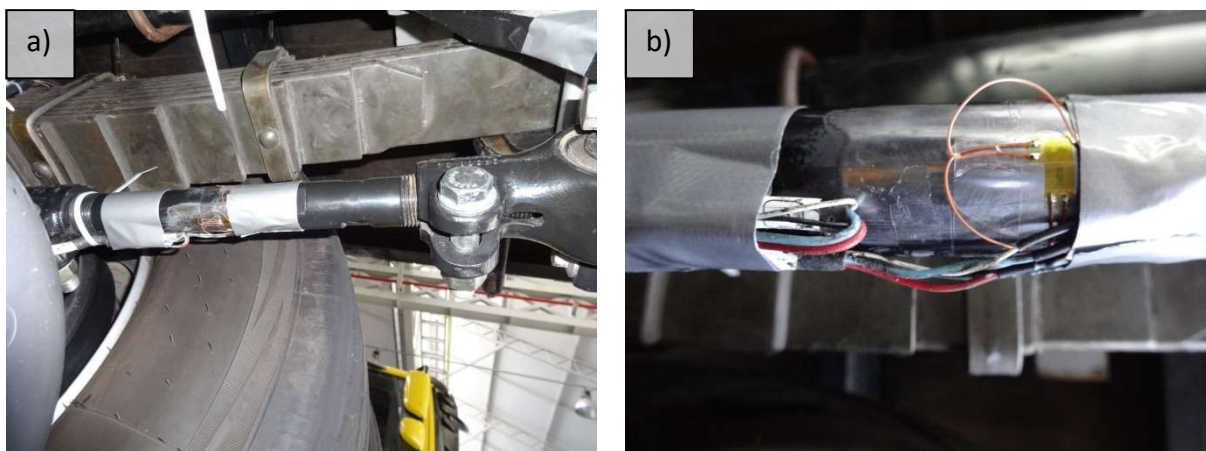
Figura 44 – Fotos do suporte dianteiro direito



Fonte: autor.

Na Figura 45 seguem fotos da instrumentação do braço tensor regulável do eixo motriz. A Figura 45a é uma imagem geral do braço tensor e na Figura 45b pode ser vista a instrumentação em detalhe, no lado oposto do braço é realizada a mesma forma de instrumentação.

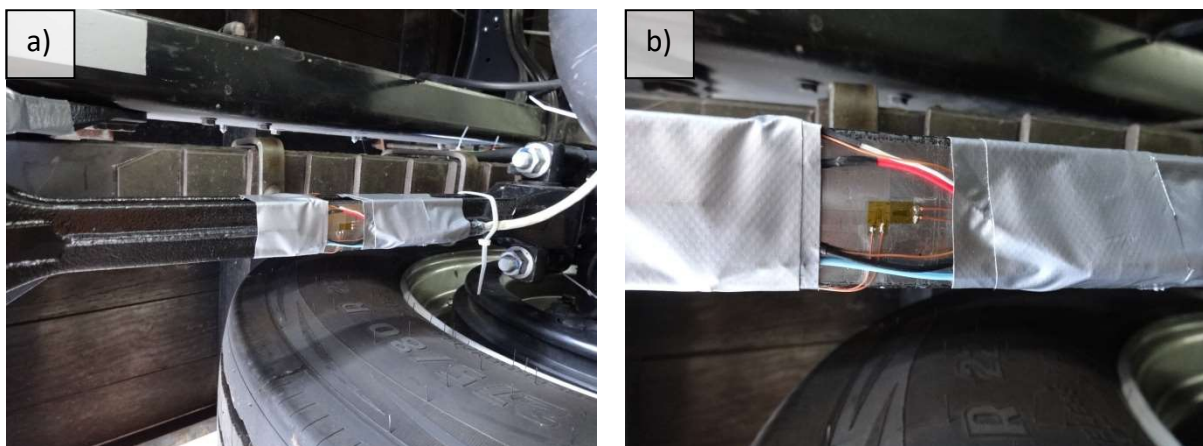
Figura 45 – Braço tensor regulável do eixo motriz



Fonte: autor.

Na Figura 46 seguem fotos da instrumentação do braço tensor fixo do eixo motriz. A Figura 46a é uma imagem geral deste braço tensor e na Figura 46b pode ser vista uma imagem em detalhe da instrumentação, no lado oposto do braço é realizada a mesma instrumentação.

Figura 46 – Braço tensor fixo do eixo motriz



Fonte: autor.

3.4.5 Equipamentos e Parâmetros para a Aquisição de Dados

Foi utilizado um sistema de aquisição de dados MCGplus 12/24V com 6 *slots* do fabricante HBM, foram utilizados módulos amplificadores ML801 e placas de conexão AP815i e AP801S6. O *software* utilizado para a aquisição de dados foi o Catman AP 4.2 da empresa HBM. Os arquivos gerados foram gravados em um computador do tipo *notebook*.

Sobre a frequência de aquisição dos dados, é descrito em Lee (2005), que de acordo com o teorema de amostragem de Shannon, a frequência de amostragem deve ser de no mínimo duas vezes a frequência máxima esperada. Também é informado por Lee (2005) que frequências mais altas permitem coletar os dados dos picos com maior precisão. Quando os dados são utilizados para análises de fadiga, informa que uma boa prática é iniciar com frequências de aquisição altas, e que uma prática comum é utilizar uma frequência de amostragem de no mínimo dez vezes a frequência de interesse.

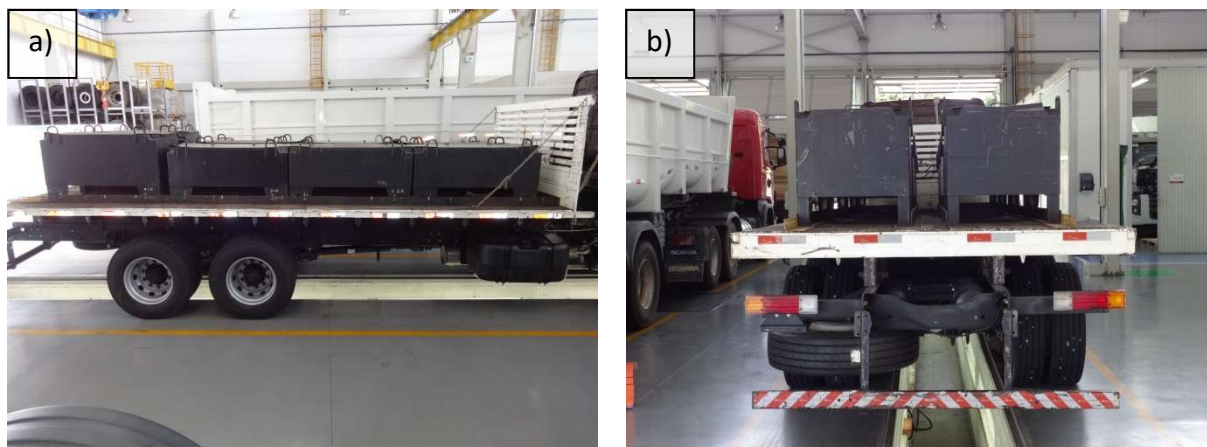
A frequência de aquisição dos dados utilizada foi de 400 Hz. Este valor é comumente utilizado para a coleta de dados de veículos rodoviários.

3.4.6 Carregamento do Veículo

Para representar a condição de veículo carregado, são colocadas caixas metálicas com sucata metálica sobre o veículo para simular o veículo carregado. As caixas devem ser firmemente fixadas à carroceria de forma que não se movimentem durante a rodagem para

que a carga sobre os eixos não seja alterada e não exista risco de acidentes. Ver a Figura 47 com fotos do veículo carregado com as caixas metálicas.

Figura 47 – Veículo carregado com caixas metálicas



Fonte: autor.

Durante o carregamento, os eixos do veículo são pesados de forma a confirmar a carga sobre cada um dos eixos. As caixas metálicas podem ser movimentadas sobre o chassi e também podem ser mais ou menos carregadas de forma a acertar os valores de carga em cada um dos eixos. Segue abaixo a definição das cargas:

- a) Carga Nominal: é o peso bruto máximo definido pela legislação;
- b) Carga Técnica: é o valor do peso bruto que a suspensão foi testada e aprovada, para este trabalho é igual à carga nominal + 10%;
- c) Carga Técnica + Diferença: é o valor da carga técnica mais a diferença de carga máxima entre o eixo motriz e o eixo auxiliar permitida pela legislação, é este o valor que deve ser colocado nos eixos para a realização dos testes.

Ver abaixo a Tabela 8, com as cargas sobre o solo em cada uma das condições de carregamento existentes:

Tabela 8 – Peso bruto dos eixos

Item	1º Eixo (Eixo Dianteiro)	2º Eixo (Eixo Motriz)	3º Eixo (Eixo Auxiliar)	Total
Carga Nominal	6.000 kg	8.500 kg	8.500 kg	23.000 kg
Carga Técnica	6.600 kg	9.350 kg	9.350 kg	25.300 kg
Carga Técnica + Difer.	6.600 kg	10.285 kg	8.415 kg	25.300 kg
Pesagem	6.780 kg	10.175 kg	8.080 kg	25.025 kg

As pesagens mostram valores próximos aos definidos pelos cálculos, o eixo dianteiro possui um acréscimo de carga em torno de 2,7%, o eixo motriz possui em torno de 1,1% de redução, o eixo auxiliar em torno de 4,0% de redução e a carga total do veículo possui em torno de 1,1% menos carga. Estes valores nas diferenças entre os valores teóricos e os medidos são considerados pequenos e os testes podem ser realizados desta forma.

3.4.7 Calibração dos Extensômetros

Antes de iniciar a rodagem do veículo para realizar a coleta dos dados é necessário realizar a calibração dos extensômetros. Esta calibração pode ser realizada de diferentes maneiras, dependendo da condição dos componentes quando o extensômetro foi instalado e também do que deve ser verificado.

Nos extensômetros do suporte dianteiro, a montagem dos mesmos foi realizada com o suporte já instalado no veículo, com o peso do veículo sobre as molas, desta forma não é possível saber qual é a deformação medida devido à carga estática do veículo, pois no momento da colagem do extensômetro o suporte dianteiro já possuía uma deformação devido ao peso do veículo. Assim, se faz necessária a calibração, segue abaixo:

- a) levantar o chassi com a utilização de macacos hidráulicos até o momento em que se verifique que os suportes não estão mais realizando esforço sobre os feixes de molas;
- b) zerar os extensômetros;
- c) baixar o veículo;
- d) verificar a deformação indicada nos extensômetros, a medição encontrada é devido à carga estática do veículo;
- e) antes de iniciar a rodagem do veículo, zerar os extensômetros novamente.

Desta forma, quando o veículo estiver com a carga estática, os extensômetros irão marcar a deformação igual a zero, e as medições durante o trajeto irão indicar apenas a variação deste carregamento. Após a aquisição dos dados, para que os valores de medição das deformações estejam corretos, é necessário que os valores medidos na calibração sejam adicionados ao sinal medido. Ver a Figura 48a, que mostra dois macacos hidráulicos posicionados no centro do chassi, próximos à suspensão traseira, a Figura 48b mostra outros dois macacos hidráulicos posicionados após a suspensão traseira:

Figura 48 – Levantamento do veículo para calibração dos extensômetros



Fonte: autor.

Na região da frente do veículo também foram utilizados quatro macacos hidráulicos, dois antes da suspensão dianteira e outros dois após.

3.5 AQUISIÇÃO DE DADOS DE CAMPO

Nesta seção é mostrada a forma de realizar a aquisição dos dados de campo para a realização da análise de fadiga dos pontos instrumentados.

3.5.1 Definição das Rotas para a Aquisição de Dados

Para que a aquisição das deformações seja realizada de forma confiável para realizar o cálculo de durabilidade, deve ser definida uma rota que represente a utilização do veículo na condição real de trabalho. Conforme descrito na Seção 2.2, o ideal é que o veículo trafegue exatamente nos locais onde é utilizado, ou em locais que representem a utilização do veículo, em diversos tipos de estradas com diversas qualidades diferentes, neste caso o veículo deve trafegar com a carga máxima, carga em vazio e com meia carga, pois uma carga menor pode aumentar as acelerações devido a velocidade maior do veículo, e esta condição ser mais severa e aumentar o dano em outros pontos do veículo que não apareceriam com a carga máxima.

Além das rotas em estradas e rodovias é recomendável coletar dados de eventos que o veículo possa ser submetido durante a sua vida. Estes eventos são adicionados, pois como a coleta de dados é realizada em um curto espaço de tempo, estes eventos podem não

acontecer durante a coleta de dados, mas são passíveis de acontecerem durante a utilização. Estes eventos são considerados como o mau uso do veículo e também devido a possíveis acidentes que o veículo sofrerá durante a utilização. Exemplos de eventos como estes são: frenagens bruscas, passagem em velocidade elevada em lombadas, curvas fechadas em velocidade elevada, manobras de pátio, impacto do veículo em meio fio ou outro obstáculo semelhante, partir com o veículo de forma brusca em uma rampa, entre outros. É considerado que uma quantidade destes eventos possa ocorrer durante a vida do veículo.

Primeiramente, antes da definição da rota, deve ser definida qual é a aplicação que o veículo é projetado. Conforme descrito na Seção 3.1.1, o veículo é de aplicação mista, compreendendo rodovias asfaltadas de boa qualidade até estradas de terra de má qualidade e utilizado nas mais variadas aplicações.

Para um veículo como este, o número de diferentes trajetos e eventos que devem ser coletados chega ao número de dezenas. Neste trabalho foi realizada uma forma simplificada de avaliação, assim o veículo rodou em rodovia de asfalto, estrada de terra e de paralelepípedos. Os eventos adicionados foram frenagem severa e arrancada severa. O veículo rodou somente na condição carregado em duas velocidades diferentes para o caso da estrada de paralelepípedos e uma velocidade para as demais estradas. Estas simplificações foram realizadas de forma a reduzir o volume de dados coletados e também para facilitar o tratamento dos mesmos.

3.5.2 Descrição sobre as Pistas e Eventos

Descrição das pistas e eventos que foram definidos para o veículo trafegar:

- a) Rodovia de asfalto: rodar em asfalto de boa qualidade com velocidade de 80 km/h;
- b) Estrada de terra: rodar em estradas de terra com velocidade de 40 km/h;
- c) Rua de paralelepípedo: rodar em ruas de paralelepípedo em duas velocidades diferentes, a 15 km/h e a 20 km/h;
- d) Frenagem: realizar o evento de frenagem severa a partir de 60 km/h até a parada total do veículo, este evento é realizado em rodovia asfaltada. Este evento não é uma frenagem usual, que é realizada de forma habitual pelo motorista, mas sim uma frenagem de emergência, em que é utilizado todo o desempenho de frenagem;

- e) Arrancada: realizar o evento de arrancada severa do veículo, partindo do repouso até chegar à sexta marcha, este evento é realizado em rodovia asfaltada. A velocidade final do veículo não é importante para este teste. Este evento não é uma arrancada habitual realizada pelo motorista, é uma arrancada severa em que é utilizado todo o desempenho do motor e do sistema de transmissão para que o veículo seja acelerado o mais rápido possível.

A velocidade de 80 km/h para o asfalto foi definida por ser a velocidade máxima que o veículo pode trafegar em rodovias asfaltadas, e as velocidades para a estrada de terra e rua de paralelepípedo foram definidas por serem velocidades usuais de tráfego dos veículos comerciais por estas estradas.

Para cada uma das pistas e eventos, foram definidos dois trajetos diferentes e em cada um dos trajetos o veículo realiza três passagens. Ver a Tabela 9 com a descrição:

Tabela 9 – Forma de rodar com o caminhão para a coleta dos dados

Pista / Evento	Trajetos	Passagens	Velocidade
Asfalto	2	3	80 km/h
Estrada de Terra	2	3	40 km/h
Paralelepípedo	2	3	15 km/h
Paralelepípedo	2	3	20 km/h
Frenagem (asfalto)	2	3	60 km/h até 0 km/h
Arrancada (asfalto)	2	3	-

As três passagens em cada uma das pistas e dos eventos foi realizada para que o resultado considerado seja a média entre as 3 medições, e também para realização de comparação entre as medições e também caso alguma medição fosse perdida por problemas de leitura dos extensômetros. Quando o veículo roda por diversas estradas diferentes e a aquisição dos dados é feita por um tempo maior, não é necessário passar mais de uma vez pelo mesmo local.

A Figura 49a mostra uma imagem da pista de asfalto e a Figura 49b mostra uma imagem da pista de paralelepípedo:

Figura 49 – Pista de asfalto e pista de paralelepípedo



Fonte: autor.

As pistas de asfalto e de paralelepípedo foram escolhidas de forma a terem características típicas das estradas da região de Caxias do Sul.

Ver na Figura 50 imagens com estradas de terra:

Figura 50 – Estradas de terra

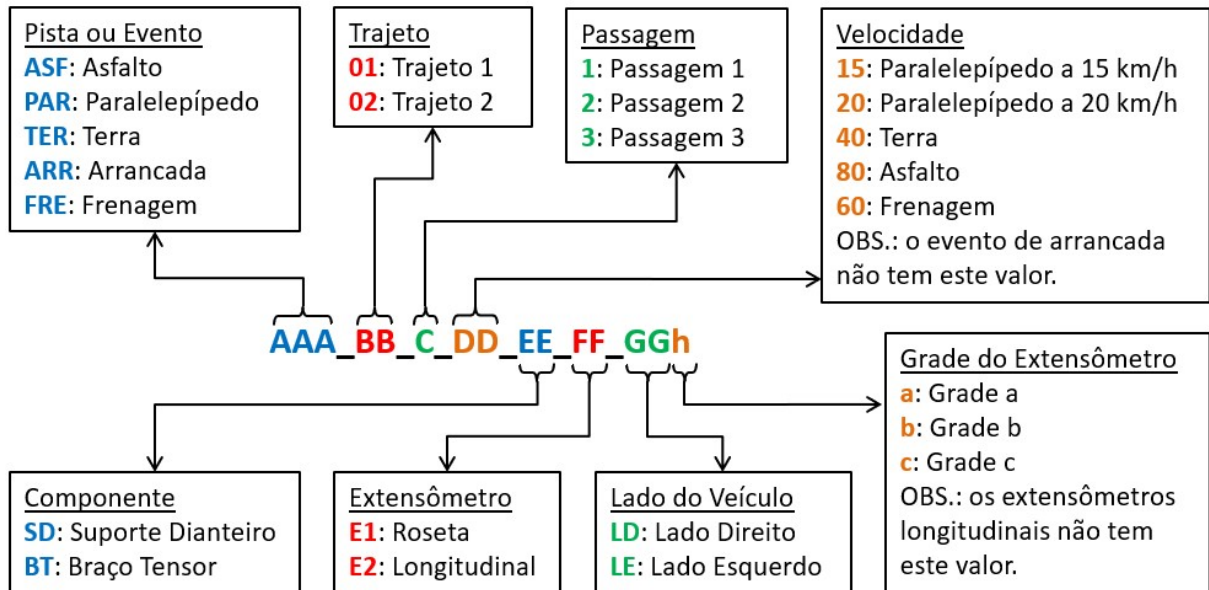


Fonte: autor.

As estradas de terra foram definidas de modo que sejam estradas típicas da região de Caxias do Sul.

Para referenciar os sinais obtidos em campo, segue a Figura 51 com o modo de realizar a referência dos arquivos. Esta forma também é utilizada nos resultados quando não for possível realizar a referência de outra forma. Os itens de A até D são referentes às pistas e os itens de E até H são referentes ao componente e ao extensômetro.

Figura 51 – Forma de referência dos sinais obtidos em campo



Fonte: autor.

3.6 ANÁLISE DE DADOS DE CAMPO E QUANTIFICAÇÃO DO DANO

Nesta seção é mostrada a forma de realização da análise dos dados, quais são as etapas realizadas para o tratamento dos dados obtidos na instrumentação para a quantificação do dano e definição dos testes.

3.6.1 Etapas para o Tratamento de Dados de Instrumentação

Descrição dos passos para a realização do tratamento dos dados de instrumentação:

- a) a primeira verificação é observar se os dados se apresentam plausíveis de serem obtidos em determinada pista;
- b) avaliar se os dados são válidos, para isso é possível realizar uma análise estatística do sinal para verificar a sua integridade e examinar todos os dados que podem ser considerados questionáveis. Conforme Lee (2005), muitos sistemas de aquisição de dados são suscetíveis a interferências externas como ruídos. Pode ser necessária a remoção de sinais indesejados para que as análises de fadiga não sejam invalidadas devido a dados que não são verdadeiros. Um exemplo são os *spikes* e *dropouts*, é quando existem dados com uma amplitude significativa acima (*spike*) ou abaixo

(*dropout*) em relação à média da amostra. Uma das maneiras é verificar se a amplitude dos dados muda muito rapidamente dentro de um pequeno intervalo de tempo, isso pode ser o indicativo de um *spike* ou *dropout*. Conforme Lee (2005), uma outra forma útil de verificação do sinal é no domínio da frequência, em que a composição das frequências de um sinal no domínio do tempo pode ser descrita utilizando-se de uma PSD;

- c) cortar os sinais de forma a manter somente os dados que foram obtidos durante o trajeto do veículo nos locais desejados, para eliminar os dados que não fazem parte do trajeto, como por exemplo, dados coletados durante algum tempo em que o veículo ficou parado ou dados considerados inválidos;
- d) realizar o ajuste dos sinais somando-se os valores obtidos na calibração dos extensômetros que foi realizada com a carga estática, esta etapa é realizada para que as deformações obtidas nos extensômetros representem a deformação real;
- e) organizar os sinais conforme os diferentes tipos de pistas, trajetos e passagens.

Estas etapas acima compreendem a verificação dos sinais e o tratamento dos mesmos para que seja possível a realização da análise de fadiga para a obtenção do dano. Para realizar estas etapas foi utilizado o *software* Catman da empresa HBM. A informação dos sinais resultantes do Catman foi utilizada para a quantificação da vida em fadiga.

3.6.2 Recursos Utilizados para a Análise de Dano de Fadiga

Para realização da análise do dano utilizando-se os dados da instrumentação foi utilizado um *software* para tratamento de dados específico para a verificação da fadiga. Neste caso foi utilizado o *software* Fe-Safe da empresa Dassault Systèmes. Os sinais são exportados pelo Catman e importados pelo Fe-Safe.

3.6.3 Método de Quantificação do Dano

A análise é realizada de forma diferente considerando-se os dados obtidos com os extensômetros roseta e os dados obtidos com os extensômetros longitudinais. Esta diferença no tratamento existe devido aos dados obtidos com o extensômetro longitudinal

serem analisados como fadiga uniaxial e os dados obtidos com o extensômetro roseta serem analisados como fadiga multiaxial.

Primeiramente é mostrada a forma de quantificação do dano referente ao extensômetro longitudinal:

- a) O sinal com as deformações de um determinado trajeto e passagem é importado pelo Fe-Safe;
- b) É utilizada a função de avaliação do dano com os dados de deformação uniaxiais, seguem as considerações:
 - Curva de fadiga do material, que é informada ao *software* utilizando-se os parâmetros da curva ϵ -N modificada, conforme a Seção 3.1.4. A curva original já se encontra presente no banco de dados do Fe-Safe,
 - Forma de consideração das tensões médias: utilizaram-se as correções de Morrow e SWT, para realizar um comparativo entre as mesmas,
 - Número de classes para a contagem de *rainflow*: 32 classes,
 - O *software* permite utilizar um fator de entalhe, este valor não é necessário devido ao fato que o dano é quantificado no local em que as tensões são medidas,
 - Outra opção também disponível é utilizar um fator de correção devido ao acabamento superficial, como se optou por realizar esta correção diretamente na curva de fadiga, não deve ser utilizada novamente,
 - Método de acúmulo de dano: linear, (Método de Palmgren-Miner),
 - Conforme descrito na Seção 2.6.2, uma forma de melhorar a estimativa do dano por fadiga é estender a curva de fadiga até deformações muito baixas, para considerar o dano de ciclos que estariam abaixo do limite de fadiga do material, (usualmente considerado entre 10^6 a 10^7 ciclos). Para esta análise, foram considerados os danos das deformações que resultam em uma vida em fadiga até o valor de 10^{14} ciclos. Para as deformações menores, foi considerado que não provocam dano.
- c) Dados de saída que são solicitados: a matriz *rainflow* do sinal, a matriz de dano, que é o dano causado para cada um dos valores obtidos na matriz *rainflow*, (a matriz *rainflow* e a matriz de dano são criadas na forma de histogramas para uma melhor visualização). E também é informado o número de repetições do sinal em questão que são necessários para ocorrer a falha, (neste caso, para que o dano seja igual a 1). Os resultados podem ser vistos na Seção 4.4.1.

Para a quantificação do dano referente aos extensômetros roseta, são realizados de forma semelhante aos sinais obtidos com os extensômetros longitudinais, com algumas modificações, segue abaixo o procedimento:

- a) Os sinais de deformação das três grades da roseta são importados pelo Fe-Safe, deve-se informar a posição dos sinais de cada uma das grades, (se é a grade “a”, “b” ou “c”), para que os cálculos sejam realizados da forma correta;
- b) É utilizada a função de avaliação do dano utilizando-se dados de deformação provenientes de rosetas com 3 grades $0^\circ/45^\circ/90^\circ$, seguem as considerações:
 - Curva de fadiga do material, a mesma que é utilizada para o caso uniaxial,
 - Para a forma de avaliar a fadiga deve ser utilizado um método multiaxial, neste caso utilizou-se o método dos planos críticos de Brown-Miller,
 - Forma de consideração das tensões médias: correção de Morrow,
 - O número de classes para a contagem de *rainflow*: 32 classes,
 - Os fatores de entalhe e de acabamento superficial, assim como foi considerado que não são necessários para a avaliação do dano do extensômetro uniaxial, estes fatores também não são necessários para a avaliação do dano dos extensômetros triaxiais,
 - Método de acúmulo de dano: linear, (Método de Palmgren-Miner),
 - Conforme descrito na forma de quantificar o dano para o extensômetro uniaxial, foram consideradas as deformações que resultam em uma vida de até 10^{14} ciclos. Para as deformações menores, foi considerado que não provocam dano,
 - Conforme o manual do Fe-Safe Volume 1 (2014), o procedimento dos planos críticos verifica as tensões e deformações em planos com incrementos de $11,25^\circ$. Para cada plano, o dano por fadiga é calculado para cada ciclo e somado. O plano com o maior dano por fadiga é o plano crítico e o que define a vida, os dados de saída são referentes a este plano.
- c) Dados de saída: uma matriz *rainflow* e uma matriz de dano para as tensões normais, uma matriz *rainflow* e uma matriz de dano para as tensões de cisalhamento, (a matriz *rainflow* e a matriz de dano são criadas na forma de histogramas para uma melhor visualização). E também é informado o número de repetições do sinal que são necessários para ocorrer a falha, (neste caso, para que o dano seja igual a 1).

Os resultados podem ser vistos na Seção 4.4.2 e na Seção 4.4.3.

3.6.4 Etapas para a Consideração do Dano

A partir do dano obtido em cada um dos sinais, é realizada a análise dos mesmos. Segue abaixo a descrição das etapas para a quantificação do dano:

- a) organizar o dano para cada um dos sinais, separando-se por tipo de pista, trajeto e passagem. No caso dos eventos, separar pelo evento, trajeto e passagem. Cada um dos 3 pontos instrumentados tem um dano associado a determinado sinal;
- b) realizar a média do dano obtido para cada uma das pistas, e da mesma forma para os eventos. São utilizados 6 valores para realizar a média de cada uma das pistas e eventos, (2 trajetos ou eventos x 3 passagens), assim é possível conhecer a média do dano causado para cada uma das pistas e eventos para cada um dos pontos instrumentados;
- c) o dano obtido desta forma é referente à determinada extensão percorrida pelo veículo durante a coleta de cada um dos sinais. Para as pistas, transformou-se em dano por km rodado. Para os eventos manteve-se o dano associado ao evento, sem definição de distância percorrida;
- d) utilização do veículo, ou seja, o mesmo é projetado para qual perfil de utilização. Neste caso, realizar a definição da porcentagem da vida do veículo que será utilizado em asfalto, estrada de terra e paralelepípedo. Para os eventos definir a cada quantos km irão ocorrer os eventos de frenagem e arrancada, ou pode ser definido quantas vezes ocorrem durante determinado tempo, ou durante a vida total do veículo;
- e) com os seguintes dados: dano por km em cada uma das pistas, dano ocasionado pelos eventos, composição da utilização do veículo, frequência de ocorrência dos eventos de frenagem e arrancada; é possível conhecer o dano ocorrido em cada um dos pontos instrumentados pela distância percorrida do veículo;
- f) definir uma vida para o veículo, esta vida é determinada em km percorridos ou também pode ser determinada como um tempo de vida em anos considerando-se uma quilometragem anual. Por fim, é possível conhecer o dano nos pontos instrumentados durante a vida que foi projetada para o veículo.

Os resultados do dano podem ser vistos na Seção 4.4.4.

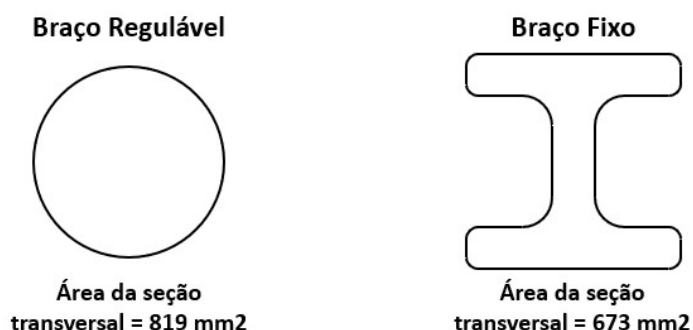
3.6.5 Verificação das Forças Atuantes nos Braços Tensores

Com a instrumentação que foi realizada, é possível conhecer a força atuante nos braços tensores. Para encontrar estas forças, os dados que são necessários são os sinais de deformação obtidos nos extensômetros dos braços tensores, conforme descrito na Seção 3.4.4, o módulo de elasticidade e o coeficiente de Poisson do material dos braços, e a área da seção transversal dos braços, e utilizando-se a Equação 35 é obtido o valor da força.

Este cálculo foi realizado utilizando-se o *software* Catman, que possui a funcionalidade do tratamento do sinal sendo possível utilizar o sinal dos extensômetros em operações matemáticas. A saída é um gráfico da variação da força em cada instante de tempo para cada um dos trajetos. Este resultado foi utilizado para auxiliar na consideração da força de entrada utilizada na definição do teste de bancada.

O material do braço fixo é o ferro fundido nodular com a mesma especificação do suporte dianteiro e a haste do braço tensor regulável é de aço. Ver na Figura 52 as seções transversais dos braços tensores:

Figura 52 – Seções transversais dos braços tensores



Fonte: autor.

Os resultados das forças atuantes nos braços tensores estão na Seção 4.5.1 e também no APÊNDICE D.

3.7 DEFINIÇÃO DO TESTE DE BANCADA

Nesta etapa é definido o teste de bancada do suporte dianteiro de forma que represente o dano que o suporte foi submetido durante a aplicação durante o tempo de vida definido.

3.7.1 Vida Requerida para o Veículo e para o Suporte Dianteiro

A vida total do caminhão é definida pelo fabricante, e pode variar de acordo com o mercado que se quer atender, qual a categoria definida para o veículo, outros caminhões semelhantes existentes no mercado, entre outros fatores. Para o caminhão em estudo, a vida definida é de 1.000.000 km. O suporte dianteiro é um item de segurança, e não pode apresentar falhas durante toda a vida do caminhão. Assim sendo, para o caso deste trabalho, a vida definida para o suporte dianteiro é de três vezes a vida total do caminhão, de forma que, além de atender esta condição mínima, também se tenha um fator de segurança de 3, como a vida total projetada para o caminhão é de 1.000.000 km, então a vida do suporte deve ser de 3.000.000 km.

3.7.2 Forma de Aplicação das Cargas no Teste de Bancada

Verificar quais são as possibilidades de aplicação das cargas sobre o suporte de acordo com os atuadores hidráulicos existentes. Para o caso deste trabalho, foi aplicado o carregamento em blocos, em que os ciclos são aplicados em diferentes amplitudes e um número de ciclos definido para cada uma das amplitudes, conforme descrito na Seção 2.8.

Verificou-se que a aplicação da carga poderá ser realizada com 3 atuadores, um atuador para cada uma das cargas, (vertical, longitudinal e lateral). Durante a utilização real do veículo, a forma de aplicação das forças é continuamente modificada, como por exemplo, o ângulo do braço tensor e o ponto de aplicação da força da mola sobre o suporte dianteiro, que se modificam conforme o eixo e o chassi se movimentam durante a utilização.

No teste de bancada, a direção de aplicação de cada uma das forças é fixa, bem como o ponto de aplicação. Para este teste de bancada, a variação da direção e do ponto de aplicação das forças não é necessária, a solicitação do componente na bancada não é exatamente a mesma que ocorre na realidade, mas o importante é que as forças aplicadas ocasionem os esforços no suporte de forma que o ponto que apresenta a menor vida seja o mesmo encontrado em campo e também o esforço seja conhecido.

O teste deve ser o mais simples possível, de forma a realizar o teste da forma mais rápida e econômica e ser possível a realização do teste em suportes semelhantes.

3.7.3 Montagem para o Teste de Bancada

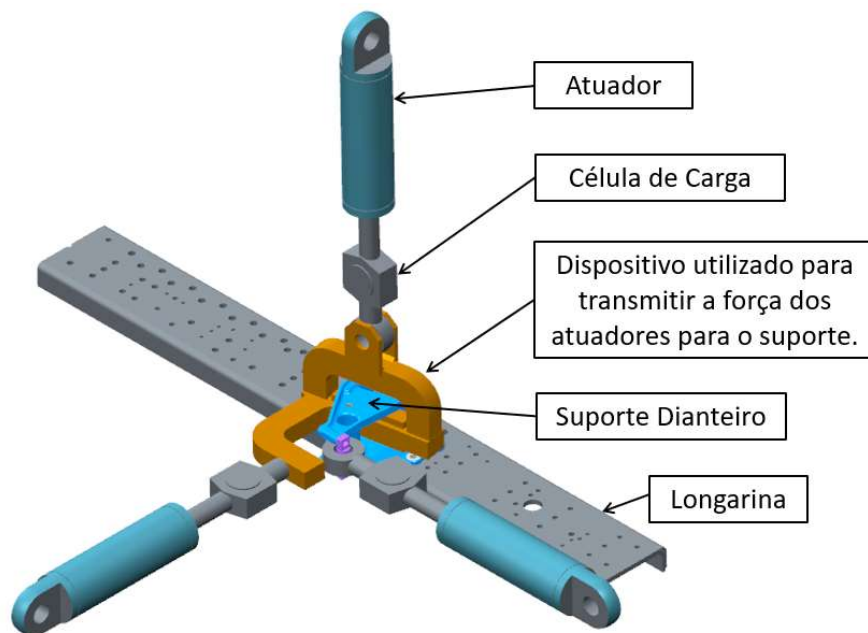
Nesta etapa é realizada a definição do teste de bancada.

Um segmento de longarina deve ser parafusado em uma base metálica, este segmento de longarina é posicionado de modo que o lado em que o suporte dianteiro é fixado fique voltado para cima, esta forma de montagem é considerada para facilitar a disposição dos atuadores. O suporte dianteiro é parafusado neste segmento de longarina. Os atuadores são montados em suportes que também são fixos na base metálica.

Para o atuador referente à força longitudinal, deve ser feita adaptação para que o mesmo aplique a carga sobre a bucha do braço tensor.

Para os atuadores referentes às forças verticais e laterais, é necessário um dispositivo para transmitir a força dos atuadores para o suporte. Ver a Figura 53 com a configuração do dispositivo para esta tarefa, e a disposição dos demais componentes:

Figura 53 – Configuração de dispositivo para aplicação das forças no suporte



Fonte: autor.

Notar que na Figura 53, está mostrado o suporte dianteiro direito. O suporte direito e o suporte esquerdo são espelhados, ou seja, possuem uma simetria em relação ao plano vertical-longitudinal do veículo.

3.7.4 Forças Aplicadas no Teste de Bancada

As forças que devem ser utilizadas para o teste de bancada não devem ser elevadas a ponto de ocasionarem deformações plásticas nos componentes. As forças também não podem ser demasiadamente baixas de forma que o teste de bancada se torne muito longo.

Para este caso, foram consideradas as forças resultantes do cálculo de distribuição das cargas, que também foram utilizadas para a realização da análise de elementos finitos. O cálculo com as forças está mostrado no APÊNDICE A.

Para auxiliar na definição das forças aplicadas no teste de bancada verificaram-se as forças que atuam nos braços tensores encontradas em campo, para se certificar que o teste de bancada não seja realizado com forças muito abaixo ou muito acima comparando-se com as forças encontradas com a instrumentação do veículo durante a sua utilização. As forças coletadas durante a rodagem do veículo podem ser vistas na Seção 4.5.1.

3.7.5 Quantidade de Ciclos Aplicados no Teste de Bancada

Após a definição das forças a serem aplicadas no teste de bancada, realizou-se análise de elementos finitos para simular o teste de bancada. Neste caso foi utilizado o mesmo modelo de MEF criado para a verificação dos pontos de instrumentação. Esta análise de MEF foi realizada de forma a se obter o resultado das deformações atuantes no mesmo ponto em que foi realizada a instrumentação do suporte. As deformações foram verificadas nas mesmas direções das grades dos extensômetros. Com estas deformações é possível realizar uma avaliação de dano da mesma forma que foi realizada com as deformações que foram obtidas na aquisição de dados em campo. Com esta avaliação de dano é possível conhecer quantos ciclos de aplicação das forças são necessários para que o teste de bancada represente o mesmo dano do suporte durante a sua operação em campo.

Os resultados das forças definidas para o teste de bancada, resultados das deformações obtidas na análise de elementos finitos com as forças consideradas para o teste de bancada, análise do dano com estas deformações e número de ciclos definidos para o teste de bancada estão na Seção 4.5.

4 RESULTADOS

Nesta seção são mostrados os resultados da análise de elementos finitos, dos dados de instrumentação, resultados da quantificação do dano e definição do teste de bancada.

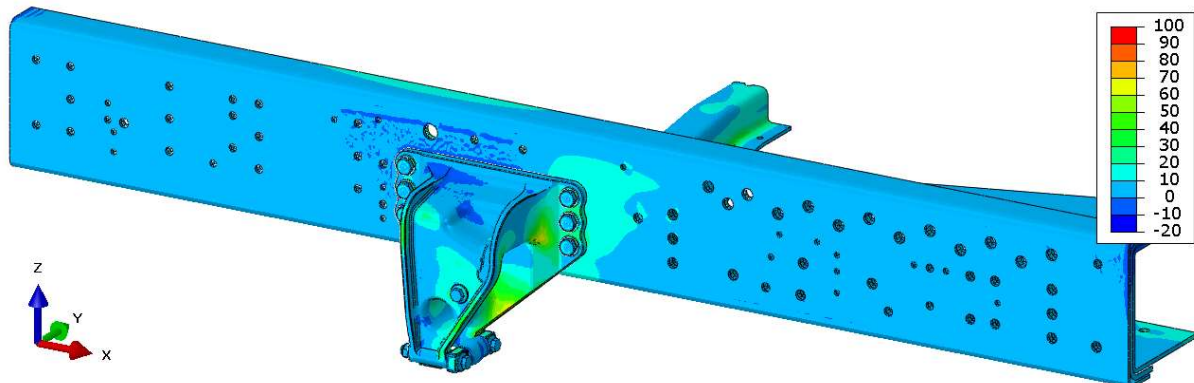
4.1 ANÁLISES DE ELEMENTOS FINITOS

Nesta seção é mostrada a análise de elementos finitos que apresentou os resultados mais severos para o suporte dianteiro, no APÊNDICE C estão mostrados os resultados para todos os 4 casos de carga.

4.1.1 Resultados da Análise de Elementos Finitos

Verificando-se os resultados das análises de elementos finitos, o caso de carga 4 apresentou a tensão mais elevada no suporte dianteiro. Ver na Figura 54 este resultado para a montagem completa, a escala de cores está definida para tensões máximas principais. Todas as imagens com resultados de elementos finitos mostradas neste trabalho estão com a escala de tensões com o seu valor máximo normalizado para 100, todos os resultados utilizaram este mesmo valor, assim podem ser realizadas comparações de tensões entre todas as imagens com resultados das análises de elementos finitos. Esta modificação nos valores das escalas foi realizada para não revelar o valor real das tensões obtidas, (esta modificação se aplica somente às imagens com os resultados das tensões obtidos na análise com o MEF, os demais gráficos, tabelas ou resultados de deformações não foram alterados).

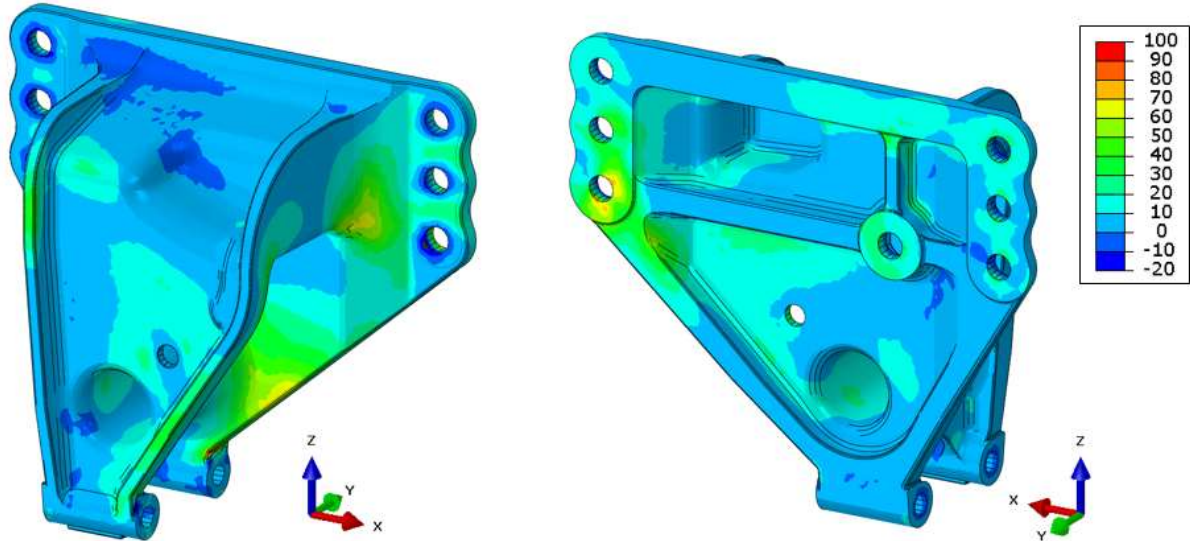
Figura 54 – Resultado da análise de elementos finitos do conjunto – caso de carga 4



Fonte: autor.

Na Figura 55 está o resultado da análise de elementos finitos do suporte dianteiro considerando o caso de carga 4, a escala de cores mostrada está definida para tensões máximas principais.

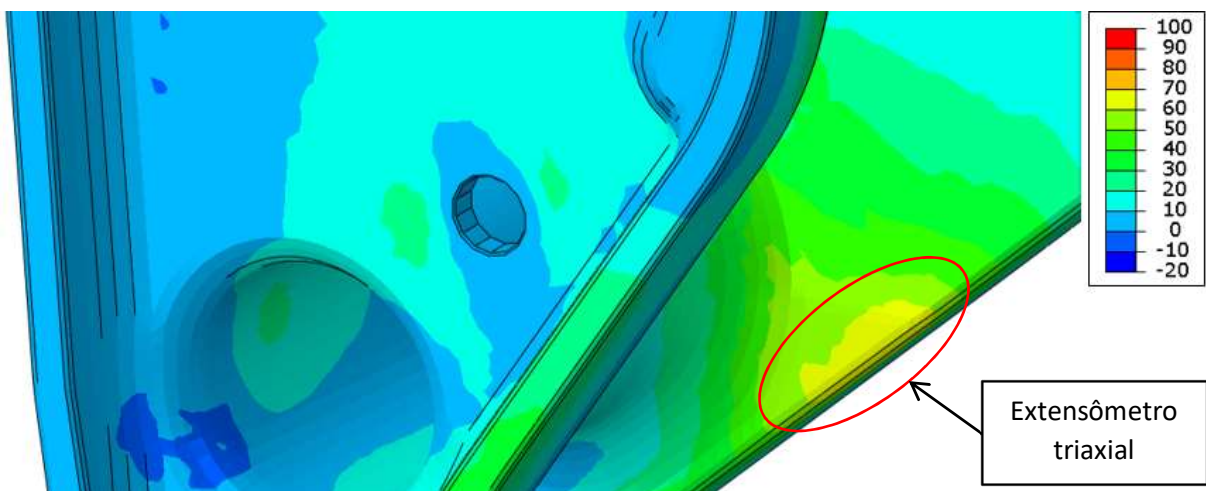
Figura 55 – Resultado da análise de elementos finitos, vista anterior e posterior do suporte dianteiro esquerdo – caso de carga 4



Fonte: autor.

Na Figura 56 pode ser vista a imagem da análise de elementos finitos do suporte dianteiro considerando o caso de carga 4 onde é possível ver o local com o pico de tensão que foi o ponto escolhido para a realização da instrumentação com o extensômetro triaxial, a escala de cores está definida para tensões máximas principais.

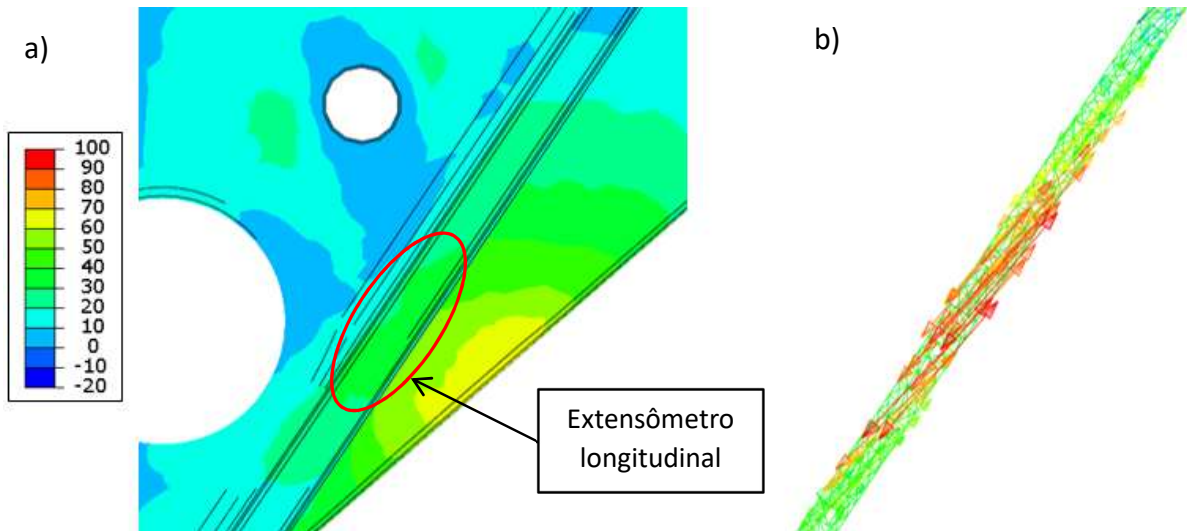
Figura 56 – Análise de elementos finitos do caso de carga 4, vista em detalhe do ponto de instrumentação do extensômetro triaxial



Fonte: autor.

Na Figura 57 segue a imagem da análise de elementos finitos do suporte dianteiro considerando o caso de carga 4 em que é possível verificar o ponto de instrumentação do extensômetro longitudinal, na nervura localizada na região frontal.

Figura 57 – Análise de elementos finitos do caso de carga 4, vista em detalhe do ponto de instrumentação do extensômetro longitudinal



Fonte: autor.

Na Figura 57a está a indicação da região onde foi colocado o extensômetro longitudinal, a escala de cores está definida para tensões máximas principais. Na Figura 57b estão os vetores indicando a direção da tensão máxima principal para os elementos da superfície da nervura, pode-se verificar que os vetores possuem um alinhamento com a direção da nervura. Na região em que foi montado o extensômetro, a diferença máxima entre a tensão máxima principal e a tensão de von Mises é de 1,5% para o caso de carga 4.

4.2 ANÁLISE DE DADOS DE INSTRUMENTAÇÃO

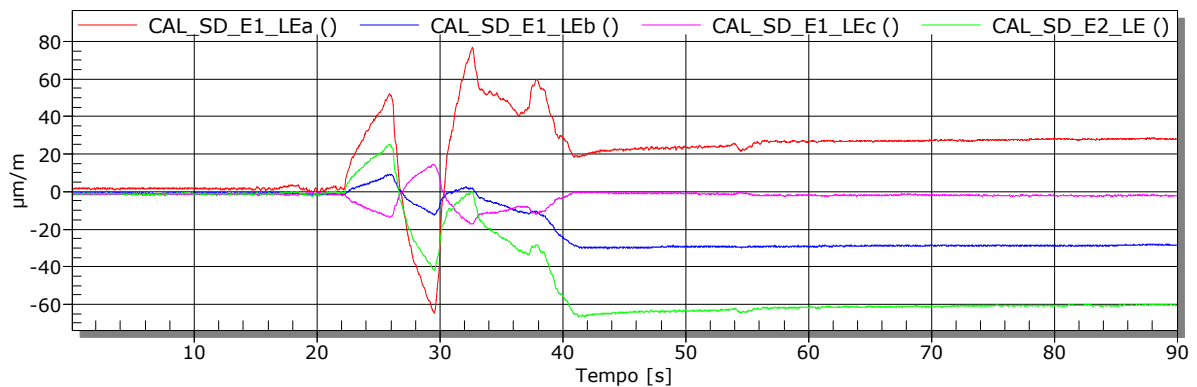
Nesta etapa realizou-se a verificação dos dados coletados pelos extensômetros.

Os sinais das pistas mostrados já estão corrigidos conforme a calibração e separados por pista ou evento. Está mostrado somente um sinal para cada uma das pistas ou eventos. Lembrando que existem 6 sinais para cada uma das pistas ou eventos, (2 trajetos x 3 passagens em cada trajeto ou evento).

4.2.1 Resultados de Deformação na Calibração dos Extensômetros

Os valores de deformação obtidos na calibração dos extensômetros, após a estabilização do veículo devem ser somados aos resultados obtidos pela instrumentação realizada em campo. Ver na Figura 58 o sinal obtido na calibração dos extensômetros do suporte dianteiro esquerdo.

Figura 58 – Calibração dos extensômetros do suporte dianteiro esquerdo

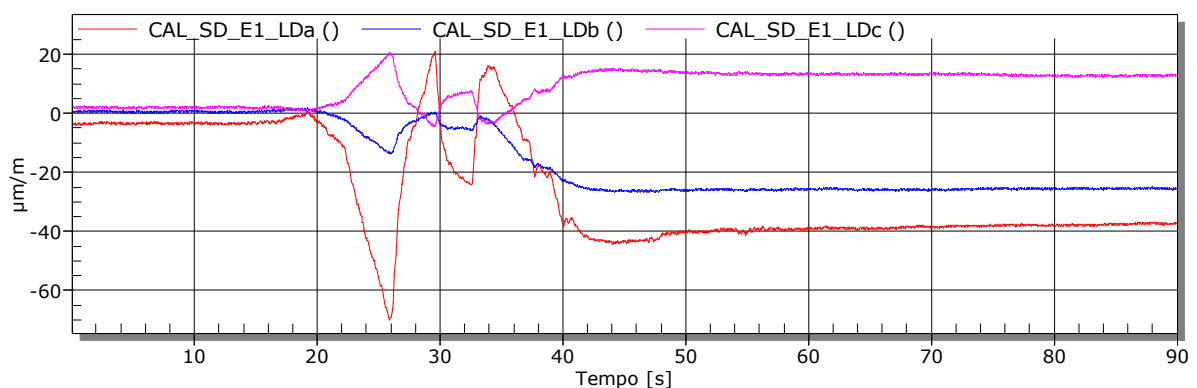


Fonte: autor.

No início da medição pode ser vista a leitura dos extensômetros próxima de zero quando o veículo está suspenso, após ser colocada a carga do veículo sobre a suspensão, os valores sofrem variações até se estabilizar, os valores finais são a deformação dos extensômetros com a carga estática do veículo.

Ver abaixo na Figura 59 o sinal obtido na calibração dos extensômetros do suporte dianteiro direito:

Figura 59 – Calibração dos extensômetros do suporte dianteiro direito



Fonte: autor.

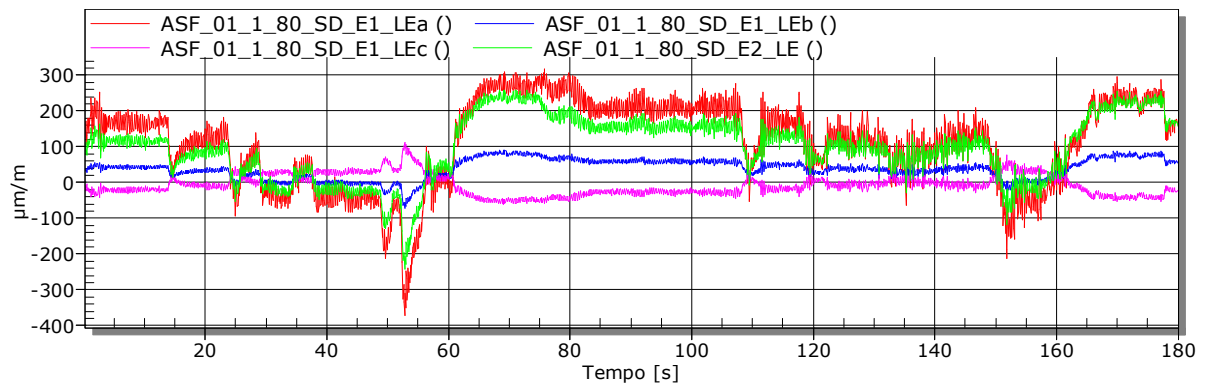
A deformação dos extensômetros é próxima de zero quando o veículo está suspenso, após o veículo ser baixado sobre a suspensão os valores sofrem variações até se estabilizar. Pode ser visto que os valores finais da calibração não são os mesmos para o suporte

esquerdo e para o suporte direito, isto pode ocorrer devido alguns motivos: um lado do veículo foi baixado um pouco antes, a carga não estar exatamente no centro, a altura dos feixes de mola ser diferente, a rigidez dos feixes de molas ser diferente, o local de fixação dos extensômetros não ser exatamente o mesmo, entre outros. A diferença máxima encontrada é em torno de 10 MPa entre um lado e outro para o mesmo extensômetro.

4.2.2 Resultados de Deformação – Pista de Asfalto

Segue abaixo na Figura 60 os sinais de deformação obtidos na pista de asfalto no suporte dianteiro esquerdo.

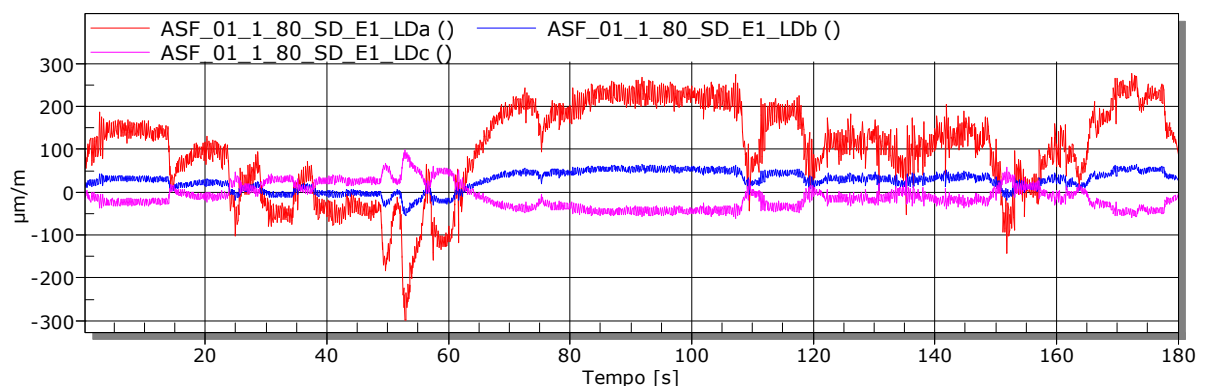
Figura 60 – Deformação no suporte esquerdo – asfalto – trajeto 1 e passagem 1



Fonte: autor.

Na Figura 61 podem ser vistos os sinais de deformação obtidos na pista de asfalto no suporte dianteiro direito.

Figura 61 – Deformação no suporte direito – asfalto – trajeto 1 e passagem 1

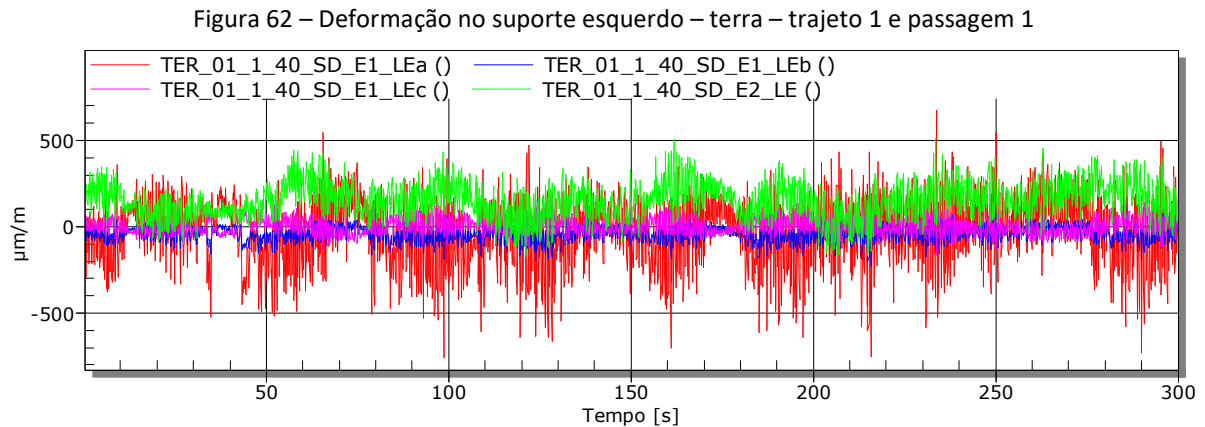


Fonte: autor.

Os valores máximos de deformação encontrados nas pistas de asfalto são em torno de 300 $\mu\text{m/m}$ e os valores mínimos são em torno de -360 $\mu\text{m/m}$.

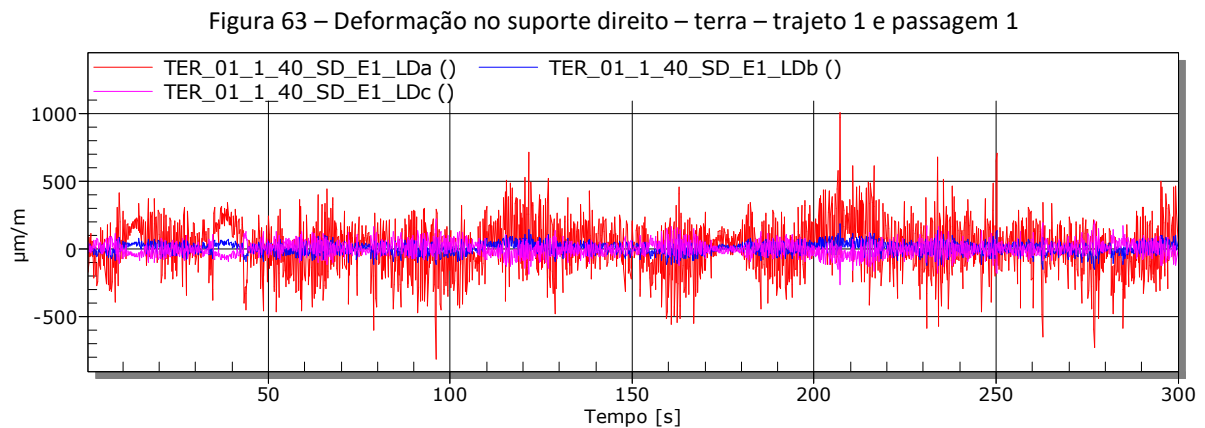
4.2.3 Resultados de Deformação – Pista de Terra

Ver a Figura 62 com os sinais de deformação obtidos na pista de terra no suporte dianteiro esquerdo.



Fonte: autor.

Ver a Figura 63 com os sinais de deformação obtidos na pista de terra no suporte dianteiro direito.



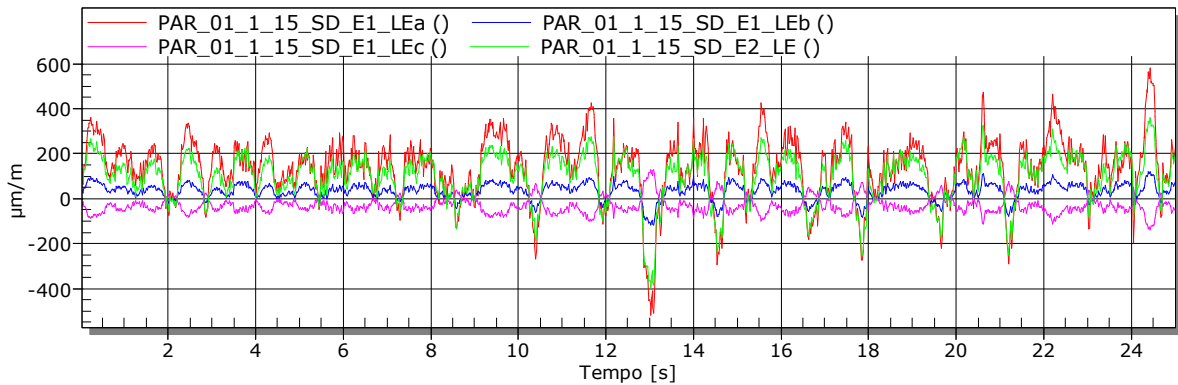
Fonte: autor.

As pistas de terra são as que apresentam os maiores picos de deformação para os suportes dianteiros. Verifica-se que a grade “a” dos extensômetros é a que apresenta as maiores deformações, tanto para o suporte esquerdo como para o suporte direito, as grades “b” e “c” apresentam no geral valores de deformação menores.

4.2.4 Resultados de Deformação – Pista de Paralelepípedo a 15 km/h

Ver a Figura 64 com os sinais de deformação obtidos na pista de paralelepípedo a 15 km/h no suporte dianteiro esquerdo.

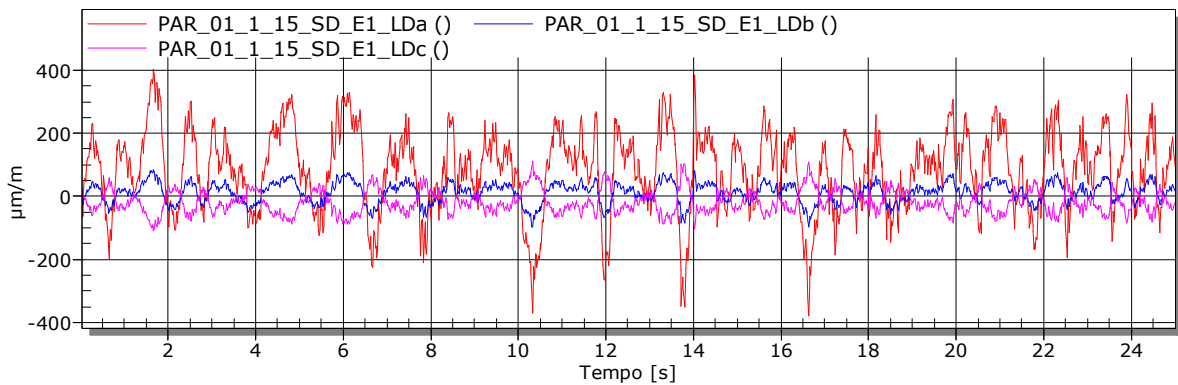
Figura 64 – Deformação no suporte esquerdo – paralelepípedo a 15 km/h – trajeto 1 e passagem 1



Fonte: autor.

Ver a Figura 65 com os sinais de deformação obtidos na pista de paralelepípedo a 15 km/h no suporte dianteiro direito.

Figura 65 – Deformação no suporte dianteiro direito – paralelepípedo a 15 km/h – trajeto 1 e passagem 1.



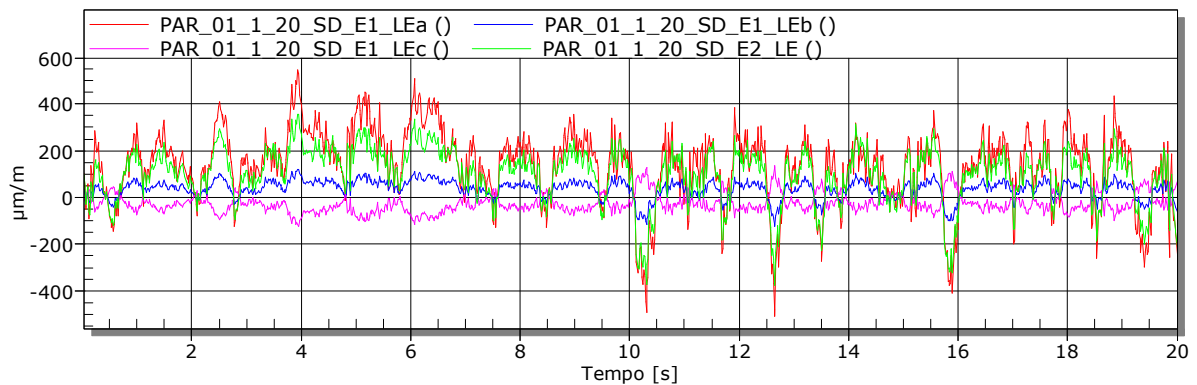
Fonte: autor.

O trajeto coletado na pista de paralelepípedos é mais curto, o tempo de coleta é de 25 segundos para esta velocidade de 15 km/h.

4.2.5 Resultados de Deformação – Pista de Paralelepípedo a 20 km/h

Na Figura 66 podem ser vistos os sinais de deformação obtidos na pista de paralelepípedo a 20 km/h no suporte dianteiro esquerdo.

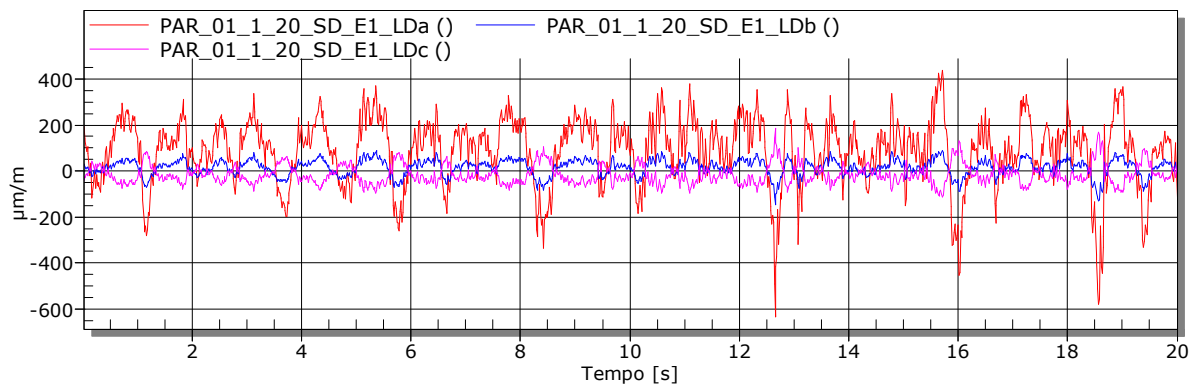
Figura 66 – Deformação no suporte esquerdo – paralelepípedo a 20 km/h – trajeto 1 e passagem 1



Fonte: autor.

Na Figura 67 podem ser vistos os sinais de deformação obtidos na pista de paralelepípedo a 20 km/h no suporte dianteiro direito.

Figura 67 – Deformação no suporte direito – paralelepípedo a 20 km/h – trajeto 1 e passagem 1

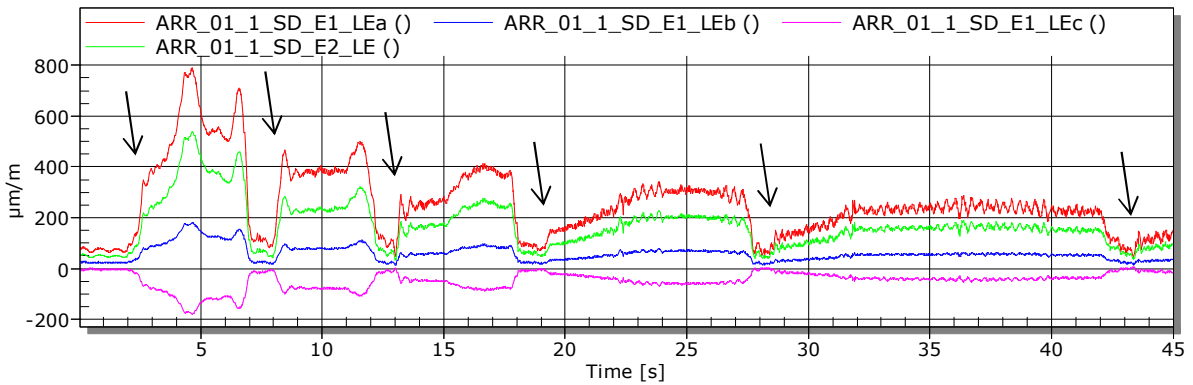


Fonte: autor.

4.2.6 Resultados de Deformação – Evento de Arrancada

No evento de arrancada é possível verificar que no início as deformações são baixas, pois o veículo parte do repouso. Os momentos em que ocorrem as trocas de marchas são bem visíveis, são os momentos em que as tensões têm uma queda e após tem um rápido aumento. As deformações são maiores durante as primeiras marchas, pois a aceleração é maior, quando o veículo está em velocidade elevada, as deformações são mais baixas. Ver a Figura 68 com os sinais de deformação obtidos no evento de arrancada no suporte dianteiro esquerdo, a seta mais à esquerda na imagem indica o momento da arrancada do veículo, as demais setas indicam o momento em que foram realizadas as trocas de marcha.

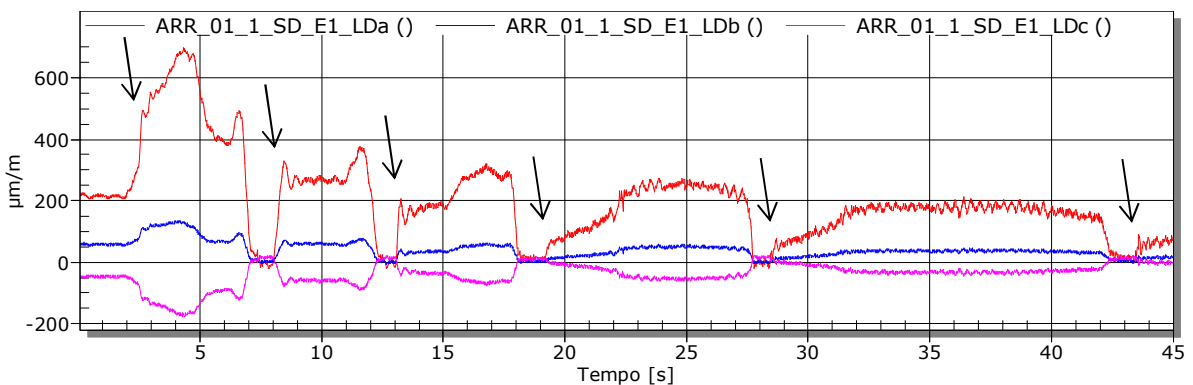
Figura 68 – Resultado de deformação para o suporte esquerdo – arrancada – trajeto 1 e passagem 1



Fonte: autor.

Para o suporte dianteiro do lado direito o comportamento é muito semelhante, ver a Figura 69, a seta mais à esquerda na imagem indica o momento da arrancada do veículo, as demais setas indicam o momento em que foram realizadas as trocas de marcha:

Figura 69 – Deformação no suporte direito – arrancada – trajeto 1 e passagem 1

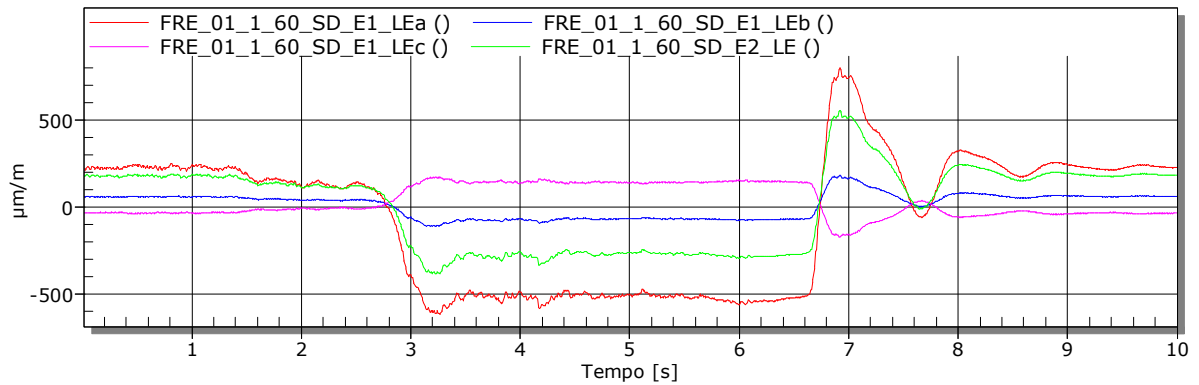


Fonte: autor.

4.2.7 Resultados de Deformação – Evento de Frenagem

No resultado da frenagem é possível verificar que no início das deformações mostradas, as mesmas estão aproximadamente constantes, pois o veículo é acelerado até uma velocidade um pouco superior a 60 km/h e fica sem frear ou acelerar por alguns instantes aguardando o momento em que a velocidade seja de 60km/h, e após pode ser verificada uma frenagem em torno de 4s. Quando o veículo para totalmente ocorre uma inversão das deformações e após são estabilizadas novamente. Ver a Figura 70 com as deformações obtidas no evento de frenagem no suporte dianteiro esquerdo:

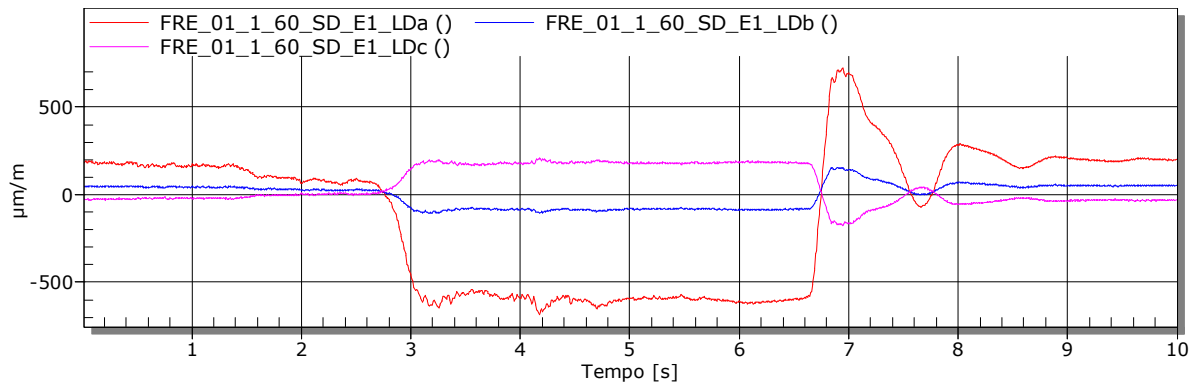
Figura 70 – Deformação no suporte esquerdo – frenagem – trajeto 1 e passagem 1



Fonte: autor.

Para o suporte dianteiro do lado direito o comportamento é muito semelhante ao obtido no suporte dianteiro esquerdo. Ver a Figura 71 com os sinais de deformação obtidos no evento de frenagem no suporte dianteiro direito.

Figura 71 – Deformação no suporte direito – frenagem – trajeto 1 e passagem 1



Fonte: autor.

4.3 ANÁLISE DOS CARREGAMENTOS

Nesta seção são mostradas as análises das tensões dos pontos instrumentados com rosetas, para a verificação do estado de tensões.

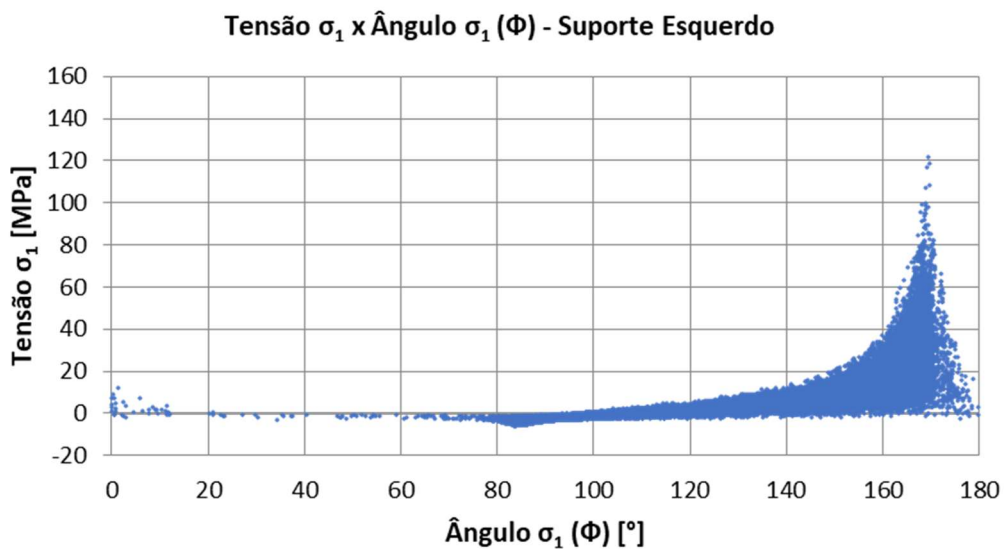
As tensões mais elevadas apresentaram-se na estrada de terra, por isso esta condição é a mostrada nesta seção. Os resultados são do trajeto 1 e passagem 1. Para as demais pistas e eventos verificar o APÊNDICE D com os gráficos do trajeto 1 e passagem 1, os demais trajetos e passagens não são mostrados.

As tensões máximas observadas estão abaixo da tensão de escoamento do material, desta forma a condição de deformação é linear elástica.

4.3.1 Ângulo da Tensão Máxima Principal – Estrada de Terra

Foi criado o gráfico da tensão máxima principal em função do ângulo da tensão máxima principal ϕ , este ângulo é em relação à direção da grade “a” do extensômetro roseta. A cada instante de tempo da aquisição de dados este resultado é indicado como um ponto no gráfico. Na Figura 72 está este resultado para o suporte esquerdo. É possível verificar que o ângulo da tensão máxima principal apresenta variação na sua direção. Os picos de tensão apresentam-se a um ângulo de aproximadamente 170° , conforme o ângulo da tensão máxima principal afasta-se desta posição, o valor da tensão máxima principal é reduzido, por exemplo, em ângulos menores de 120° a tensão é menor que 10 MPa.

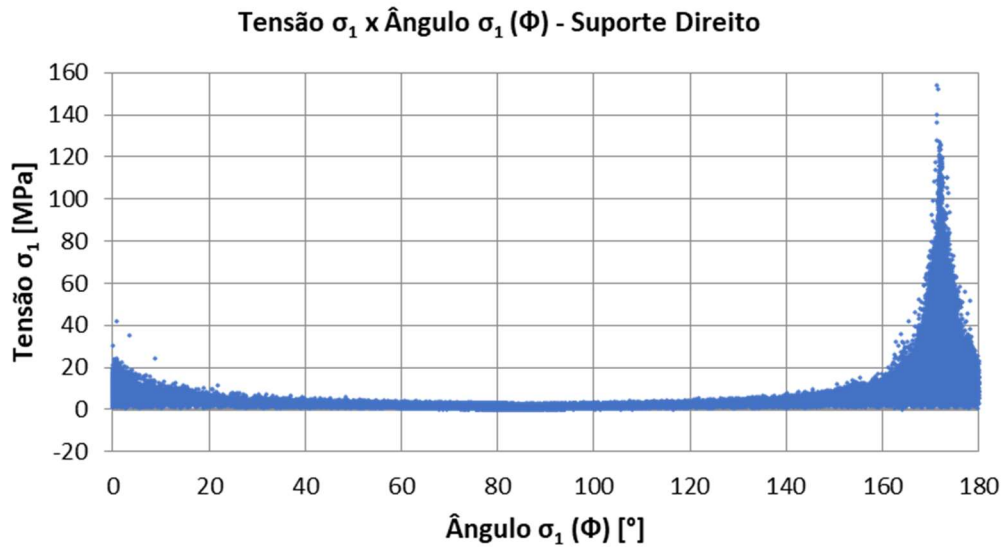
Figura 72 – Tensão máxima principal em função do ângulo da tensão máxima principal, suporte dianteiro esquerdo, estrada de terra, trajeto 1 e passagem 1



Fonte: autor.

Na Figura 73 pode ser visto o mesmo gráfico para o suporte dianteiro direito. Para o suporte direito as tensões de pico também estão concentradas em um ângulo de aproximadamente 170° . O ângulo da tensão máxima principal apresenta-se em todas as direções, mas também neste caso quando o ângulo da tensão máxima principal se afasta da posição em que apresenta o pico de tensão, o seu valor rapidamente é reduzido. Observar que na Figura 72 e na Figura 73 o ângulo de 180° e o ângulo de 0° referem-se à mesma direção, este fato pode ser notado pelos resultados apresentados nos gráficos, na Figura 73 este fato é mais evidente.

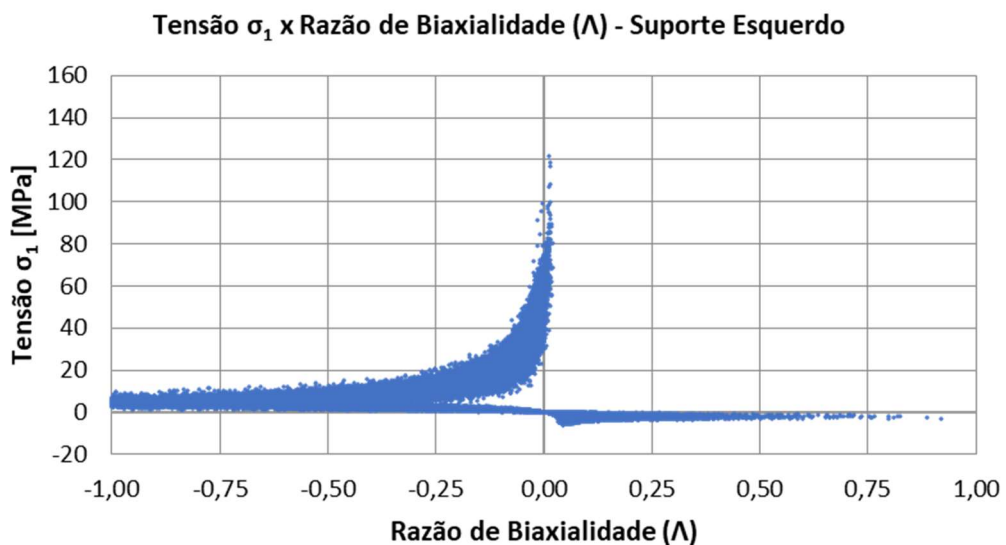
Figura 73 – Tensão máxima principal em função do ângulo da tensão máxima principal, suporte dianteiro direito, estrada de terra, trajeto 1 e passagem 1



4.3.2 Razão de Biaxialidade – Estrada de Terra

Para este gráfico, a cada instante de tempo da aquisição de dados é marcado um ponto no gráfico. Com este resultado da tensão máxima principal σ_1 em função da razão de biaxialidade Λ é possível verificar que os picos de tensão ocorrem quando a razão de biaxialidade é próxima de zero. Ver a Figura 74 para o suporte dianteiro esquerdo:

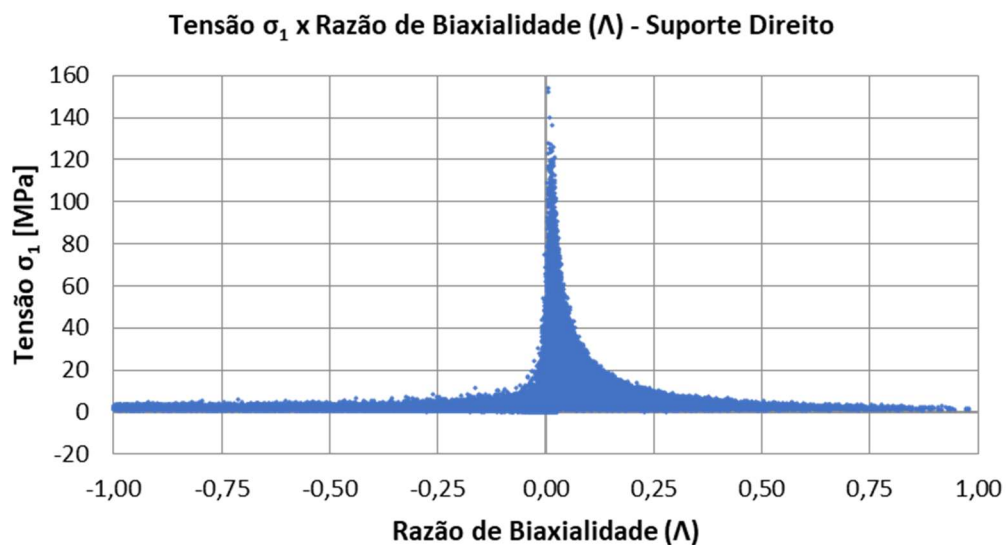
Figura 74 – Tensão máxima principal em função da razão de biaxialidade, suporte dianteiro esquerdo, estrada de terra, trajeto 1 e passagem 1



Notar que quando a razão de biaxialidade se desloca dos valores próximos de zero, a tensão máxima principal é reduzida.

Na Figura 75 pode ser visto o mesmo gráfico para o suporte dianteiro direito, que também apresenta o mesmo comportamento, quando o valor da razão de biaxialidade afasta-se de zero, o valor da tensão máxima principal é reduzido.

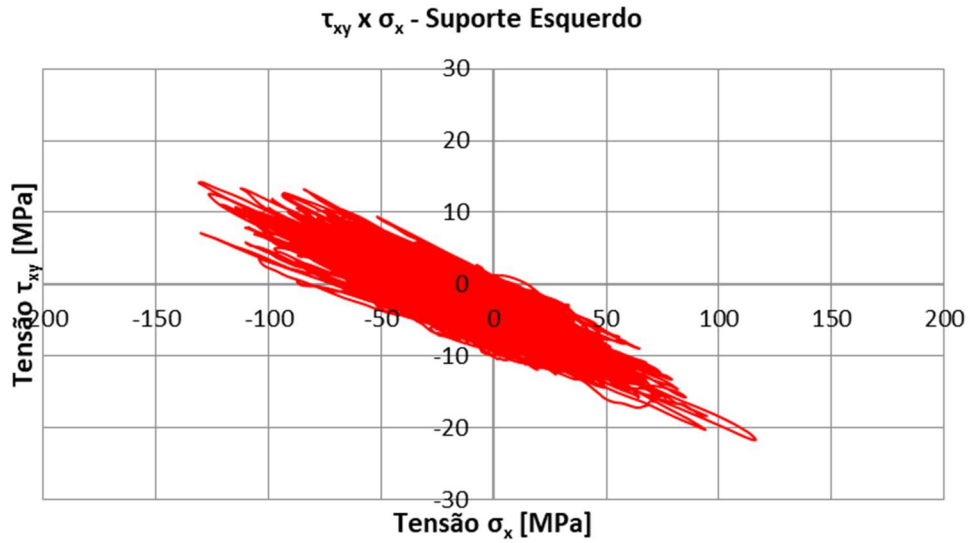
Figura 75 – Tensão máxima principal em função da razão de biaxialidade, suporte dianteiro direito, estrada de terra, trajeto 1 e passagem 1



4.3.3 Tensão Normal σ_x e Tensão de Cisalhamento τ_{xy} – Estrada de Terra

Na Figura 76 pode ser visto o gráfico da tensão de cisalhamento τ_{xy} em função da tensão normal σ_x . Para este gráfico não foi anotado apenas o ponto em um determinado instante, mas todo o caminho percorrido pelos valores das tensões. Notar que as escalas do gráfico são diferentes para o eixo da tensão normal σ_x e para a tensão de cisalhamento τ_{xy} , desta forma, pode-se dizer que a condição de não proporcionalidade das tensões é pequena, uma vez que o gráfico apresenta uma linha em torno da qual as tensões variam com uma pequena amplitude da tensão de cisalhamento.

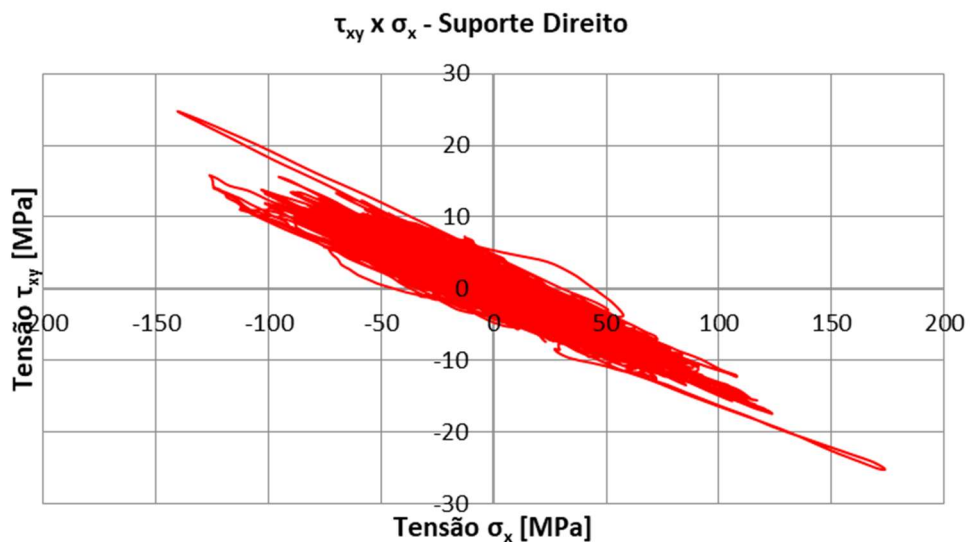
Figura 76 – Tensão de cisalhamento τ_{xy} em função da tensão normal σ_x , suporte dianteiro esquerdo, estrada de terra, trajeto 1 e passagem 1



Fonte: autor.

Na Figura 77 pode ser visto o mesmo gráfico para o suporte dianteiro direito, este suporte apresenta as tensões de pico maiores, e da mesma forma que o gráfico anterior, apresenta uma condição de não proporcionalidade pequena.

Figura 77 – Tensão de cisalhamento τ_{xy} em função da tensão normal σ_x , suporte dianteiro direito, estrada de terra, trajeto 1 e passagem 1



Fonte: autor.

Verificando-se os gráficos da tensão máxima principal σ_1 em função do seu ângulo ϕ , os gráficos da tensão máxima principal σ_1 em função da razão de biaxialidade Λ e os gráficos da tensão de cisalhamento τ_{xy} em função da tensão normal σ_x , é possível notar que os

pontos instrumentados com rosetas apresentam o estado de tensão multiaxial, mas as maiores tensões são concentradas em um ângulo específico, desse modo, é muito provável que o plano crítico esteja localizado na direção que apresenta as maiores tensões principais.

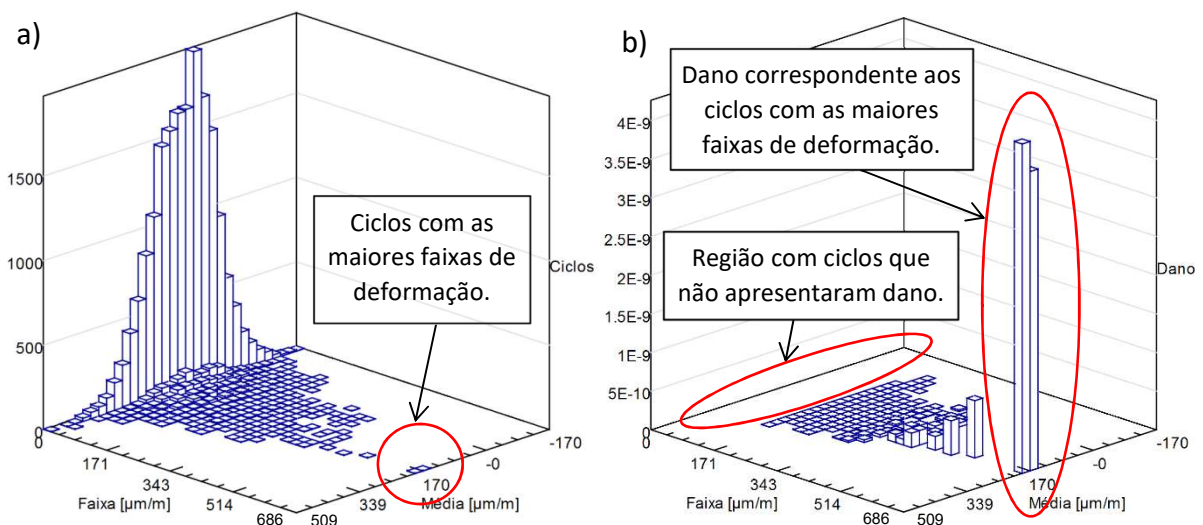
4.4 QUANTIFICAÇÃO DO DANO

Nesta etapa são mostrados os resultados das análises de quantificação do dano. Os resultados mostrados são para os pontos dos três extensômetros na estrada de terra, trajeto 1 e passagem 1. Para as demais pistas e eventos os resultados estão no APÊNDICE E para o suporte dianteiro esquerdo e no APÊNDICE F para o suporte dianteiro direito, em que são mostrados os resultados apenas para o trajeto 1 e passagem 1 para os extensômetros roseta, os demais trajetos e passagens não são mostrados.

4.4.1 Dano no Ponto do Extensômetro Longitudinal – Terra

O resultado da análise de dano no ponto em que foi montado o extensômetro longitudinal são o histograma do *rainflow* e o histograma do dano. O histograma *rainflow* é construído de forma que cada ciclo de deformação contado pelo método *rainflow* tem a sua faixa e a sua média armazenadas em forma de matriz. No eixo vertical é indicado o número de ciclos para cada uma das faixas e médias. Ver a Figura 78a com o histograma *rainflow*:

Figura 78 – Histograma *rainflow* e histograma do dano no ponto do extensômetro longitudinal para a estrada de terra, trajeto 1 e passagem 1.



Fonte: autor.

Uma característica que pode ser vista neste histograma *rainflow*, é a semelhança com a distribuição de Gauss do resultado da contagem de *rainflow*, que pode ser percebida na distribuição do número de ciclos contados para cada valor de deformação média, pode ser notado também para diferentes faixas de deformação.

Na Figura 78b pode ser visto o histograma de dano correspondente, considerando-se a tensão média conforme o método de Morrow. O histograma do dano mostra o dano para cada uma das faixas e médias armazenadas no histograma *rainflow*. Notar que mesmo com um número muito pequeno de ocorrências, os ciclos com as maiores faixas de deformação provocam um dano muito maior que os ciclos com as menores faixas de deformação, conforme indicado na Figura 78. A quantidade maior de ciclos do histograma *rainflow* são de deformações baixas que apresentam um dano pequeno ou não apresentam dano, conforme indicado na Figura 78b a região de ciclos que não apresentou dano.

Conforme descrito na Seção 3.6.3, para as análises de dano, foram consideradas as deformações que resultam em uma vida de até 10^{14} ciclos. Foi realizada uma comparação para verificar a influência deste limite. Para o extensômetro, trajeto e passagem considerados na Figura 78, o limite para que os ciclos de deformação não apresentem dano foi modificado para uma vida de até 10^{20} ciclos. A diferença na vida resultante para as análises de dano com o limite de 10^{14} ciclos e com o limite de 10^{20} ciclos foi menor que 0,1%. Isso é devido os ciclos de deformação que resultam em uma vida além do limite de 10^{14} ciclos são muito pequenos e não contribuem de forma significativa na vida do componente, assim sendo, o limite que foi considerado de 10^{14} ciclos representa de forma significativa a totalidade da vida.

Além dos histogramas, os dados de saída da análise do dano são:

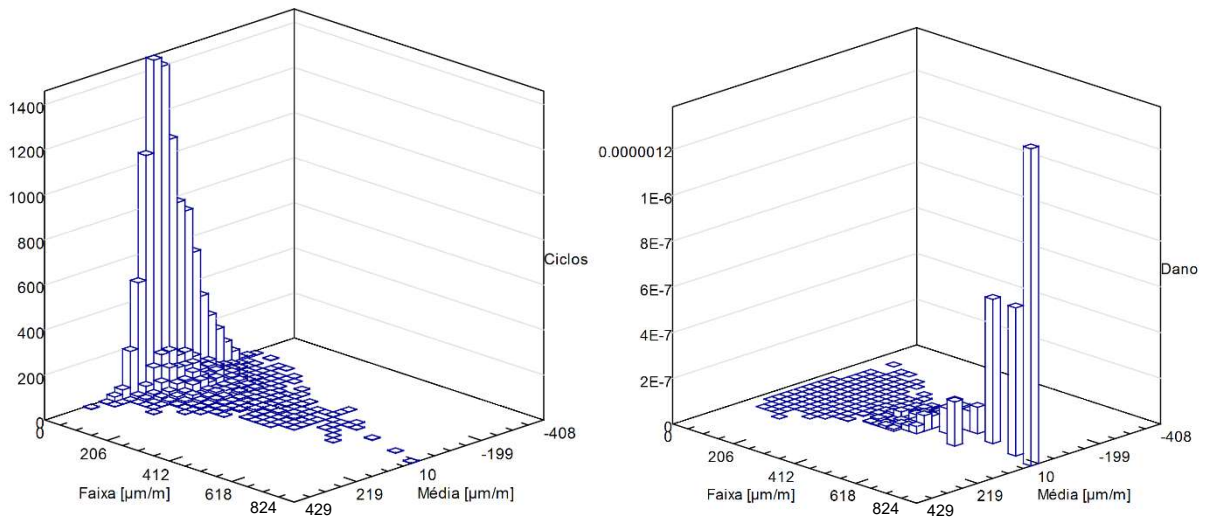
- a) Quantidade total de ciclos contados pelo método de *rainflow*: 20.470 ciclos;
- b) Número de repetições do sinal que são necessárias para ocorrer a falha:
 - Tensão média com o método de Morrow: 85.280.000 repetições.
 - Tensão média com o método SWT: 15.490.000 repetições.

Notar que existe uma diferença considerável na vida entre o método da deformação média de Morrow e de SWT.

4.4.2 Dano no Ponto do Extensômetro Roseta do Suporte Esquerdo – Terra

Para o ponto dos extensômetros roseta, o resultado da contagem de ciclos são dois histogramas *rainflow* e dois histogramas de dano. Esta forma é devido ao método de Brown-Miller considerar as deformações normais e as deformações de cisalhamento. Estes histogramas são referentes às deformações apresentadas no plano crítico. Ver a Figura 79:

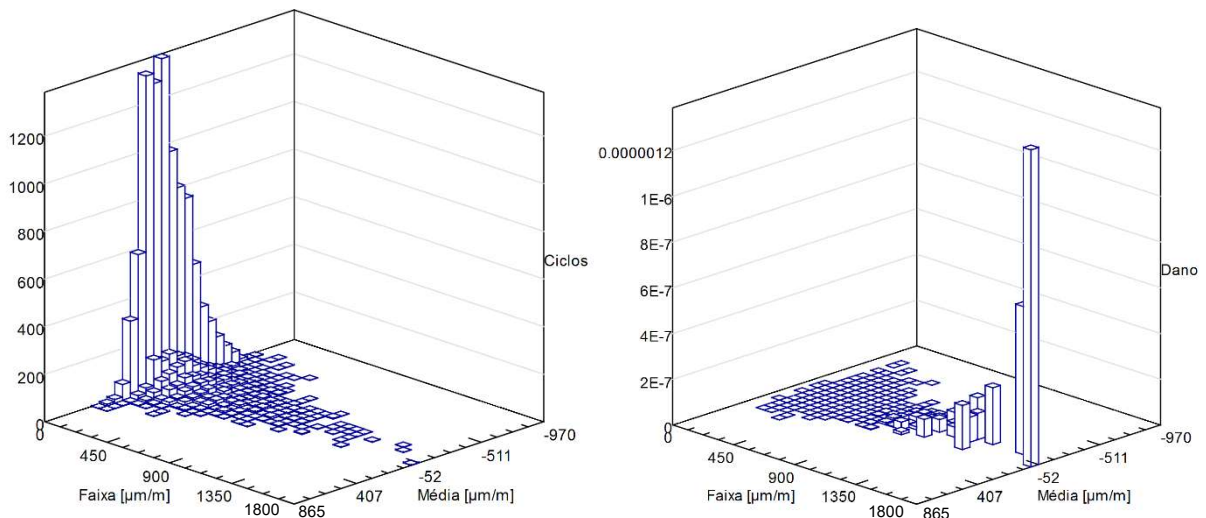
Figura 79 – Histograma *rainflow* das deformações normais e histograma do dano correspondente no ponto do extensômetro roseta do suporte esquerdo na estrada de terra, passagem 1 e trajeto 1



Fonte: autor

Para as deformações cisalhantes segue abaixo a Figura 80:

Figura 80 – Histograma *rainflow* das deformações cisalhantes e histograma do dano correspondente no ponto do extensômetro roseta do suporte esquerdo na estrada de terra, passagem 1 e trajeto 1



Fonte: autor.

Para o ponto do extensômetro roseta, também pode ser notado que os histogramas *rainflow* das deformações normais e das deformações cisalhantes possui uma distribuição das deformações se assemelha à distribuição de Gauss.

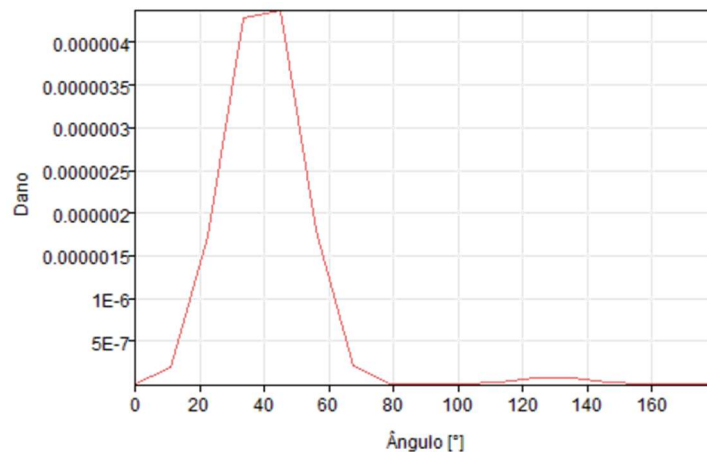
Para o extensômetro roseta, também pode ser verificado que um número pequeno de ciclos com as maiores faixas de deformação são responsáveis pela maior parte do dano.

Além dos histogramas, os dados de saída da análise do dano são:

- a) Quantidade total de ciclos contados pelo método de *rainflow*: 12.253 ciclos;
- b) Número de repetições do sinal que são necessárias para ocorrer a falha: 228.615.

Outro dado de saída desta análise, é o ângulo do plano crítico, devido ao dano ser quantificado em diversos planos, os histogramas são criados apenas para o plano que apresenta a menor vida. Ver a Figura 81 com o valor do dano para cada um dos planos que tiveram o dano calculado:

Figura 81 – Dano nos planos que tiveram o dano calculado, no ponto do extensômetro roseta do suporte esquerdo na estrada de terra, passagem 1 e trajeto 1



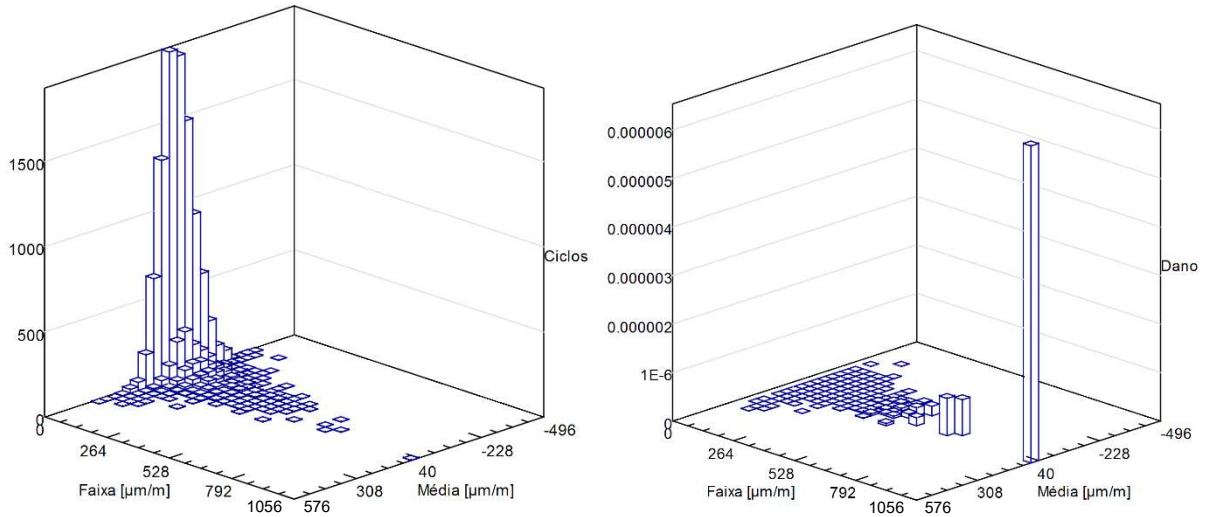
Fonte: autor.

Para este caso o plano crítico está a um ângulo de 45° a partir da direção x , (que é a direção da grade “a” do extensômetro). Conforme descrito na Seção 2.7.5 caso o dano for calculado a cada 10° o erro no valor do dano será menor do que 2% comparando-se com o valor do dano calculado a cada 1°. No *software* Fe-Safe, o dano é calculado a cada 11,25°. Notar também, na Figura 81, que o plano com um ângulo de 33,75° em relação à grade “a” mostrou um dano apenas um pouco abaixo do dano apresentado pelo plano a 45°.

4.4.3 Dano no Ponto do Extensômetro Roseta do Suporte Direito – Terra

Para o suporte dianteiro direito no ponto do extensômetro roseta são obtidos os histogramas de *rainflow* e de dano, ver a Figura 82:

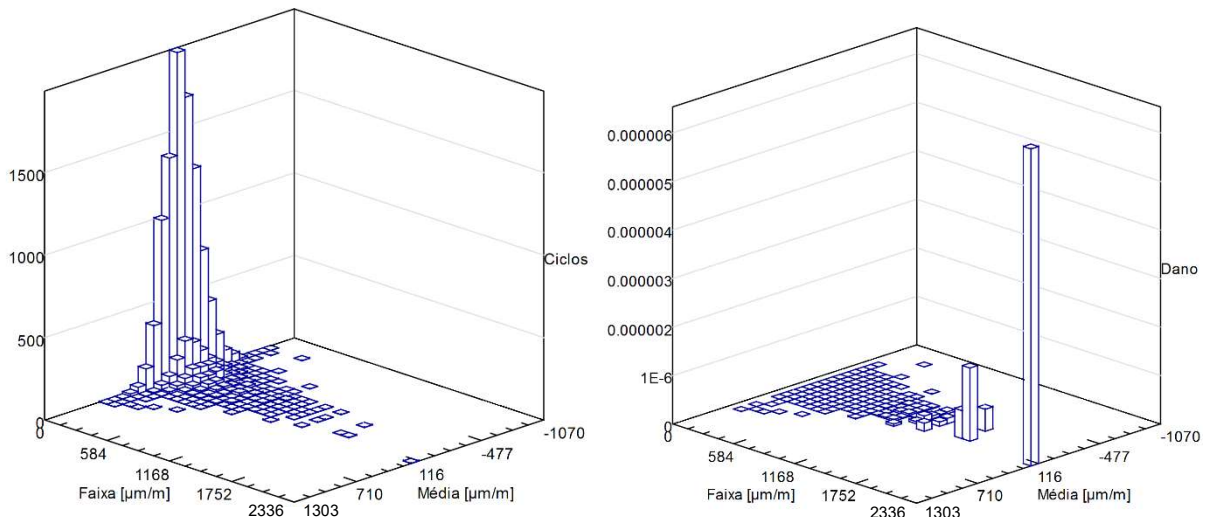
Figura 82 – Histograma *rainflow* das deformações normais e histograma do dano correspondente no ponto do extensômetro roseta do suporte direito na estrada de terra, passagem 1 e trajeto 1



Fonte: autor.

Para as deformações cisalhantes são obtidos os mesmos histogramas, ver a Figura 83:

Figura 83 – Histograma *rainflow* das deformações cisalhantes e histograma do dano correspondente no ponto do extensômetro roseta do suporte direito na estrada de terra, passagem 1 e trajeto 1



Fonte: autor.

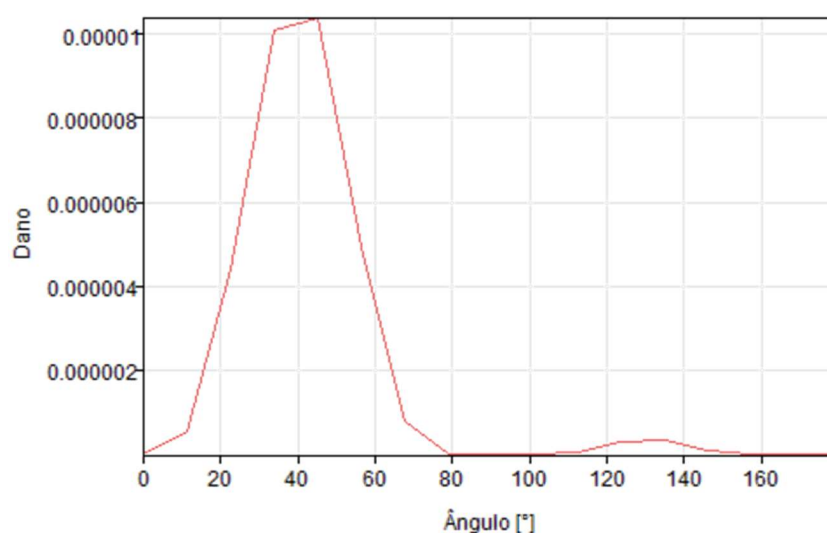
Para o ponto do suporte dianteiro direito, os demais resultados são:

- Quantidade total de ciclos contados pelo método de *rainflow*: 12.129 ciclos
- Número de repetições do sinal que são necessárias para ocorrer a falha: 96.276

Comparando-se os resultados do suporte esquerdo e direito, a quantidade de ciclos de *rainflow* que foram contados para os dois suportes é semelhante, mas a vida do suporte esquerdo é mais de duas vezes a vida do suporte direito, este fato é devido que o suporte dianteiro direito possui alguns ciclos com o dano muito superior ao dano apresentado pelo suporte dianteiro esquerdo. Devido ao fato dos dados serem coletados em um trajeto muito curto, apenas alguns eventos de pico no suporte direito podem ser responsáveis por esta diferença na vida.

Para o suporte dianteiro direito também é solicitado o gráfico do dano para cada um dos ângulos que tiveram o dano calculado. O plano crítico está a 45° a partir da direção x , ver a Figura 84:

Figura 84 – Dano nos planos que tiveram o dano calculado no ponto do extensômetro roseta do suporte direito na estrada de terra, passagem 1 e trajeto 1



Fonte: autor.

Conforme descrito no início da Seção 4.4, no APÊNDICE E e no APÊNDICE F estão os resultados dos histogramas *rainflow* e dos histogramas de dano para os extensômetros roseta para todas as pistas. Verificando os resultados dos histogramas *rainflow* da pista de paralelepípedo e da pista de asfalto, pode-se perceber que os ciclos das deformações coletadas não possuem uma distribuição de valores significativa. Verificando-se os histogramas de dano para as mesmas pistas, percebe-se o dano é ainda mais concentrado em algumas poucas faixas que apresentam as maiores deformações.

Para a estrada de terra, que teve os dados coletados durante um tempo ligeiramente maior do que as outras pistas, é possível verificar que a mesma apresenta um histograma de *rainflow* mais semelhante a uma distribuição normal; porém, mesmo para esse caso, o

histograma de dano apresenta os maiores danos concentrados em alguns poucos ciclos. Caso a aquisição de dados fosse realizada durante um tempo maior, os valores das deformações ficariam mais distribuídos e evitariam o fato que pode ocorrer em coletas mais curtas, em que alguns poucos eventos isolados podem concentrar quase todo o dano.

4.4.4 Avaliação do Dano para todas as Pistas e Eventos

Para a avaliação do dano em todas as condições foi realizada uma média da vida dos 6 sinais obtidos para cada uma das pistas e eventos, (3 trajetos x 2 passagens). Com a realização desta média da vida foi obtido o dano médio, assim é possível associar o dano que cada pista ou evento provoca em cada um dos pontos dos extensômetros.

Os valores de dano informados nesta seção são devido ao valor médio, os resultados dos danos para todos os trajetos e todas as passagens podem ser vistos no APÊNDICE G para o ponto do extensômetro roseta do suporte dianteiro esquerdo, no APÊNDICE H para o ponto do extensômetro roseta do suporte dianteiro direito e no APÊNDICE I para o extensômetro longitudinal do suporte dianteiro esquerdo.

Segue abaixo uma lista das tabelas com os resultados que são mostrados:

- a) Tabela 10: Dano de cada pista e evento nos pontos dos extensômetros roseta;
- b) Tabela 11: Dano de cada pista e evento nos pontos dos extensômetros longitudinais;
- c) Tabela 12: Dano provocado pelas pistas para 1 km e para 1 milhão de km nos pontos dos extensômetros roseta;
- d) Tabela 13: Dano provocado pelos eventos para 1 milhão de km nos pontos dos extensômetros roseta;
- e) Tabela 14: Dano provocado pelas pistas para 1 km e para 1 milhão de km no ponto do extensômetro longitudinal;
- f) Tabela 15: Dano provocado pelos eventos para 1 km e para 1 milhão de km no ponto do extensômetro longitudinal;
- g) Tabela 16: Dano em todos os pontos devido à combinação das pistas para 1 milhão de km;
- h) Tabela 17: Dano em todos os pontos devido aos eventos para 1 milhão de km;
- i) Tabela 18: Dano total em todos os pontos para 1 milhão de km.

Ver a Tabela 10 com a média do dano nos pontos dos extensômetros roseta:

Tabela 10 – Dano em todas as pistas e eventos nos pontos dos extensômetros roseta

Pista/Evento	Suporte Dianteiro	Vida no Plano Crítico (repetições)	Dano (1/Vida)
Asfalto	Esquerdo	622.240.067	0,000000001607
	Direito	614.420.333	0,000000001628
Paralelepípedo 15	Esquerdo	6.641.092	0,000000150578
	Direito	25.711.933	0,000000038892
Paralelepípedo 20	Esquerdo	4.055.355	0,000000246588
	Direito	4.593.770	0,000000217686
Terra	Esquerdo	154.685	0,000006464766
	Direito	146.860	0,000006809211
Arrancada	Esquerdo	149.281.217	0,000000006699
	Direito	145.530.733	0,000000006871
Frenagem	Esquerdo	1.660.362	0,000000602278
	Direito	3.517.506	0,000000284292

Notar que a pista de paralelepípedo a 15 km/h e o evento da frenagem apresentaram uma diferença significativa na vida do suporte esquerdo e direito. As demais pistas e o evento de arrancada apresentaram valores de dano semelhantes para os dois suportes. Pode-se verificar também que a pista de paralelepípedo a 20 km/h provocou um dano em torno de 45% maior do que a pista de paralelepípedo a 15 km/h, este valor é o mínimo acréscimo apresentado quando se compara estas duas pistas, este valor é encontrado utilizando-se o menor dano da pista de paralelepípedo a 20 km/h e o maior dano da pista de paralelepípedo a 15 km/h. Este fato mostra que para este tipo de pista a velocidade é um fator determinante para o dano. Neste caso, a diferença de 15 para 20 km/h representa um aumento em torno de 33% na velocidade.

Na Tabela 11 pode ser vista a média dos danos no extensômetro longitudinal.

Tabela 11– Dano em todas as pistas e eventos no ponto do extensômetro longitudinal

Pista/Evento	Tensão Média: Morrow		Tensão Média: SWT	
	Vida (repetições)	Dano (1/Vida)	Vida (repetições)	Dano (1/Vida)
Asfalto	43.751.500.000	0,000000000107	19.888.000.000	0,000000000209
Paralelepípedo 15	153.416.667	0,000000007135	156.630.000	0,000000007103
Paralelepípedo 20	78.231.667	0,000000019332	71.325.000	0,000000020805
Terra	17.537.667	0,000000233433	7.306.000	0,000000209351
Arrancada	10.015.833.333	0,000000000230	938.366.667	0,000000002868
Frenagem	75.593.333	0,000000030506	73.423.000	0,000000046505

Pode-se verificar que quando são comparados os danos obtidos com os dois métodos de avaliação da tensão média, (Morrow e SWT), os resultados podem variar muito, as condições de paralelepípedo e de frenagem apresentaram um dano semelhante nos dois métodos, o que não ocorreu nas outras condições. Na pista de asfalto, a correção SWT apresentou um dano 2,2 vezes maior, na pista de terra apresentou um dano 2,4 vezes maior e na condição de arrancada apresentou um dano mais de 10 vezes maior.

Com os dados do dano em cada uma das pistas, o tempo de aquisição dos dados e a velocidade do veículo, é possível calcular a distância percorrida em cada uma das condições, e com isso, o dano em cada um dos pontos por km percorrido e também para 1 milhão de km, que é a vida total que foi definida para o veículo. Ver a Tabela 12 com estes resultados:

Tabela 12 – Dano provocado pelas pistas para 1 km e para 1 milhão de km nos pontos dos extensômetros roseta

Pista	Tempo [s]	Vel. [km/h]	Dist. [km]	Suporte Dianteiro	Dano (1 km)	Dano (1 milhão km)
Asfalto	180	80	4,000	Esquerdo	0,000000000402	0,000402
				Direito	0,000000000407	0,000407
Paralelepípedo 15	25	15	0,104	Esquerdo	0,000001445545	1,445545
				Direito	0,000000373367	0,373367
Paralelepípedo 20	20	20	0,111	Esquerdo	0,000002219288	2,219288
				Direito	0,000001959175	1,959175
Terra	40	40	3,333	Esquerdo	0,000001939430	1,939430
				Direito	0,000002042763	2,042763

Analisando-se os resultados da tabela acima é possível verificar que o dano que a pista de asfalto ocasiona é mais de mil vezes menor que as demais pistas, considerando-se os pontos dos extensômetros roseta.

Para o caso dos eventos de frenagem e de arrancada, que não são definidos por uma distância percorrida específica, a forma de considerar o dano ocasionado pelos mesmos é definir um intervalo de km ou de tempo em que os mesmos irão ocorrer. Neste caso, foi considerado que ocorra um evento de frenagem e um evento de arrancada a cada 500 km percorridos pelo veículo, desta forma durante toda a vida do veículo cada um dos eventos irá ocorrer 2000 vezes, (lembrando que estes eventos não são uma frenagem e uma arrancada habituais, mas uma frenagem de emergência e uma arrancada utilizando-se o máximo do desempenho do motor e da transmissão). Ver a Tabela 13:

Tabela 13 – Dano provocado pelos eventos para 1 milhão de km nos pontos dos extensômetros roseta

Evento	Tempo [s]	Suporte Dianteiro	Dano (1 milhão km)
Arrancada	45	Esquerdo	0,00001340
		Direito	0,00001374
Frenagem	10	Esquerdo	0,00120456
		Direito	0,00056858

Na Tabela 13 é possível verificar que o dano causado pelo evento da frenagem é dezenas de vezes mais severo que o dano causado pelo evento de arrancada considerando-se o ponto dos extensômetros roseta.

Para o ponto do extensômetro longitudinal seguem os resultados do dano para 1 km e para 1 milhão de km na Tabela 14:

Tabela 14 - Dano provocado pelas pistas para 1 km e para 1 milhão de km no ponto do extensômetro longitudinal

Pista	Tensão Média: Morrow		Tensão Média: SWT	
	Dano (1 km)	Dano (1 milhão km)	Dano (1 km)	Dano (1 milhão km)
Asfalto	0,000000000006	0,000006	0,000000000013	0,000013
Paralelepípedo 15	0,000000062575	0,062575	0,000000061291	0,061291
Paralelepípedo 20	0,000000115043	0,115043	0,000000126183	0,126183
Terra	0,000000017106	0,017106	0,000000041062	0,041062

Na Tabela 14 não estão indicados o tempo de aquisição, as velocidades e distâncias percorridas, são as mesmas indicadas na tabela com os dados dos extensômetros roseta, pode-se verificar que para o ponto do extensômetro longitudinal, a pista de asfalto também é muito menos severa que as demais pistas.

Para o dano no ponto do extensômetro longitudinal também são consideradas 2000 repetições de cada evento durante toda a vida do veículo. Ver a Tabela 15:

Tabela 15 - Dano provocado pelos eventos para 1 km e para 1 milhão de km no ponto do extensômetro longitudinal

Evento	Tempo [s]	Suporte Dianteiro	Tensão Média: Morrow	Tensão Média: SWT
			Dano (1 milhão km)	Dano (1 milhão km)
Arrancada	45	Esquerdo	0,00000020	0,00000213
Frenagem	10	Esquerdo	0,00002646	0,00002724

Pode-se verificar pela Tabela 15 que o evento de frenagem é muito mais severo que o evento de arrancada também para o extensômetro longitudinal.

Com os dados do dano para 1 milhão de km é possível fazer uma combinação de pistas de acordo com a utilização projetada para o veículo. Desta forma é possível verificar o dano nos pontos estudados até o final da quilometragem projetada para toda a vida do caminhão, (que neste caso é de 1 milhão de km). Ver a Tabela 16 com a combinação de pistas definida para o veículo:

Tabela 16 – Dano em todos os pontos com a combinação das pistas para 1 milhão de km

Pista	% Utilização	Suporte Esquerdo Roseta	Suporte Direito Roseta	Suporte Esquerdo Longitudinal Morrow	Suporte Esquerdo Longitudinal SWT
Asfalto	60,0%	0,000241	0,000244	0,000003	0,000008
Paralelepípedo 15	5,0%	0,072277	0,018668	0,003129	0,003065
Paralelepípedo 20	5,0%	0,110964	0,097959	0,005752	0,006309
Terra	30,0%	0,581829	0,612829	0,005132	0,012319
Dano Total Pistas	100,0%	0,765312	0,729700	0,014016	0,021700

Esta porcentagem da utilização de cada uma das pistas mostrada na Tabela 16 deve ser definida conforme o local de operação projetado para o veículo. Quanto mais específica for a aplicação do veículo, maior é a possibilidade de empregar a configuração das pistas para o desenvolvimento do veículo. Quanto mais geral for a aplicação do veículo, sempre deve ser considerada a utilização mais severa que o veículo terá durante a operação real. Esta definição de projeto fica a cargo do fabricante do veículo e deve acompanhar as especificações e manuais do veículo.

Pode ser verificado na Tabela 16 que o dano no ponto do extensômetro longitudinal é muito menor do que o dano no ponto dos extensômetros roseta. A diferença do dano apresentado para o suporte esquerdo e direito no ponto dos extensômetros roseta é em torno de 5% para esta combinação de pistas.

Considerou-se que soma dos danos para os pontos dos extensômetros roseta podem ser realizadas de forma direta, pois conforme os estudos dos carregamentos na Seção 4.3.1, pode-se verificar que as tensões máximas principais com os valores mais elevados se apresentam concentradas em um determinado ângulo. E os ângulos dos planos críticos, conforme esperado, apresentam-se concentrados em torno de um ângulo determinado, neste caso, nos ângulos de 33,75° e 45°, como pode ser visto nos APÊNDICES G e H.

Para os eventos o dano total segue na Tabela 17 para todos os pontos:

Tabela 17 – Dano em todos os pontos devido aos eventos para 1 milhão de km

Eventos	Quantidade de eventos	Suporte Esquerdo Roseta	Suporte Direito Roseta	Suporte Esquerdo Longitudinal Morrow	Suporte Esquerdo Longitudinal SWT
Arrancada	2000	0,00001340	0,00001374	0,00000020	0,00000213
Frenagem	2000	0,00120456	0,00056858	0,00002646	0,00002724
Dano Total Eventos		0,00121795	0,00058233	0,00002666	0,00002937

Comparando-se o resultado do dano ocasionado pelas pistas e pelos eventos, pode-se notar que o dano ocasionado pelos eventos é muito menor que o dano ocasionado pelas pistas, mesmo que a quantidade de eventos considerados durante a vida seja elevada.

O dano total é feito somando-se o dano causado pelas das pistas com o dano causado pelos eventos, segue a Tabela 18 com o dano total.

Tabela 18 – Dano total nos suportes para 1 milhão de km

Dano Total	Suporte Esquerdo Roseta	Suporte Direito Roseta	Suporte Esquerdo Longitudinal Morrow	Suporte Esquerdo Longitudinal SWT
	0,7665	0,7303	0,0140	0,0217

O suporte dianteiro esquerdo é o que apresentou o maior dano, com o valor de 0,7665, este valor é referente a 1 milhão de km. Para que o teste de bancada represente uma vida de 3 milhões de km requerida para o suporte dianteiro, o teste deve provocar no suporte dianteiro o dano de 2,2995, (ou seja, $3 \times 0,7665$).

Verifica-se que o valor do dano que o suporte precisa atender é superior a 1, que é o valor do dano crítico em que ocorreria a falha do componente. O teste de bancada pode ser definido, mesmo apresentando o valor do dano acima de 1. O principal motivo responsável pelo valor do dano obtido é curva de fadiga que foi utilizada, e a mesma foi corrigida devido ao acabamento superficial do fundido, que pode ter reduzido a curva de forma excessiva. Como não se possui um teste físico que verifique o quão próximo a curva corrigida representa o comportamento da vida em fadiga do componente real, não é possível prever se o suporte irá falhar ou se foi a correção da curva que reduziu a vida em fadiga de forma demasiada. Quanto mais próxima a curva de fadiga utilizada na análise do dano estiver do componente real, maior é a confiança no valor do dano obtido. Com o teste de bancada definido para o suporte dianteiro, é possível verificar que o suporte será submetido ao

mesmo dano que o veículo, caso o mesmo rode 1 milhão de km com a combinação de pistas definida anteriormente.

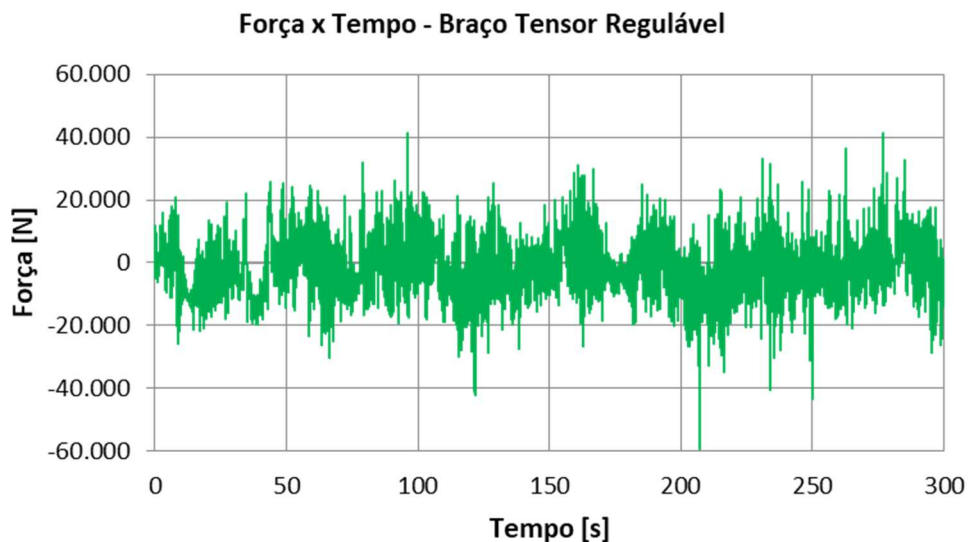
4.5 DEFINIÇÃO DO TESTE DE BANCADA

Nesta seção são mostrados os resultados da última etapa, que é a definição do teste de bancada. Estas definições são as forças que devem ser aplicadas no teste, análise de MEF para verificação do dano que será causado pelas forças aplicadas no teste e o número de ciclos para a realização do teste de bancada.

4.5.1 Forças Aplicadas no Teste de Bancada

As maiores forças atuantes nos braços tensores foram encontradas na estrada de terra. Ver abaixo a Figura 85 com os dados das forças obtidas para os braços tensores na estrada de terra, na passagem 1 e trajeto 1.

Figura 85 – Força atuante nos braços tensores em função do tempo para a estrada de terra, trajeto 1 e passagem 1



Fonte: autor.

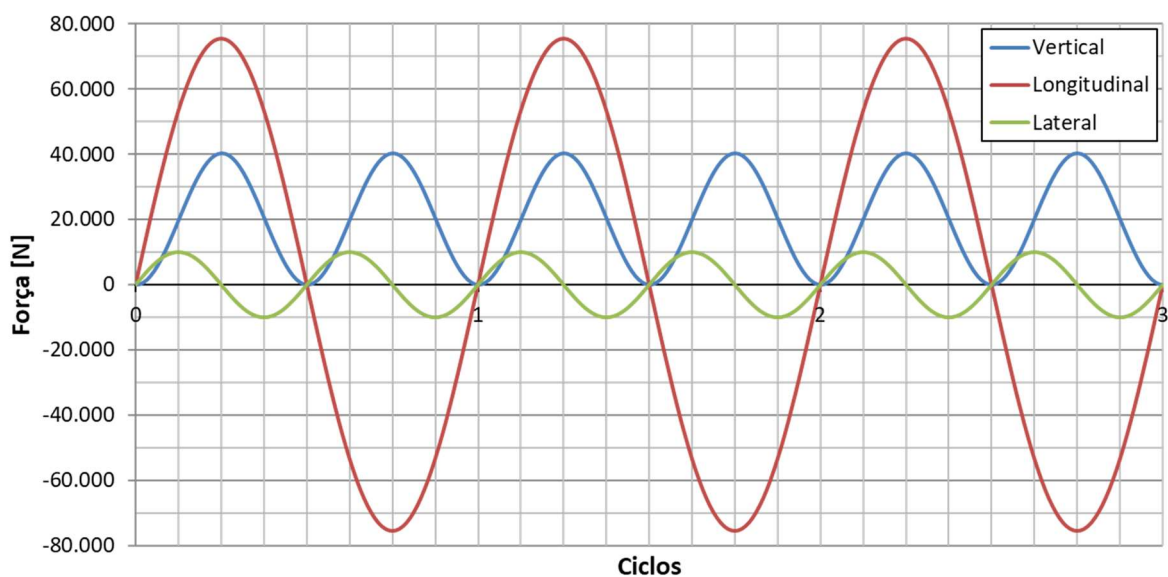
Verifica-se que as forças máximas obtidas são de 60.000 N de compressão e de pouco mais de 40.000 N de tração. Na análise de MEF original as forças utilizadas foram de 75.646 N para compressão e o mesmo valor para a tração. Analisando-se os resultados das instrumentações, as tensões obtidas nos pontos com as rosetas não estão próximas da

tensão de escoamento do material. Verificando-se as análises de elementos finitos realizadas para a definição dos pontos de instrumentação, as tensões obtidas também não estão próximas da tensão de escoamento. Desta forma, optou-se em manter a força longitudinal máxima aplicada no teste de bancada no valor de 75.646 N. As forças verticais e laterais máximas também permaneceram as mesmas que foram utilizadas na análise de elementos finitos para verificação dos pontos de instrumentação.

4.5.2 Análise de Elementos Finitos para o Teste de Bancada

Realizou-se análise de elementos finitos com a aplicação das forças máximas definidas para o teste de bancada, ver a Figura 86 com a forma de aplicação destes carregamentos, neste gráfico são mostrados 3 ciclos de carga.

Figura 86 – Forças aplicadas na análise de elementos finitos



Fonte: autor.

As forças são aplicadas da seguinte forma:

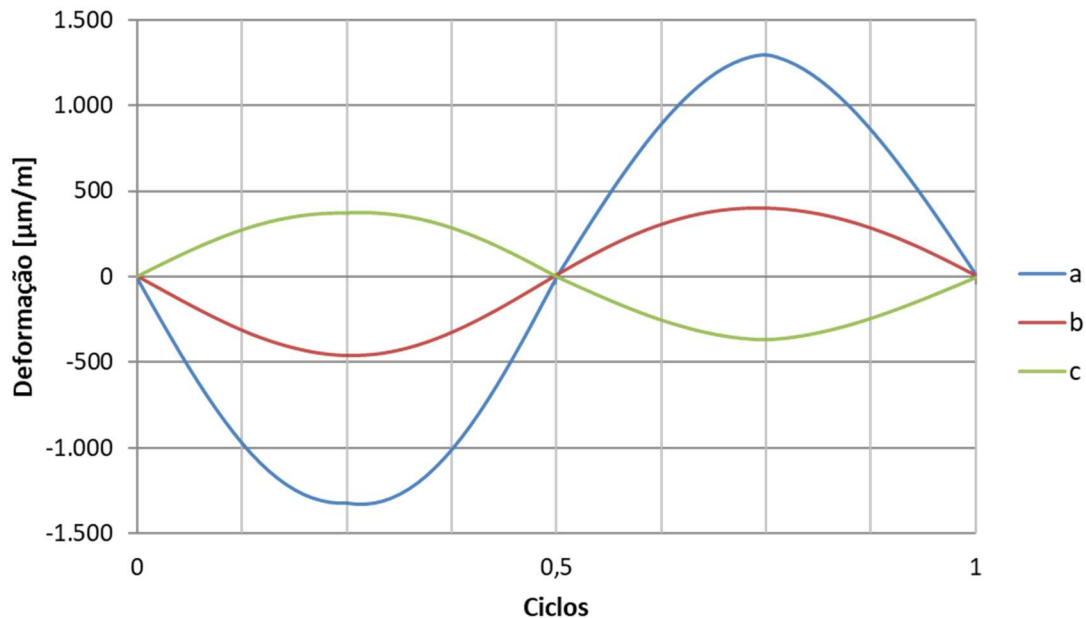
- a) Força longitudinal: aplicada de forma positiva e negativa devido ao fato que a força dos braços tensores ocorre nos dois sentidos;
- b) Força vertical: aplicada de zero até o seu valor máximo, pois ocorre somente no sentido vertical positivo devido esta força ser aplicada pelo feixe de molas, e ocorre somente neste sentido. A frequência de aplicação da força vertical é o dobro da frequência da força longitudinal, pois desta forma o pico da força vertical coincide com o pico positivo da força longitudinal e também com o pico negativo;

- c) Força lateral: aplicada positiva e negativa, pois ocorre nos dois sentidos, a sua frequência é a mesma da força vertical. No ponto em que as forças longitudinais e verticais estão no pico, a força lateral é zero, este fato tem uma importância menor, pois a influência da força lateral nas tensões que ocorrem no suporte é pequena, e também no momento em que a força lateral apresenta o seu pico, a força longitudinal está em torno de 70% do pico e a força vertical está em 50% do pico.

Com os resultados desta análise de elementos finitos, obtiveram-se as deformações no ponto onde ocorreu a instrumentação dos extensômetros roseta do suporte dianteiro. As deformações foram verificadas nas mesmas direções das grades dos extensômetros roseta. Utilizando-se o *software* Abaqus é possível verificar as deformações em direções arbitrárias criando-se um sistema de coordenadas na direção de interesse e fazendo-se a transformação dos resultados para aquele sistema de coordenadas.

As deformações foram verificadas nas mesmas direções das grades dos extensômetros de forma a analisar o dano do mesmo modo que foi analisado com as deformações obtidas na instrumentação. Ver a Figura 87 com as deformações:

Figura 87 – Deformações obtidas na análise de MEF no ponto de instrumentação



Fonte: autor.

Pode-se notar que as maiores deformações acontecem na direção da grade “a”. Na primeira parte do ciclo em que as deformações nesta direção são de compressão, a força longitudinal é positiva, (as forças podem ser vistas na Figura 86). As direções dos eixos das forças podem ser vistas na Figura 34, o sentido da força longitudinal é positivo quando

aplicado na direção para trás do veículo. Quando a força longitudinal é negativa, ela é aplicada na direção para frente do veículo, e a deformação na direção da grade “a” torna-se positiva. Pode ser notado no resultado da Figura 87 que a força lateral tem uma influência pequena nas deformações deste ponto.

4.5.3 Definição do Carregamento e Análise do Dano do Teste de Bancada

Foram definidos blocos de carregamento com 8 níveis diferentes de força. Cada nível foi definido como uma porcentagem do nível anterior, de forma que o nível mais baixo tenha 50% da força máxima e o nível mais alto seja 100% da força máxima. O carregamento começa com a força menor até a maior e retorna até a força menor. A aplicação de todos os blocos é de 500 ciclos, após os blocos devem ser repetidos. O número de ciclos em cada nível foi definido para que a maior força tenha o menor número de ciclos e cada nível abaixo tenha em torno de 20% mais ciclos que o número de ciclos do nível anterior. Ver a Tabela 19 com os blocos de carregamento.

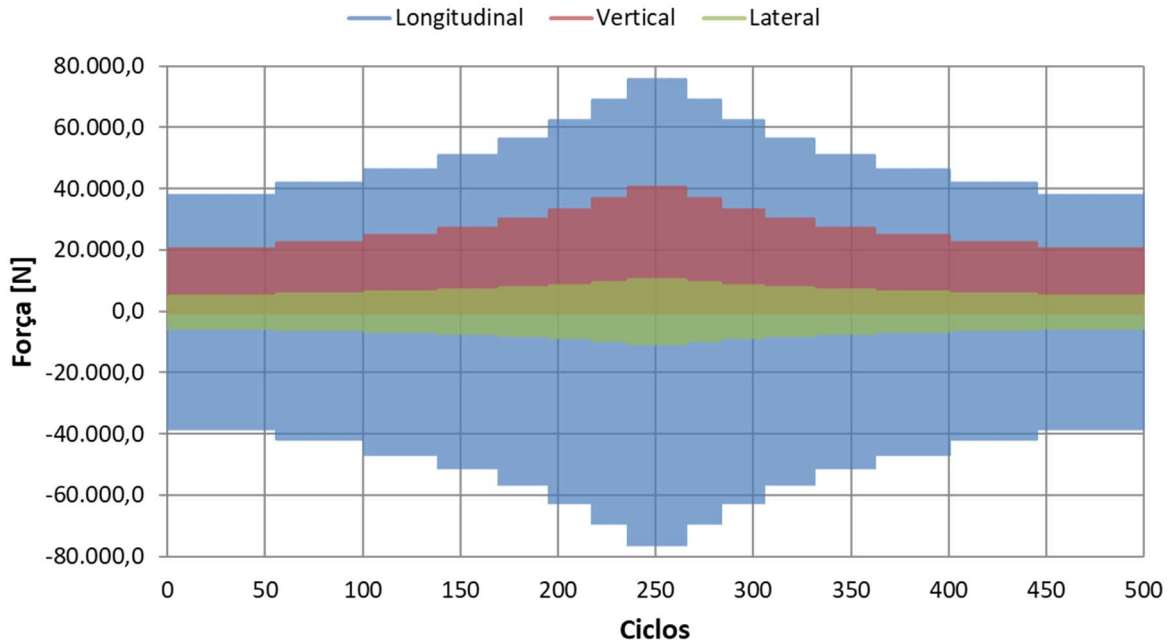
Tabela 19 – Blocos de carregamento para o teste de bancada

Nº Ciclos	Ciclo Início	Ciclo Fim	% da Força Máxima	Força Longitudinal [N]	Força Vertical [N]	Força Lateral [N]
55	1	55	50%	± 37.823,0	+ 20.169,7	± 5.049,9
45	56	100	55%	± 41.605,3	+ 22.186,6	± 5.554,9
38	101	138	61%	± 46.144,1	+ 24.607,0	± 6.160,9
31	139	169	67%	± 50.682,8	+ 27.027,3	± 6.766,9
26	170	195	74%	± 55.978,0	+ 29.851,1	± 7.473,9
22	196	217	82%	± 62.029,7	+ 33.078,2	± 8.281,8
18	218	235	91%	± 68.837,9	+ 36.708,8	± 9.190,8
30	236	265	100%	± 75.646,0	+ 40.339,3	± 10.099,8
18	266	283	91%	± 68.837,9	+ 36.708,8	± 9.190,8
22	284	305	82%	± 62.029,7	+ 33.078,2	± 8.281,8
26	306	331	74%	± 55.978,0	+ 29.851,1	± 7.473,9
31	332	362	67%	± 50.682,8	+ 27.027,3	± 6.766,9
38	363	400	61%	± 46.144,1	+ 24.607,0	± 6.160,9
45	401	445	55%	± 41.605,3	+ 22.186,6	± 5.554,9
55	446	500	50%	± 37.823,0	+ 20.169,7	± 5.049,9

Notar que em cada ciclo de carregamento ocorre uma aplicação da força longitudinal e duas aplicações das forças verticais e laterais, (as forças são aplicadas conforme mostrado na Figura 86). Assim, após o final de todos os blocos, a força longitudinal foi aplicada 500 ciclos e as forças verticais e laterais foram aplicadas 1000 ciclos cada.

Segue na Figura 88 a ilustração dos blocos de carregamento:

Figura 88 – Blocos de carregamento para o teste de bancada



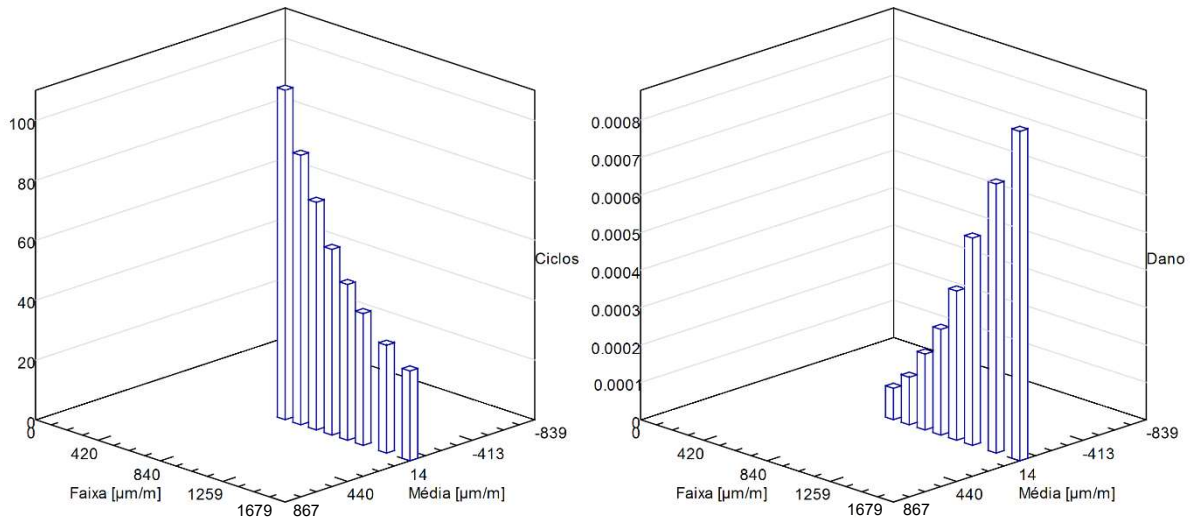
Fonte: autor.

Após a definição dos blocos de carregamento foi criado arquivo com a informação das deformações nas direções “a”, “b” e “c” contendo os 500 ciclos de carregamento, deformações estas obtidas na análise de elementos finitos, conforme mostrado na Figura 87. O arquivo com as deformações foi importado pelo *software* Fe-Safe e foi realizada a análise de fadiga da mesma forma que foi realizada com os sinais de deformação obtidos em campo nos extensômetros roseta.

Como resultado foram obtidos os histogramas *rainflow* e histogramas de dano, e o número de repetições dos blocos de carregamento que são necessários para que o dano chegue ao valor 1.

Ver na Figura 89 os resultados dos histogramas para as deformações normais:

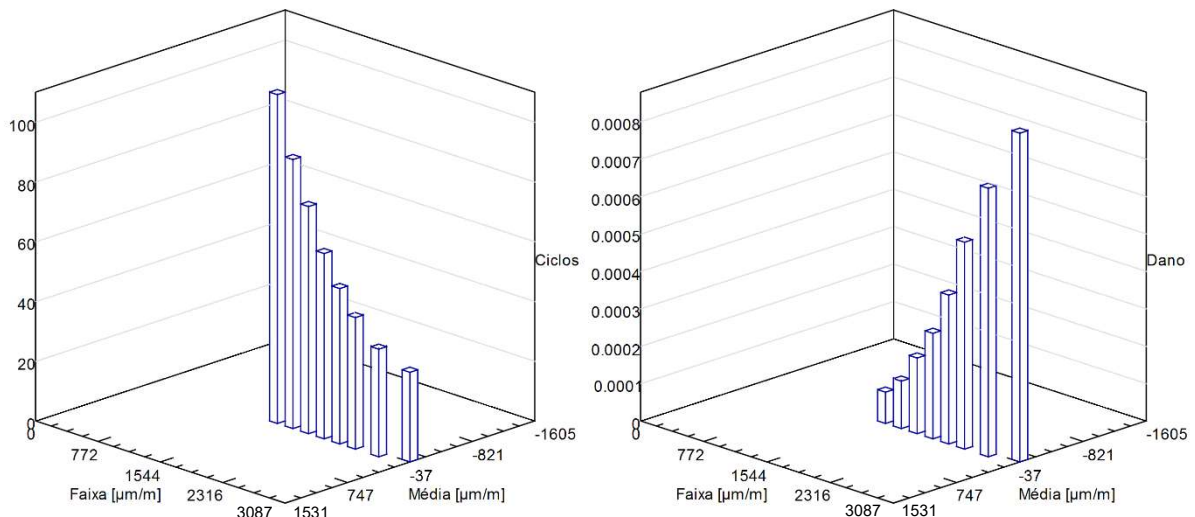
Figura 89 – Histogramas de *rainflow* das deformações normais e dano dos blocos do teste de bancada



Fonte: autor.

Na Figura 90 estão os resultados para as deformações de cisalhamento:

Figura 90 – Histogramas de *rainflow* das deformações cisalhantes e dano dos blocos do teste de bancada



Fonte: autor.

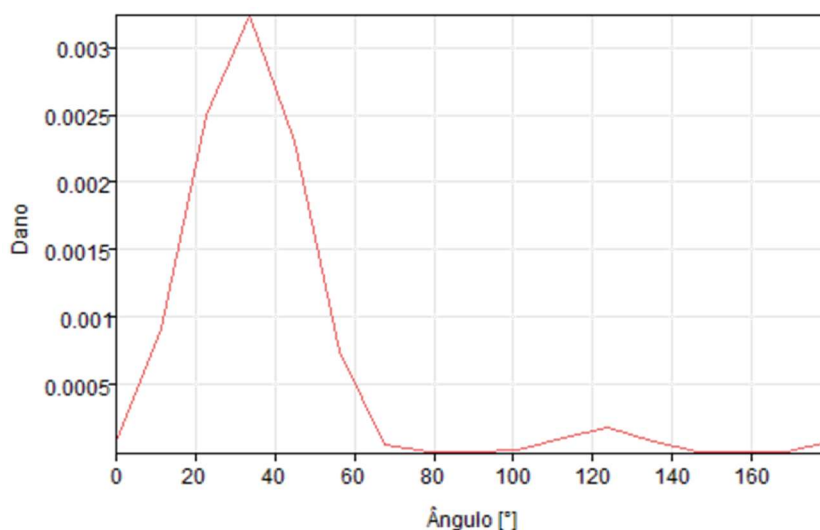
Os dados da saída da análise do dano são:

- Quantidade total de ciclos contados pelo método de *rainflow*: 500 ciclos;
- Número de repetições do sinal que são necessárias para ocorrer a falha: 308,55.

Pode-se notar nos histogramas de dano que os ciclos com os menores valores de deformação ainda apresentam um dano considerável, comparando-se com as maiores deformações, caso este dano fosse muito pequeno poderia ser necessário aumentar as menores forças aplicadas, de maneira a não prolongar o teste de forma desnecessária.

O plano crítico está a um ângulo de 33,75°. Ver abaixo a Figura 91 com o dano calculado para os demais planos.

Figura 91 – Dano nos planos para os blocos de carregamento do teste de bancada



Fonte: autor.

Para que o dano seja igual a 1, o número de repetições do sinal deve ser de 308,55 vezes, (lembrando que o sinal possui 500 ciclos). Para que a vida do suporte seja de três vezes o dano que foi causado pelas pistas e pelos eventos, o dano deve ser de 2,2995, conforme mostrado na Seção 4.4.4. Desta forma, o número de repetições do sinal deve ser de 709,51 vezes, ($2,2995 \times 308,55 = 709,51$).

Considerando-se os ciclos individuais, ficam:

- Longitudinais: 354.755 ciclos, ($709,51 \times 500$ ciclos);
- Verticais: 709.510 ciclos, ($709,51 \times 1.000$ ciclos);
- Laterais: 709.510 ciclos, ($709,51 \times 1.000$ ciclos).

Os ciclos devem ter os valores de acordo com a Tabela 19 e a forma de aplicação dos mesmos deve ser conforme a Figura 86.

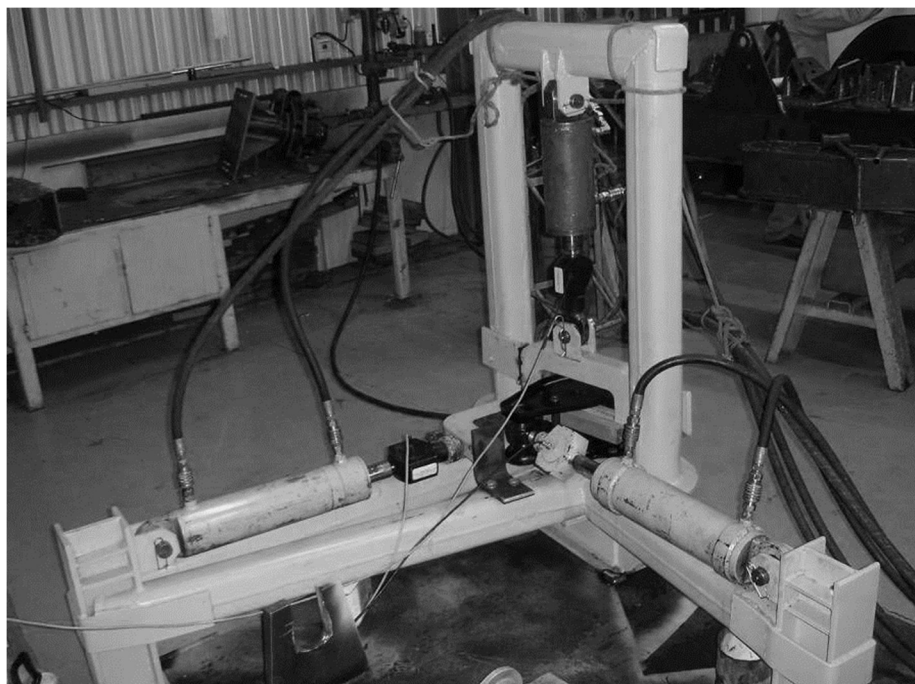
Ver abaixo a Tabela 20 com o do número de ciclos individuais que devem ser aplicados no teste de bancada:

Tabela 20 – Número de ciclos individuais para o teste de bancada

Ciclos para o Teste de Bancada	Ciclos de Força Longitudinal	Ciclos de Força Vertical	Ciclos de Força Lateral
	354.755	709.510	709.510

Ver na Figura 92 um exemplo de dispositivo de testes que pode ser utilizado para realizar o teste no suporte dianteiro.

Figura 92 – Proposta para dispositivo de testes do suporte dianteiro



Fonte: autor.

Para confirmar o dano que o teste de fadiga provoca no componente, é possível instrumentar o suporte na bancada de testes, desta forma se pode fazer uma análise de fadiga com as deformações que estão ocorrendo durante o teste real.

4.6 CONSIDERAÇÕES FINAIS

Seguem algumas considerações e discussões finais.

Conforme descrito no trabalho, são muitos os fatores que influenciam no resultado da avaliação da vida em fadiga. Em várias etapas da estimativa de vida existem fatores que podem contribuir com possíveis diferenças nos resultados, desde a definição dos pontos de instrumentação, na aquisição de dados, na contagem de ciclos, nas propriedades de fadiga do material, até o modelo de dano escolhido.

Muitas considerações para a estimativa da vida de um componente são escolhas do engenheiro. Dessa forma, a teoria deve ser conhecida para que não sejam tomadas decisões que possam levar a resultados incorretos, e também para conhecerem-se os possíveis erros que cada uma das considerações pode ocasionar, além de fazer a opção entre as várias formas existentes de realizar uma análise de durabilidade em um componente ou sistema.

Conforme descrito na Seção 4.4.4, o valor do dano que o suporte deve atender é superior a 1. Foi descrito nesta seção que mesmo devido a este fato, o teste pode ser definido, pois o teste irá representar o dano que o suporte irá sofrer durante a utilização. Notar também que o dano resultante é maior do que 1, e, mesmo assim a curva de fadiga pode estar considerando um material com uma vida mais longa do que o componente real. Estas observações também seriam verdadeiras no caso em que o valor do dano obtido fosse menor do que 1, não se tem o conhecimento se o componente irá resistir ou não ao teste e também não se teria certeza o quão longe a vida real do componente se encontra. Outra observação, é que mesmo o teste de fadiga pode apresentar diferenças na representação do dano que o suporte irá sofrer durante a utilização, este fato pode ser notado nas diferenças de vida apresentadas utilizando os dois métodos para consideração da tensão média, mostrados na Seção 4.4.; este fato também pode ser observado devido aos inúmeros métodos existentes de acúmulo de dano descritos na Seção 2.6 e inúmeros métodos utilizados na avaliação da vida em fadiga na Seção 2.7. Para que se tenha uma certeza maior na quantificação da vida dos componentes, deve-se conhecer qual é a confiabilidade da curva de fadiga em representar o comportamento real do componente em estudo e também realizar a calibração do método utilizado na quantificação da vida. Uma observação a respeito das variações no valor do dano crítico descritos na Seção 2.6, em que a falha pode apresentar-se muito antes ou muito depois do valor 1, estas variações podem ocorrer com a curva de fadiga que representa o comportamento real do componente, obtida em ensaios normalizados, e as variações são devido à forma de aplicação das cargas e outros motivos já descritos na Seção 2.6.

Os valores de tensões obtidos na aquisição dos dados estão consideravelmente abaixo dos valores de escoamento do material, desta forma a curva de fadiga do material utilizada poderia ser uma curva S-N. A curva ϵ -N do material acabou por ser utilizada apenas na região da sua parcela elástica. As curvas S-N existem em uma quantidade maior disponível na literatura e são mais simples de serem obtidas do que as curvas ϵ -N. Uma vantagem de se possuir a curva ϵ -N é que a mesma pode ser utilizada tanto em casos em que o componente seja solicitado com deformações elásticas como em plásticas.

As tensões residuais não foram tratadas neste trabalho, componentes fundidos possuem tensões residuais provenientes do seu processo de fabricação, estas tensões podem interferir, de forma positiva ou negativa na vida dos componentes.

Os resultados das análises de multiaxialidade realizados Seção 4.3 mostram que a mesma não é muito acentuada para este componente, assim a análise de fadiga poderia ser realizada considerando-se solicitações uniaxiais, para verificar a diferença nos resultados.

Foram considerados os carregamentos em blocos por ser necessário equipamento mais simples, e a sua reprodução em laboratório e a sua definição também ser simplificada.

Para a estimativa de vida realizada no trabalho, o veículo rodou somente com a carga total e com velocidades controladas. Para avaliar toda a gama de carregamentos durante a utilização, é necessário rodar o veículo a vazio e muitas vezes também é recomendável com carga parcial, além de diferentes velocidades e um número maior de estradas e aplicações, e eventos que simulem mau uso do produto ou possíveis acidentes. Caso o componente em estudo deva ser de utilização comum em diversas aplicações ou até em diferentes veículos, é necessário que os dados sejam coletados nas condições que apresentam o maior dano.

Caso se queira utilizar a definição do teste de bancada deste trabalho para realizar testes em um suporte dianteiro de um outro veículo semelhante, deve-se verificar primeiramente se o mesmo possui o mesmo nível de esforços durante a operação. Ainda que o veículo seja da mesma categoria, com a mesma carga, e com o mesmo tipo de suspensão, diferenças de geometria de suspensão, rigidez de feixes de molas ou outras variações podem fazer com que um veículo da mesma capacidade apresente esforços nos suportes com variações significativas.

Algumas aquisições apresentaram diferenças significativas no dano entre o suporte esquerdo e o suporte direito. Essa diferença pode ser devido a diversas fontes: as pesagens foram realizadas por eixo, assim não se tem conhecimento se as cargas possuem diferença entre os lados; o feixe de molas pode possuir rigidez diferente entre os lados; os extensômetros não foram montados exatamente na mesma posição; o dimensional dos suportes não ser exatamente o mesmo. Também é possível que, como a aquisição de dados é realizada em apenas três trajetos em cada tipo de pista e em uma distância curta, algum evento mais pronunciado na pista em um lado pode ocasionar quase todo o dano; neste caso, em um trajeto mais longo, o dano em ambos os lados tende a ficar mais semelhante.

5 CONCLUSÕES E TRABALHOS FUTUROS

Nesta seção são mostradas as conclusões e propostas para trabalhos futuros.

5.1 CONCLUSÕES

As diferentes pistas em que o veículo rodou apresentaram uma grande diferença no resultado do dano para o suporte dianteiro. Isto mostra que a escolha das pistas em que o veículo irá rodar é determinante no dano do componente e devem ser escolhidas de forma a representar a real condição de operação do veículo.

A aquisição dos dados das pistas deve ser realizada durante um tempo maior. Este fato pode ser verificado nos resultados dos histogramas *rainflow*, em que a distribuição das deformações aparece concentrada em um pequeno grupo de valores. Pode ser verificado também, de forma mais evidente, nos histogramas de dano em que a maioria do dano é devido a uma quantidade pequena de ciclos com uma deformação mais elevada.

Foi verificado que o dano ocasionado pelos eventos de frenagem severa e de aceleração severa não representam um dano considerável ao suporte dianteiro. Assim, não existe a necessidade de incluir os mesmos para a consideração do dano no veículo.

Caso se queira desenvolver um veículo que atenda uma rota de utilização diferente da especificada neste trabalho, uma vez que se tenham os dados coletados em diversas pistas diferentes, basta modificar a relação de rodagem do veículo para definir a nova necessidade de ciclos para que o mesmo atenda a nova configuração utilizada.

A velocidade de rodagem tem uma importância expressiva no dano, este fato pode ser observado na diferença de dano obtido na pista de paralelepípedo a 15km/h e a 20km/h, devido a isto deve-se ter atenção no momento de realizar a aquisição de dados, de forma que representem a real condição de trabalho.

Com os resultados, é possível dizer que o teste de bancada definido para o suporte representa determinada configuração de pistas; porém, não é possível dizer de forma precisa o quão próximo da falha está o suporte dianteiro, devido a todas as aproximações e considerações no cálculo da vida em fadiga, principalmente na curva de fadiga.

Os métodos tratados neste trabalho podem ser utilizados para estimar a vida em diferentes componentes utilizados no chassi ou suspensão de um veículo comercial. Podem

ser aplicados com adaptações para considerar diferentes materiais e outras modificações específicas de cada componente ou aplicação conforme necessário.

5.2 PROPOSTAS PARA TRABALHOS FUTUROS

Realizar o teste de fadiga de bancada conforme definido neste trabalho, caso necessário exceder o número de ciclos para levar o componente até a falha.

Incluir análise estatística e de confiabilidade para avaliação da vida em fadiga.

Realizar análise de fadiga com as curvas de vida obtidas a partir dos próprios componentes em estudo.

Realizar estudo de fadiga em componentes que apresentem deformações plásticas. Mesmo componentes projetados para possuir vidas longas, podem apresentar deformações plásticas em algum momento da vida em condições de pico ou extremas.

Uma proposta para a realização de testes de bancada futuros é observar componentes no campo que apresentem falha e reproduzir este modo de falha em teste de bancada acelerado. Incluir a possibilidade de realizar o ensaio acima do limite elástico do material, de modo a acelerar os testes de bancada.

Analisar a vida em fadiga dos componentes utilizando-se os diversos métodos existentes, e realizar a correlação com testes de bancada e a falha real, de forma a definir quais os métodos de avaliação mais adequados para cada caso.

Considerar as tensões residuais dos componentes na avaliação da vida em fadiga, no componente fundido estudado, as tensões residuais podem ser obtidas de forma virtual com auxílio de *softwares* que simulam a fundição e o resfriamento dos componentes, ou as tensões residuais também podem ser obtidas em ensaios físicos.

Realizar a estimativa da vida dos componentes totalmente de forma virtual, durante as fases de projeto, antes do desenvolvimento do componente físico.

REFERÊNCIAS

AMERICAN SOCIETY FOR TESTING AND MATERIALS. **ASTM E1823**: Standard Terminology Relating to Fatigue and Fracture Testing. West Conshohocken, 2005.

AMERICAN SOCIETY FOR TESTING AND MATERIALS. **ASTM A536**: Standard Specification for Ductile Iron Castings. West Conshohocken, 2009.

AMERICAN SOCIETY FOR TESTING AND MATERIALS. **ASTM E1049**: Standard Practices for Cycle Counting in Fatigue Analysis. West Conshohocken, 2011.

BALTHAZAR, J. C.; MALCHER, L. A review on the main approaches for determination of the multiaxial high cycle fatigue strength. International Symposium on Solid Mechanics, 1., 2007, São Paulo. **Mechanics of Solids in Brazil 2007**. São Paulo: ACBM, 2007. p. 63-80.

BANNANTINE, J. A.; COMER, J. J.; HANDROCK, J. L. **Fundamentals of Metal Fatigue Analysis**. Englewood Cliffs: Prentice Hall, 1989.

BATHE, K. J. **Finite Element Procedures**. Upper Saddle River: Prentice Hall, 1996.

BATHIAS, C.; PARIS, P. C. **Gigacycle Fatigue in Mechanical Practice**. New York: Marcel Dekker, 2005.

BATHIAS, C. (Ed.); PINEAU, A. (Ed.). **Fatigue of Materials and Structures: Fundamentals**. London: ISTE; Hoboken: Wiley, 2010.

BRASIL. Conselho Nacional de Trânsito. **Resolução Contran nº 210**, de 13 de novembro de 2006. Estabelece os limites de peso e dimensões para veículos que transitem por vias terrestres e dá outras providências. Diário Oficial da União, Brasília, DF, seção 1, v. 143, n. 223, p. 72, 22 nov. 2006.

BENASCIUTTI, D. **Fatigue Analysis of Random Loadings**. 2004. 269 f. Tese (Doutorado em Engenharia Civil e Industrial) – Universidade de Ferrara, Ferrara, 2004.

BENNETT, S. **Heavy Duty Truck Systems**. 5th ed. Clifton Park: Cengage Learning, 2011.

BRANCO, C. A. G. de M. **Mecânica dos Materiais**. 5. ed. Lisboa: Calouste Gulbenkian, 2011.

CARPINTERI, A.; SPAGNOLI, A.; VANTADORI, S. A review of multiaxial fatigue criteria for random variable amplitude loads. **Fatigue & Fracture of Engineering Materials & Structures**, Parma, v. 40, n. 7, p. 1007-1036, May. 2017.

CASTRO, J. T. P. de; MEGGIOLARO, M. A. **Fadiga: Técnicas e Práticas de Dimensionamento Estrutural sob Cargas Reais de Serviço**, Volume I: Iniciação de Trincas. [S. l.]: Createspace, 2009. 2 v.

CAMPBELL, F. C. (Ed.). **Elements of Metallurgy and Engineering Alloys**. Materials Park, OH: ASM International, 2008.

DEUTSCHES INSTITUT FÜR NORMUNG. **DIN EN 1563**: Founding – Spheroidal graphite cast irons. Berlin, 2012.

DOYLE, J. **Modern Experimental Stress Analysis**: completing the solution of partially specified problems. Chichester: John Wiley & Sons, 2004.

EDLUND, S.; FRYK, P. **The Right Truck for the Job with Global Truck Application Descriptions**. SAE Technical Paper 2004-01-2645, 10 p. Oct. 2004.

FATEMI, A.; YANG, L. **Cumulative fatigue damage and life prediction theories: a survey of the state of the art for homogeneous materials**. International Journal of Fatigue, Toledo, OH, v. 20, n. 1, p. 9-34, Jan. 1998.

FE-SAFE. **Volume 1 – User Guide**. 2014. 408 p. Manual técnico.

FE-SAFE. **Volume 2 – Fatigue Theory Reference Manual**. 2002. 264 p. Manual técnico.

FORD. **Cargo 2429 (6x2)**. Disponível em: <<http://www.fordcaminhoes.com.br/cargo/c-2429>>. Acesso em: 12 de junho de 2017.

GENTA, G.; MORELLO, L. **The Automotive Chassis**: Vol. 1: Components Design. Dordrecht: Springer, 2009.

GILLESPIE, T. D. **Heavy Truck Ride**. 2004. 52 p. Notas de Aula.

GRISON, V. **Ferramentas para Análise Dinâmica e Estrutural de um Reboque de Linha Leve**. 2005. 98 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia) – Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2005.

HAIBACH, E. **Betriebsfestigkeit**: Verfahren und Daten zur Bauteilberechnung. 3. korr. u. erg. Aufl. Berlin: Springer, 2006.

HBM. **Strain Gauges**: Absolute precision from HBM (version 5.0). [S. l.].

HEYES, P. **Multiaxial Fatigue**. 2012. 18 p. Notas de Aula.

HOFFMANN, K. **An Introduction to Stress Analysis and Transducer Design using Strain Gauges**. [S. l.]: HBM, 2012.

INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDARDIZATION. **ISO 1083**: Spheroidal Graphite Cast Irons - Classification. Genebra, 2004.

JENKINS, L. R.; FORREST, R. D. Ductile Iron. In: **ASM Handbook Volume 1: Properties and Selection: Irons, Steels, and High-Performance Alloys**. 10th ed. Materials Park: ASM International, 1990. p. 88-149.

JOHANNESSON, P. (Ed.); SPECKERT, M. (Ed.). **Guide to Load Analysis for Durability in Vehicle Engineering**. Chichester: Wiley, 2014.

KAROLCZUK, A.; MACHA, E. A review of multiaxial fatigue failure criteria based on the critical plane approach. Colloque National MECAMAT Aussois 2007, 19., 2007, Aussois. **Colloque National MECAMAT Aussois 2007: Fatigue des matériaux et des structures**. [S. l.]: MECAMAT, 2007. p. 12-23.

KÖHLER, M. *et al.* **Zählverfahren und Lastannahme in der Betriebsfestigkeit**. Berlin: Springer, 2012.

LALANNE, C. **Mechanical Vibration and Shock Analysis: Volume 4: Fatigue Damage**. 2nd. ed. London: ISTE; Hoboken: Wiley, 2009. 5v.

LEE, Y.; BARKEY, M. E.; KANG, H. **Metal Fatigue Analysis Handbook: Practical Problem-Solving Techniques for Computer-Aided Engineering**. Oxford: Elsevier, 2012.

LEE, Y. *et al.* **Fatigue Testing and Analysis: Theory and Practice**. Oxford: Elsevier, 2005.

LMS. **Understanding the Rosette**. [S.l.]. 37 p. Notas de Aula.

MEGGIOLARO, M. A.; CASTRO, J. T. P. de; MIRANDA, A. C. de O. Evaluation of multiaxial stress-strain models and fatigue life prediction methods under proportional loading. International Symposium on Solid Mechanics, 2., 2009, São Paulo. **Mechanics of Solids in Brazil 2009**. São Paulo: ACBM, 2009. p. 365-384.

MERCEDES-BENZ. **Atego**. Disponível em: <<https://www.mercedes-benz.com.br/caminhoes/atego/galeria-de-imagens>>. Acesso em: 14 de junho de 2017.

MILELLA, P. P. **Fatigue and Corrosion in Metals**. Milan: Springer, 2013.

MILNE, I. The importance of the management of structural integrity. **Engineering Failure Analysis**, Youlgreave, v. 1, n. 3, p. 171-181, Oct. 1994.

MURRAY, W. M.; MILLER, W. R. **The Bonded Electrical Resistance Strain Gage**. New York: Oxford University Press, 1992.

NICHOLAS, T. **High Cycle Fatigue: A Mechanics of Materials Perspective**. Oxford: Elsevier, 2006.

NUNNEY, M. J. **Light & Heavy Vehicle Technology**. 4th ed. Oxford: Elsevier, 2007.

PALIN-LUC, T. Fatigue under Variable Amplitude Loadings. In: BATHIAS, C. (Ed.); PINEAU, A. (Ed.). **Fatigue of Materials and Structures: Fundamentals**. London: ISTE; Hoboken: Wiley, 2010. Cap. 12, p. 457-502.

PERES, G. **Uma Metodologia para Simulação e Análise Estrutural de Veículos de Transporte de Carga**. 192 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia) – Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2006.

POOK, L. **Metal Fatigue: What It Is, Why It Matters**. Dordrecht: Springer, 2007.

POPP, K.; SCHIEHLEN, W. **Ground Vehicle Dynamics**. Berlin: Springer, 2010.

REED, R. P., SMITH, J. H., CHRIST, B. W. **The Economic Effects of Fracture in the United States**. Washington: U.S. Department of Commerce, National Bureau of Standards, Special Publication 647, 1983.

RILL, G. **Road Vehicle Dynamics: Fundamentals and Modeling**. Boca Raton: CRC Press, 2012.

SHARPE Jr, W. N. (Ed.). **Springer Handbook of Experimental Solid Mechanics**. New York: Springer, 2008.

SCHIJVE, J. **Biaxial Fatigue of Metals: The Present Understanding**. Cham: Springer, 2016.

SCHIJVE, J. **Fatigue of Structures and Materials**. 2nd ed. Delft: Springer, 2009.

SCHIJVE, J. Fatigue of structures and materials in the 20th century and the state of the art. **International Journal of Fatigue**, Delft, v. 25, n. 8, p. 679-702, Aug. 2003.

SCHÜTZ, W. A History of Fatigue. **Engineering Fracture Mechanics**, Ottobrunn, v. 54, n. 2, p. 263-300, May. 1996.

SENDECKYJ, G. P. Early Railroad Accidents and the Origins of Research on Fatigue of Metals. In: NICHOLAS, T. **High Cycle Fatigue: A Mechanics of Materials Perspective**. Oxford: Elsevier, 2006. Appendix A, p. 472-492.

SOCIE, D. F.; MARQUIS, G. B. **Multiaxial Fatigue**. Warrendale: SAE International, 2000.

SOCIETY OF AUTOMOTIVE ENGINEERS. **SAE J434: Automotive Ductile (Nodular) Iron Castings**. Warrendale, 2004.

SONSINO, C. M. **Fatigue testing under variable amplitude loading**, *International Journal of Fatigue*, Darmstadt, v. 29, n. 6, p. 1080-1089, Jun. 2007.

STEPHENS, R. I. et al. **Metal Fatigue in Engineering**. 2nd ed. New York: Wiley Interscience, 2001.

SURESH, S. **Fatigue of Materials**. 2nd ed. New York: Cambridge University Press, 1998.

TAKAHASHI, B. X. **Metodologia Moderna para Análise de Fadiga Baseada em Elementos Finitos de Componentes Sujeitos a Fadiga Uni e Multiaxial**. 2014. 338 p. Dissertação (Mestrado em Engenharia) – Departamento de Engenharia Mecatrônica e de Sistemas Mecânicos, Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, São Paulo, 2014.

TARTAGLIA, J. Comparison of Monotonic and Cyclic Properties of Ductile Irons in the AFS/DOE Strain-Life Fatigue Database for Cast Iron. **International Journal of Metalcasting**, Wixom, v.6, n. 2, p. 7-22, Apr. 2012.

UNIVERSITY OF MICHIGAN. **Mechanics of Heavy Duty Trucks**: Chapter 5 – The Mechanical and Kinematic Properties of Heavy Vehicle Suspensions. 2004. 136 p. Notas de Aula.

VOLKSWAGEN. **Constellation Chassi Rígido**. Disponível em: <<https://www.man-la.com/produtos-volkswagen/modelos/constellation-7/chassi-rigido-7>>. Acesso em: 12 de junho de 2017.

VOLVO. **VM**. Disponível em: <<http://www.volvotrucks.com.br/pt-br/trucks/volvo-vm.html>>. Acesso em: 12 de junho de 2017.

WATSON, R. B. Bonded Electrical Resistance Strain Gages. In: SHARPE Jr, W. N. (Ed.). **Springer Handbook of Experimental Solid Mechanics**. New York: Springer, 2008. Cap. 12, p. 283-334.

winLIFE. **winLIFE 4.0 2017 Manual**. 2017. 740 p. Manual técnico.

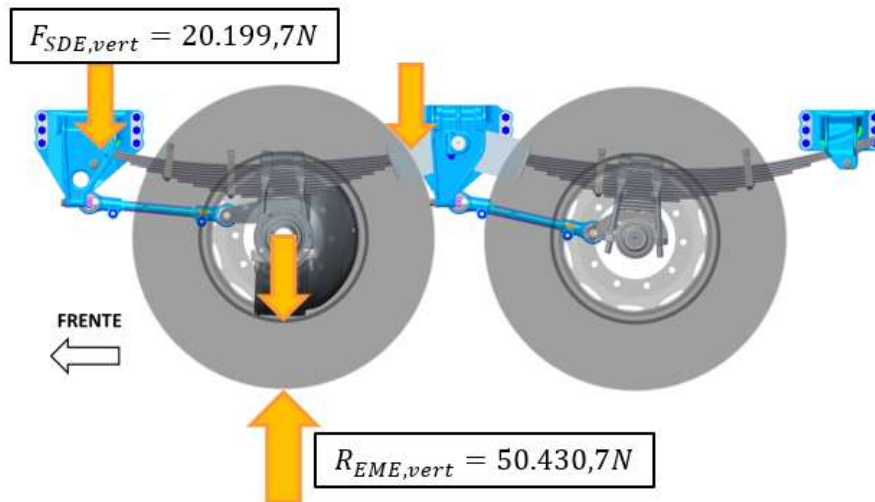
WONG, J. Y. **Theory of Ground Vehicles**. 3rd ed. New York: John Wiley & Sons, 2001.

YOU, B; LEE, S. A critical review on multiaxial fatigue assessments of metals. **International Journal of Fatigue**, Taejon, v. 18, n. 4, p. 235-244, May. 1996.

ZIENKIEWICZ, O. C.; TAYLOR, R. L., ZHU, J. Z. **The Finite Element Method**: Its Basis and Fundamentals. 6th. ed. Oxford: Elsevier Butterworth-Heinemann, 2005.

APÊNDICE A – Cálculo das Forças Atuantes no Suporte Dianteiro

Detalhamento do cálculo das forças atuantes no suporte dianteiro da suspensão traseira, conforme descrito na Seção 3.2.2 e as forças que devem ser aplicadas para os casos de carga como descrito na Seção 3.2.3. Na imagem abaixo é possível verificar os suportes da suspensão traseira do caminhão, os braços tensores e alguns componentes dos eixos.



Dados:

Massa do eixo motriz: $m_{EM} = 1.250kg$

Carga da suspensão traseira: $C_{SUSP, nom} = 17t = 17.000kg$

Com um acréscimo de 10% devido à carga técnica, a carga da suspensão fica:

$$C_{SUSP, téc} = 18,7t = 18.700kg$$

Assim as cargas técnicas do eixo motriz e do eixo auxiliar ficam:

$$C_{EM, téc} = 9.350kg$$

$$C_{EA, téc} = 9.350kg$$

Considerando-se a transferência de carga máxima entre os eixos de 10%:

$$C_{EM, transf} = 10.285kg$$

$$C_{EA, transf} = 8.415kg$$

O peso do eixo motriz fica:

$$P_{EM} = m_{EM} \times g$$

$$P_{EM} = 1.250 \times 9,80665$$

$$P_{EM} = 12.258,3N$$

O cálculo é realizado considerando-se o lado esquerdo da suspensão. A reação vertical do eixo motriz no lado esquerdo é:

$$R_{EME,vert} = \frac{C_{EM,transf} \times g}{2}$$

$$R_{EME,vert} = \frac{10.285 \times 9,80665}{2}$$

$$R_{EME,vert} = 50.430,7N$$

Sendo:

$R_{EME,vert}$: Reação do eixo motriz no lado esquerdo do veículo – vertical

No diagrama de corpo livre do eixo motriz, as forças ficam:

$$\Sigma F_y = 0$$

$$F_{SDE,vert} + F_{SCE,vert} + \frac{P_{EM}}{2} - R_{EME,vert} = 0$$

$$F_{SDE,vert} + F_{SCE,vert} = R_{EME,vert} - \frac{P_{EM}}{2}$$

Sendo:

$F_{SDE,vert}$: Força sobre o suporte dianteiro esquerdo – vertical

$F_{SCE,vert}$: Força sobre o suporte central esquerdo - vertical

Considerando-se o ponto “A” no centro do eixo motriz, os momentos ficam:

$$\Sigma M_A = 0$$

$$F_{SDE,vert} \times d_{EM,SDE} - F_{SCE,vert} \times d_{EM,SCE} = 0$$

$$F_{SCE,vert} = \frac{F_{SDE,vert} \times d_{EM,SDE}}{d_{EM,SCE}}$$

Sendo:

$d_{EM,SDE}$: Distância horizontal do centro do eixo motriz ao suporte dianteiro esquerdo

$d_{EM,SCE}$: Distância horizontal do centro do eixo motriz ao suporte central esquerdo

A partir das equações das forças e dos momentos:

$$F_{SDE,vert} + \frac{F_{SDE,vert} \times d_{EM,SDE}}{d_{EM,SCE}} = R_{EME,vert} - \frac{P_{EM}}{2}$$

$$F_{SDE,vert} \times \left(1 + \frac{d_{EM,SDE}}{d_{EM,SCE}} \right) = R_{EME,vert} - \frac{P_{EM}}{2}$$

$$F_{SDE,vert} = \frac{R_{EME,vert} - \frac{P_{EM}}{2}}{1 + \frac{d_{EM,SDE}}{d_{EM,SCE}}}$$

$$F_{SDE,vert} = \frac{50.430,7 - \frac{12.258,3}{2}}{1 + 1,1931818}$$

$$F_{SDE,vert} = 20.199,7N$$

Utilizando-se a força vertical atuante sobre o suporte dianteiro esquerdo e a reação vertical do eixo motriz no lado esquerdo, é possível calcular as forças para os casos de carga:

A força vertical fica:

$$F_{ASDE,vert} = F_{SDE,vert} \times 2 \quad (\text{Ver Seção 3.2.3.})$$

$$F_{ASDE,vert} = 40.399,3N$$

Sendo:

$F_{ASDE,vert}$: Força aplicada sobre o suporte dianteiro esquerdo – vertical

A força longitudinal fica:

$$F_{ASDE,long} = R_{EME,vert} \times 1,5 \quad (\text{Ver Seção 3.2.3})$$

$$F_{ASDE,long} = 50.430,7 \times 1,5$$

$$F_{ASDE,long} = 75.646,0N$$

Sendo:

$F_{ASDE,long}$: Força aplicada sobre o suporte dianteiro esquerdo – longitudinal

A força lateral fica:

$$F_{ASDE,lat} = F_{SDE,vert} \times 0,5 \quad (\text{Ver Seção 3.2.3})$$

$$F_{ASDE,lat} = 20.199,7 \times 0,5$$

$$F_{ASDE,lat} = 10.099,8N$$

Sendo:

$F_{ASDE,lat}$: Força aplicada sobre o suporte dianteiro esquerdo – lateral

APÊNDICE B – Características dos Extensômetros

Na tabela abaixo seguem as características dos extensômetros utilizados:

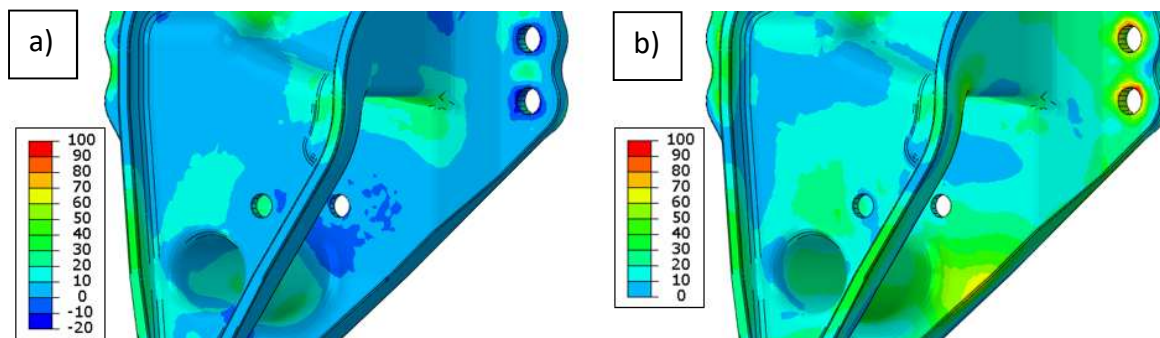
Extensômetro	1LY41-3/120	1RY81-3/120
Tipo	Longitudinal	Roseta
Número de grades	1	3
Tamanho da grade [mm]	3	
Material da base	Poliimida	
Material da grade de medição	Constantan	
Material da cobertura protetora	Poliimida	
Resistência [Ω]	120	
Tolerância da resistência [%]	$\pm 0,3$	
Fator do extensômetro	Aproximadamente 2 (valor nominal indicado na embalagem).	
Tolerância do fator do extensômetro [%]	± 1	
Temperatura de referência [C°] (temperatura em que as especificações dos extensômetros são referentes)	23	
Faixa de temperatura de operação [C°] (para medições referenciadas em zero)	-70 a 200	
Faixa de temperatura de operação [C°] (para medições não referenciadas em zero)	-200 a 200	
Sensibilidade transversal [%]	Especificada na embalagem	
Sensibilidade transversal [%] na temperatura de referência utilizando o adesivo Z70 no extensômetro LY11-6/120	-0,1	
Histerese mecânica [$\mu\text{m}/\text{m}$] na temperatura de referência e deformação de $\pm 1000 \mu\text{m}/\text{m}$ aplicada no extensômetro LY11-6/120 no 1º ciclo de carregamento com o adesivo Z70: no 3º ciclo de carregamento com o adesivo Z70:	1,0 0,5	
Alongamento máximo [$\mu\text{m}/\text{m}$] na temperatura de referência com o adesivo Z70 para o extensômetro LY11-6/120 Deformação na direção positiva: Deformação na direção negativa:	50.000 50.000	
Vida em fadiga na temperatura de referência com o adesivo X60 no extensômetro LY61-6/120 Número de ciclos de deformação alternada de $\pm 1000 \mu\text{m}/\text{m}$ Erro para o ponto zero < 300 $\mu\text{m}/\text{m}$: Erro para o ponto zero < 30 $\mu\text{m}/\text{m}$:	>>10 ⁷ (teste interrompido em 10 ⁷) >10 ⁷ (teste interrompido em 10 ⁷)	

Notar que algumas especificações são definidas considerando extensômetros de referência e adesivos de referência. Para maiores detalhes verificar catálogo HBM.

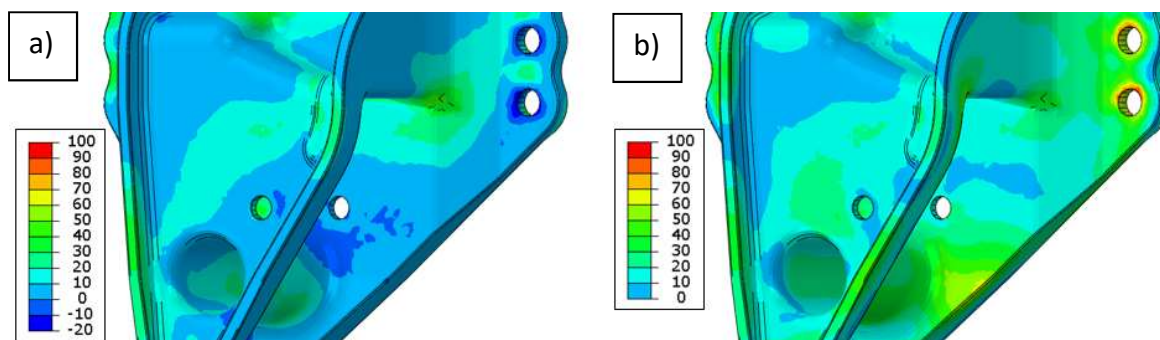
APÊNDICE C – Resultados das Análises de Elementos Finitos

Seguem os resultados das análises de elementos finitos de todos os casos de carga, (estes resultados também tem o seu valor máximo normalizado para 100).

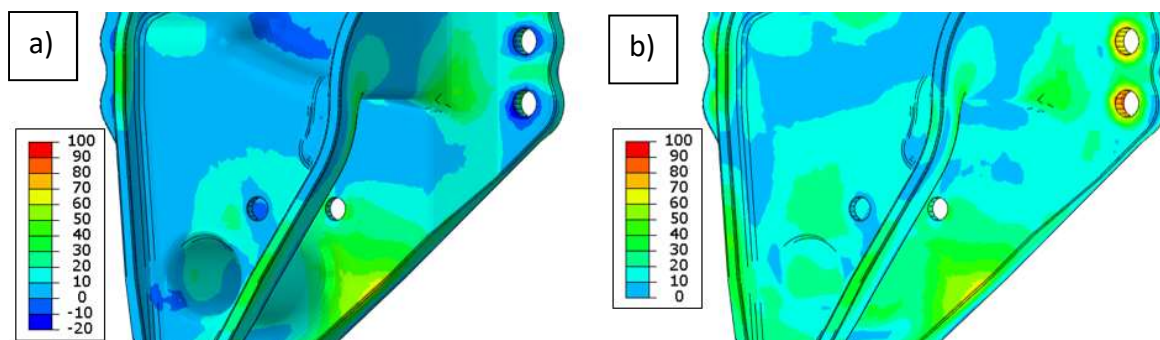
Caso de Carga 1 – a) Tensão máxima principal – b) Tensão von Mises



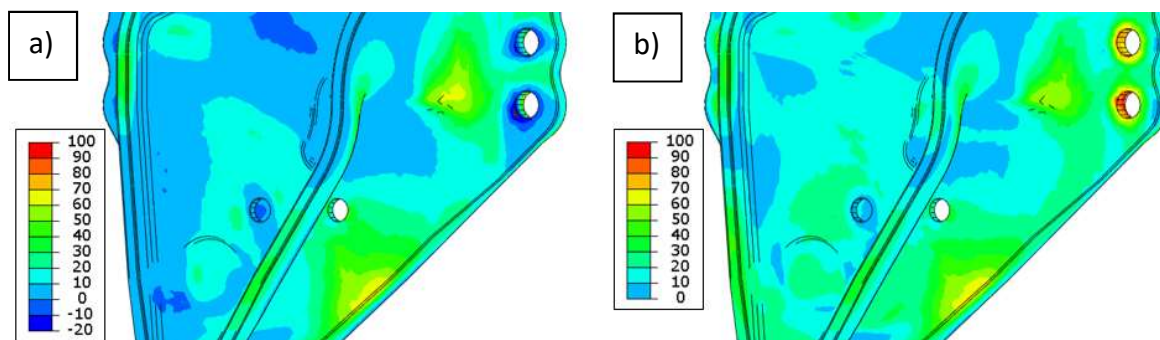
Caso de Carga 2 – a) Tensão máxima principal – b) Tensão von Mises



Caso de Carga 3 – a) Tensão máxima principal – b) Tensão von Mises



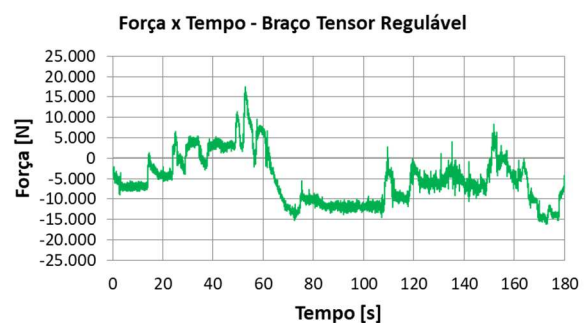
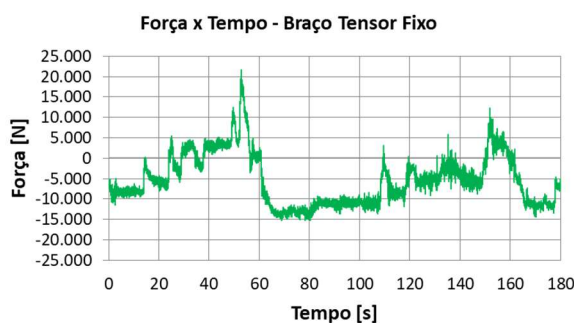
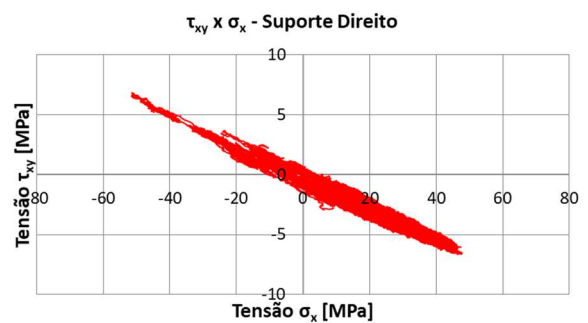
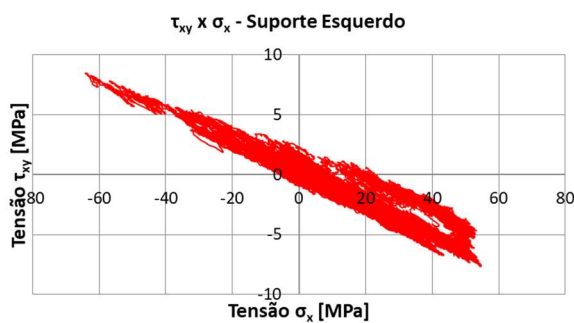
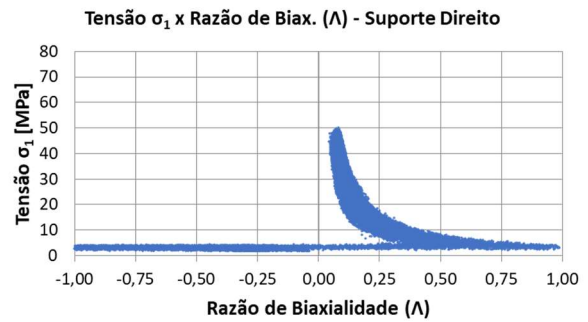
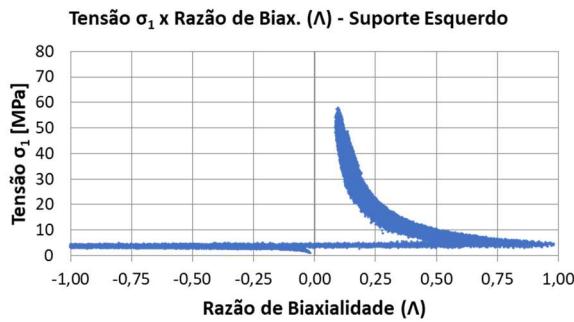
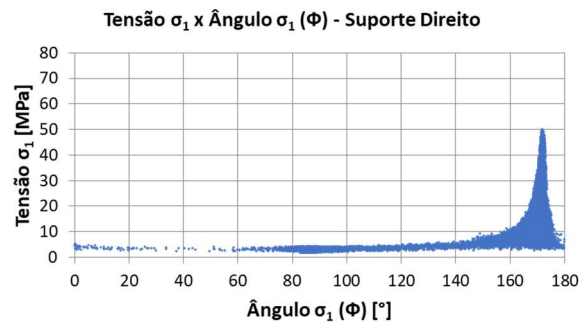
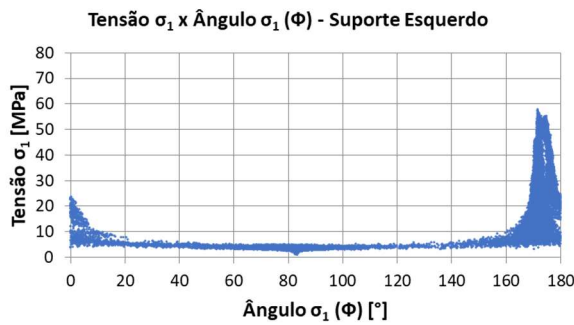
Caso de Carga 4 – a) Tensão máxima principal – b) Tensão von Mises



APÊNDICE D – Análises das Tensões e Forças

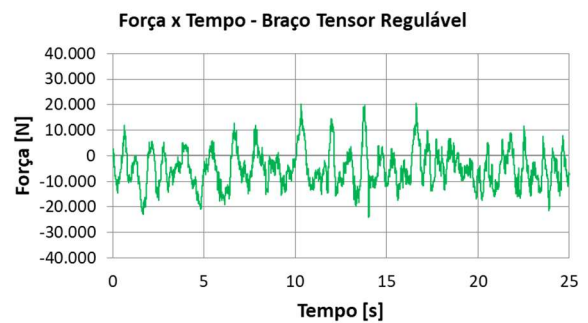
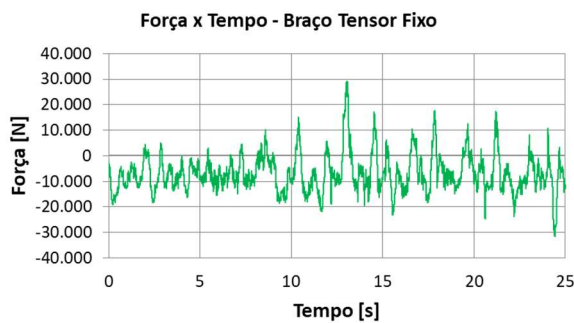
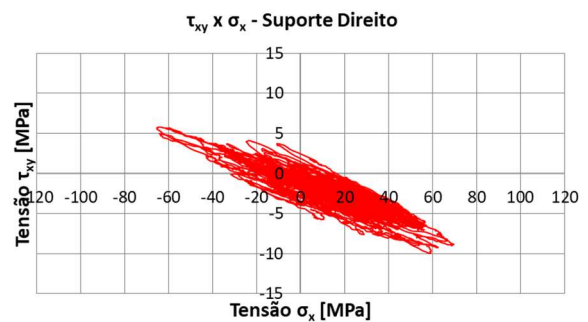
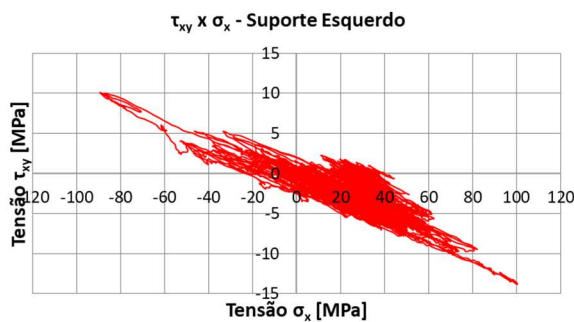
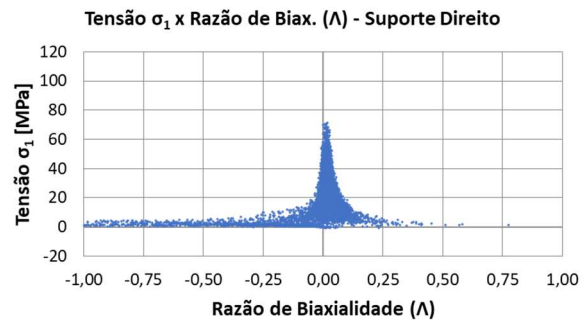
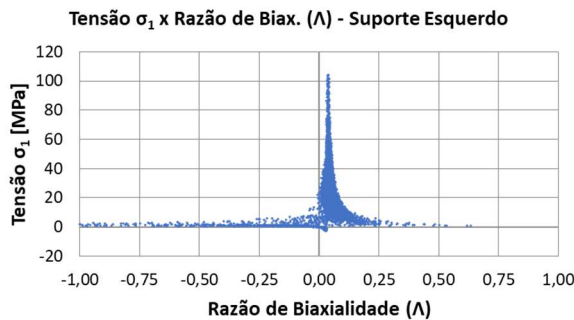
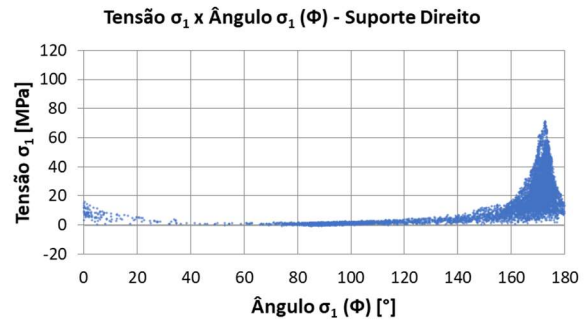
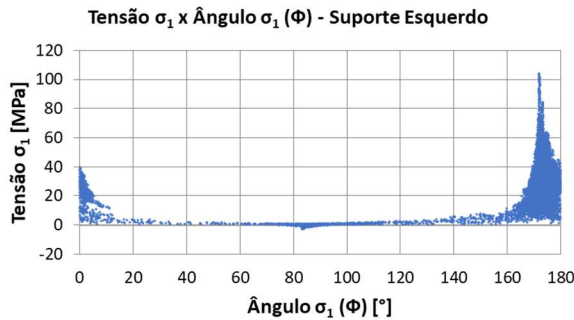
Análises das Tensões e Forças – Asfalto

Seguem abaixo os resultados das análises das tensões nos pontos de instrumentação dos extensômetros roseta e as forças nos braços tensores para a pista de asfalto, trajeto 1 e passagem 1.



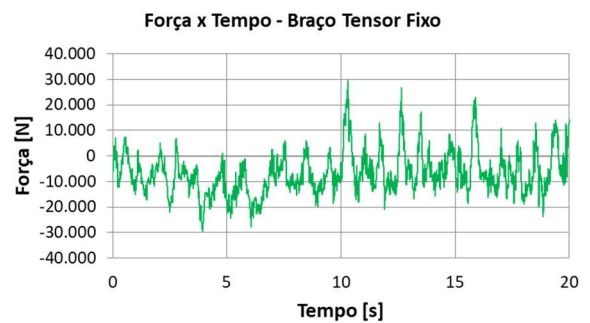
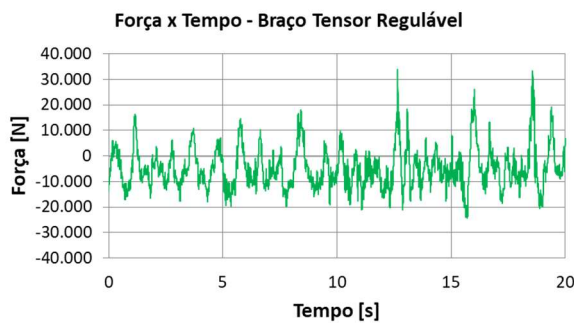
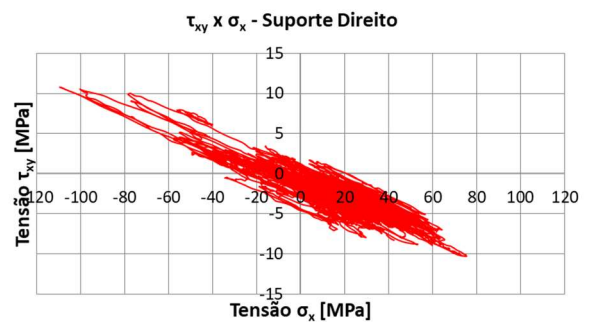
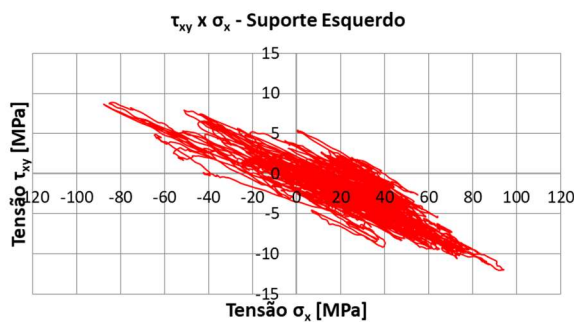
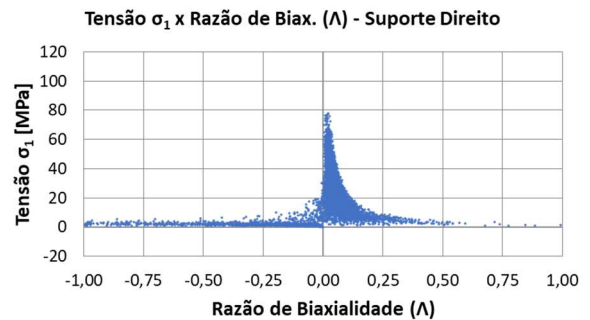
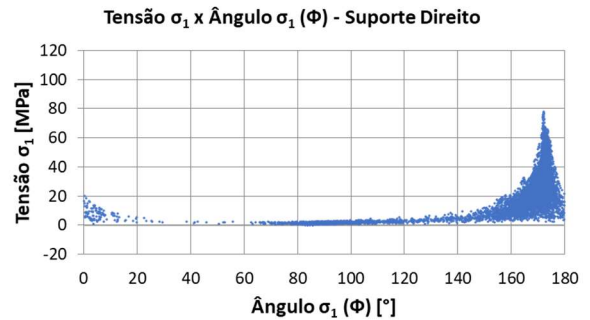
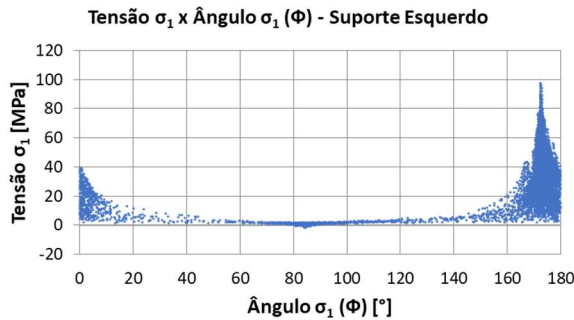
Análises das Tensões e Forças – Paralelepípedo a 15 km/h

Seguem abaixo os resultados das análises das tensões nos pontos de instrumentação dos extensômetros roseta e as forças nos braços tensores para a pista de paralelepípedo a 15km/h, trajeto 1 e passagem 1.



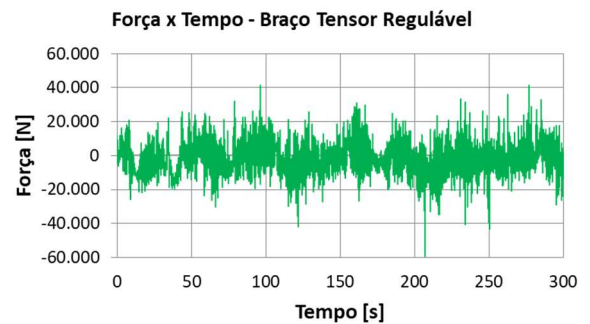
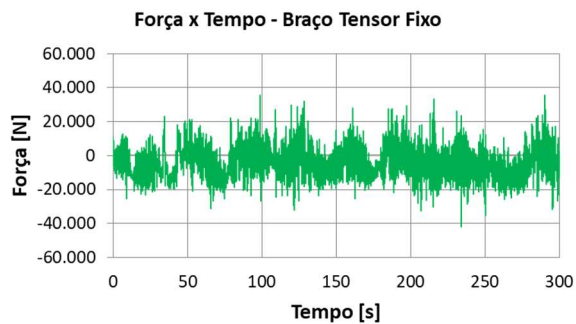
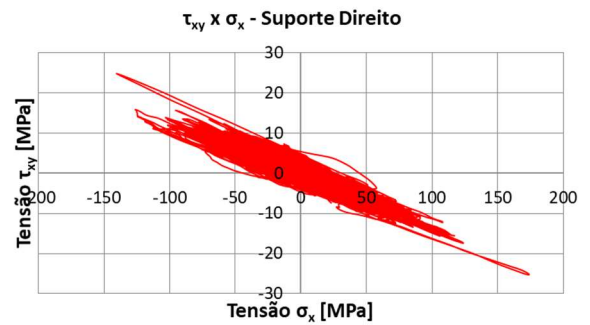
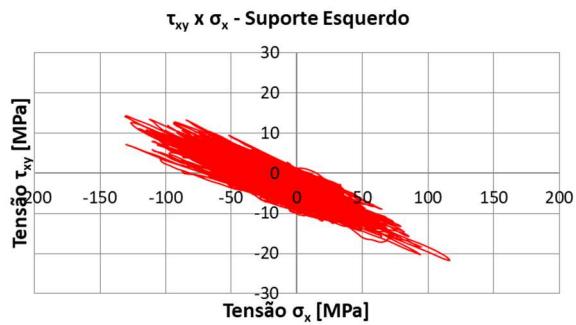
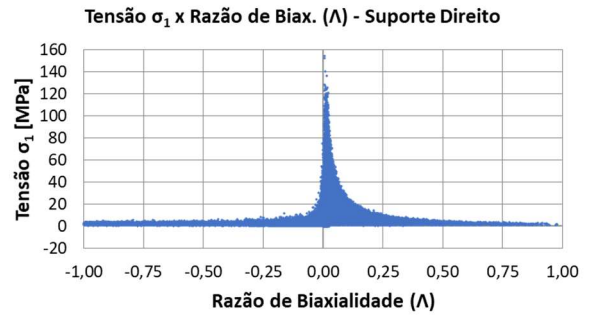
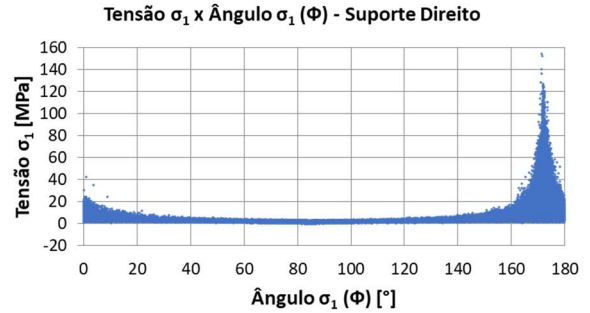
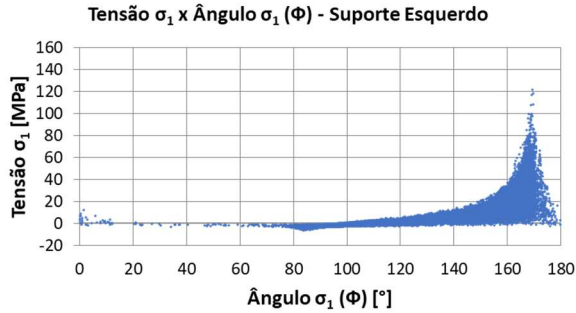
Análises das Tensões e Forças – Paralelepípedo a 20 km/h

Seguem abaixo os resultados das análises das tensões nos pontos de instrumentação dos extensômetros roseta e as forças nos braços tensores para a pista de paralelepípedo a 20km/h, trajeto 1 e passagem 1.



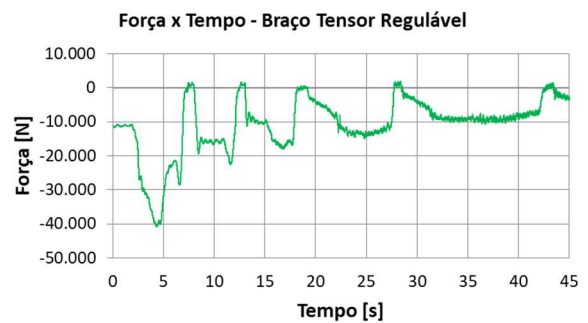
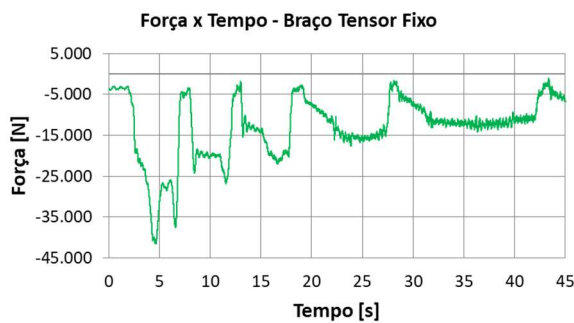
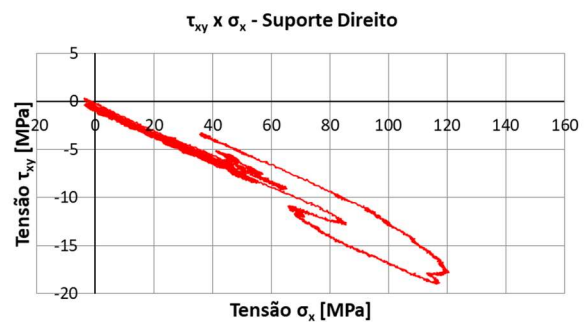
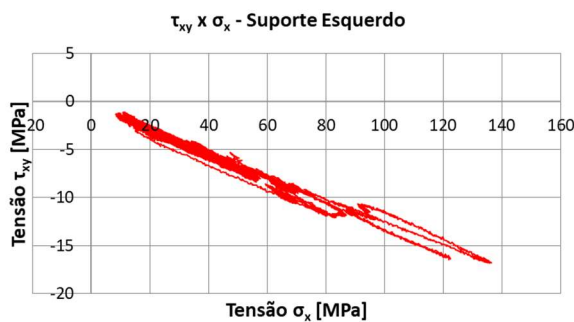
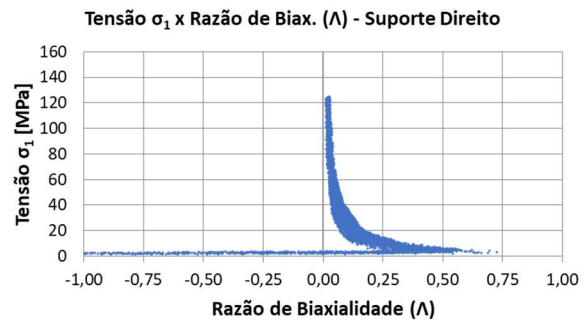
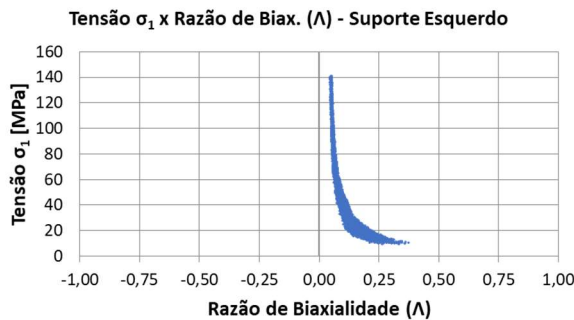
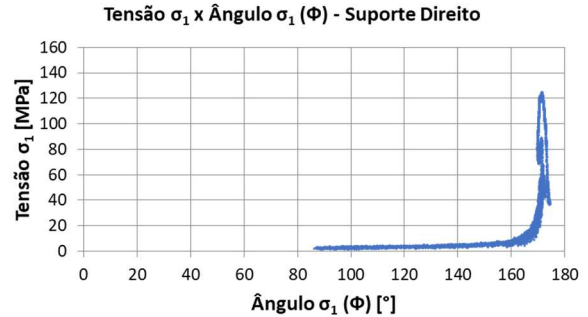
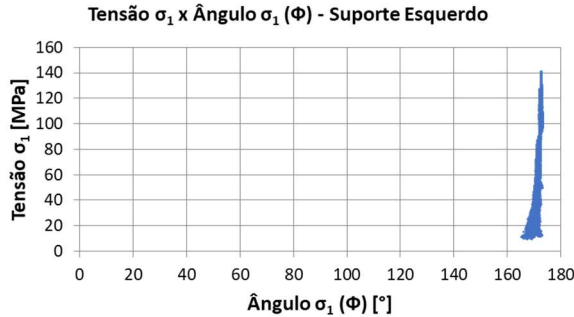
Análises das Tensões e Forças – Terra

Seguem abaixo os resultados das análises das tensões nos pontos de instrumentação dos extensômetros roseta e as forças nos braços tensores para a pista de terra, trajeto 1 e passagem 1.



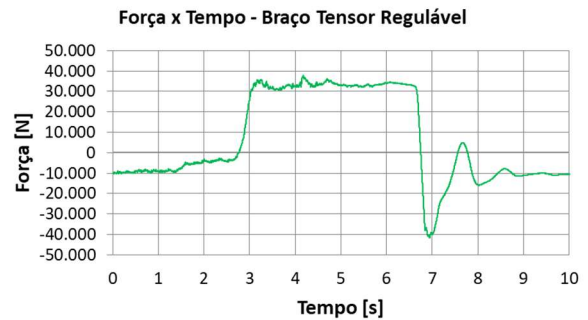
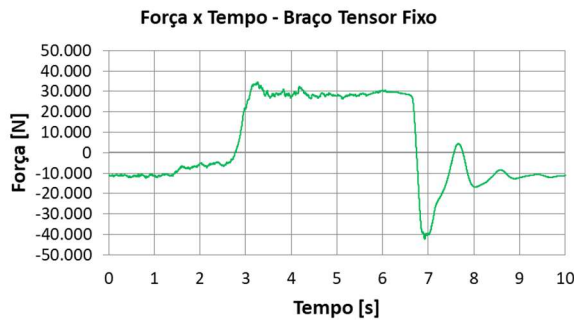
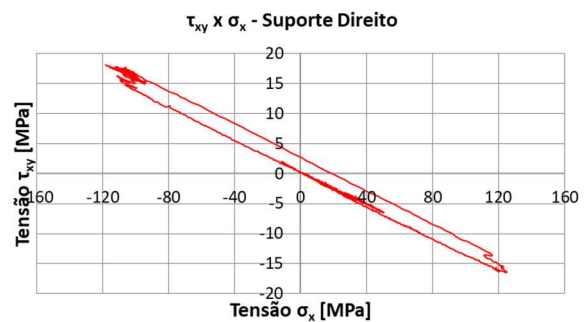
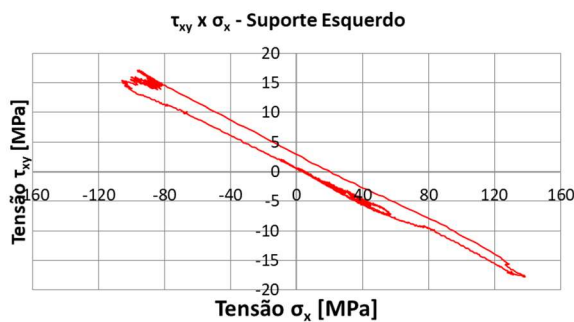
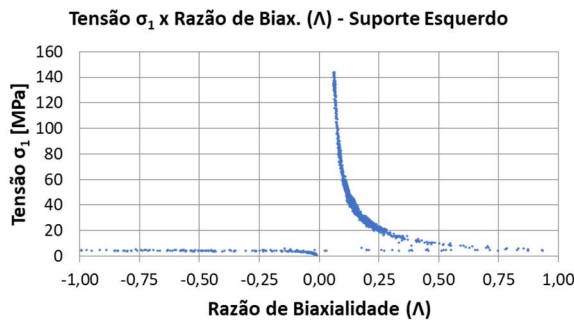
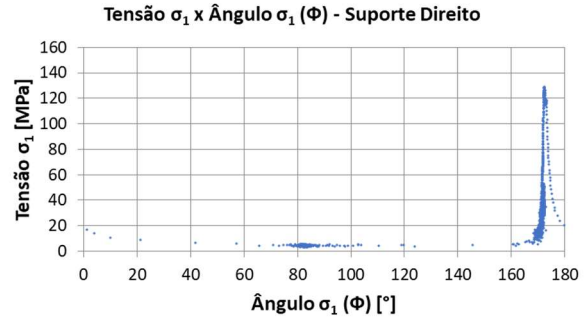
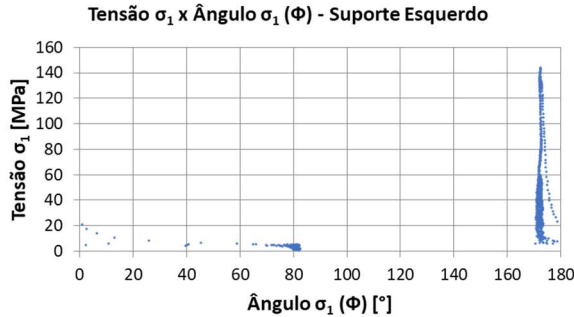
Análises das Tensões e Forças – Arrancada

Seguem abaixo os resultados das análises das tensões nos pontos de instrumentação dos extensômetros roseta e as forças nos braços tensores para o evento de arrancada, trajeto 1 e passagem 1.



Análises das Tensões e Forças – Frenagem

Seguem abaixo os resultados das análises das tensões nos pontos de instrumentação dos extensômetros roseta e as forças nos braços tensores para o evento de frenagem, trajeto 1 e passagem 1.

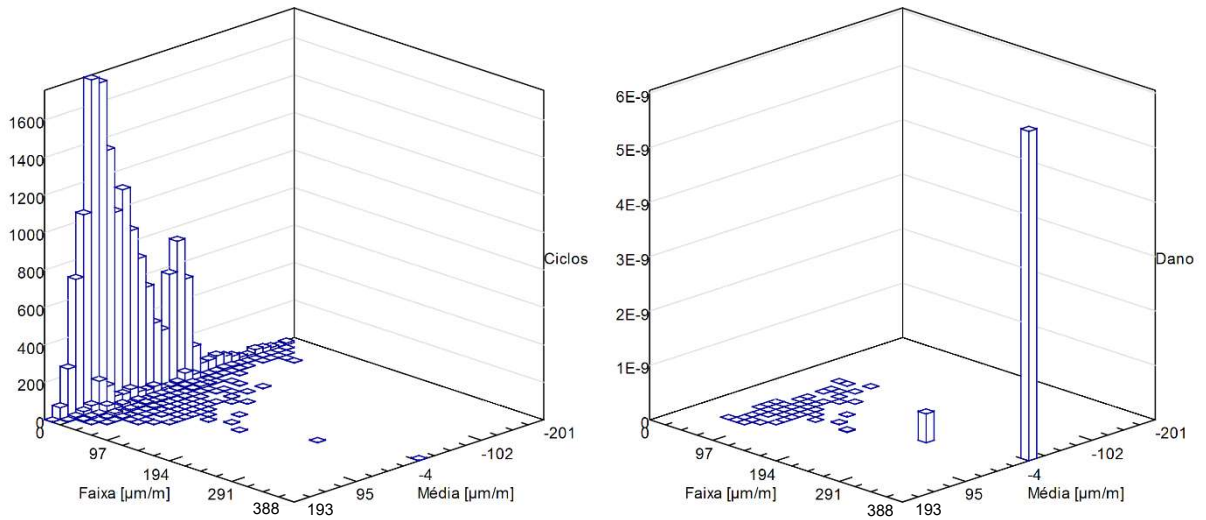


APÊNDICE E – Análise de Dano – Suporte Esquerdo

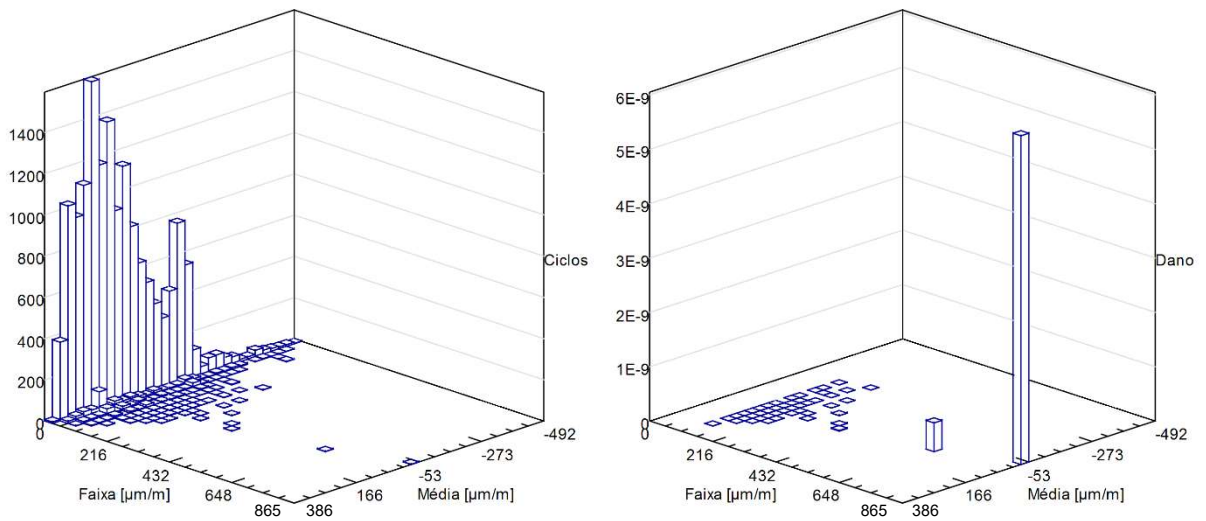
Análise de Dano – Suporte Esquerdo – Asfalto

Seguem abaixo os resultados da análise de dano no ponto de instrumentação do extensômetro roseta do suporte dianteiro esquerdo para a pista de asfalto, trajeto 1 e passagem 1.

Histograma *rainflow* das deformações normais e histograma do dano correspondente



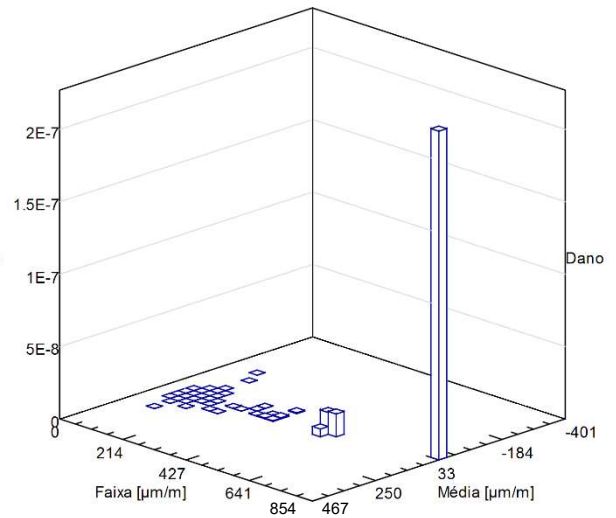
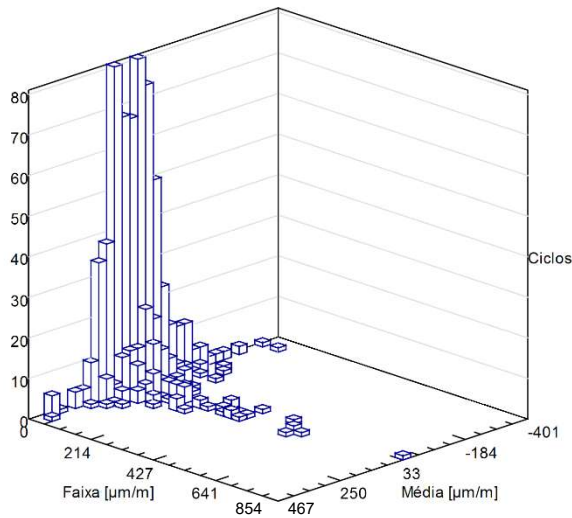
Histograma *rainflow* das deformações cisalhantes e histograma do dano correspondente



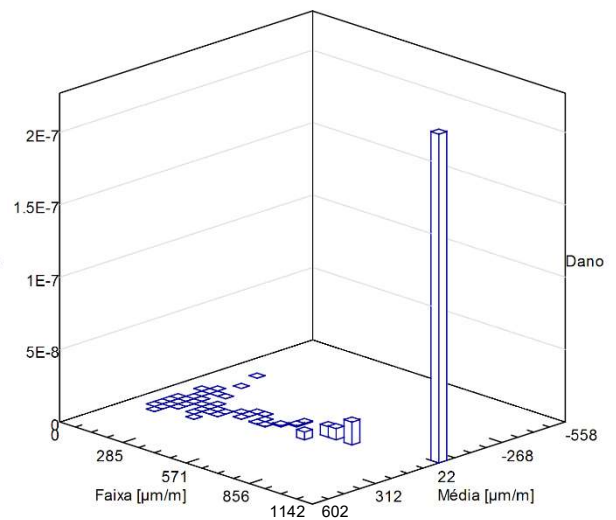
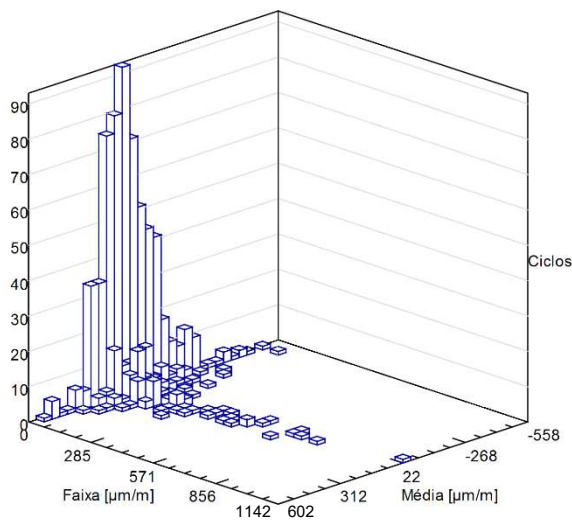
Análise de Dano – Suporte Esquerdo – Paralelepípedo a 15 km/h

Seguem abaixo os resultados da análise de dano no ponto de instrumentação do extensômetro roseta do suporte dianteiro esquerdo para a pista de paralelepípedo a 15km/h, trajeto 1 e passagem 1.

Histograma *rainflow* das deformações normais e histograma do dano correspondente



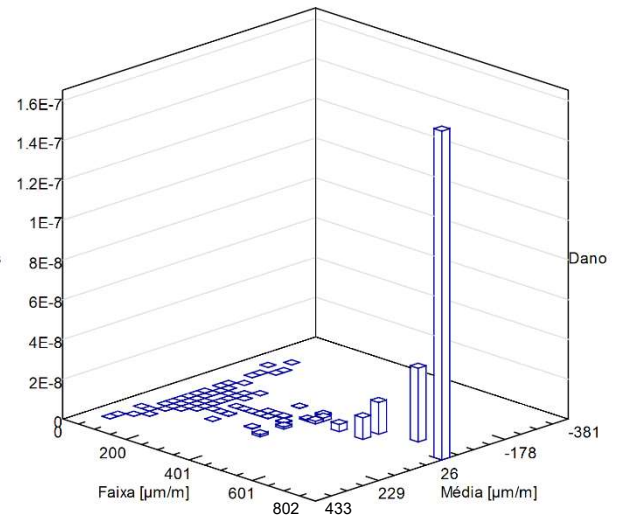
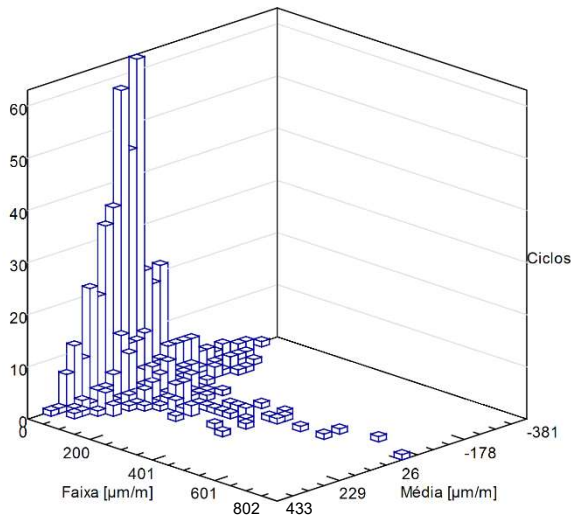
Histograma *rainflow* das deformações cisalhantes e histograma do dano correspondente



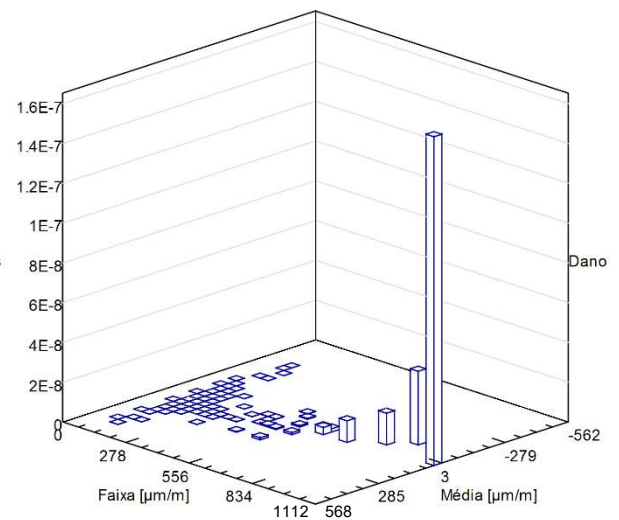
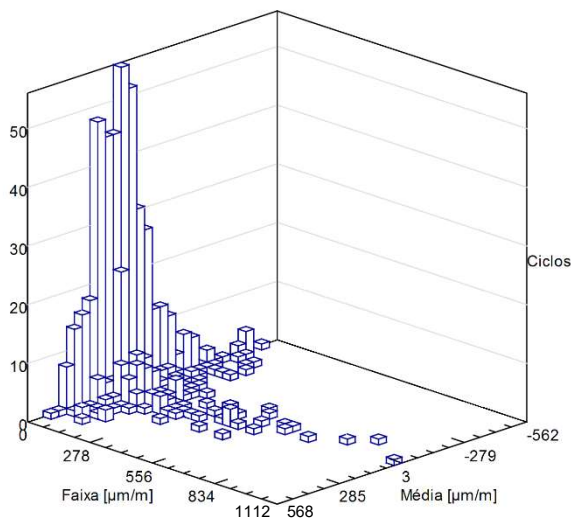
Análise de Dano – Suporte Esquerdo – Paralelepípedo a 20 km/h

Seguem abaixo os resultados da análise de dano no ponto de instrumentação do extensômetro roseta do suporte dianteiro esquerdo para a pista de paralelepípedo a 20km/h, trajeto 1 e passagem 1.

Histograma *rainflow* das deformações normais e histograma do dano correspondente



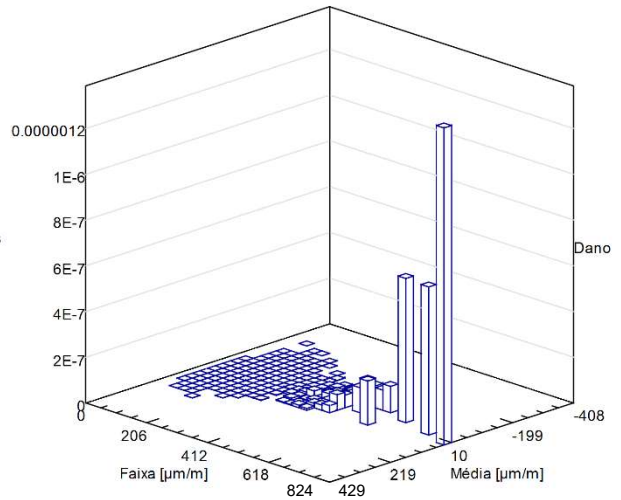
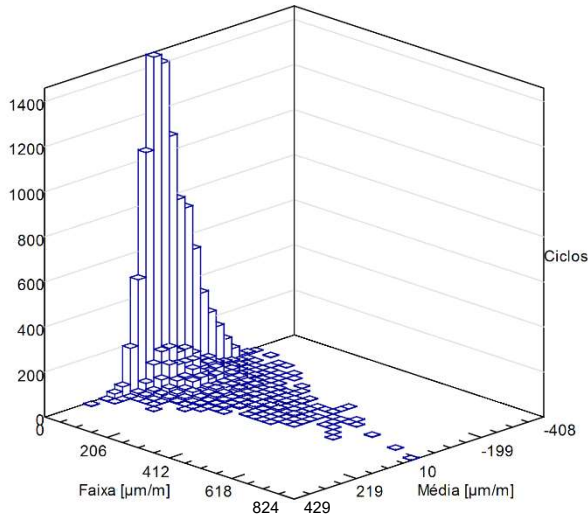
Histograma *rainflow* das deformações cisalhantes e histograma do dano correspondente



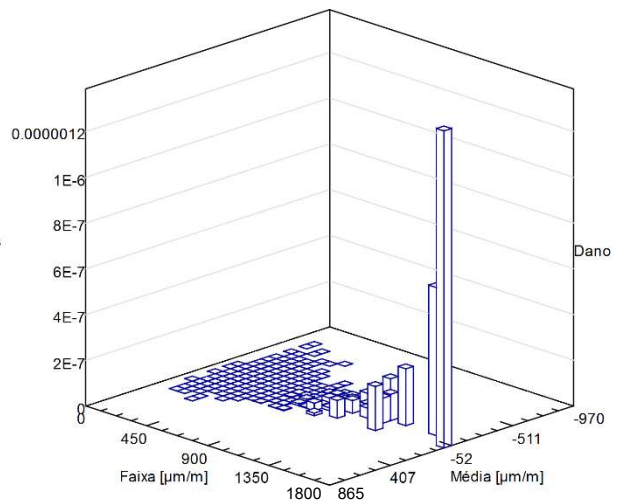
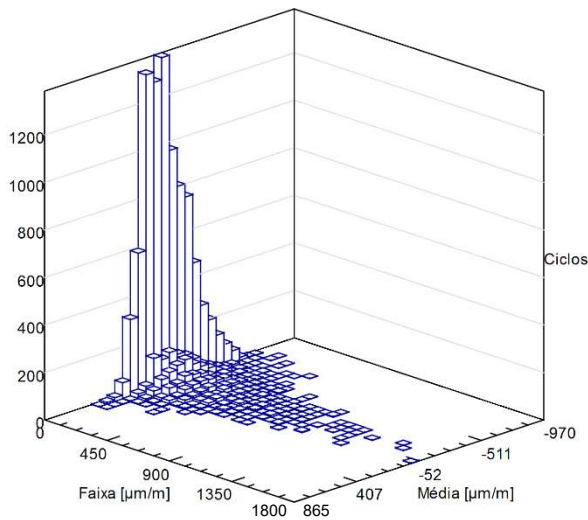
Análise de Dano – Suporte Esquerdo – Terra

Seguem abaixo os resultados da análise de dano no ponto de instrumentação do extensômetro roseta do suporte dianteiro esquerdo para a pista de terra, trajeto 1 e passagem 1.

Histograma *rainflow* das deformações normais e histograma do dano correspondente



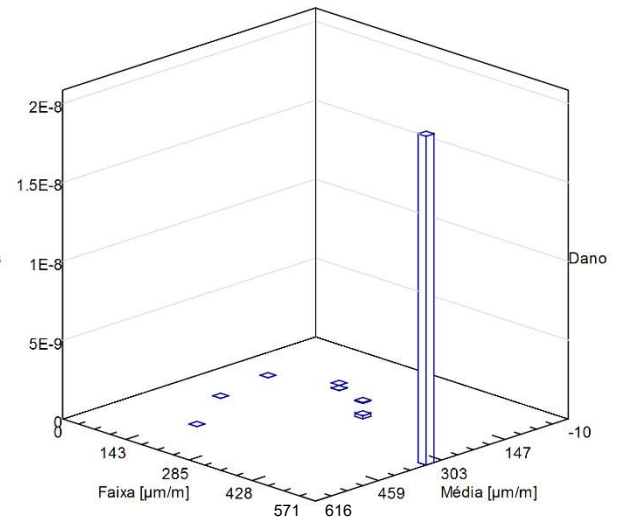
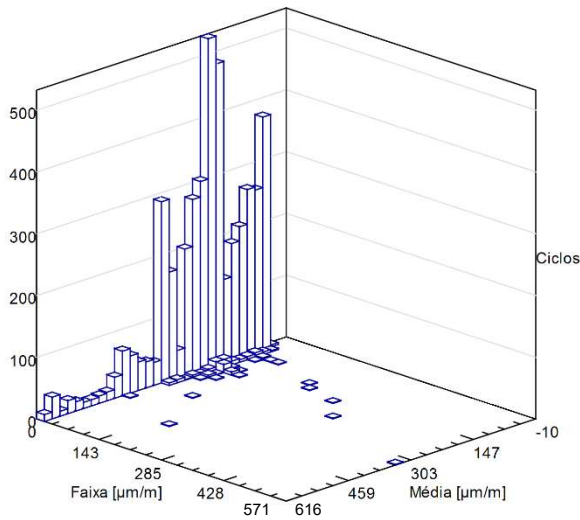
Histograma *rainflow* das deformações cisalhantes e histograma do dano correspondente



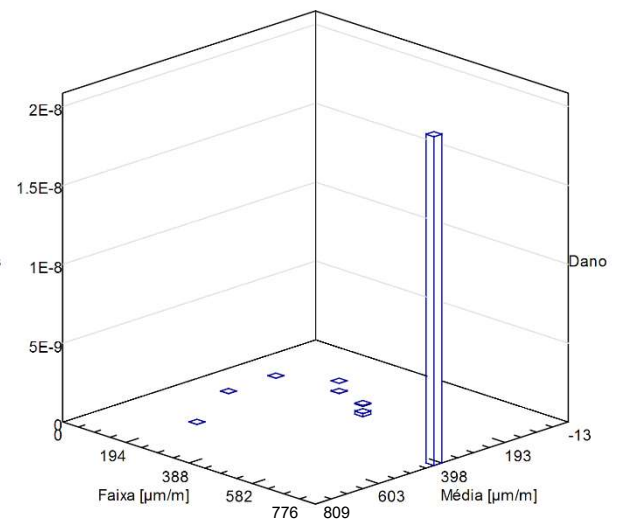
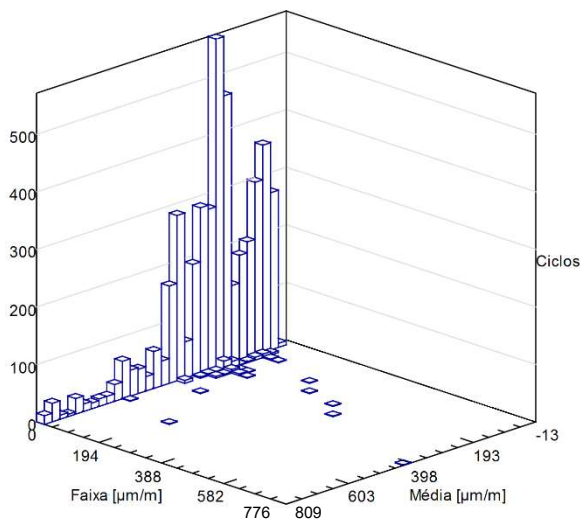
Análise de Dano – Suporte Esquerdo – Arrancada

Seguem abaixo os resultados da análise de dano no ponto de instrumentação do extensômetro roseta do suporte dianteiro esquerdo para o evento de arrancada, trajeto 1 e passagem 1.

Histograma *rainflow* das deformações normais e histograma do dano correspondente



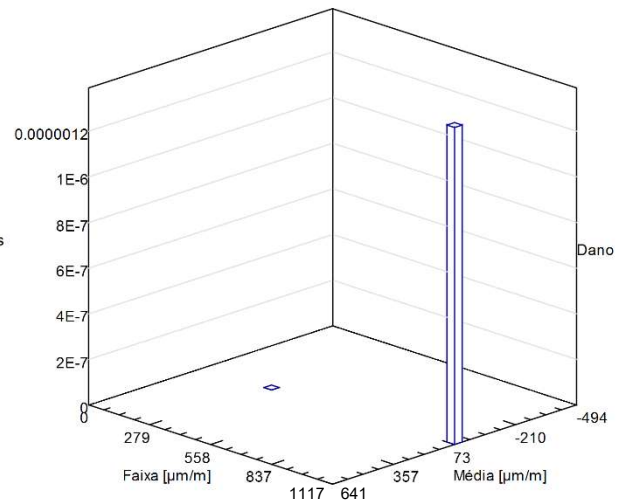
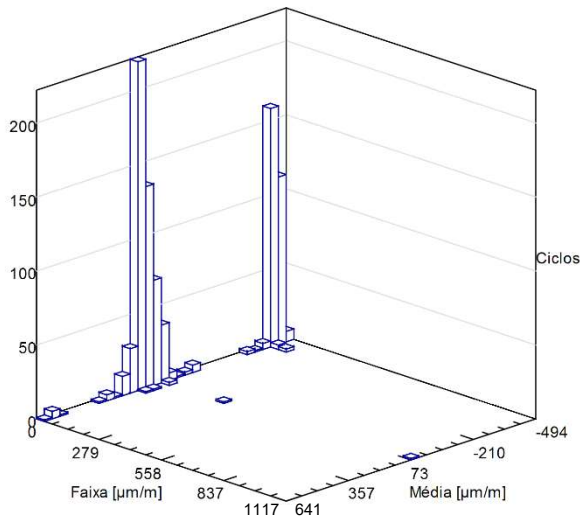
Histograma *rainflow* das deformações cisalhantes e histograma do dano correspondente



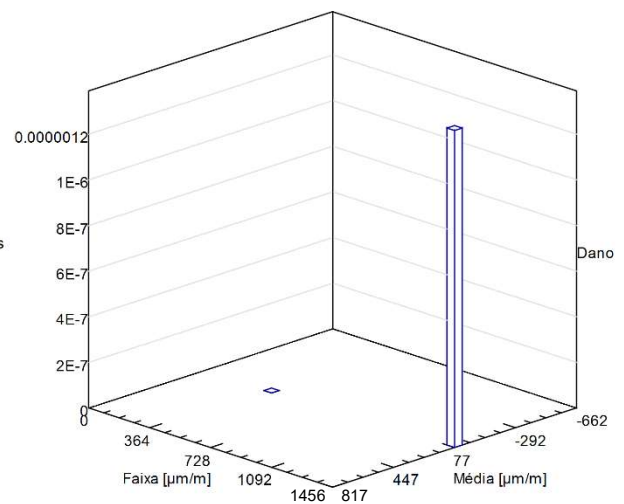
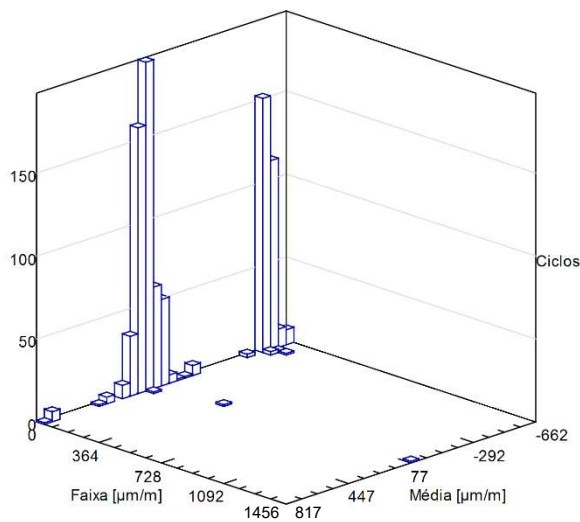
Análise de Dano – Suporte Esquerdo – Frenagem

Seguem abaixo os resultados da análise de dano no ponto de instrumentação do extensômetro roseta do suporte dianteiro esquerdo para o evento de frenagem, trajeto 1 e passagem 1.

Histograma *rainflow* das deformações normais e histograma do dano correspondente



Histograma *rainflow* das deformações cisalhantes e histograma do dano correspondente

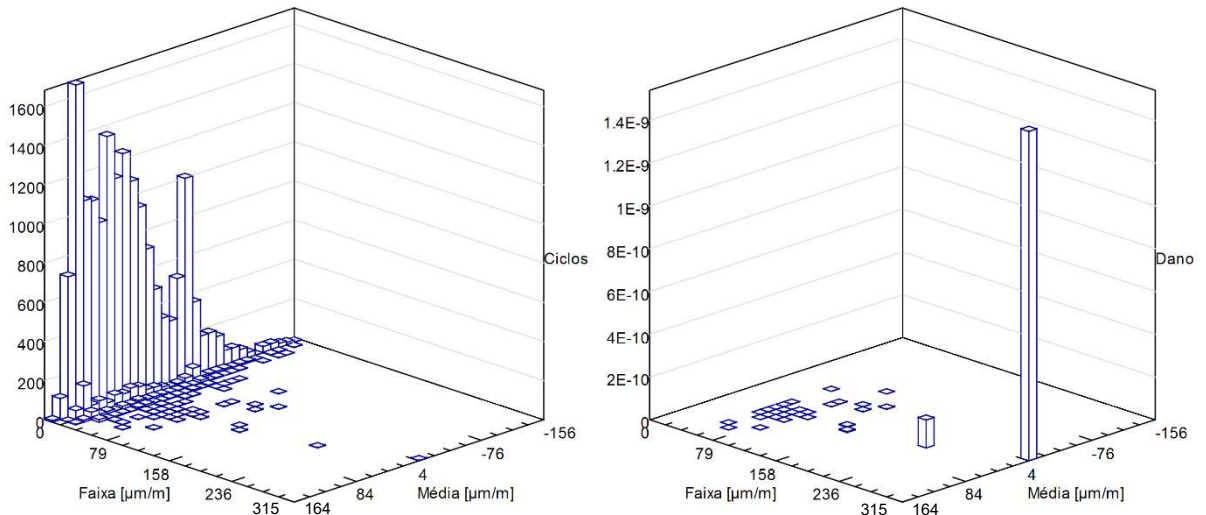


APÊNDICE F – Análise de Dano – Suporte Direito

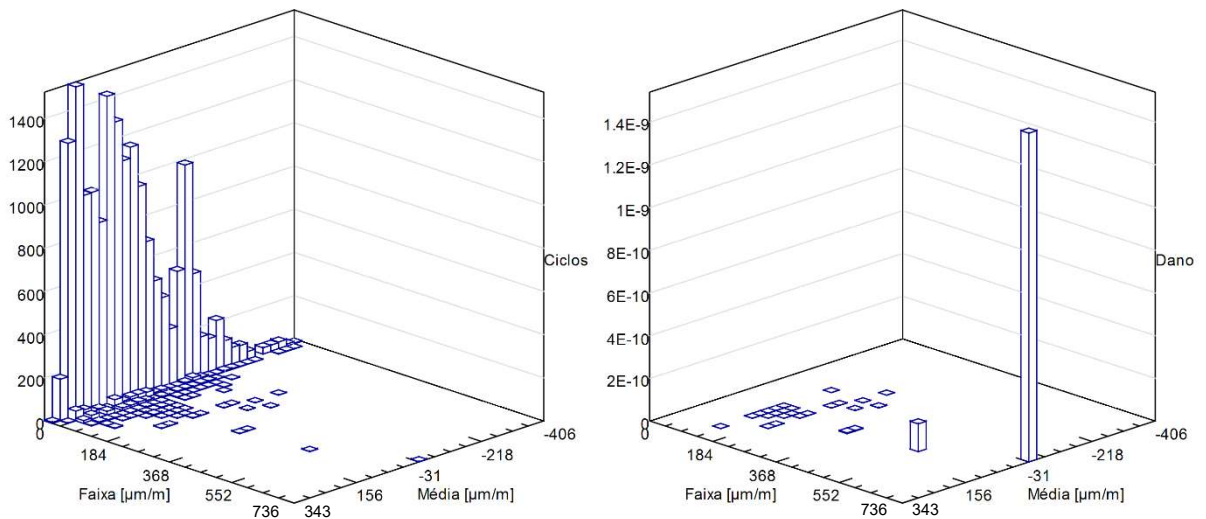
Análise de Dano – Suporte Direito – Asfalto

Seguem abaixo os resultados da análise de dano no ponto de instrumentação do extensômetro roseta do suporte dianteiro direito para a pista de asfalto, trajeto 1 e passagem 1.

Histograma *rainflow* das deformações normais e histograma do dano correspondente



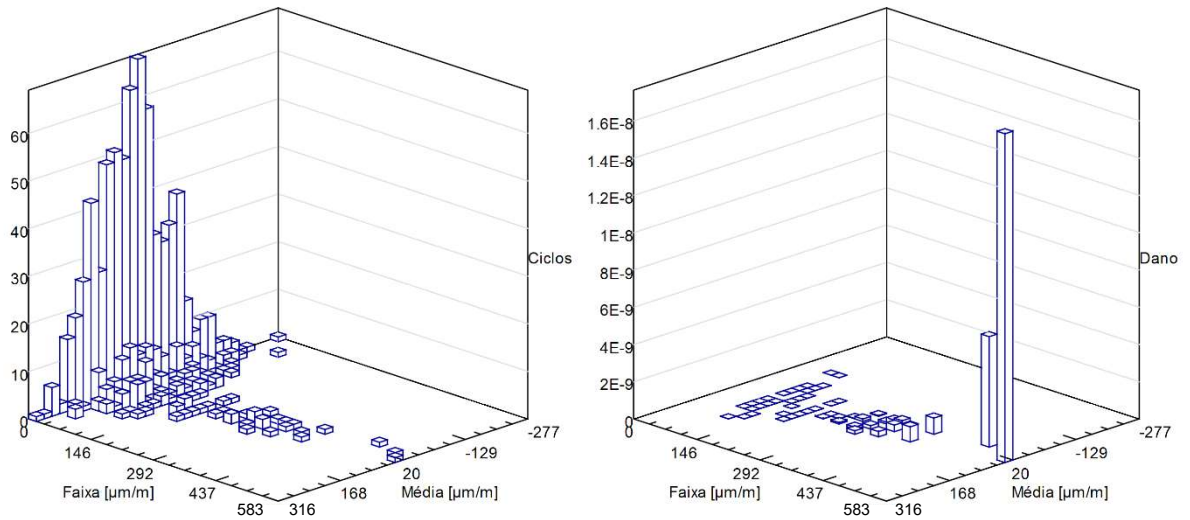
Histograma *rainflow* das deformações cisalhantes e histograma do dano correspondente



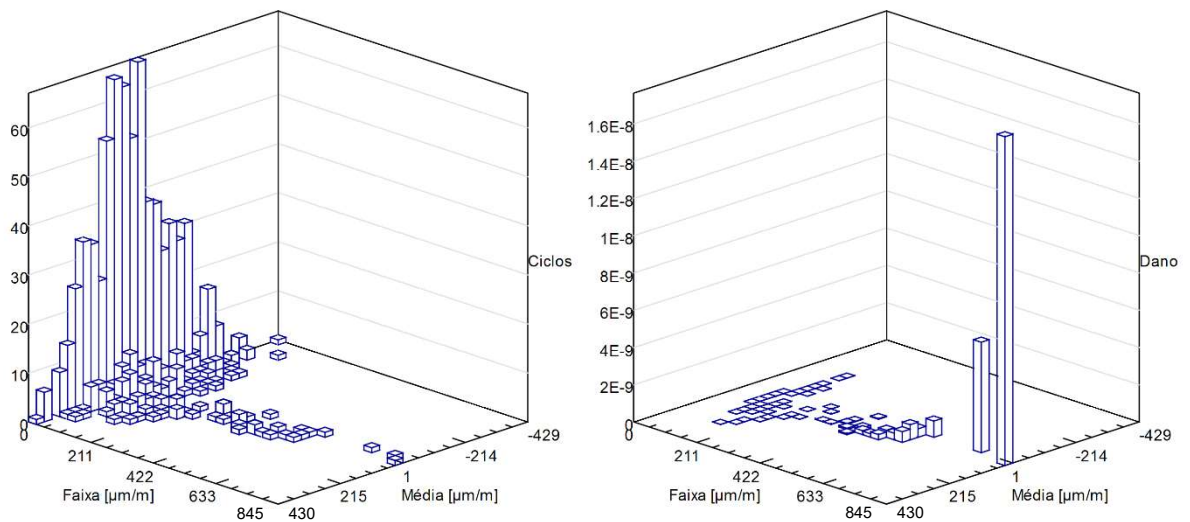
Análise de Dano – Suporte Direito – Paralelepípedo a 15 km/h

Seguem abaixo os resultados da análise de dano no ponto de instrumentação do extensômetro roseta do suporte dianteiro direito para a pista de paralelepípedo a 15km/h, trajeto 1 e passagem 1.

Histograma *rainflow* das deformações normais e histograma do dano correspondente



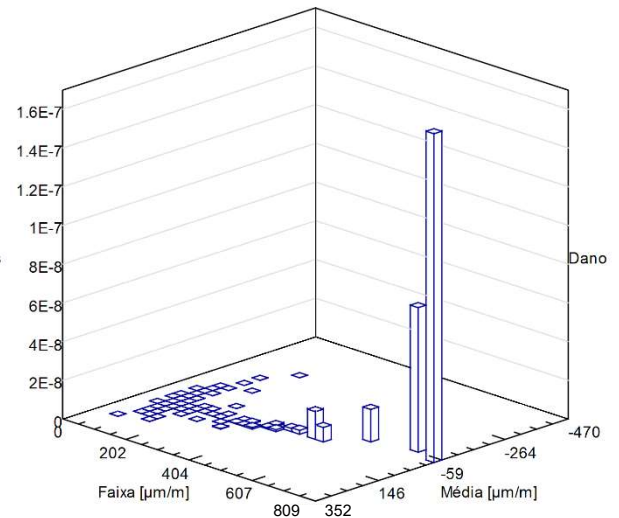
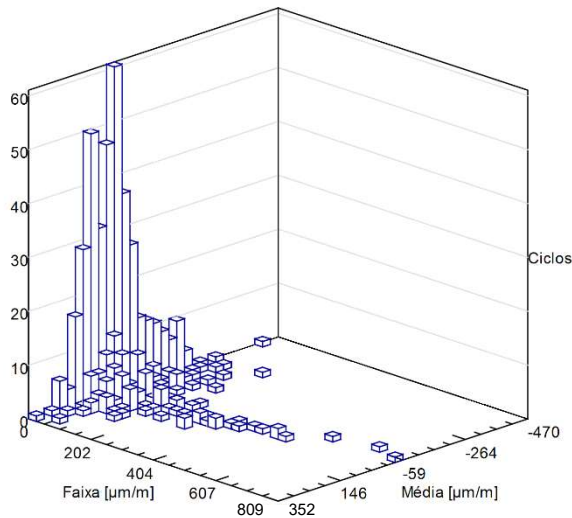
Histograma *rainflow* das deformações cisalhantes e histograma do dano correspondente



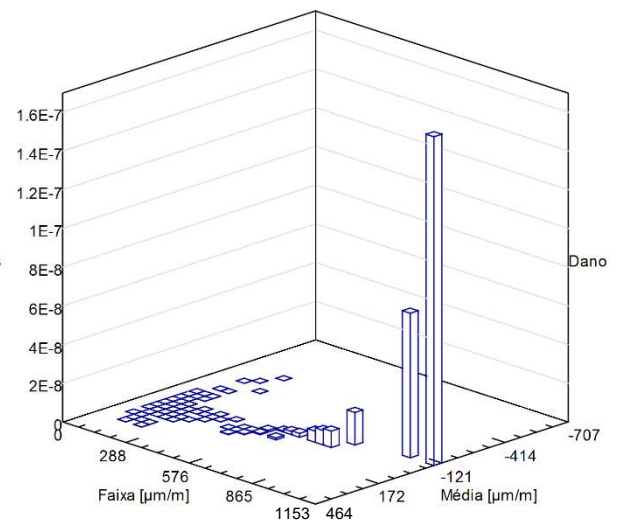
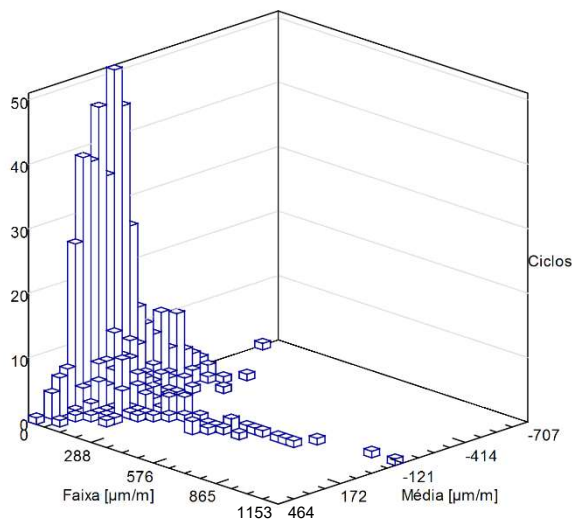
Análise de Dano – Suporte Direito – Paralelepípedo a 20 km/h

Seguem abaixo os resultados da análise de dano no ponto de instrumentação do extensômetro roseta do suporte dianteiro direito para a pista de paralelepípedo a 20km/h, trajeto 1 e passagem 1.

Histograma *rainflow* das deformações normais e histograma do dano correspondente



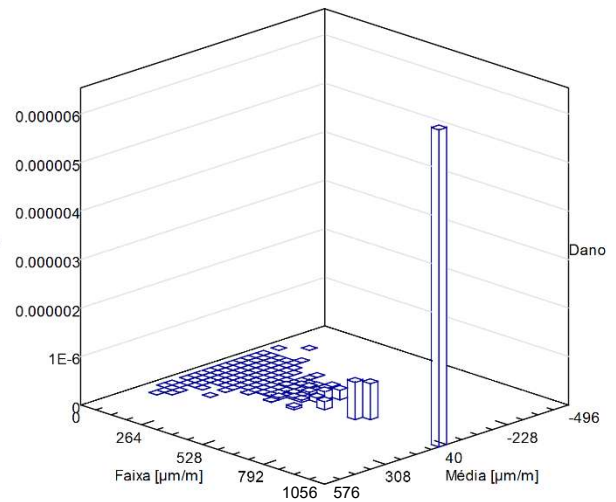
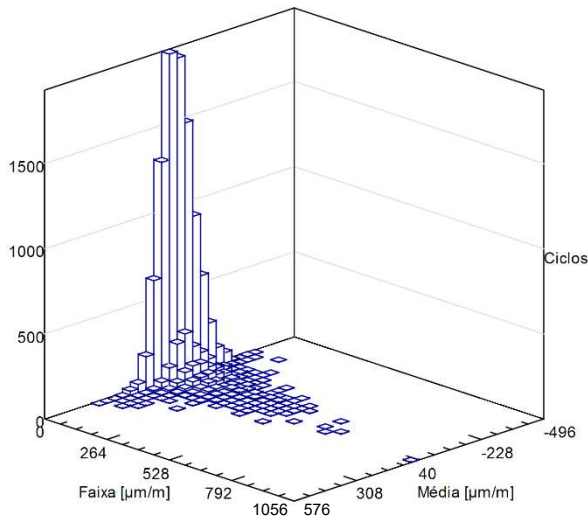
Histograma *rainflow* das deformações cisalhantes e histograma do dano correspondente



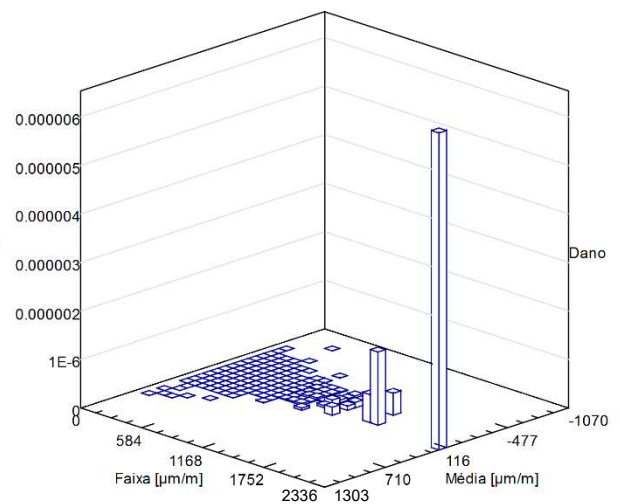
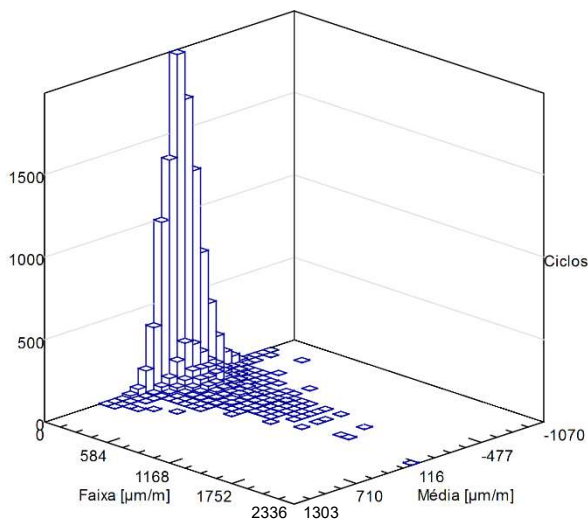
Análise de Dano – Suporte Direito – Terra

Seguem abaixo os resultados da análise de dano no ponto de instrumentação do extensômetro roseta do suporte dianteiro direito para a pista de terra, trajeto 1 e passagem 1.

Histograma *rainflow* das deformações normais e histograma do dano correspondente



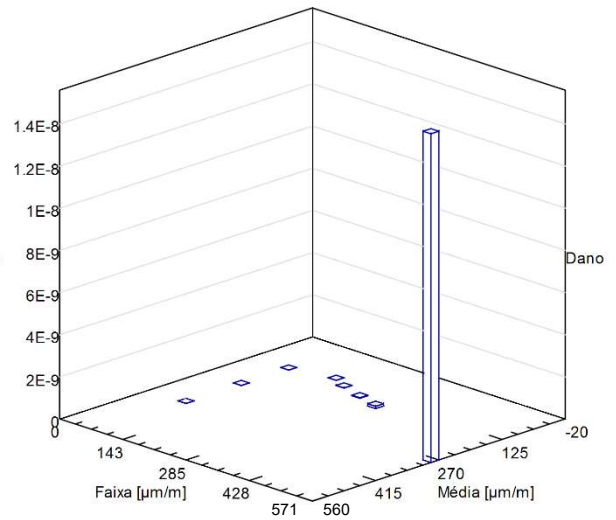
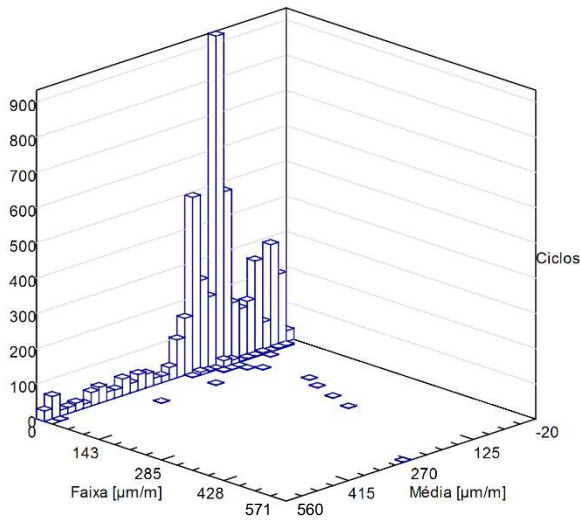
Histograma *rainflow* das deformações cisalhantes e histograma do dano correspondente



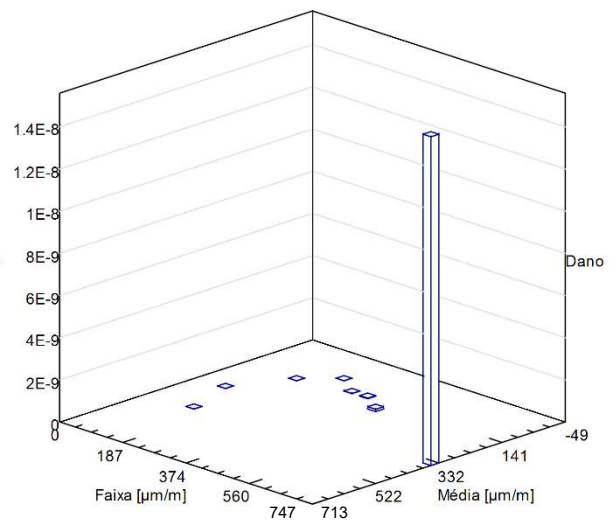
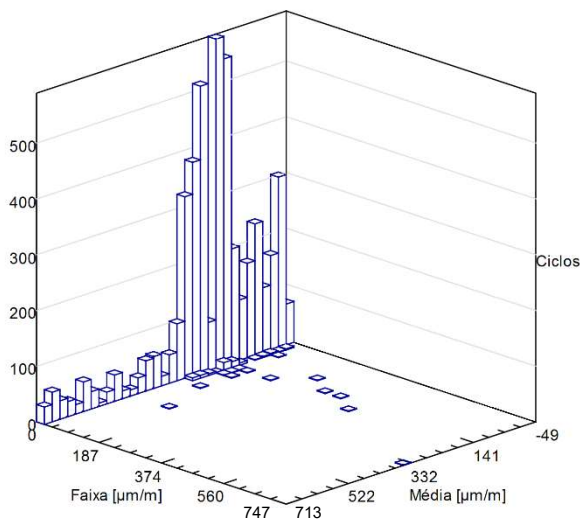
Análise de Dano – Suporte Direito – Arrancada

Seguem abaixo os resultados da análise de dano no ponto de instrumentação do extensômetro roseta do suporte dianteiro direito para o evento de arrancada, trajeto 1 e passagem 1.

Histograma *rainflow* das deformações normais e histograma do dano correspondente



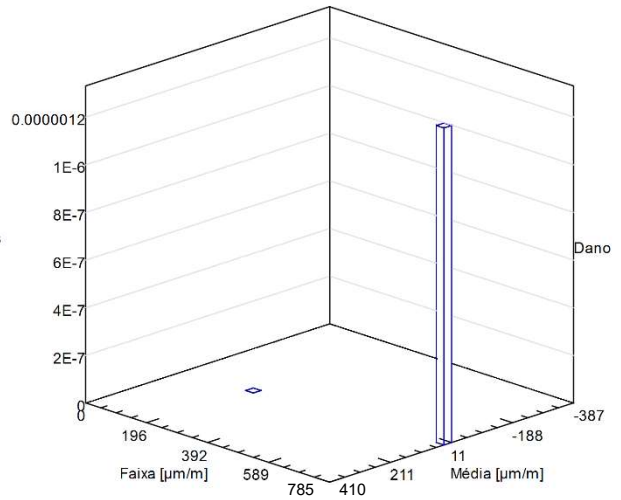
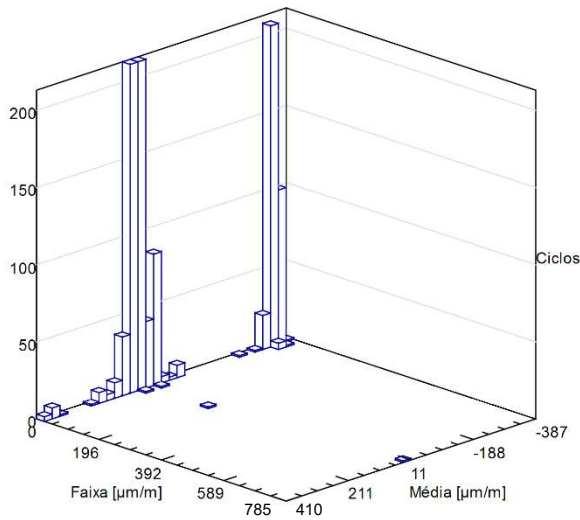
Histograma *rainflow* das deformações cisalhantes e histograma do dano correspondente



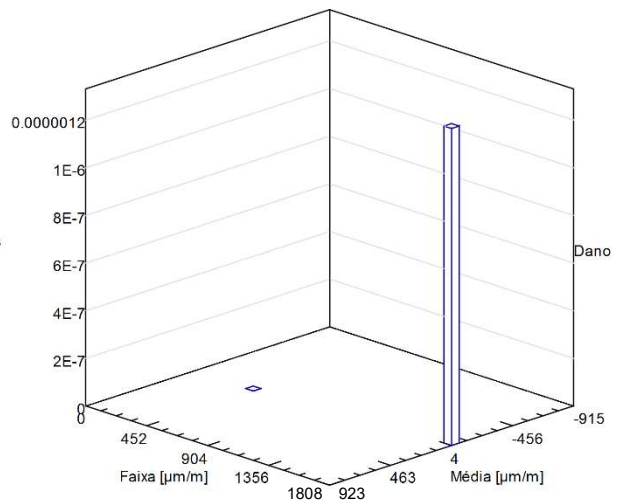
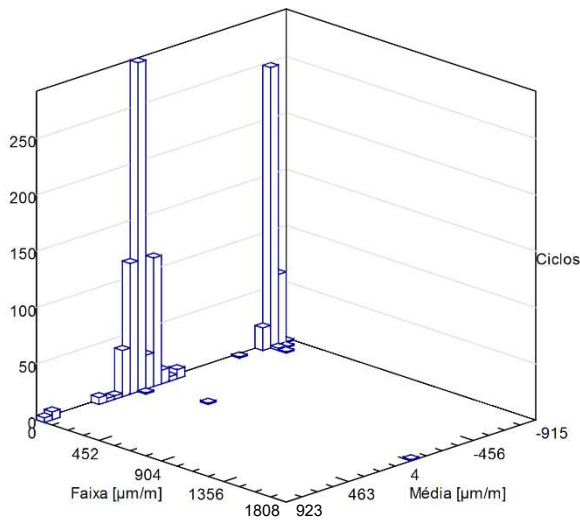
Análise de Dano – Suporte Direito – Frenagem

Seguem abaixo os resultados da análise de dano no ponto de instrumentação do extensômetro roseta do suporte dianteiro direito para o evento de frenagem, trajeto 1 e passagem 1.

Histograma *rainflow* das deformações normais e histograma do dano correspondente



Histograma *rainflow* das deformações cisalhantes e histograma do dano correspondente



APÊNDICE G – Resultados de Dano – Suporte Esquerdo – Roseta

Na tabela abaixo seguem os resultados das análises de dano para o suporte dianteiro esquerdo, com o número de ciclos, a vida e o dano, (extensômetro roseta).

Pista/Evento	Ângulo do Plano Crítico	Ciclos no Plano Crítico	Vida no Plano Crítico (repetições)	Dano [1/vida]
ASF_01_1_80	45°	15.513	151.598.000	0,000000006596
ASF_01_2_80	33,75°	15.137	1.418.400.000	0,00000000705
ASF_01_3_80	45°	15.066	167.058.000	0,000000005986
ASF_02_1_80	45°	16.461	1.552.120.000	0,00000000644
ASF_02_2_80	45°	16.928	360.727.000	0,000000002772
ASF_02_3_80	33,75°	16.378	83.537.400	0,000000011971
PAR_01_1_15	33,75°	819	3.704.270	0,000000269959
PAR_01_2_15	33,75°	815	8.691.930	0,000000115049
PAR_01_3_15	33,75°	805	5.006.290	0,000000199749
PAR_02_1_15	33,75°	778	10.221.200	0,000000097836
PAR_02_2_15	33,75°	825	7.490.350	0,000000133505
PAR_02_3_15	33,75°	754	4.732.510	0,000000211304
PAR_01_1_20	33,75°	649	4.154.540	0,000000240701
PAR_01_2_20	33,75°	657	4.844.100	0,000000206437
PAR_01_3_20	33,75°	624	6.821.450	0,000000146596
PAR_02_1_20	33,75°	589	3.054.960	0,000000327337
PAR_02_2_20	33,75°	616	4.053.580	0,000000246696
PAR_02_3_20	33,75°	588	1.403.500	0,000000712504
TER_01_1_40	45°	12.253	228.615	0,000004374166
TER_01_2_40	45°	11.956	161.588	0,000006188578
TER_01_3_40	45°	11.653	121.909	0,000008202840
TER_02_1_40	45°	11.708	98.097	0,000010194012
TER_02_2_40	45°	11.350	204.492	0,000004890167
TER_02_3_40	33,75°	11.220	113.407	0,000008817798
ARR_01_1	33,75°	4.307	47.428.000	0,000000021085
ARR_01_2	33,75°	4.284	55.973.800	0,000000017866
ARR_01_3	33,75°	4.281	80.881.700	0,000000012364
ARR_02_1	33,75°	4.526	93.926.900	0,000000010647
ARR_02_2	33,75°	4.763	96.612.900	0,000000010351
ARR_02_3	33,75°	4.621	520.864.000	0,000000001920
FRE_01_1_60	33,75°	836	720.072	0,000001388750
FRE_01_2_60	33,75°	792	673.343	0,000001485127
FRE_01_3_60	45°	756	520.906	0,000001919732
FRE_02_1_60	45°	851	2.405.970	0,000000415633
FRE_02_2_60	45°	853	2.734.980	0,000000365633
FRE_02_3_60	45°	862	2.906.900	0,000000344009

APÊNDICE H – Resultados de Dano – Suporte Direito – Roseta

Na tabela abaixo seguem os resultados das análises de dano para o suporte dianteiro direito, com o número de ciclos, a vida e o dano, (extensômetro roseta).

Pista/Evento	Ângulo do Plano Crítico	Ciclos no Plano Crítico	Vida no Plano Crítico (repetições)	Dano [1/vida]
ASF_01_1_80	45°	17.268	596.208.000	0,000000001677
ASF_01_2_80	45°	17.658	853.288.000	0,000000001172
ASF_01_3_80	45°	17.605	502.775.000	0,000000001989
ASF_02_1_80	33,75°	16.736	1.240.220.000	0,000000000806
ASF_02_2_80	33,75°	16.989	313.413.000	0,000000003191
ASF_02_3_80	33,75°	16.631	180.618.000	0,000000005537
PAR_01_1_15	33,75°	902	23.789.300	0,000000042036
PAR_01_2_15	33,75°	883	42.315.300	0,000000023632
PAR_01_3_15	33,75°	894	26.989.300	0,000000037052
PAR_02_1_15	33,75°	824	22.482.900	0,000000044478
PAR_02_2_15	33,75°	871	15.087.600	0,000000066280
PAR_02_3_15	33,75°	854	23.607.200	0,000000042360
PAR_01_1_20	33,75°	604	3.439.590	0,000000290732
PAR_01_2_20	33,75°	635	9.105.040	0,000000109829
PAR_01_3_20	33,75°	589	6.813.560	0,000000146766
PAR_02_1_20	33,75°	586	2.894.250	0,000000345513
PAR_02_2_20	33,75°	593	2.221.270	0,000000450193
PAR_02_3_20	33,75°	596	3.088.910	0,000000323739
TER_01_1_40	45°	12.129	96.276	0,000010386826
TER_01_2_40	33,75°	11.737	114.311	0,000008748064
TER_01_3_40	33,75°	11.497	104.980	0,000009525624
TER_02_1_40	33,75°	11.351	95.848	0,000010433240
TER_02_2_40	45°	11.048	297.108	0,000003365779
TER_02_3_40	45°	11.205	172.637	0,000005792501
ARR_01_1	33,75°	4.542	63.561.600	0,000000015733
ARR_01_2	33,75°	4.628	71.273.200	0,000000014031
ARR_01_3	33,75°	4.633	79.976.600	0,000000012504
ARR_02_1	33,75°	4.662	235.903.000	0,000000004239
ARR_02_2	33,75°	4.876	157.431.000	0,000000006352
ARR_02_3	33,75°	4.701	265.039.000	0,000000003773
FRE_01_1_60	45°	981	751.852	0,000001330049
FRE_01_2_60	45°	957	781.917	0,000001278908
FRE_01_3_60	45°	876	745.829	0,000001340790
FRE_02_1_60	45°	949	4.531.790	0,000000220663
FRE_02_2_60	45°	988	8.042.820	0,000000124334
FRE_02_3_60	45°	983	6.250.830	0,000000159979

APÊNDICE I – Resultados de Dano – Suporte Esquerdo – Longitudinal

Na tabela abaixo seguem os resultados das análises de dano para o suporte dianteiro esquerdo, com o número de ciclos, a vida e o dano, (extensômetro longitudinal).

Pista/Evento	Ciclos	Tensão Média: Morrow		Tensão Média: SWT	
		Vida (repetições)	Dano [1/vida]	Vida (repetições)	Dano [1/vida]
ASF_01_1_80	16.840	3.158.000.000	0,000000000317	2.413.000.000	0,000000000414
ASF_01_2_80	17.050	30.840.000.000	0,000000000032	5.511.000.000	0,000000000181
ASF_01_3_80	16.680	8.330.000.000	0,000000000120	2.459.000.000	0,000000000407
ASF_02_1_80	17.660	171.600.000.000	0,000000000006	80.840.000.000	0,000000000012
ASF_02_2_80	17.940	41.590.000.000	0,000000000024	23.040.000.000	0,000000000043
ASF_02_3_80	17.600	6.991.000.000	0,000000000143	5.065.000.000	0,000000000197
PAR_01_1_15	864	107.700.000	0,000000009285	102.800.000	0,000000009728
PAR_01_2_15	829	204.200.000	0,000000004897	155.900.000	0,000000006414
PAR_01_3_15	840	141.300.000	0,000000007077	88.980.000	0,000000011238
PAR_02_1_15	846	228.800.000	0,000000004371	206.900.000	0,000000004833
PAR_02_2_15	841	137.700.000	0,000000007262	184.800.000	0,000000005411
PAR_02_3_15	808	100.800.000	0,000000009921	200.400.000	0,000000004990
PAR_01_1_20	611	101.100.000	0,000000009891	103.100.000	0,000000009699
PAR_01_2_20	658	111.700.000	0,000000008953	132.000.000	0,000000007576
PAR_01_3_20	616	113.300.000	0,000000008826	74.710.000	0,000000013385
PAR_02_1_20	597	63.330.000	0,000000015790	53.480.000	0,000000018699
PAR_02_2_20	587	62.250.000	0,000000016064	46.060.000	0,000000021711
PAR_02_3_20	609	17.710.000	0,000000056465	18.600.000	0,000000053763
TER_01_1_40	20.470	85.280.000	0,000000011726	15.490.000	0,000000064558
TER_01_2_40	11.070	3.977.000	0,000000251446	4.518.000	0,000000221337
TER_01_3_40	10.940	3.166.000	0,000000315856	2.823.000	0,000000354233
TER_02_1_40	10.880	2.982.000	0,000000335345	3.068.000	0,000000325945
TER_02_2_40	10.450	6.889.000	0,000000145159	13.280.000	0,000000075301
TER_02_3_40	10.740	2.932.000	0,000000341064	4.657.000	0,000000214731
ARR_01_1	4.555	1.821.000.000	0,000000000549	156.600.000	0,000000006386
ARR_01_2	4.514	3.361.000.000	0,000000000298	221.600.000	0,000000004513
ARR_01_3	4.488	5.503.000.000	0,000000000182	261.000.000	0,000000003831
ARR_02_1	4.785	7.366.000.000	0,000000000136	1.048.000.000	0,000000000954
ARR_02_2	4.996	5.354.000.000	0,000000000187	833.000.000	0,000000001200
ARR_02_3	4.969	36.690.000.000	0,000000000027	3.110.000.000	0,000000000322
FRE_01_1_60	897	22.540.000	0,000000044366	13.030.000	0,000000076746
FRE_01_2_60	889	20.400.000	0,000000049020	12.660.000	0,000000078989
FRE_01_3_60	810	15.020.000	0,000000066578	9.948.000	0,000000100523
FRE_02_1_60	912	149.200.000	0,000000006702	137.100.000	0,000000007294
FRE_02_2_60	916	111.900.000	0,000000008937	108.900.000	0,000000009183
FRE_02_3_60	946	134.500.000	0,000000007435	158.900.000	0,000000006293