

MINISTÉRIO DA EDUCAÇÃO
UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO SUL
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

ESTIMATIVA DE VIDA EM FADIGA DE UM EIXO DE VEÍCULO COMERCIAL
SUBMETIDO A DIFERENTES PERFIS DE PISTA

por

Maurício Slovinski Motter

Dissertação para obtenção do Título de
Mestre em Engenharia

Porto Alegre, Junho de 2020

ESTIMATIVA DE VIDA EM FADIGA DE UM EIXO DE VEÍCULO COMERCIAL
SUBMETIDO A DIFERENTES PERFIS DE PISTA

por

Maurício Slovinski Motter
Engenheiro Mecânico

Dissertação submetida ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, da Escola de Engenharia da Universidade Federal do Rio Grande do Sul, como parte dos requisitos necessários para a obtenção do Título de

Mestre em Engenharia

Área de Concentração: Mecânica dos Sólidos

Orientador: Prof. Dr. Walter Jesus Paucar Casas

Aprovada por:

Prof. Dra. Leticia Fleck Fadel Miguel
PROMECC/UFRGS

Prof. Dr. Herbert Martins Gomes
PROMECC/UFRGS

Prof. Dr. Leandro Luis Corso
PPGEM/UCS

Prof. Dr. Luis Roberto Centeno Drehmer
UFSM

Prof. Dr. Fernando Marcelo Pereira
Coordenador do PROMEC

Porto Alegre, 29 de Junho de 2020

AGRADECIMENTOS

Primeiramente gostaria de agradecer à Universidade Federal do Rio Grande do Sul pela oportunidade de estudar em uma das melhores instituições de ensino público superior do Brasil e ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica. Aos professores com os quais tive a oportunidade de cursar as disciplinas, e que me agregaram muito conhecimento. Ao meu orientador Prof. Walter Jesus Paucar Casas, quero agradecer pelos conhecimentos transmitidos nos diversos encontros de orientação, sempre disponível para me receber a qualquer hora do dia.

Aos meus pais, Vilson e Beatriz, e meus irmãos Rodrigo e Sibeles, pelo amor, carinho e ensinamentos, mostrando através do exemplo os princípios mais valiosos da vida: honestidade, responsabilidade, humildade, dedicação profissional, etc. Pela compreensão dos diversos momentos que deixei de estar presente pela dedicação aos estudos das disciplinas e construção desta dissertação.

Agradeço à Tanise, minha esposa, namorada, amiga, professora e companheira que sempre esteve ao meu lado me ajudando no enfrentamento das dificuldades. Pelas diversas vezes que me ajudou com dúvidas metodológicas, ou mesmo “emprestando teus ouvidos” para meus desabaços, ideias, questionamentos teóricos e práticos.

Aos meus amigos Mauro, Antônio, André e Evandro, pela ajuda e contribuição em diversos dos assuntos presentes nesta dissertação.

À KLL Saf Holland pelo apoio à realização do mestrado, por acreditar neste trabalho e pelos dados e informações disponibilizadas.

RESUMO

Segundo o Anuário da Confederação Nacional dos Transportes (CNT) do transporte 2019, o modal rodoviário brasileiro é responsável por cerca de 60% do total de cargas transportadas, sendo que apenas 12,4% das estradas do país são pavimentadas, e destas aproximadamente 59% apresentam algum tipo de problema. Nesta realidade, estão inseridas as fabricantes do sistema veicular responsável pelo isolamento das mercadorias, passageiros e motoristas das oscilações e irregularidades das vias: a suspensão. Para oferecer um produto ao mercado com qualidade, durabilidade, segurança, leve e ainda a um preço competitivo, é essencial que o fabricante tenha um bom conhecimento sobre as solicitações que seu produto estará exposto. Com base nestas proposições, o objetivo geral deste trabalho foi avaliar o comportamento à fadiga de um modelo de eixo de implemento rodoviário quando submetido a pistas curvas com diferentes perfis de rugosidade, modeladas a partir da norma ISO 8608. Neste contexto, desenvolveu-se uma metodologia de avaliação de vida em fadiga baseada em elementos finitos (EF) utilizando-se de técnicas de dinâmica multicorpos (MBS) para o levantamento das cargas de serviço da aplicação. A vida em fadiga foi calculada pela abordagem do domínio do tempo e o método deformação-vida ($\epsilon-N$), com considerações dos efeitos das tensões médias, multiaxialidade das tensões e carregamentos não proporcionais. Para isso, foi utilizado o *software* comercial *nCode DesignLife*, o qual possui um módulo de fadiga multiaxial que seleciona o critério de fadiga de acordo com o nível de proporcionalidade e taxa de biaxialidade das tensões. Foi possível avaliar a influência da pré-tensão na vida em fadiga do eixo, comparar a vida em fadiga dos pontos críticos para cada uma das pistas, além de avaliar a influência da ausência de rugosidade e curvas da pista na vida em fadiga do eixo. Os resultados mostraram que ao considerar a pré-tensão dos grampos, as deformações tiveram um deslocamento a patamares mais positivos, portanto, maior dano acumulado e menor vida em fadiga. Como era esperado, os resultados apresentaram que à medida em que se aumenta o nível de rugosidade da pista a vida em fadiga diminui. Já o modelo ausente de curvas apresentou uma vida consideravelmente maior.

Palavras-chave: Suspensão, Elementos finitos, MBS, Domínio do tempo, Fadiga multiaxial, Carregamento não proporcional.

ABSTRACT

According to the Yearbook of the Confederação Nacional dos Transportes (CNT) 2019, the Brazilian road modal is responsible for about 60% of the total cargo transported, and only 12.4% of the country's roads are paved, and of these approximately 59% have some type of problem. In this reality, are inserted the manufacturers of the vehicle system responsible for the isolation of goods, passengers and drivers from the oscillations and irregularities of the roads: The Suspension. To offer a product to the market with quality, durability, safety, lightweight and even at a competitive price, it is essential that the manufacturer has a good knowledge about the requests that his product will be exposed. Based on these propositions, the general objective of this work was to evaluate the fatigue behavior of a road implement axel model when submitted to curved tracks with different roughness profiles, modeled using the ISO 8608 standard. In this context, a finite element based fatigue life assessment (FE-based) methodology was developed using multibody dynamics (MBS) techniques to survey the service loads of the application. Fatigue life was calculated using the time domain approach and the strain-life method ($\epsilon-N$), with mean stresses effects considerations, multiaxiality of stresses and non-proportional loadings. For this, the commercial software *nCode DesignLife* was used, which has a multiaxial fatigue module that selects the fatigue criterion according to the level of proportionality and biaxiality ratio of the stresses. It was possible to evaluate the influence of pre-tension on the fatigue life of the axle, comparing the fatigue life of the critical points for each of the tracks, besides evaluating the influence of the absence of roughness and curves of the track on the life of the axle. The results showed that when considering the pre-tension of the clamps, the strains had a displacement to more positive levels, therefore, more accumulated damage and less fatigue life. As expected, the results showed that as the level of roughness of the track increases, fatigue life decreases. The model without curves, on the other hand, had a considerably longer life.

Keywords: Suspension, Finite element, MBS, Time domain, Multiaxial fatigue, Non-proportional loading.

ÍNDICE

1	INTRODUÇÃO.....	1
1.1	Motivação.....	3
1.2	Objetivos.....	3
1.3	Organização do trabalho.....	4
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	5
2.1	Fadiga de materiais.....	5
3	MÉTODOS DE PREVISÃO DE VIDA EM FADIGA.....	11
3.1	Método <i>S-N</i>	11
3.1.1	Fatores modificadores do limite de resistência à fadiga.....	13
3.1.2	Efeito da tensão média.....	14
3.1.3	<i>Rainflow</i>	15
3.1.4	Regra de Palmgren-Miner.....	15
3.2	Método $\epsilon-N$	15
3.2.1	Modelos de fadiga multiaxial baseados em deformação.....	22
3.2.1.1	Deformação máxima principal absoluta.....	22
3.2.1.2	Deformação de von Mises sinalizada.....	22
3.2.1.3	Deformação de cisalhamento sinalizada.....	23
3.2.1.4	Plano crítico.....	23
3.2.1.5	Deformação de cisalhamento no plano crítico tipo B.....	24
3.2.2	Efeito da Tensão média.....	24
3.2.2.1	Morrow.....	25
3.2.2.2	Smith-Topper-Watson (SWT).....	25
3.2.3	Correção elastoplástica.....	26
3.2.3.1	Regra de Neuber.....	26
3.2.3.2	Modelo de Hoffmann e Seeger.....	27
3.2.3.3	Modelo de Molsky e Glinka.....	28
3.2.3.4	Modelo de Seeger-Heuler.....	29
3.2.4	Modelo de plasticidade de Jiang-Sehitoglu.....	29
3.2.5	Modelo de dano Wang-Brown.....	30

3.2.6	Carregamentos não proporcionais	31
4	PROTÓTIPOS VIRTUAIS.....	32
4.1	Modelagem de Pista	32
4.2	Modelos de pneu.....	36
4.2.1	FTire	37
4.2.2	PAC2002	39
4.3	Sistema de Suspensão.....	39
4.3.1	Suspensão metálica.....	40
4.3.2	Suspensão Pneumática.....	43
4.4	Sistemas Multicorpos (<i>Multi-body Systems</i> ou MBS).....	45
5	MATERIAL E MÉTODOS	47
5.1	Modelagem da pista.....	48
5.1.1	Geração do perfil	49
5.1.2	Definição do trajeto	50
5.1.3	Inserção dos dados de pista no <i>TruckSim</i>	51
5.2	Modelo da Combinação Veicular de Carga (CVC).....	53
5.2.1	Parâmetros do caminhão trator.....	53
5.2.2	Parâmetros do semirreboque	54
5.2.3	Instruções do motorista.....	55
5.3	Geração e manipulação dos históricos de forças	56
5.4	O Eixo.....	58
5.5	Preparação da geometria.....	59
5.6	Geração de malha	60
5.7	Condições de contorno	61
5.8	Cálculo estático	62
5.9	Importação do resultado do cálculo estático e histórico de forças	62
5.10	Definição das curvas de fadiga.....	62
6	ANÁLISE DE DADOS E DISCUSSÃO DE RESULTADOS.....	64
6.1	Caso 1	65
6.2	Caso 2 - Pré-tensão dos grampos.....	67
6.3	Caso 3 – Perfil de pista classe A	68

6.4	Caso 4 – Perfil de pista classe B.....	70
6.5	Caso 5 – Perfil de pista classe D	72
6.6	Caso 6 – Perfil de pista classe E.....	74
6.7	Caso 7 – Perfil de pista lisa	76
6.8	Caso 8 – Sem curvas.....	78
6.9	Discussões	79
7	CONSIDERAÇÕES FINAIS	81
	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	84
	APÊNDICE A – RESULTADOS DA GERAÇÃO DOS PERFIS DE PISTA	91
	APÊNDICE B – HISTÓRICOS DE CARREGAMENTOS	93
	APÊNDICE C – CURVAS DE FADIGA DOS MATERIAIS USADOS.....	99

LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1 - Classificação das vias pavimentadas no ano de 2018 [CNT, 2019].....	1
Figura 3.1 - Exemplo de curva $S-N$ [Budynas e Nisbeth, 2011]	12
Figura 3.2 – Curva $S-N$ [Adaptado de Alves Filho, 2011]	12
Figura 3.3 – Diagrama de Goodman modificado [adaptado de Budynas e Nisbeth, 2011]	14
Figura 3.4 – Laço de histerese [adaptado de Lee, Barkey e Kang, 2011]	18
Figura 3.5 – Curva tensão-deformação cíclica [adaptado de Lee, Barkey e Kang, 2011]	19
Figura 3.6 – Representação de uma curva $\varepsilon-N$ [adaptado de Lee, Barkey e Kang, 2011]	21
Figura 3.7 – Deformação normal no plano crítico [Adaptado de nCode, 2019]	23
Figura 3.8 – Orientação da deformação de cisalhamento no plano crítico tipo B [Adaptado de nCode, 2019]	24
Figura 3.9 – Interpretação do modelo de Neuber [Adaptado de Lee, Barkey e Kang, 2011] ..	27
Figura 4.1 – Classificação das pistas em diferentes níveis de rugosidade [ISO 8608, 2016] ..	33
Figura 4.2 – Discretização da PSD em componentes harmônicos [Munari <i>et al.</i> , 2012].....	35
Figura 4.3 – Contato por envelopamento 3D [adaptado de Adams, 2019]	37
Figura 4.4 – Ftire, rolando sobre estrada de paralelepípedos [Adaptado de Gipser, 2007]	38
Figura 4.5 – Modelo mecânico do pneu Ftire [Adams, 2019].....	38
Figura 4.6 – Sistema de coordenadas veicular SAE [adaptado de Gillespie, 1992]	40
Figura 4.7 – Diferentes tipos de feixes de lâminas [adaptado de Genta e Morello, 2009].....	41
Figura 4.8 – Suspensão mecânica para reboques e semirreboques [sítio KLL]	42
Figura 4.9 – Suspensão mecânica 6x2 [sítio KLL]	42
Figura 4.10 – Suspensão mecânica <i>Six Rod 6x4</i> [sítio KLL]	43
Figura 4.11 – Suspensão pneumática do tipo <i>Airlink</i> para semirreboque [sítio KLL]	44
Figura 4.12 – Suspensão pneumática do tipo <i>Fullair</i> para caminhões e ônibus [sítio KLL] ...	44
Figura 4.13 – Modelos MBS de diversos sistemas de suspensão [Adaptado de Blundell e Harty, 2014].....	46
Figura 5.1 – Fluxograma metodológico	48
Figura 5.2 – Perfis de pista classe C.....	49
Figura 5.3 – Comparativo das PSD's calculadas dos sinais de pista.....	50
Figura 5.4 – Trecho para representação de curvas	51
Figura 5.5 – Perfis da pista Classe C importadas no <i>TruckSim</i>	52

Figura 5.6 – Trajeto da pista no <i>TruckSim</i>	52
Figura 5.7 – Conjunto Veicular de Carga (CVC).....	53
Figura 5.8 – Parâmetros gerais do caminhão trator	54
Figura 5.9 – Dados do implemento	55
Figura 5.10 – Dados da carga líquida.....	55
Figura 5.11 – Controle de velocidade de malha fechada com previsão do caminho	56
Figura 5.12 – Análise de multicorpos no <i>Trucksim</i>	57
Figura 5.13 – Histórico de forças do último eixo para a pista ISO C. a) eixo <i>X</i> – sentido longitudinal – lado direito. b) eixo <i>Y</i> – sentido lateral – lado direito. c) eixo <i>Z</i> – sentido vertical – lado direito. d) eixo <i>X</i> – sentido longitudinal – lado esquerdo. e) eixo <i>Y</i> – sentido lateral – lado esquerdo. f) eixo <i>Z</i> – sentido vertical – lado esquerdo	58
Figura 5.14 – Conjunto do eixo soldado	59
Figura 5.15 – Detalhe das soldas.....	60
Figura 5.16 – Malha de elementos finitos	61
Figura 5.17 – Condições de contorno.....	61
Figura 5.18 – Curva de fadiga $\epsilon-N$ da solda	63
Figura 6.1 – O método de fadiga utilizado conforme a multiaxialidade e proporcionalidade [nCode, 2019].....	65
Figura 6.2 – Regiões com maior potencial crítico.....	65
Figura 6.3 – Resultado de vida em fadiga da região crítica do caso 1	66
Figura 6.4 - Resultado de vida em fadiga da região crítica do caso 2.....	68
Figura 6.5 - Resultado de vida em fadiga da região crítica do caso 3.....	70
Figura 6.6 - Resultado de vida em fadiga da região crítica do caso 4.....	72
Figura 6.7 - Resultado de vida em fadiga da região crítica do caso 5.....	74
Figura 6.8 - Resultado de vida em fadiga da região crítica do caso 6.....	76
Figura 6.9 - Resultado de vida em fadiga da região crítica do caso 7.....	78
Figura 6.10 – Comparativo dos históricos de deformação da região 1 dos casos 1 e 2	79
Figura A.1 Perfis de pista classe A.....	91
Figura A.2 - Perfis de pista classe B.....	91
Figura A.3 - Perfis de pista classe D	92
Figura A.4 - Perfis de pista classe E.....	92
Figura B.1 - Histórico de forças do último eixo para a pista ISO A. a) eixo <i>X</i> – sentido longitudinal – lado direito. b) eixo <i>Y</i> – sentido lateral – lado direito. c) eixo <i>Z</i> – sentido vertical	

– lado direito. d) eixo X – sentido longitudinal – lado esquerdo. e) eixo Y – sentido lateral – lado esquerdo. f) eixo Z – sentido vertical – lado esquerdo	93
Figura B.2 - Histórico de forças do último eixo para a pista ISO B. a) eixo X – sentido longitudinal – lado direito. b) eixo Y – sentido lateral – lado direito. c) eixo Z – sentido vertical – lado direito. d) eixo X – sentido longitudinal – lado esquerdo. e) eixo Y – sentido lateral – lado esquerdo. f) eixo Z – sentido vertical – lado esquerdo	94
Figura B.3 - Histórico de forças do último eixo para a pista ISO D. a) eixo X – sentido longitudinal – lado direito. b) eixo Y – sentido lateral – lado direito. c) eixo Z – sentido vertical – lado direito. d) eixo X – sentido longitudinal – lado esquerdo. e) eixo Y – sentido lateral – lado esquerdo. f) eixo Z – sentido vertical – lado esquerdo	95
Figura B.4 - Histórico de forças do último eixo para a pista ISO E. a) eixo X – sentido longitudinal – lado direito. b) eixo Y – sentido lateral – lado direito. c) eixo Z – sentido vertical – lado direito. d) eixo X – sentido longitudinal – lado esquerdo. e) eixo Y – sentido lateral – lado esquerdo. f) eixo Z – sentido vertical – lado esquerdo	96
Figura B.5 - Histórico de forças do último eixo para a pista sem rugosidade. a) eixo X – sentido longitudinal – lado direito. b) eixo Y – sentido lateral – lado direito. c) eixo Z – sentido vertical – lado direito. d) eixo X – sentido longitudinal – lado esquerdo. e) eixo Y – sentido lateral – lado esquerdo. f) eixo Z – sentido vertical – lado esquerdo	97
Figura B.6 - Histórico de forças do último eixo para a pista ISO C sem curvas. a) eixo X – sentido longitudinal – lado direito. b) eixo Y – sentido lateral – lado direito. c) eixo Z – sentido vertical – lado direito. d) eixo X – sentido longitudinal – lado esquerdo. e) eixo Y – sentido lateral – lado esquerdo. f) eixo Z – sentido vertical – lado esquerdo	98
Figura C.1 - Curva de fadiga $\epsilon-N$ do material ASTM A36	99
Figura C.2 - Curva de fadiga $\epsilon-N$ do material ASTM A572	99
Figura C.3 - Curva de fadiga $\epsilon-N$ do material FB70.....	100

LISTA DE QUADROS

Quadro 6.1 – Composição dos casos estudados	64
Quadro 6.2 – Resultado de vida em fadiga das regiões mais críticas do caso 1.....	66
Quadro 6.3 - Resultado de vida em fadiga das regiões mais críticas do caso 2	67
Quadro 6.4 - Resultado de vida em fadiga das regiões mais críticas do caso 3	69
Quadro 6.5 - Resultado de vida em fadiga das regiões mais críticas do caso 4	71
Quadro 6.6 - Resultado de vida em fadiga das regiões mais críticas do caso 5	73
Quadro 6.7 - Resultado de vida em fadiga das regiões mais críticas do caso 6	75
Quadro 6.8 - Resultado de vida em fadiga das regiões mais críticas do caso 7	77

LISTA DE TABELAS

Tabela 4.1 - Nível de rugosidade para as diferentes pistas [adaptado de ISO 8608, 2016]	34
Tabela 5.1 – Propriedades mecânicas dos materiais do conjunto do eixo.....	59
Tabela 5.2 – <i>Load steps</i> da análise estática	62
Tabela 5.3 – Propriedades de fadiga.....	63
Tabela 6.1 – Comparativo de vida em fadiga das regiões mais críticas dos casos 1 e 2.....	68
Tabela 6.2 – Comparativo de vida em fadiga das regiões mais críticas dos casos 1 e 3.....	69
Tabela 6.3 - Comparativo de vida em fadiga das regiões mais críticas dos casos 1 e 4.....	71
Tabela 6.4 - Comparativo de vida em fadiga das regiões mais críticas dos casos 1 e 5.....	73
Tabela 6.5 - Comparativo de vida em fadiga das regiões mais críticas dos casos 1 e 6.....	75
Tabela 6.6 - Comparativo de vida em fadiga das regiões mais críticas dos casos 1 e 7.....	77
Tabela 6.7 – Comparativo de vida dos casos 1 ao 8.....	80

LISTA DE SIGLAS E ABREVIATURAS

ASTM	<i>American Society for Testing and Materials</i>
CNT	Confederação Nacional dos Transportes
CONTRAN	Conselho Nacional de Trânsito
CVC	Combinação veicular de carga
EF	Elementos Finitos
EUA	Estados Unidos da América
FKM	Conselho Alemão de Pesquisa em Engenharia
FTire	<i>Flexible ring tire model</i>
ISO	<i>International Organization for Standardization</i>
MBS	<i>Multibody System</i> , ou Sistema multicorpos
MEF	Método dos Elementos Finitos
MF	<i>Magic Formula</i>
MFLE	Mecânica da Fratura Linear Estática
PIB	Produto interno bruto
PSD	<i>Power spectral density</i>
RMS	<i>Root Mean Square</i>
SWT	Smith-Topper-Watson
UMTRI	<i>The University of Michigan Transportation Research Institute</i>

LISTA DE SÍMBOLOS

$2N_f$	Número de reversões de carga até a falha
$2N_T$	Transição entre as retas plástica e elástica
A	Área da secção transversal atual
A_0	Área da secção transversal inicial
A_f	Área da secção transversal no instante da fratura
A_i	Área associada abaixo da PSD
a	Relação de biaxialidade elastoplástica
σ	Tensão verdadeira
$\Delta\sigma$	Faixa de tensão
σ_a	Amplitude de tensão
σ_e	Tensão de escoamento
σ_{eq}	Tensão equivalente de von Mises
σ_f	Tensão verdadeira no instante da fratura
σ'_f	Tensão cíclica
σ_{local}	Tensão local
σ_m	Tensão media
$\sigma_{m\acute{a}x}$	Deformação máxima no ciclo
b	Expoente de resistência de fadiga
c	Expoente de ductilidade de fadiga
D	Dano acumulado
e	Deformação de engenharia
Δe	Faixa de deformação nominal
E	Módulo de elasticidade
ε	Deformação verdadeira
ε_1	Deformação principal 1
ε_2	Deformação principal 2
ε_3	Deformação principal 3
$\Delta\varepsilon$	Faixa de deformação
ε_a	Amplitude de deformação
ε_a^e	Amplitude de deformação elástica

ε_e	Parcela de deformação elástica
$\Delta\varepsilon_e$	Faixa de deformação elástica
ε_{eq}	Deformação equivalente de von Mises
ε_f	Deformação verdadeira no instante da fratura
ε'_f	Deformação cíclica
ε_n^*	Deformação normal máxima
ε_p	Parcela de deformação plástica
$\Delta\varepsilon_p$	Faixa de deformação plástica
ε_{pseudo}	Pseudo deformação
ε_{ssh}	Deformação de cisalhamento sinalizada
ε_{svm}	Deformação de von Mises sinalizada
$\varepsilon_{TBCPS,\phi}$	Deformação de cisalhamento no plano crítico tipo B
ε_ϕ	Deformação no plano crítico
ε_{xx}	Componente x da deformação no plano crítico
ε_{yy}	Componente y da deformação no plano crítico
ε_{zz}	Componente z da deformação no plano crítico tipo B
ε_{xy}	Componente de cisalhamento da deformação no plano crítico
F_x	Força longitudinal no contato pneu/solo
F_y	Força lateral no contato pneu/solo
F_z	Força vertical no contato pneu/solo
f	Frequência
Δf_i	Intervalo da variação da frequência
$G_d(f)$	PSD de deslocamento em função da frequência
K	Coefficiente de resistência monotônica
K'	Coefficiente de resistência cíclica
K_σ	Fator de concentração de tensão
K_ε	Fator de concentração de deformação
K_t	Fator de concentração de tensão elástica
k_a	Fator de superfície
k_b	Fator de tamanho
k_c	Fator de carga
k_d	Fator de temperatura

k_e	Fator de confiabilidade
k_f	Fator de efeitos variados
L	Comprimento final
L_0	Comprimento inicial
N	Número de ciclos
N_i	Número de ciclos de amplitude de tensão σ_i necessário para ocorrer a falha
N_n	Número de componentes harmônicos
n	Frequência especial
n'	Expoente de encruamento cíclico
n_0	Frequência espacial de referência
n_i^-	Valor mínimo do subintervalo de frequência espacial do componente i
n_i^+	Valor máximo do subintervalo de frequência espacial do componente i
n_i	Número de ciclos de amplitude de tensão σ_i em um certo intervalo de tempo
θ_i	Ângulo de fase do componente i
ρ	Massa específica
P	Carga aplicada
R	Parâmetro de material que representa a influência da deformação normal na iniciação da trinca
S_f	Tensão de fadiga
S_e	Resistência à fadiga
S_{ut}	Limite de resistência à tração
S'_e	Resistência à fadiga do corpo de prova
S	Tensão de engenharia
ΔS	Faixa de tensão nominal
ν	Velocidade
ν'	Poisson efetivo
ν_e	Poisson elástico
ν_p	Poisson plástico
w	Expoente de inclinação da PSD
$Y(t)$	Sinal no domínio do tempo
$\gamma_{máx}$	Deformação de cisalhamento máxima

1 INTRODUÇÃO

Segundo o Anuário CNT do transporte 2019, o qual reúne dados até 2018, cerca de 60% do total de cargas transportadas no Brasil e 90% dos passageiros, utilizam-se do modal rodoviário, ainda que apenas 12,4% das estradas do país sejam pavimentadas, e, destas aproximadamente 59% apresentam algum tipo de problema, conforme ilustrado na Figura 1.1 em relação ao estado geral, no qual as classificações péssimo, ruim e regular, juntas somam os 59%. Segundo CNT, 2019, na última década a frota de veículos leves e pesados aumentou 74,1%, enquanto a malha rodoviária cresceu apenas 0,5%. Isso apenas comprova um problema antigo do Brasil, que a infraestrutura disponível para veículos comerciais e de passeio, não atende com qualidade a crescente demanda.

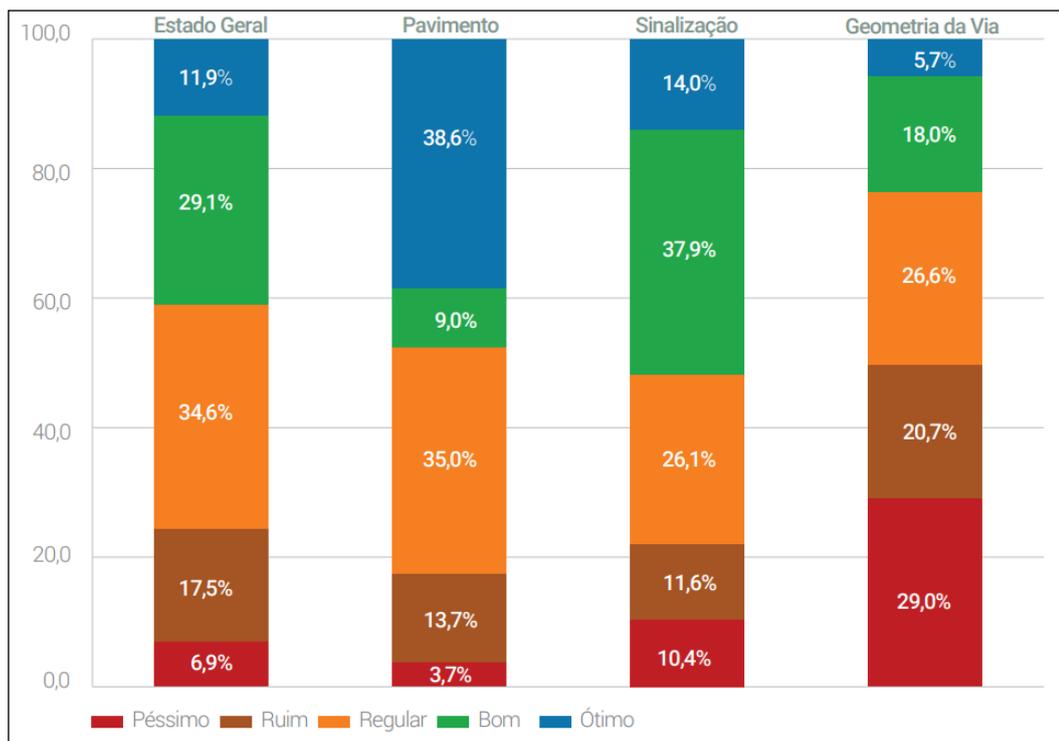


Figura 1.1 - Classificação das vias pavimentadas no ano de 2018 [CNT, 2019]

Neste contexto, estão inseridas as fabricantes do sistema veicular responsável pelo isolamento das mercadorias, passageiros e motoristas das oscilações e irregularidades das vias: A Suspensão. O objetivo final do fabricante é oferecer um produto ao mercado com qualidade, durabilidade, segurança, leve e ainda a um preço competitivo e, para isso, é essencial que o

fabricante tenha um bom conhecimento sobre os carregamentos de serviço que seu produto estará exposto na aplicação de seus clientes.

As combinações veiculares de carga (CVC) são composições constituídas por duas unidades ou mais, formadas por uma unidade motora (trator) e as demais unidades movidas articuladas entre si. Essas unidades, ou implementos, podem ser do tipo reboque, semirreboque, bitrem, rodotrem e outros. Os sistemas de suspensão dessas unidades podem ser classificados em mecânica e pneumática. A principal diferença entre eles é na dinâmica de condução, na qual a pneumática tem a capacidade de manter a frequência natural baixa e constante em toda a faixa de carga. Isso garante maior conforto e segurança do motorista e proteção da carga transportada. No entanto, devido a sua sofisticação, possui um custo mais elevado, o que acaba dando espaço no mercado para as aplicações de suspensão mecânica de menor custo.

Especialmente para caminhões e implementos, a durabilidade é um dos atributos físicos mais importantes para o cliente e, portanto, precisa ser destacada no processo de desenvolvimento. As principais variáveis que influenciam na vida de um produto são as cargas de serviço e a resistência estrutural à fadiga dos materiais utilizados. A distribuição de carga de serviço do cliente é determinada principalmente pela superfície sobre a qual o veículo trafega e pelo comportamento do motorista. Em testes experimentais, a variável pista pode ser controlada, por meio de campos de provas ou vias urbanas. No entanto, a variável motorista é mais complexa de ser controlada. Já em simulações computacionais, essas variáveis podem ser controladas e padronizadas.

No competitivo mercado automotivo, é estratégico desenvolver produtos mais rapidamente e com menos recursos financeiros. Portanto, o uso de tecnologias avançadas é imperativo, neste caso fazendo uso do desenvolvimento virtual em todas as fases de projeto. No entanto, a fase de definição da durabilidade do produto ainda é a mais complexa para a virtualização completa do desenvolvimento, uma vez que os resultados de vida em fadiga são significativamente sensíveis aos carregamentos atuantes no sistema, visto que, por exemplo, de acordo com a curva de Wöhler, um aumento de 7% na carga pode diminuir a vida em fadiga em 50%. Neste sentido, a exatidão das condições de carregamentos é importante para o sucesso do desenvolvimento de produtos mais leves, baratos e seguros.

A eliminação total de protótipos físicos para testes é um desejo da indústria em geral, no entanto, no setor automotivo isso ainda não é uma realidade. Muitas contribuições neste sentido vêm sendo feitas por pesquisadores, tanto na criação de novos modelos virtuais quanto na composição de metodologias já existentes.

1.1 Motivação

Estudos sobre os efeitos econômicos da fratura nos Estados Unidos da América (EUA) e Europa, em 1978 e 1991 respectivamente, mostram que a perda total causada por este modo de falha foi em torno de 4% do PIB, o que representava na época cerca de 66% do gasto em saúde e quase o mesmo valor gasto em defesa. No relatório dos EUA, os setores que envolveram os maiores custos de fratura foram veículos e peças, com cerca de 10% do total, sendo a fadiga o principal modo de falha. Este estudo ainda identificou que cerca de 33% do custo anual poderia ser eliminado através do melhor uso da tecnologia disponível na época. O mesmo é dito por Teixeira, 2017, ao informar que Ian Milne, ex-presidente da Sociedade Europeia de Integridade Estrutural, afirmou em 2005 que o custo econômico total dos eventos relacionados à fratura nos países desenvolvidos é de 4 % do PIB.

Os eventos de carga genérica atualmente usados pela maioria dos fabricantes automotivos representam condições severas de carregamentos com maior potencial de falha. Eles fornecem aos engenheiros uma boa direção de projeto e são úteis no comparativo de alternativas em busca da melhor solução de *design*. No entanto, as cargas genéricas não substituem o levantamento das cargas reais de serviço para a aprovação do projeto. As cargas reais de serviço podem ser levantadas ainda na fase de projeto por meio de ferramentas computacionais baseado na dinâmica multicorpos.

Com base nessas considerações pretende-se aplicar uma metodologia de desenvolvimento virtual, na estimativa de vida em fadiga de um eixo de um implemento rodoviário submetido a diferentes perfis de pistas baseadas nas PSD's de deslocamento da norma ISO 8608, 2016. Através dessa abordagem, é possível obter os pontos críticos e a vida respectiva em cada perfil de pista e ainda um comparativo para entender a influência dos níveis de vibração.

1.2 Objetivos

O objetivo principal deste trabalho é avaliar o comportamento à fadiga de um modelo de eixo de implemento rodoviário quando submetido a pistas curvas com diferentes perfis de rugosidade.

Nesse contexto, os objetivos específicos são:

- a) Avaliar a vida em fadiga do eixo para um perfil de pista classe C segundo a norma ISO 8608;
- b) Avaliar a consideração da pré-tensão dos grampos na vida em fadiga do eixo;
- c) Comparar a vida em fadiga do eixo em diferentes perfis de rugosidade de pista;
- d) Avaliar a influência da ausência de rugosidade da pista na vida em fadiga do eixo;
- e) Avaliar a influência da ausência de curvas na vida em fadiga do eixo.

1.3 Organização do trabalho

O Capítulo 1 apresenta uma contextualização da situação da malha rodoviária brasileira sobre a qual transitam os veículos comerciais e de passeio, cujos fabricantes têm o desafio de projetar seus veículos para tais condições. Também aborda aspectos gerais sobre suspensões e sua avaliação de durabilidade por meio de metodologia virtual, assim como a motivação e os objetivos do trabalho.

O Capítulo 2 aborda uma contextualização histórica e uma revisão bibliográfica dos principais trabalhos relacionados aos temas encontrados nesta dissertação.

No Capítulo 3 é feita uma revisão teórica dos métodos de previsão de vida em fadiga no domínio do tempo, mais especificamente os métodos $S-N$ e $\varepsilon-N$, com um foco maior para o último.

O Capítulo 4 apresenta alguns tópicos importantes no desenvolvimento virtual de produtos, especificamente na aquisição de carregamentos de serviço baseados na modelagem de pistas e construção de modelos multicorpos.

O Capítulo 5 aborda a metodologia desenvolvida ao longo do trabalho, nos seguintes tópicos: modelagem da pista, modelagem do veículo, aquisição dos dados de carregamento, a preparação da geometria e análise do eixo pelo MEF.

O Capítulo 6 mostra os resultados obtidos nas simulações de vida em fadiga e, análises comparativas entre os oito casos estudados.

No Capítulo 7 são apresentadas as conclusões do trabalho e sugestões são feitas para trabalhos futuros.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Neste capítulo, é apresentada uma revisão bibliográfica das contribuições realizadas no campo da fadiga de materiais e alguns trabalhos relevantes na área a fim de expor as diferentes contribuições científicas relacionadas à dissertação. Esta revisão gera um embasamento para a construção do tema e os objetivos deste trabalho.

2.1 Fadiga de materiais

No século XIX, com o aumento da utilização do aço em estruturas como pontes e sistemas ferroviários, expandiu-se o interesse em estudar o fenômeno de fadiga. Nesta época ocorreram muitos acidentes desastrosos na área ferroviária; um caso com bastante repercussão ocorreu em 8 de maio de 1842 em Versalhes, Paris, quando uma locomotiva descarrilou após um de seus eixos quebrar, levando à morte de dezenas de pessoas. Este foi um dos primeiros acidentes ferroviários e motivou a realização de investigações sobre a causa, sendo esta por uma falha de fadiga no eixo dianteiro da locomotiva. Em 1843, William John Macquorn Rankine (1820-1872) publicou um artigo com o título: *As Causas da Ruptura Inesperada de Munhões de Eixos Ferroviários* mostrando que os eixos tinham falhado por um crescimento progressivo de uma trinca frágil a partir de um concentrador de tensão. Então sugeriu que esses eixos fossem forjados com um cubo de diâmetro alargado e raios grandes.

August Wöhler (1819-1914), durante um período de 12 anos realizou testes experimentais para investigação da fadiga. Em 1870 ele apresentou um relatório no qual afirmou que as amplitudes de tensão são o parâmetro mais importante para a vida em fadiga e que a tensão máxima influencia apenas na medida em que quanto mais alta, menores as amplitudes de tensão que levam à falha. Destaca também que uma tensão média de tração tem uma influência prejudicial. Destes estudos resultaram as conhecidas curvas *S-N*, as quais relacionam o número de ciclos com a amplitude de tensão aplicada, portanto, um passo importante foi dado e continuam sendo utilizadas.

Em 1886 Johann Bauschinger (1832-1893) constatou a variação das propriedades elásticas dos metais quando submetidos a esforços cíclicos, estes serviram de base para as hipóteses de Manson e Coffin que se originaram em 1954. Nestes estudos eles descreveram o comportamento de materiais metálicos sob amplitudes de deformação inelástica cíclica por uma

fórmula de quatro parâmetros. Assim, geraram um novo campo de atividade chamado fadiga de baixo ciclo.

Ao longo do tempo foram realizados estudos para entender a influência da tensão média. O primeiro estudo foi em 1874, conduzido por Heinrich Gottfried Gerber (1832-1912), no qual ele apresentou sobre as tensões admissíveis que poderiam ser aplicadas em projetos de pontes ferroviárias, baseando-se em resultados experimentais de Wöhler. Em 1930 foi a vez de Goodman e Soderberg estudarem a influência das tensões médias na vida em fadiga. Palmgren, 1924, e Miner, 1945, definiram o conceito de acúmulo de dano, conhecido por regra de acúmulo linear de dano de Miner, o qual é ainda muito utilizado.

Meggiolaro e de Castro, 2010, dentre outros, desenvolveram melhorias significativas sobre o algoritmo de contagem de ciclos *rainflow* multiaxial Wang-Brown. As melhorias foram a eliminação da possibilidade de o algoritmo desprezar o evento associado ao maior dano do histórico de cargas e, portanto, a possível geração de previsões de dano à fadiga multiaxial não conservativa. E sua implementação, ao ser formulada no espaço Euclidiano reduzido de tensões e deformações, é muito simplificada.

Ciapparini, 2012, analisou o comportamento estrutural de uma carroceria de ônibus submetida a diferentes perfis de pista. Foram realizadas simulações dinâmicas por meio do método da superposição modal, no qual as excitações impostas ao modelo foram medidas experimentalmente nos cubos de roda quando o veículo rodava por pistas como asfalto, paralelepípedo e estrada de chão. As tensões obtidas na análise dinâmica foram usadas para o cálculo de fadiga no domínio do tempo com o método *S-N* e a contagem de ciclos pela técnica de *rainflow* calculada com o método do plano crítico. As simulações foram validadas com testes experimentais, sendo que nos cálculos a falha da carroceria ocorreria em 79000 km e no teste aconteceu entre 75000 km e 90000 km.

Takahashi, 2014, desenvolveu um algoritmo em *Matlab* para análise de fadiga de componentes sujeitos a carregamento uni e multiaxial para cargas proporcionais e não proporcionais. No procedimento foram incluídas contribuições do FKM –Guideline, o cálculo de fator de tensão média utilizando pseudo tensões, a contabilização do efeito de entalhe utilizando o método do gradiente de tensão relativo e o cálculo de dano por fadiga sob carregamento multiaxial de amplitude variável proporcional e não proporcional. Além disso, o autor investigou a densidade de malha necessária para capturar as tensões para o cálculo da fadiga computacional. Foram realizados diversos estudos em diferentes estados de tensão e carregamento a fim de validar o algoritmo desenvolvido.

Um estudo foi realizado por Ladinek *et al.*, 2018, onde se investigou a combinação da geometria real do perfil da solda via escaneamento 3D e abordagem ε - N . A consideração da geometria real do perfil da solda levou à concentração de tensão particular daquela solda estudada, que foi corrigida pelos modelos de Neuber e Hoffmann-Seeger. Também foi considerada a correção de tensão média por meio dos métodos de Morrow e SWT. Segundo os autores, a principal vantagem deste procedimento é que a distribuição real de tensão pode ser considerada devido ao escoamento do material, além disso, nenhuma correção geométrica é necessária. Ensaaios experimentais foram realizados para validar as simulações, no entanto, os resultados mostraram que a previsão de vida variou de irrealista para precisa. Em suas conclusões, uma das justificativas da imprecisão dos resultados foi a consideração das propriedades mecânicas da zona termicamente afetada e material da solda, como sendo as mesmas do material base.

More, Raval e Trigune, 2019, desenvolveram uma metodologia de análise de fadiga de um chassi de caminhão baseada em elementos finitos sob histórico de carregamento medido através de transdutores de força de roda. Os sinais coletados possuíam frequências que variavam de 0,1 Hz a 400 Hz, no entanto, a faixa de frequências com maior potencial de dano ia até 40 Hz, o que levou a se utilizar um filtro passa baixa para remover do sinal as altas frequências com baixa amplitude. Foi utilizada a abordagem ε - N com o modelo de correção das tensões de Neuber, a contagem de ciclos pela técnica de *rainflow* e o cálculo de dano pela regra de Miner modificada. Uma das conclusões do trabalho foi a identificação de regiões críticas diferentes daquelas calculadas pela metodologia da análise estática com carga generalizada de pico.

Farrahi e Khalaj, 2006, realizaram um estudo comparativo de dano por fadiga de um componente automotivo entre um campo de provas virtual e pistas modeladas pela ISO 8608 que representariam a realidade. Eles modelaram em ambiente multicorpos tanto o veículo quanto as pistas do campo de provas virtual. Os dados de carga coletados no *spindle* foram aplicados em uma análise transiente pelo método da superposição modal, as tensões resultantes foram utilizadas para a contagem de ciclos pela técnica de *rainflow* e o cálculo de dano por Palmgren-Miner na abordagem S - N . Os resultados obtidos permitiram aos autores chegar na conclusão que 2462 km percorridos pelas pistas especiais do campo de provas virtual equivalem a 200000 km percorridos em pistas que simulam a realidade. No entanto, os autores não mencionam ter considerado o efeito das tensões médias, as quais são extremamente importantes na previsão de vida em fadiga, tampouco critérios de multiaxialidade e carregamentos não proporcionais, que frequentemente estão presentes nas aplicações automotivas.

Cesário, 2012, realizou um estudo de estimativa de vida em fadiga pelo método do domínio da frequência de um componente de implemento rodoviário submetido a acelerações aquisitadas em diferentes pistas. Para avaliar o dano utilizou-se o método $S-N$ e Dirlik. Os resultados obtidos não foram comparados com nenhum método de referência, no entanto foram investigadas a influência das tensões médias e critérios de multiaxialidade. O efeito das tensões médias sobre a vida do componente foi significativo para regiões onde a tensão era compressiva e nenhum efeito em regiões de tensão compressiva, o que era esperado, pois tensão compressiva não abre trinca. Quando se considerou o critério de multiaxialidade do plano crítico não foi observado efeito significativo na vida do componente, o que, segundo o autor, indicou pouca rotação do eixo das tensões principais no ponto de análise.

Teixeira, Roberts e Silva, 2019, realizaram um estudo comparativo de vida em fadiga entre o domínio do tempo e da frequência aplicado a um suporte de freio soldado em um eixo de tração de veículo comercial. O método proposto combina o método da tensão estrutural de Battelle e a abordagem do domínio da frequência com o modelo de Dirlik, a comparação de vida é feita com o método de Battelle no domínio do tempo. Os carregamentos foram medidos no eixo de tração de um veículo comercial trafegando sobre uma estrada de paralelepípedos. Os resultados obtidos mostraram uma boa concordância em termos de localização da falha e vida em fadiga, sendo uma diferença de 4,5 % e 10,1 % nos dois pontos críticos.

Passos, 2016, realizou um estudo comparativo entre o método do domínio do tempo e o domínio da frequência para problemas simples utilizando uma metodologia de análise global-local. Foi utilizado um carregamento randômico, estocástico e ergódico, que segue uma distribuição gaussiana, ou seja, atende a todos os requisitos da abordagem do domínio da frequência. O autor utilizou o método $S-N$, sendo que para o domínio do tempo fez-se uma análise transiente e para o domínio da frequência Dirlik. O autor considerou os resultados do modelo de Dirlik confiáveis ao compará-los com outras fontes.

Marques, 2017, assim como Passos, 2016, fez um estudo comparativo entre o domínio do tempo e o domínio da frequência. Utilizou para um caso simples: viga em balanço, e outro mais complexo: chassi de uma usina de asfalto. Para ambas as abordagens se utilizou o método $S-N$, sendo que para o domínio do tempo foi realizada uma análise transiente e contagem de ciclos pelo método *rainflow* e o cálculo do dano com a regra de Palmgren-Miner. Já no domínio da frequência utilizou-se a tensão equivalente de von Mises para calcular o dano por diversos métodos espectrais, inclusive Dirlik. O autor constatou que o modelo de Dirlik é o mais robusto dentre os métodos avaliados para o caso simples, corroborando com os resultados do Passos,

2016, no entanto para o caso mais complexo todos os métodos espectrais se distanciaram significativamente do domínio do tempo.

Svensson, 2015, aplicou quatro metodologias de análise de fadiga baseada em carregamentos gerados em um modelo MBS de um ônibus. O autor constatou que duas delas apresentaram maior potencial de sucesso: simulação dinâmica com PSD e superposição de tensões modais. A simulação de fadiga foi realizada em um suporte de inversor fixado ao chassi do ônibus submetido às solicitações encontradas no modelo de MBS. Também foi realizado um ensaio de laboratório em *shake rig* chegando a valores semelhantes aos encontrados na simulação com as cargas de MBS.

Piazza, 2018, realizou um estudo de avaliação da vida em fadiga de um suporte de molas de suspensão de um veículo comercial. As deformações para a análise de fadiga foram calculadas a partir de dados de instrumentação realizada em veículo existente trafegando por diferentes tipos de pista. O método utilizado foi o ϵ - N com modelos de correção de Morrow e SWT, o modelo de contabilização de dano foi do plano crítico e a regra de acúmulo de dano linear de Palmgren-Miner. Por fim, o autor realiza um estudo de correlação campo-laboratório a fim de definir uma metodologia de ensaio de durabilidade acelerada em laboratório.

Bladh, 2012, com o objetivo de avaliar a precisão da previsão das cargas atuantes em um ônibus para posterior avaliação de fadiga, realizou a implementação de modelos multicorpos. Foram utilizados dois tipos de simulação de veículo completo: campo de provas virtual e *test rig* virtual. O desempenho dos modelos foi avaliado com base nos dados de carregamento medidos em teste físico. Os resultados obtidos no modelo de campo de provas virtual mostraram boa correlação das cargas verticais nos *spindles*, no entanto as cargas longitudinais e laterais apresentaram diferenças significativas. Já os resultados obtidos no modelo de *test rig* virtual mostraram que é possível replicar com alta precisão as acelerações na estrutura do veículo.

Drehmer, 2012, avaliou a otimização de parâmetros de rigidez e amortecimento no domínio da frequência e identificou qual destes influenciou mais na minimização das acelerações transmitidas ao motorista. Para atingir os objetivos, dois modelos veiculares foram propostos e submetidos à excitação de uma pista modelada a partir da norma ISO 8608, 1995.

Drehmer, 2017, propôs uma ferramenta metodológica para otimização dos parâmetros concentrados de suspensão em um modelo veicular completo, percorrendo diferentes perfis de pista. Um dos objetivos específicos foi desenvolver um modelo de perfil de pista por meio de trilhas, cruzadas e defasadas, correlacionadas, através da norma ISO 8608, 1995.

Fossati, 2017, utilizou um algoritmo meta-heurístico para otimizar os parâmetros concentrados de uma suspensão de um veículo completo, representando um automóvel de passeio trafegando a uma velocidade constante por um determinado perfil de pista. A pista foi modelada conforme a norma ISO 8608, 1995, através do método proposto por Shinozuka e Jan, 1972.

Můčka, 2017, comparou parâmetros dos espectros de estradas reais com as classes de estradas da norma ISO 8608, 1995, utilizadas em artigos científicos. Foi identificado que os perfis A e B podem ser aproximados a autoestradas, vias expressas ou estradas de primeira classe. Com base no trabalho de Braun e Hellenbroich, 1991, o autor afirma que as rodovias ou estradas distritais podem ser aproximadas pelos perfis B ou C. Também afirma que as classes de estradas D a H correspondem a estradas não pavimentadas.

Mi, *et al.*, 2019, implementaram um método de otimização do desempenho em fadiga de uma estrutura soldada de um caminhão pesado de mineração *off-road*. Foi realizado um modelo de elementos finitos para estimar a vida em fadiga, cujos históricos de carregamentos foram adquiridos a partir de simulação da dinâmica multicorpos. A posição da falha simulada e a vida em fadiga tiveram boa concordância com os resultados reais.

Com a revisão exposta neste capítulo é possível formar uma contextualização e um embasamento prático sobre o estado da arte do tema desta dissertação. Diante disto, no presente trabalho é realizado um estudo de caso de avaliação de vida em fadiga baseado em Elementos Finitos para um eixo de suspensão de um veículo comercial, utilizando o método $\varepsilon-N$. São considerados os efeitos das tensões médias, modelo de correção de tensão elastoplástica, modelo de encruamento cinemático, além de técnicas de contagem de ciclos multiaxiais para cargas não proporcionais. Pistas são modeladas considerando curvas e perfis de rugosidade baseada na norma ISO 8608, 2016, além de análises dinâmica de veículo completo trafegando por tais pistas, para geração do histórico de cargas.

3 MÉTODOS DE PREVISÃO DE VIDA EM FADIGA

Fadiga é uma falha estrutural causada pela iniciação e propagação de trincas devido a repetidos ciclos de carregamento, mesmo que esses ciclos gerem tensões muito menores que o limite de ruptura do material. Alves Filho, 2011, afirma que de 80 a 90% das falhas em máquinas e estruturas sujeitas a carregamentos variáveis no tempo, são causadas por fadiga, sendo na maioria das vezes falhas que ocorrem de forma inesperada, portanto bastante perigosas.

O mecanismo de iniciação de uma trinca até a ruptura do material pode ser entendido em três estágios: **Iniciação** – quando ocorre o início de uma ou mais micro trincas causadas por deformação plástica cíclica seguida por propagação cristalográfica. As discordâncias se movimentam no sentido paralelo à máxima tensão cisalhante (τ_{max}) (45° em relação à superfície) atuante no ponto crítico da peça; **Propagação** – a propagação da trinca segue no sentido perpendicular à tensão normal numa taxa da/dN ; **Fratura** – a secção que sobrou não tem capacidade de suportar o carregamento, então ocorre a fratura do componente.

São três os principais métodos de cálculo de fadiga: tensão-vida ($S-N$) útil para avaliar a vida de fadiga, deformação-vida ($\varepsilon-N$) para estimar a nucleação de trincas e o método da mecânica da fratura linear estática que quantifica a vida útil residual à fadiga de peças trincadas [Meggiolaro, de Castro e de Oliveira Miranda, 2009]. Budynas e Nisbeth, 2011, observam que para uma previsão de vida menor que 10^3 ciclos considera-se fadiga de baixo ciclo, e quando essa faixa se supera é chamada de fadiga de alto ciclo. O método $\varepsilon-N$ trata de uma análise detalhada das deformações em regiões localizadas em que as tensões e deformações são consideradas para estimativas de vida. O método da mecânica da fratura estuda o crescimento de uma trinca pré-existente, de forma prática com inspeções periódicas.

3.1 Método $S-N$

No estudo de fadiga de alto ciclo, comumente se utiliza o método $S-N$ com a curva de Wöhler ou curva $S-N$ como é tipicamente conhecida. Nela se relaciona a amplitude da tensão com o número de ciclos associado até a falha do material, na qual a vida total de um componente submetido a carregamentos cíclicos é uma combinação do número de ciclos dos estágios da trinca.

Na Figura 3.1 observa-se um gráfico da curva $S-N$ de um material ferroso plotado na escala log-log, onde o eixo das abcissas representa o número de ciclos (N), e o eixo das ordenadas, a tensão de fadiga S_f . Analisando a curva $S-N$, percebe-se que ela se torna horizontal quando o número de ciclos é igual a 10^6 . Esta região, segundo Budynas e Nisbeth, 2011, é denominada limite de resistência à fadiga (S_e).

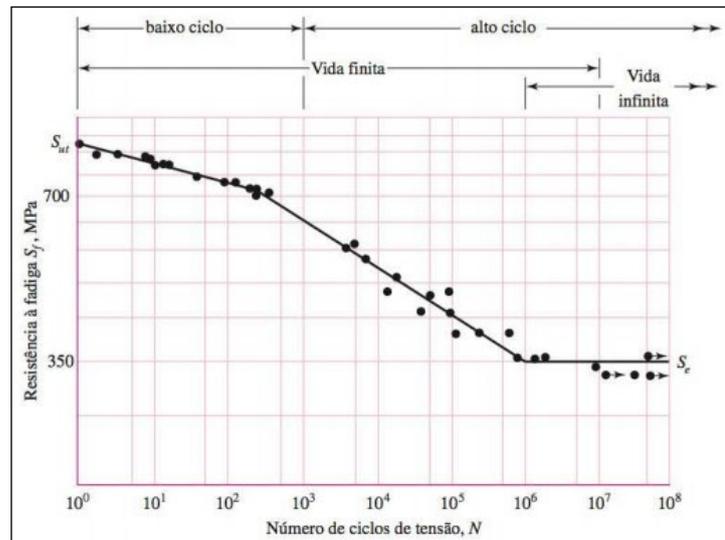


Figura 3.1 - Exemplo de curva $S-N$ [Budynas e Nisbeth, 2011]

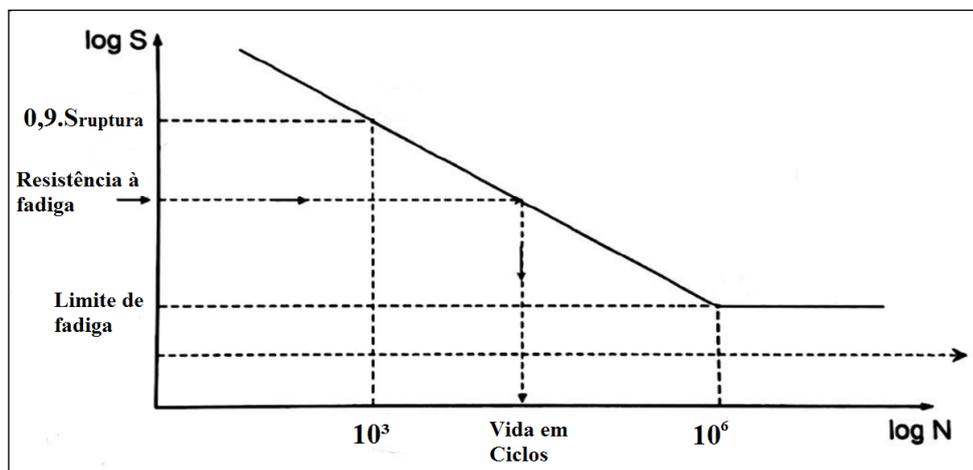


Figura 3.2 – Curva $S-N$ [Adaptado de Alves Filho, 2011]

Na literatura é possível encontrar curvas $S-N$ dos mais variados materiais, que foram criadas a partir de ensaios de fadiga. Porém, muitas vezes não é possível buscar uma curva confiável para o material desejado, sendo sugerido um método para estimá-la sem a necessidade de fazer um ensaio experimental (Meggiolaro e de Castro, 2009). Indicam-se dois pontos na curva baseados apenas no limite de resistência à tração do material (S_{ut}), sendo o primeiro

ponto em 10^3 ciclos equivalente a 90 % do limite de resistência à tração e 10^6 ciclos referente a 50 % do limite de resistência à tração. Essas considerações podem ser observadas na Figura 3.2 e são válidas para um componente sem considerar os fatores modificadores, pois se for o caso, o limite de fadiga deve ser alterado. Matematicamente, essas definições são expressas nas equações (3.1) e (3.2).

$$S_f(N = 10^3) = 0,9 S_{ut} \quad (3.1)$$

$$S_e(N = 10^6) = 0,5 S_{ut} \quad (3.2)$$

3.1.1 Fatores modificadores do limite de resistência à fadiga

O levantamento das curvas de fadiga é feito cuidadosamente em ambientes controlados e em corpos de prova com superfície polida. Mas se sabe que as condições em que as aplicações cotidianas são submetidas, não são condizentes com aquelas dos ensaios. Portanto, para correlacionar as aplicações com os ensaios em relação ao limite de fadiga, faz-se necessário combinar os fatores modificadores com o valor de limite de fadiga dos corpos de prova S'_e . Segundo estabelecido em Budynas e Nisbeth, 2011, os principais fatores que devem ser levados em conta, quando aplicável, são: condição de superfície (k_a), tamanho (k_b), carga (k_c), temperatura (k_d), confiabilidade (k_e), efeitos variados (k_f). Matematicamente essas definições estão expressas na equação (3.3):

$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_e k_f S'_e \quad (3.3)$$

Um processo de fabricação presente em grande parte das aplicações industriais é o processo de soldagem. Este por sua vez, impacta significativamente no limite de fadiga. Existem normas que referem o processo de soldagem como um fator modificador, podendo variar de acordo com a qualidade com que a mesma é feita. Este é o caso da norma “*Swedish Regulations for Welded Steel Structures 74 StBK-N2, National Swedish Committee on Regulations on Steel Structures*”, a qual trata de fatores modificadores do limite de fadiga para diferentes juntas soldadas levando em consideração a qualidade da mesma.

3.1.2 Efeito da tensão média

Os ensaios de levantamento de curvas $S-N$ dos materiais são realizados comprimindo-se e tracionando-se o corpo de prova, de tal maneira que a carga de tração e compressão seja a mesma, entretanto em sentido contrário, resultando em uma tensão média igual a zero. Contudo, os efeitos da tensão média devem ser devidamente considerados na análise de fadiga [Lee, Barkey e Kang, 2011].

A maioria dos ensaios experimentais apoiam o fato de que as tensões normais médias de compressão são benéficas por ter uma tendência de “fechar” a trinca e as tensões médias trativas são prejudiciais à vida em fadiga [Lee, Barkey e Kang, 2011]. No entanto, isso depende do mecanismo de dano no material. Por exemplo, um material sensível ao parâmetro de cisalhamento não teria necessariamente uma vida mais prolongada se a tensão de compressão não estivesse alinhada com o plano de cisalhamento.

A Figura 3.3 ilustra o diagrama de Goodman modificado, onde a tensão média é traçada no eixo das abscissas e as demais componentes de tensão no eixo de ordenadas. O limite de fadiga (S_e) é traçado no eixo de ordenadas, acima e abaixo da origem. A linha de tensão média forma 45° com cada eixo, e vai da origem até o limite de ruptura do material. O novo limite de fadiga para determinada tensão média é representado pelo traço vermelho.

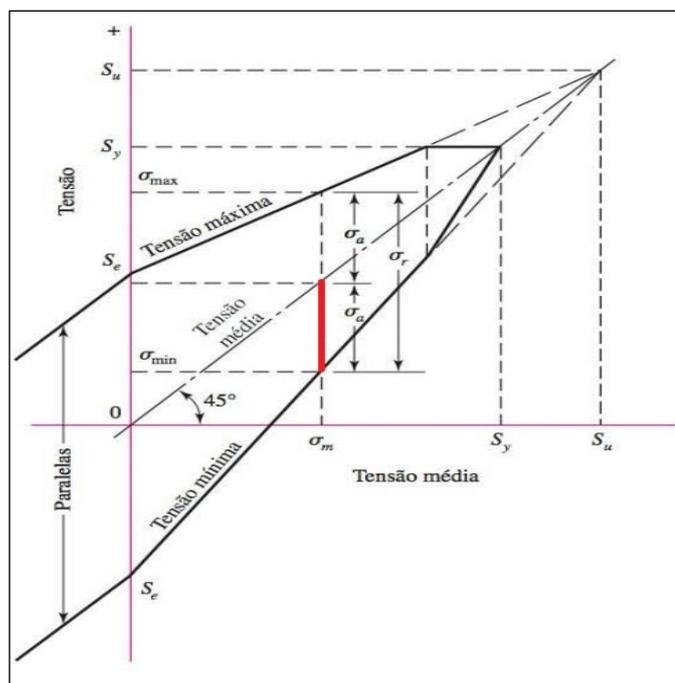


Figura 3.3 – Diagrama de Goodman modificado [adaptado de Budynas e Nisbeth, 2011]

3.1.3 *Rainflow*

A técnica de *rainflow* proposta por Matsuishi e Endo, 1968, foi o primeiro método aceito para fazer a contagem de ciclos de sinais de carregamentos axiais. Foi inspirada na queda dos pingos de chuva em telhados das Pagodas do estilo japonês. Além desta técnica original, atualmente existem diversos métodos de *rainflow* como a técnica de contagem por três pontos, quatro pontos, *rainflow* multiaxial, etc.

3.1.4 Regra de Palmgren-Miner

A vida de um determinado componente pode ser definida como o número de ciclos necessários para iniciar uma trinca para uma dada amplitude de tensão [Alves Filho, 2011]. Toda tensão, em um dado componente, que estiver acima do limite de fadiga acumulará um certo dano. Palmgren-Miner estipula que quando a quantidade de dano acumulado for igual ou maior a 1, poderá ocorrer a falha por fadiga. Esta regra é matematicamente representada na equação (3.4):

$$D = \sum \frac{n_i}{N_i} \quad (3.4)$$

Nessa equação, D é o dano acumulado; n_i é o número de ciclos de amplitude de tensão σ_i em um certo intervalo de tempo; N_i é o número de ciclos de amplitude de tensão σ_i necessário para ocorrer a falha.

3.2 Método ε - N

Na seção 3.1, foi apresentado o método de avaliação de vida em fadiga S - N . Este método funciona bem para situações em que ocorrem apenas tensões elásticas. Embora a maioria das aplicações práticas de engenharia sejam dimensionadas de modo que as tensões permaneçam dentro do regime elástico sob cargas normais de serviço, as concentrações de tensão em entalhes e raízes de soldas geralmente causam o desenvolvimento de deformações plásticas. Nessas situações, é mais apropriado considerar o método ε - N para estimar a vida em fadiga, e sua aplicação requer uma descrição da resposta do material às deformações elásticas e plásticas

cíclicas e uma relação entre essas deformações e a resistência à fadiga. Portanto as teorias da elasticidade e plasticidade são essenciais para compreender as deformações cíclicas.

Quando um corpo de prova é tensionado, seu comprimento aumenta e seu diâmetro diminui. A tensão de engenharia (S) é a carga aplicada (P) dividida pela área da secção transversal inicial (A_0):

$$S = \frac{P}{A_0} \quad (3.5)$$

Já a tensão verdadeira (σ) é a carga aplicada dividida pela área da secção transversal atual (A):

$$\sigma = \frac{P}{A} \quad (3.6)$$

A deformação de engenharia (e) é a alteração total do comprimento ($L - L_0$) dividido pelo comprimento inicial (L_0):

$$e = \frac{(L - L_0)}{L_0} \quad (3.7)$$

em que L é o comprimento instantâneo.

A deformação verdadeira (ε) é calculada a partir da soma de alongações incrementais divididas pelo comprimento instantâneo ou:

$$\varepsilon = \int_{L_0}^L \left(\frac{\delta L}{L} \right) = \ln \left(\frac{L}{L_0} \right) \quad (3.8)$$

Se A_f é a área da secção transversal no instante da fratura, e σ_f é a tensão verdadeira no instante da fratura, tem-se:

$$\sigma_f = \frac{P}{A_f} \quad (3.9)$$

Assim ε_f é a deformação verdadeira no instante da fratura:

$$\varepsilon_f = \ln\left(\frac{A}{A_f}\right) \quad (3.10)$$

em que, L_f é o comprimento no instante da fratura.

A curva tensão-deformação obtida a partir da aplicação de uma carga única é denominada curva monotônica, a qual consiste em uma parcela elástica que é recuperada quando a carga é removida:

$$\varepsilon_e = \frac{\sigma}{E} \quad (3.11)$$

E a parcela plástica a qual não é recuperada, é dada pelo modelo de encruamento isotrópico linear conforme a equação (3.12):

$$\varepsilon_p = \left(\frac{\sigma}{K}\right)^{\frac{1}{n}} \quad (3.12)$$

em que K e n : são os parâmetros que descrevem o encruamento de deformação monotônica.

Para a maioria dos metais, a vida em fadiga pode ser caracterizada pelo comportamento em estado estacionário, já que para testes controlados de amplitude de deformação constante, a relação tensão-deformação torna-se estável após um rápido endurecimento ou amolecimento nos ciclos iniciais. A resposta tensão-deformação ciclicamente estável é denominada laço de histerese, conforme Figura 3.4. O ciclo de histerese definido pela faixa de tensão total ($\Delta\sigma$) e pela faixa de deformação total ($\Delta\varepsilon$) representa o trabalho elástico e plástico em um material em tração e compressão [Lee, Barkey e Kang, 2011].

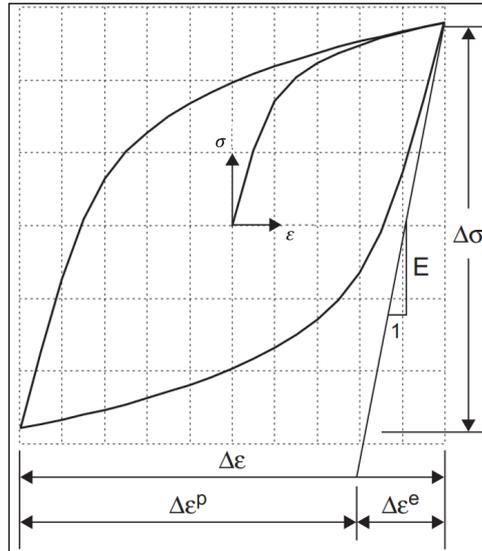


Figura 3.4 – Laço de histerese [adaptado de Lee, Barkey e Kang, 2011]

Quando um certo número de laços de histerese estabilizados criados por vários níveis de amplitude de deformação é plotado, uma curva tensão-deformação cíclica (ver Figura 3.5), pode ser construída e expressa pela equação de Ramberg e Osgood, 1943, a qual descreve razoavelmente bem o comportamento de muitos materiais [Meggiolaro, de Castro e de Oliveira Miranda, 2009].

$$\varepsilon = \frac{\sigma}{E} + \left(\frac{\sigma}{K'}\right)^{\frac{1}{n'}} \quad (3.13)$$

Nessa equação, E é o módulo de elasticidade; K' e n' são os parâmetros que descrevem o encruamento cíclico. As aspas simples servem para diferenciar o comportamento cíclico do monotônico.

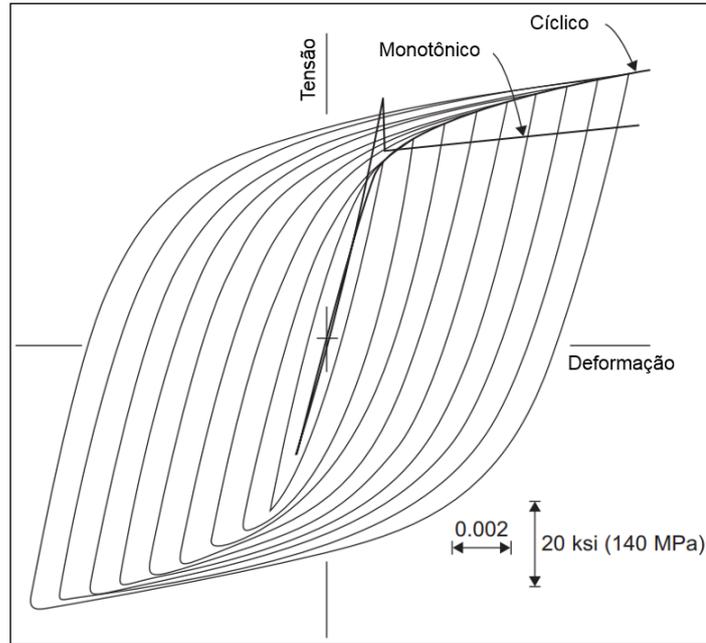


Figura 3.5 – Curva tensão-deformação cíclica [adaptado de Lee, Barkey e Kang, 2011]

Masing, 1926, propôs que a curva amplitude de tensão σ_a por amplitude de deformação ε_a seguia a mesma expressão como descrita na equação (3.13). Observa-se que o índice “a” representa a amplitude da variável.

$$\varepsilon_a = \frac{\sigma_a}{E} + \left(\frac{\sigma_a}{K'}\right)^{\frac{1}{n'}} \quad (3.14)$$

A suposição de Masing, 1926, é válida para materiais homogêneos que possuem comportamento simétrico de deformação em tensão e compressão. A equação (3.14) pode ser reescrita em termos de faixas de deformação $\Delta\varepsilon$ e tensão $\Delta\sigma$:

$$\frac{\Delta\varepsilon}{2} = \frac{\Delta\varepsilon_e}{2} + \frac{\Delta\varepsilon_p}{2} = \frac{\Delta\sigma}{2E} + \left(\frac{\Delta\sigma}{2K'}\right)^{\frac{1}{n'}} \quad (3.15)$$

E reduzida conforme a equação (3.16)

$$\Delta\varepsilon = \frac{\Delta\sigma}{E} + 2\left(\frac{\Delta\sigma}{2K'}\right)^{\frac{1}{n'}} \quad (3.16)$$

A equação (3.16) tem sido largamente utilizada para descrever e rastrear o comportamento da histerese sob condições de carga de amplitude variável [Lee, Barkey e Kang, 2011].

Dividindo por E a equação de deformação-vida proposta por Basquin, 1910, a curva de amplitude de deformação elástica (ε_a^e) versus vida pode ser obtida pela equação (3.17):

$$\varepsilon_a^e = \frac{\Delta\varepsilon_e}{2} = \frac{\sigma_f'}{E} (2N_f)^b \quad (3.17)$$

Em que b é o expoente de resistência de fadiga;

Coffin, 1954, e Manson, 1954, trabalharam em estudos independentes em problemas de fadiga térmica e propuseram uma caracterização de vida em fadiga baseado em amplitude de deformação plástica (ε_a^p). Eles observaram que ao plotar a amplitude de deformação plástica na escala logarítmica versus o número de reversões de carga até a falha, também na escala logarítmica, resultava em uma relação linear para materiais metálicos, expressa pela equação (3.18):

$$\varepsilon_a^p = \frac{\Delta\varepsilon_p}{2} = \varepsilon_f' (2N_f)^c \quad (3.18)$$

Nela, c é o expoente de ductilidade de fadiga; $2N_f$ é o número de reversões de carga até a falha.

Portanto, somando as equações (3.17) e (3.18), tem-se a relação deformação-vida, também conhecida por equação Coffin-Manson-Basquin:

$$\varepsilon_a = \frac{\Delta\varepsilon_e}{2} + \frac{\Delta\varepsilon_p}{2} = \frac{\sigma_f'}{E} (2N_f)^b + \varepsilon_f' (2N_f)^c \quad (3.19)$$

Eliminando o termo $2N_f$ da equação (3.19) e comparando com a amplitude de deformação plástica da equação (3.14) chega-se nas seguintes estimativas [Lee, Barkey e Kang, 2011]:

$$n' = \frac{b}{c} \quad (3.20)$$

$$K' = \frac{\sigma_f'}{(\varepsilon_f')^{n'}} \quad (3.21)$$

Quando plotadas na escala log-log, ambas as curvas se tornam retas, como mostra a Figura 3.6. O ponto de transição em reversões ($2N_T$) é definido como a interseção das retas elástica e plástica. Quando uma vida em fadiga de transição ocorre significa que a amplitude de deformação elástica é igual a amplitude de deformação plástica.

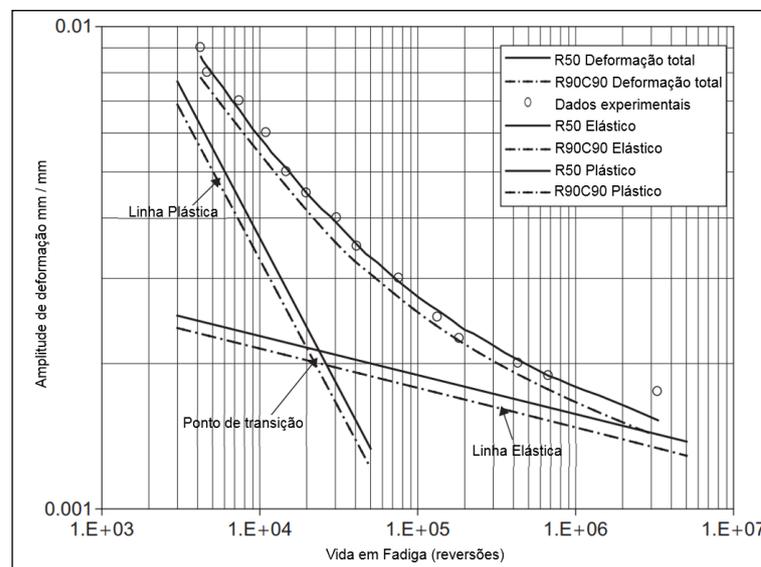


Figura 3.6 – Representação de uma curva ε - N [adaptado de Lee, Barkey e Kang, 2011]

A região a esquerda do ponto de transição é considerada o regime dominante de tensão plástica, também conhecido por regime de fadiga de baixo ciclo. À direita deste ponto, tem-se o regime dominante de tensão elástica, ou regime de fadiga de alto ciclo. De um modo geral, os aços de alta resistência apresentam menor vida em fadiga de transição [Lee, Barkey e Kang, 2011]. A equação (3.19) leva a uma estimativa de vida em fadiga conforme a equação (3.22):

$$2N_T = \left(\frac{\varepsilon_f' E}{\sigma_f'} \right)^{\frac{1}{b-c}} \quad (3.22)$$

Portanto, é um método moderno e mais robusto que o $S-N$, sendo capaz de quantificar as deformações e tensões elasto-plásticas cíclicas atuantes em concentradores de tensão e os efeitos de encruamento e amolecimento cíclico. No entanto sua principal desvantagem é o uso de equações não lineares e não inversíveis que só são resolvidas numericamente.

3.2.1 Modelos de fadiga multiaxial baseados em deformação

Na análise de fadiga baseada em elementos finitos, um dos dados de entrada é o histórico do tensor de tensão. Para que os ciclos de tensão possam ser contabilizados e comparados com a curva de fadiga, o tensor de tensão precisa ser reduzido a um valor escalar. Para isso, existem os modelos baseados em deformação equivalente (deformação máxima principal absoluta, deformação de von Mises sinalizada e deformação de cisalhamento sinalizada) e baseados em plano crítico.

3.2.1.1 Deformação máxima principal absoluta

A deformação máxima principal absoluta é definida como a deformação principal com a maior magnitude, conforme a equação (3.23):

$$\begin{aligned}\varepsilon_a &= \varepsilon_3 \text{ se } |\varepsilon_3| > |\varepsilon_1| \\ \varepsilon_a &= \varepsilon_1 \text{ se } |\varepsilon_3| < |\varepsilon_1|\end{aligned}\tag{3.23}$$

3.2.1.2 Deformação de von Mises sinalizada

A deformação de von Mises sinalizada (ε_{svm}) é a própria tensão de von Mises utilizando o sinal da deformação máxima principal absoluta, conforme a equação (3.24):

$$\varepsilon_{svm} = \frac{\varepsilon_a}{|\varepsilon_a|} \frac{1}{(1 + \nu_e)\sqrt{2}} \sqrt{(\varepsilon_1 - \varepsilon_2)^2 + (\varepsilon_2 - \varepsilon_3)^2 + (\varepsilon_3 - \varepsilon_1)^2}\tag{3.24}$$

3.2.1.3 Deformação de cisalhamento sinalizada

A deformação de cisalhamento sinalizada (ε_{ssh}) é a deformação máxima de cisalhamento, também conhecida pelo critério de Tresca, mas com o sinal da deformação máxima principal absoluta. Além disso, um fator é aplicado para garantir que o parâmetro tenha o mesmo valor da deformação máxima principal absoluta sob condições de carregamento uniaxiais. Este critério está expresso matematicamente na equação (3.25):

$$\varepsilon_{ssh} = \frac{\varepsilon_a (\varepsilon_1 - \varepsilon_3)}{|\varepsilon_a| (1 + \nu_e)} \quad (3.25)$$

3.2.1.4 Plano crítico

No modelo do plano crítico, o objetivo é encontrar o plano com o maior dano. Para isso, a deformação normal é calculada e o *rainflow* é realizado para todos os planos, normalmente com uma resolução de 10° entre cada plano. A deformação normal é calculada em cada plano a partir da equação (3.26). A Figura 3.7 ilustra a deformação no plano crítico.

$$\varepsilon_\phi = \frac{\varepsilon_{xx} + \varepsilon_{yy}}{2} + \frac{\varepsilon_{xx} - \varepsilon_{yy}}{2} \cos 2\phi + \varepsilon_{xy} \sin 2\phi \quad (3.26)$$

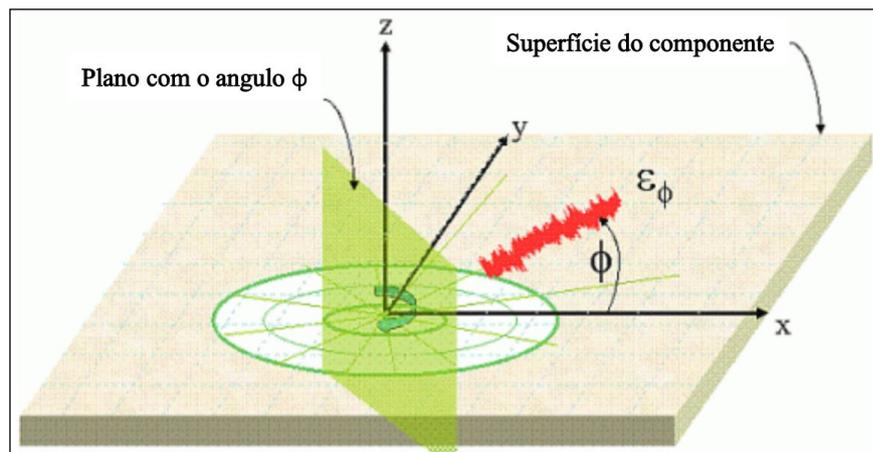


Figura 3.7 – Deformação normal no plano crítico [Adaptado de nCode, 2019]

3.2.1.5 Deformação de cisalhamento no plano crítico tipo B

Este critério é derivado da deformação de cisalhamento fora do plano em planos inclinados a 45 graus em relação à superfície livre. A orientação dos planos e a direção da deformação de cisalhamento são ilustradas na Figura 3.8. Este critério é calculado a partir da equação (3.27), sendo que seu denominador garante que, em condições uniaxiais, o valor deste critério se aproxime da deformação uniaxial.

$$\varepsilon_{TBCPS,\phi} = \frac{\varepsilon_{\phi} - \varepsilon_{zz}}{(1 + \nu_e)} \quad (3.27)$$

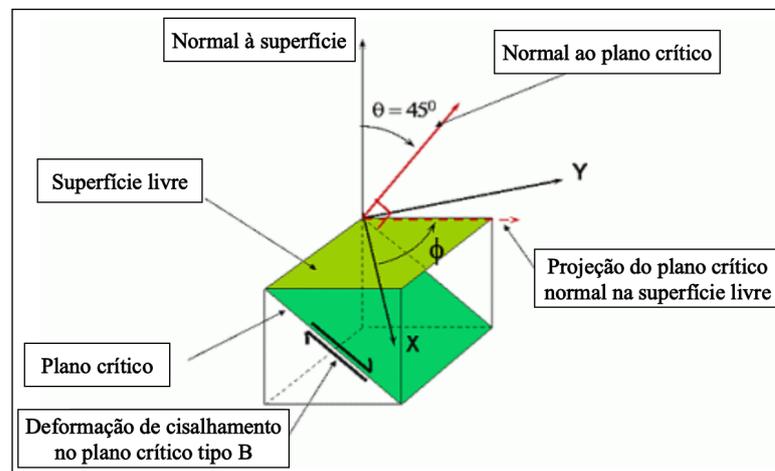


Figura 3.8 – Orientação da deformação de cisalhamento no plano crítico tipo B [Adaptado de nCode, 2019]

3.2.2 Efeito da Tensão média

Foi mostrado seção 3.1.2 que tensões médias trativas são prejudiciais na vida em fadiga na abordagem $S-N$ com o diagrama de Goodmann modificado. Na abordagem $\varepsilon-N$ a contabilização das tensões médias também são levadas em consideração, com os métodos Morrow modificado e Smith-Topper-Watson (SWT).

3.2.2.1 Morrow

Morrow, 1968, apresentou originalmente seu modelo de correção de tensão média na equação da abordagem $S-N$. Pelo efeito da tensão média ser desprezível no regime de baixo ciclo e perceptível no regime de alto ciclo, a equação (3.19) pode ser modificada:

$$\varepsilon_a = \frac{\sigma_f' - \sigma_m}{E} (2N_f)^b + \varepsilon_f' (2N_f)^c \quad (3.28)$$

Essa equação é baseada na observação de que os efeitos de tensão média são mais significativos no regime de alto ciclo, onde predominam as tensões elásticas. Embora este modelo forneça resultados aceitáveis, é teoricamente incorreta, pois modificando apenas a linha elástica, implica que a razão da deformação elástica para a plástica mude com a tensão média e, portanto, que a forma do laço de histerese mude com a tensão média. O que não é real, visto que evidências experimentais sugerem que a forma do laço de histerese para um material depende apenas da faixa de deformação [Fe-safe, 2002].

3.2.2.2 Smith-Topper-Watson (SWT)

O modelo SWT sugere que a vida em fadiga é função não apenas da amplitude de deformação, mas do produto da amplitude de deformação e a tensão máxima no ciclo. Quando a tensão máxima for menor ou igual a zero, a equação (3.29) fica indefinida. A interpretação física dessa abordagem pressupõe que não ocorram danos por fadiga quando a tensão máxima é compressiva.

$$\sigma_{m\acute{a}x} \varepsilon_a = \frac{(\sigma_f')^2}{E} (2N_f)^{2b} + \sigma_f' \varepsilon_f' (2N_f)^{b+c} \quad \sigma_{m\acute{a}x} > 0 \quad (3.29)$$

O modelo SWT tem sido amplamente adotado, aplicado com sucesso ao ferro fundido cinzento, aços carbonos endurecidos e aços microligados. Não há consenso na literatura sobre qual destes modelos é o melhor, mas pode-se dizer que o modelo SWT faz correções maiores que o modelo de Morrow, tendendo a ser conservador com tensões trativas e não conservador com tensões compressivas.

3.2.3 Correção elastoplástica

Em condições de fadiga sob cargas reais de serviço, podem ocorrer sobrecargas que resultam em tensões plásticas em concentradores de tensão. Diversos métodos foram desenvolvidos ao longo do tempo para estimar estes valores de tensão sem ter que considerar a curva tensão-deformação real do material. Os principais métodos são os propostos por Neuber, 1961, e Hoffmann e Seeger, 1989.

3.2.3.1 Regra de Neuber

Neuber, 1961, analisou um corpo estriado sujeito a carga torcional monotônica e derivou uma regra para o comportamento não linear do material na raiz do entalhe. Então propôs uma hipótese de que o fator de concentração de tensão elástica (K_t) é a média geométrica dos verdadeiros fatores de concentração de tensão (K_σ) e deformação (K_ε):

$$K_t = \sqrt{K_\sigma K_\varepsilon} \quad (3.30)$$

Elevando-se ao quadrado ambos os lados da equação (3.30) se chega na conhecida expressão de Neuber:

$$\sigma \varepsilon = K_t^2 S e \quad (3.31)$$

Onde:

S : é a tensão nominal;

e : é a deformação nominal.

A interpretação física da regra de Neuber é mostrada na Figura 3.9:

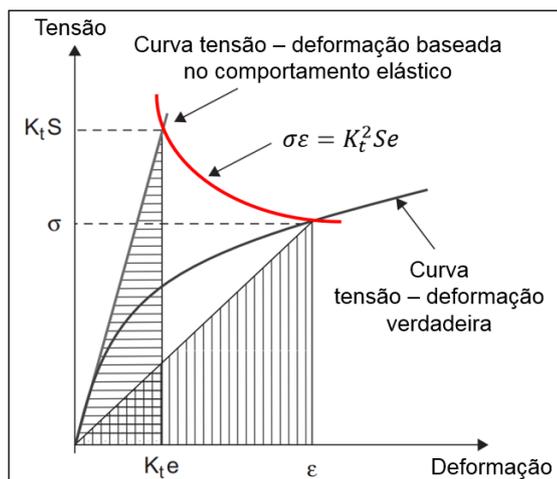


Figura 3.9 – Interpretação do modelo de Neuber [Adaptado de Lee, Barkey e Kang, 2011]

Em termos de histerese, a equação (3.31) pode ser reescrita como:

$$\Delta\sigma \Delta\varepsilon = K_t^2 \Delta S \Delta e \quad (3.32)$$

O lado esquerdo da equação (3.32) é o produto da tensão-deformação para a verdadeira tensão e deformação elastoplástica. O lado direito é o produto da tensão-deformação que seria calculado se o material fosse puramente elástico. Como o produto tensão-deformação é proporcional à energia de deformação no entalhe, a regra de Neuber equivale essencialmente à energia de deformação para um material elastoplástico e um material puramente elástico [Fesafe, 2002]. Um ponto importante a ser observado no modelo de Neuber é que o cálculo é tratado para um estado de tensão uniaxial, mas na realidade muitas vezes o estado de tensão é multiaxial e o método de Hoffmann e Seeger pode fornecer resultados mais realistas.

3.2.3.2 Modelo de Hoffmann e Seeger

Na análise de fadiga baseada em elementos finitos, por exemplo, para considerar a plasticidade dos entalhes é necessário considerar a plasticidade do material em uma análise transiente, o que aumenta em muito a complexidade da solução do problema e consequentemente o custo computacional. No entanto, uma alternativa a este problema foi desenvolvida por Hoffmann e Seeger, 1989, a qual estima as tensões e deformações de entalhe baseado nas pseudo tensões calculadas a partir de uma análise linear de elementos finitos (EF) elásticos [Lee, Barkey e Kang, 2011].

Este método é uma versão modificada de Neuber que leva em consideração o estado de tensão, permitindo que ele seja estendido para problemas de cargas multiaxiais proporcionais. No entanto, para problemas com cargas não-proporcionais, a maioria das suposições implícitas neste método são violadas [nCode, 2019].

Devido à demonstração do modelo de Hoffmann e Seeger ser um tanto quanto longa, na sequência estão expostas apenas as equações finais de tensões e deformações principais. A demonstração completa pode ser encontrada na referência [Lee, Barkey e Kang, 2011].

$$\sigma_1 = \sigma_{eq} \frac{1}{\sqrt{1 - a + a^2}} \quad (3.33)$$

$$\sigma_2 = a\sigma_1 \quad (3.34)$$

$$\varepsilon_1 = \frac{\varepsilon_{eq}}{\sigma_{eq}} (\sigma_1 - \nu' \sigma_2) \quad (3.35)$$

$$\varepsilon_2 = \frac{\varepsilon_{eq}}{\sigma_{eq}} (\sigma_2 - \nu' \sigma_1) \quad (3.36)$$

$$\varepsilon_3 = -\nu' \frac{\varepsilon_{eq}}{\sigma_{eq}} (\sigma_1 + \sigma_2) \quad (3.37)$$

Nessa equação, σ_{eq} é a tensão equivalente de von Mises; ε_{eq} é a deformação equivalente de von Mises; ν' é o Poisson efetivo; a é a relação de biaxialidade elastoplástica.

3.2.3.3 Modelo de Molsky e Glinka

Molski e Glinka, 1981, propuseram um método de análise de entalhe, o qual assume que a densidade de energia de deformação na raiz do entalhe é relacionada com a energia de deformação pseudo-elástica devido a tensão e deformação nominais. O modelo pode ser resolvido conforme as equações (3.38) e (3.39):

$$\sigma_{local} \left(\frac{\sigma_{local}}{E} + \left(\frac{\sigma_{local}}{K'} \right)^{\frac{1}{n'}} \right) - \int_{\sigma=0}^{\sigma_{local}} \left(\frac{\sigma}{E} + \left(\frac{\sigma}{K'} \right)^{\frac{1}{n'}} \right) d\sigma = \frac{1}{2} \frac{\sigma_{local}^2}{E} \quad (3.38)$$

Então a deformação local é dada por:

$$\varepsilon = \frac{\sigma_{local}}{E} + \left(\frac{\sigma_{local}}{K'} \right)^{\frac{1}{n'}} \quad (3.39)$$

3.2.3.4 Modelo de Seeger-Heuler

Seeger e Heuler, 1980, propuseram uma variação dos métodos de Neuber e Hoffmann-Seeger que aumenta a quantidade de plasticidade estimada quando o escoamento da seção é previsto baseado em um fator de forma (α_p). As equações a serem resolvidas neste modelo são (3.40) e (3.41)

$$\sigma \varepsilon = E \varepsilon_{pseudo} \alpha_p \left(\frac{\varepsilon_{pseudo}}{\alpha_p} + \left(\frac{E \varepsilon_{pseudo}}{\alpha_p K'} \right)^{\frac{1}{n'}} \right) \quad (3.40)$$

$$\varepsilon = \frac{\sigma}{E} + \left(\frac{\sigma}{K'} \right)^{\frac{1}{n'}} \quad (3.41)$$

3.2.4 Modelo de plasticidade de Jiang-Sehitoglu

A carga cíclica não proporcional envolve maiores dificuldades e geralmente produz encruamento cíclico adicional em comparação à carga proporcional. A análise de fadiga multiaxial para situações em que existe plasticidade significativa geralmente requer o uso de um modelo de plasticidade cíclica que consiste em uma função de escoamento, uma regra de fluxo e uma regra de endurecimento [Stephens *et al.*, 2000].

Jiang e Sehitoglu, 1996a,b, propuseram um modelo de plasticidade com uma regra de encruamento cinemático do tipo Armstrong-Frederick utilizando o conceito de superfície livre. O modelo prevê a redução da taxa de fluência cíclica (*ratcheting*) para cargas proporcionais e não proporcionais. Para representar o comportamento transitório, o modelo inclui uma superfície de memória no espaço de tensão desviatória que lembra o nível máximo de tensão

do histórico de carregamento anterior. Os coeficientes na regra de encruamento, variando em função da deformação plástica acumulada, servem para representar o encruamento ou amolecimento cíclico.

Os autores realizaram experimentos para validar seu modelo, incluindo cargas não proporcionais e obtiveram resultados próximos entre as simulações e testes. Este modelo está implementado em *softwares* comerciais como o *nCode DesignLife*.

O modelo faz algumas suposições:

- a) O material deve ser homogêneo e inicialmente isotrópico;
- b) A temperatura deve ser constante no regime de sub-fluência;
- c) A superfície de escoamento deve ser invariavelmente rotacional.

3.2.5 Modelo de dano Wang-Brown

Wang e Brown, 1996, propuseram um modelo de cálculo de dano contendo duas partes principais: um algoritmo de contagem de ciclos pelo método *rainflow* totalmente multiaxial que é aplicável a qualquer histórico de tensão ou deformação proporcional ou não-proporcional, e um parâmetro de dano à fadiga multiaxial independente do caminho da deformação. O método requer como entrada o histórico de deformação equivalente de von Mises ε_{eq} resolvido no plano da superfície que serve para definir os ciclos de carregamento. No entanto, a deformação equivalente é sempre positiva, o que acaba resultando na perda do sinal das componentes de deformação. Para superar este problema, o modelo propõe um valor de deformação equivalente relativo. Vale ressaltar que este algoritmo é idealmente multiaxial, portanto, não tem a necessidade de calcular o dano em diversos planos para encontrar o mais crítico, o que o torna mais eficiente em relação aos métodos do plano crítico.

$$\frac{\gamma_{m\acute{a}x}}{2} + R\varepsilon_n^* = (1 + \nu_e + (1 - \nu_e)R) \frac{\sigma_f'}{E} (2N_f)^b + (1 + \nu_p + (1 - \nu_p)R) \varepsilon_f' (2N_f)^c \quad (3.42)$$

Nessa equação, $\frac{\gamma_{m\acute{a}x}}{2}$ é a amplitude de deformação de cisalhamento máxima; ε_n^* é a deformação normal máxima; R é um parâmetro de material que representa a influência da deformação normal na iniciação da trinca; ν_e e ν_p são os coeficientes de Poisson elástico e plástico, respectivamente.

3.2.6 Carregamentos não proporcionais

Quando as relações das componentes de tensão variam durante um processo de carregamento, ou seja, se o caminho da carga for não proporcional, as deformações elastoplásticas resultantes na extremidade do caminho da carga não são as mesmas, apesar de as cargas finais serem as mesmas. De acordo com Lee, Barkey e Kang, 2011, carregamento não proporcional é a carga multiaxial que faz com que o eixo de tensão principal ou o eixo de tensão máxima cisalhante de um elemento local rotacione durante um processo em relação a um sistema de coordenadas local.

Carregamentos não proporcionais tendem a gerar mais dano do que carregamentos proporcionais para uma mesma amplitude de tensão equivalente de von Mises. A explicação deste fenômeno foi dada por Itoh *et al.*, 1995, ao realizar diversos ensaios com diferentes níveis de proporcionalidade e mesma amplitude de deformação, chegando à conclusão que na medida em que se aumenta a não proporcionalidade das cargas a vida em fadiga diminui.

4 PROTÓTIPOS VIRTUAIS

No atual mercado automotivo severamente competitivo, é estratégico desenvolver produtos mais rapidamente com menos recursos financeiros. Portanto, o uso de tecnologias avançadas é imprescindível, neste caso o desenvolvimento virtual em todas as fases de projeto. No entanto, a fase de definição da durabilidade do produto ainda é a mais complexa para a virtualização completa do desenvolvimento, uma vez que os resultados de vida em fadiga são muito sensíveis aos carregamentos atuantes no sistema, visto que, de acordo com a curva de Wöhler, um aumento de 7 % na carga pode diminuir a vida em fadiga em até 50%. Neste sentido, a precisão das condições de carregamentos é muito importante para o sucesso do desenvolvimento de produtos mais leves, de baixo custo e seguros.

A eliminação total de protótipos físicos para testes é um desejo da indústria em geral, no entanto, no setor automotivo isso ainda não é uma realidade. Muitas contribuições neste sentido vêm sendo feitas por pesquisadores, tanto na criação de novos modelos virtuais quanto através de uma composição de metodologias já existentes. Neste capítulo, são abordadas metodologias que contemplam a geração de carregamentos, baseadas em modelos virtuais de veículo completo, pneus e modelagem de pistas com o objetivo de representação de condições reais de uso.

4.1 Modelagem de Pista

Campo de provas para avaliação de durabilidade de veículos normalmente contemplam vários tipos de pistas especiais: estrada de chão (*off-road*), pedras de rio, paralelepípedos, costeletas, buracos de natureza aleatória, *body twist*, valas transversais e diagonais determinísticas, entre outras. No entanto, a correlação destas pistas especiais com as condições reais de uso dos veículos é um tanto quanto complexa e muitas estimativas e hipóteses devem ser feitas.

A ISO 8608, 2016, fornece um método para classificar e descrever perfis de pista de acordo com uma PSD de deslocamento vertical. Por sua simplicidade, esta norma é muito atraente aos engenheiros de desenvolvimento de veículos. No entanto, Loprencipe e Zoccali, 2017, afirmam que os perfis gerados pelo procedimento da ISO podem ser bastante diferentes dos perfis de pistas reais. O principal motivo desta diferença entre eles é que os perfis da ISO

são sinais estacionários e homogêneos e perfis reais são frequentemente não estacionários e não homogêneos.

A norma ISO 8608, 2016, usa um espectro de um parâmetro para definir a distribuição de energia que compõe um sinal. O espectro é obtido ajustando os dados medidos suavizados pelo método dos mínimos quadrados. A relação entre a PSD de deslocamento vertical (G_d) e a frequência espacial (n) das diferentes categorias de pistas pode ser aproximada por retas decrescentes, em um gráfico de escalas logarítmicas, o qual pode ser visualizado na Figura 4.1.

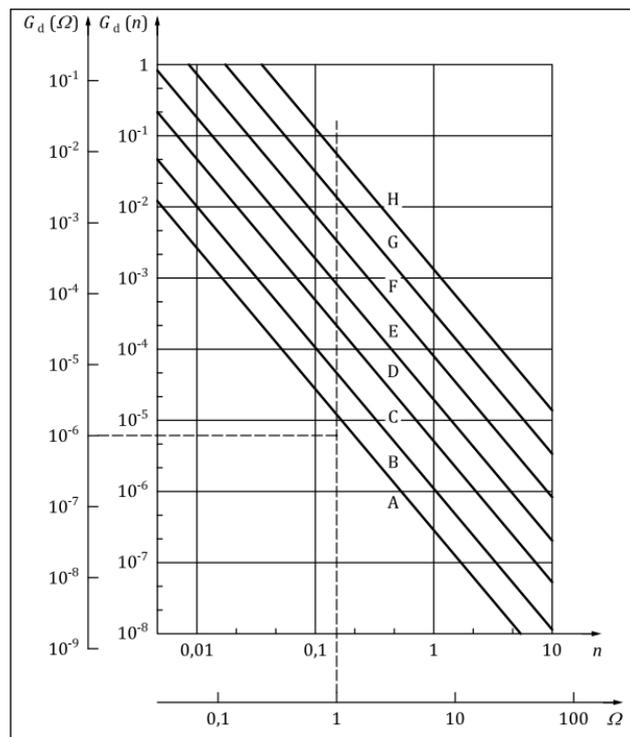


Figura 4.1 – Classificação das pistas em diferentes níveis de rugosidade [ISO 8608, 2016]

A PSD de deslocamento em função da frequência espacial pode ser escrita como:

$$G_d(n) = G_d(n_0) \left(\frac{n}{n_0} \right)^{-w} \quad (4.1)$$

em que, n_0 é a frequência espacial de referência em ciclos/m; w é o expoente de inclinação da PSD.

De acordo com a norma ISO 8608, 2016, em condição de velocidade constante a frequência espacial de referência é dada como 0,1 ciclos/m e o expoente igual a 2. O ajuste do

intervalo de frequências espaciais varia de 0,011 e 2,83 ciclos/m. A relação entre frequência e espaço é dada por:

$$f = nv \quad (4.2)$$

em que, f é a frequência em Hz; v é a velocidade do veículo em m/s.

A PSD de deslocamento em função da frequência, $G_d(f)$, está relacionada com a PSD de deslocamento em função da frequência espacial através da velocidade do veículo.

$$G_d(f) = \frac{G_d(n)}{v} \quad (4.3)$$

Para calcular a equação (4.3), primeiramente calcula-se a equação (4.1), utilizando o valor da média geométrica da PSD de referência da classe de pista. Os valores variam de acordo com o nível de rugosidade, de A até H, conforme a Tabela 4.1, e a PSD de referência atua como função de frequência espacial de referência.

Tabela 4.1 - Nível de rugosidade para as diferentes pistas [adaptado de ISO 8608, 2016]

Classe da pista	Nível de rugosidade $G_d(n_0)$ [$10^{-6} m^3$]		
	Limite inferior	Média geométrica	Limite superior
A	-	16	32
B	32	64	128
C	128	256	512
D	512	1024	2048
E	2048	4096	8192
F	8192	10384	32768
G	32768	65536	131072
H	131072	262144	-

É possível fazer a transformação da PSD de deslocamento do domínio da frequência para o domínio do tempo, gerando um sinal de deslocamento que varia no tempo. Uma forma de gerar este sinal é fazendo a discretização da reta da PSD em diversos componentes harmônicos, ou seja, subintervalos dentro dos limites da reta, conforme Figura 4.2.

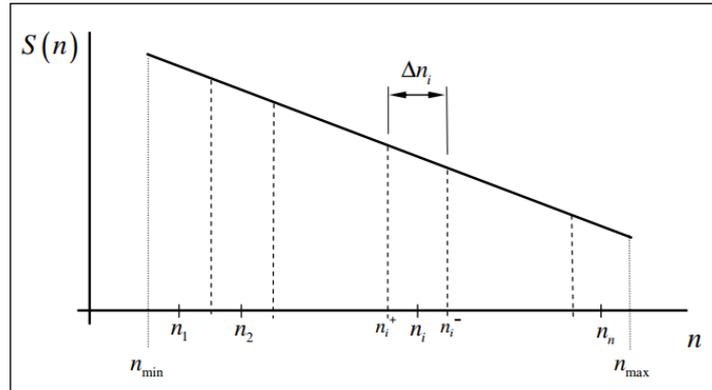


Figura 4.2 – Discretização da PSD em componentes harmônicos [Munari *et al.*, 2012]

As amplitudes médias para cada componente podem ser recuperadas calculando a área associada abaixo da PSD (A_i).

$$A_i^2 = \int_{n_i^-}^{n_i^+} S(n) dn \quad (4.4)$$

Nessa equação, n_i^- é o valor mínimo do subintervalo de frequência espacial do componente i ; n_i^+ é o valor máximo do subintervalo de frequência espacial do componente i .

Então o sinal no domínio do tempo ($Y(t)$) é reconstruído usando os componentes harmônicos.

$$Y(t) = \sum_{i=1}^{N_n} A_i \sin(2\pi v n_i t + \theta_i) \quad (4.5)$$

em que, N_n é o número de componentes harmônicos; θ_i é o ângulo de fase do componente i .

Além deste procedimento de transformação do domínio da frequência para o domínio do tempo, existe um método muito utilizado para processos de sinais aleatórios, estacionários e ergódicos, o qual foi proposto por Shinozuka e Jan, 1972. O sinal no domínio do tempo pode ser obtido através da equação (4.6):

$$Y(t) = \sum_{i=1}^{N_n} \sqrt{2G_d(f_i)\Delta f_i} \cos(2\pi f_i t + \theta_i) \quad (4.6)$$

em que, Δf_i é o intervalo da variação da frequência.

O ângulo de fase da equação (4.6) é uma variável aleatória compreendida no intervalo 0 a 2π , com uma função distribuição de probabilidade uniforme.

4.2 Modelos de pneu

Aplicações de dinâmica veicular, especialmente análises de durabilidade exigem um conhecimento preciso das forças de interação pneu/solo. Essas forças de interação dependem das propriedades da estrada e pneu, além do movimento relativo entre eles [Padmanabhan e Reddy, 2017]. Para se obter um histórico de forças preciso é necessário que o modelo de pneu seja capaz de capturar o contato 3D da rugosidade da pista, portanto, a escolha de um modelo de pneu adequado se torna crucial para análises de durabilidade.

A previsão das forças e momentos no contato pneu/solo é um dos problemas mais complexos nas simulações de dinâmica veicular [Blundell e Harty, 2014]. O método de contato por envelopamento 3D permite que o pneu ultrapasse a rugosidade da pista e obstáculos com comprimento inferior ao contato pneu/solo. É usado para prever o comportamento não linear assimétrico de envelopamento utilizando uma abordagem semi-empírica de “came em tandem”. Nela, uma série de comes elípticas conectadas são definidas cuja forma no contato pneu/solo corresponde ao contorno externo do pneu. A soma da posição e orientação de todos os comes resulta em uma altura, inclinação e uma curvatura da pista efetivas e, então, a curvatura efetiva do pneu [Adams, 2019]. A Figura 4.3 mostra a posição dos comes de um pneu rolando sobre um obstáculo.

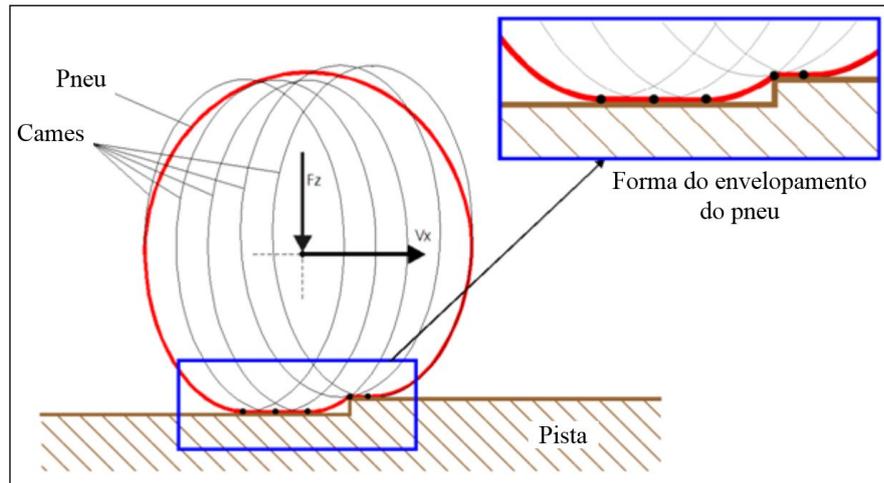


Figura 4.3 – Contato por envolvimento 3D [adaptado de Adams, 2019]

4.2.1 FTire

FTire (*Flexible ring tire model*), do inglês modelo de pneu de anel flexível, foi desenvolvido pela empresa Cosin para aplicações em simulações de conforto, *ride* e *handling* e previsão de cargas nas irregularidades de pistas. As principais vantagens deste modelo são:

- Vibrações induzidas no contato pela pista ao longo das três direções com precisão de até 150 Hz;
- Simula com precisão ao rodar por obstáculos, como cunhas e buracos. Exemplo de aplicação na Figura 4.4;
- Aplicável a situações de má utilização dos pneus e perda repentina de pressão;
- Previsão de desgaste do pneu;
- Previsão da distribuição de temperatura e influência no desempenho do pneu.

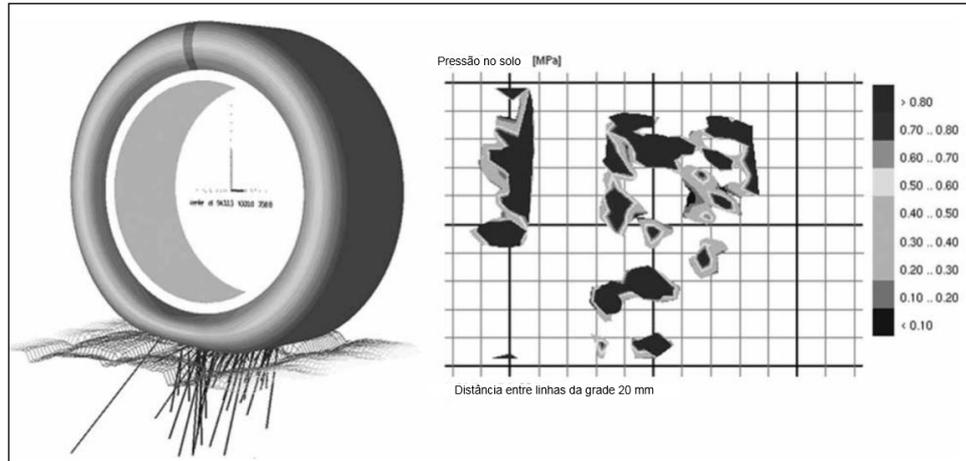


Figura 4.4 – Ftire, rolando sobre estrada de paralelepípedos [Adaptado de Gipser, 2007]

O Ftire é baseado em uma abordagem de modelagem de pneus baseada na dinâmica estrutural. Nesse modelo dinâmico, a banda de rodagem é descrita com um anel extensível e flexível, com rigidez à flexão, elasticamente acoplada ao aro por rigidez distribuída e parcialmente dinâmica nas direções radial, tangencial e lateral. O anel é aproximado numericamente por um número finito de “elementos de cintas” que são acoplados aos seus vizinhos diretos por molas de rigidez à flexão, tanto no plano quanto fora do plano. A rigidez à flexão no plano é definida por meio de molas torcionais em torno do eixo lateral, conforme o desenho à esquerda da Figura 4.5, e a rigidez à flexão fora do plano é descrita através de molas torcionais em torno do eixo axial, conforme o desenho à direita da Figura 4.5.

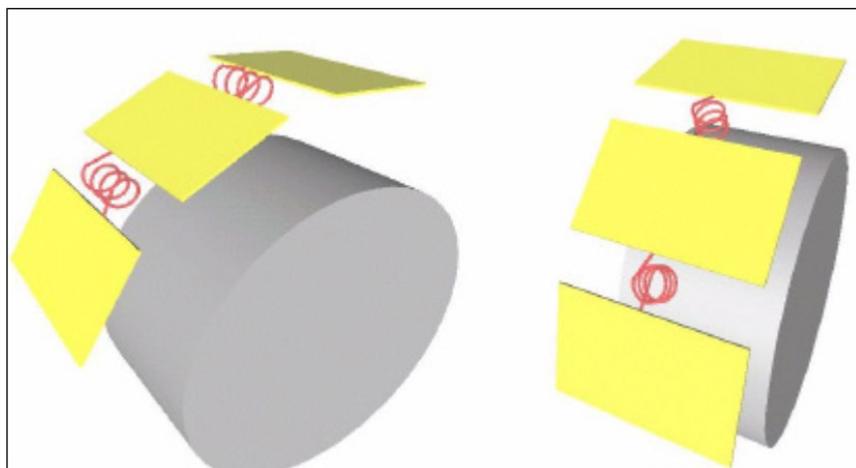


Figura 4.5 – Modelo mecânico do pneu Ftire [Adams, 2019]

4.2.2 PAC2002

O PAC2002 é um modelo de pneu do tipo *Magic-Formula* (MF) implementado pela *MSC Software* e é baseado nos desenvolvimentos publicados no livro de Pacejka, 2002. MF é um modelo semiempírico utilizado para calcular características de força e momento do pneu em estado estacionário para uso em estudos de dinâmica de veículos [Pacejka, 2006].

Geralmente os modelos MF são utilizados para descrever comportamento de pneus em estradas bastante suaves de até 8 Hz. No entanto, o PAC2002 faz uso do modelo de contato por envelopamento 3D o que o torna capaz de “sentir” os obstáculos e irregularidades com comprimentos menores e frequências mais elevadas (70 – 80 Hz) pelo uso da modelagem dinâmica da banda de rodagem.

O algoritmo do modelo do pneu calcula as quantidades verticais de carga e escorregamento com base na posição e velocidade da roda em relação à estrada. A entrada para o MF consiste na carga vertical da roda, no deslizamento longitudinal e lateral e no ângulo de inclinação da estrada. As saídas são as forças e momentos no ponto de contato entre o pneu e a estrada, que são calculadas por equações que utilizam um conjunto de parâmetros derivados de testes de pneus em laboratórios.

O conjunto de roda é constituído pelo aro e a banda de rodagem relacionados por seis graus de liberdade, com rigidez e amortecimento, para permitir que a banda se mova em relação ao aro. A rigidez vertical é corrigida adicionando uma rigidez residual entre a banda e o solo.

4.3 Sistema de Suspensão

A suspensão de um veículo é o sistema que estabelece a conexão entre a carroceria e a roda, sendo responsável pelas características de isolamento de vibrações do chassi causadas pelas irregularidades da via. De acordo com Gillespie, 1992, as funções primárias da suspensão podem ser:

- a) Permitir deslocamento vertical, de modo que as rodas possam seguir sobre uma estrada irregular, isolando o chassi das rugosidades;
- b) Manter as rodas com comportamento apropriado para a superfície da estrada;
- c) Reagir às forças de controle produzidas pelos pneus (aceleração e frenagem, forças laterais, torques de frenagem e de direção);
- d) Resistir ao rolamento do chassi;

- e) Manter os pneus em contato com a superfície com o mínimo de variação das cargas.

Além das funções supracitadas, as suspensões possuem características que devem priorizar o conforto e segurança, no caso de veículos comerciais. Já para um veículo esportivo ou de competição, o objetivo é o desempenho, uma vez que a suspensão afeta diretamente os aspectos do seu comportamento dinâmico. Quando se trata de dinâmica longitudinal, esta suspensão é responsável pelas alterações de comportamento (arfagem e mergulho, conforme Figura 4.6) do chassi durante acelerações e desacelerações; na dinâmica vertical, é responsável pela sustentação do peso, isolamento das irregularidades da via e manutenção do contato pneu/solo. Na dinâmica lateral, o sistema de suspensão é responsável pelo movimento de rolamento do chassi e afeta as características de esterçamento.

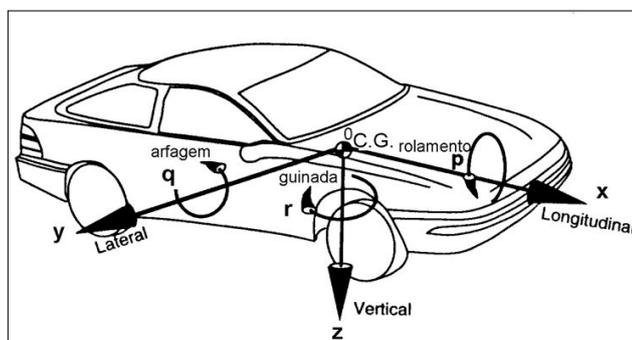


Figura 4.6 – Sistema de coordenadas veicular SAE [adaptado de Gillespie, 1992]

As suspensões de veículos comerciais e fora de estrada em geral são do tipo dependente ou eixo rígido, como é definido por Gillespie, 1992, sendo constituídas por uma viga na qual as rodas são montadas de modo que qualquer movimento é transmitido para a roda oposta. Ainda de acordo com Gillespie, 1992, a vantagem desta configuração é que na rolagem do chassi o *camber* da roda não é afetado. As suspensões dependentes de veículos comerciais podem ser classificadas em dois grupos: metálica e pneumática, cada uma tendo suas variações de construção conforme a aplicação.

4.3.1 Suspensão metálica

Também conhecida como suspensão mecânica, as suspensões metálicas em geral utilizam molas do tipo feixes de lâminas de aço, as quais dissipam as oscilações através da conversão da energia transferida para as rodas em energia de deformação elástica

principalmente por flexão das lâminas. Existe uma variedade muito grande de feixes de lâminas, no entanto, os mais utilizados em veículo comerciais são do tipo parabólico e trapezoidal, número 9 e 1 respectivamente ilustrado na Figura 4.7. As molas trapezoidais dispensam a necessidade de amortecedor pela contribuição da dissipação das oscilações pelo atrito existente entre as lâminas. Cada tipo de mola ainda pode ter suas variações específicas conforme a capacidade de carga e particularidades geométricas.



Figura 4.7 – Diferentes tipos de feixes de lâminas [adaptado de Genta e Morello, 2009]

A suspensão metálica do modelo de quatro feixes com balancim na configuração 6x2 é uma das mais populares que equipa grande parte dos caminhões na atualidade, conforme a Figura 4.9. Ela consiste em três suportes fixados em cada lado do chassi do veículo, sendo os dois extremos fixos e o central com um balancim equalizador dotado de mancal. Também conta com dois tirantes por eixo, um deles com mecanismo de regulagem de alinhamento. Ainda pode contar com sistema de levante do eixo auxiliar. A capacidade de carga normalmente fica na faixa de 10 a 13 toneladas por eixo. Esta mesma configuração é replicada para trailers com três eixos, a diferença fica na quantidade de balancins, no caso soma-se um por lado, conforme a Figura 4.8.

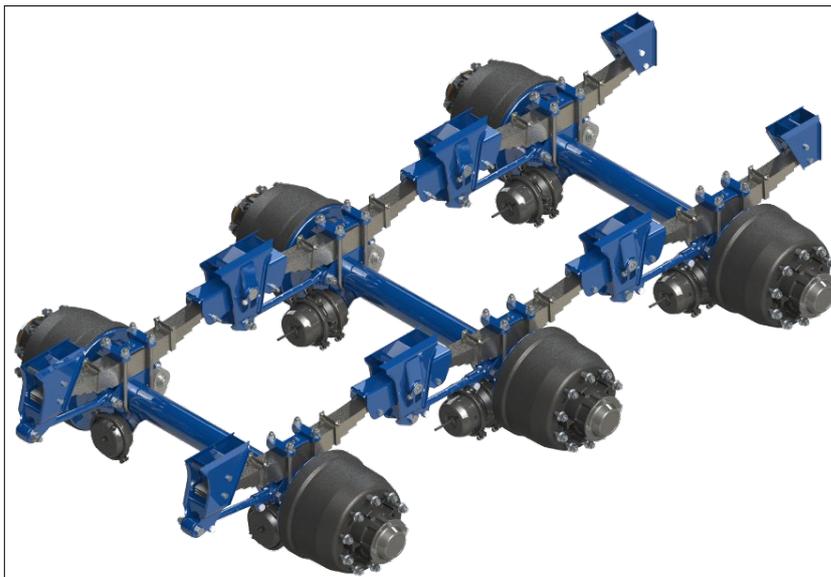


Figura 4.8 – Suspensão mecânica para reboques e semirreboques [sítio KLL¹]

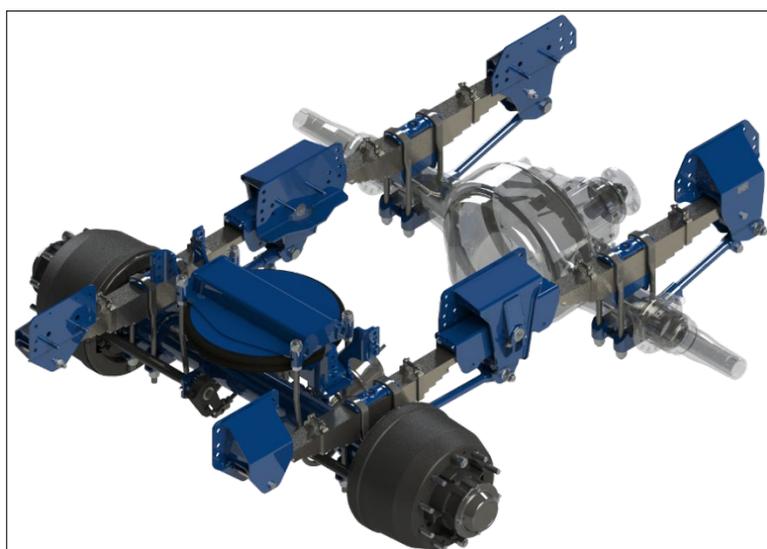


Figura 4.9 – Suspensão mecânica 6x2 [sítio KLL²]

Para configurações 6x4, onde a capacidade técnica e de tração aumentam, o modelo de suspensão recomendado é o *six rod*, conforme ilustrado na Figura 4.10. Como seu próprio nome em inglês já diz, esta suspensão tem sua cinemática controlada por seis ligações, sendo que cada eixo possui dois tirantes inferiores e uma barra V superior formando um paralelograma. Possui dois feixes de lâminas no total, onde suas extremidades ficam posicionadas sobre os eixos

¹ Disponível em: <<http://www.kll.com.br/produtos/suspensao-mecanica-para-reboques-e-semirreboques/>> Acesso em jun. 2020.

² Disponível em: <<http://www.kll.com.br/produtos/suspensao-mecanica-para-veiculos-6x2/>> Acesso em jun. 2020.

conectados por *bolster springs* o que resulta em robustez e melhor conforto. A aplicação deste sistema é adequada tanto para caminhão rígido quanto trator, e sua capacidade de carga é em torno de 10 a 13 toneladas por eixo.



Figura 4.10 – Suspensão mecânica *Six Rod 6x4* [sitio KLL³]

4.3.2 Suspensão Pneumática

O primeiro registro que se tem de aplicações de molas pneumáticas em suspensões foi em uma patente de 1847 [Hendrickson, 1969]. Atualmente existem dois modelos principais deste tipo de suspensão: *airlink* e *fullair*, e variam conforme a capacidade de carga, tipo de veículo ou implemento e as particularidades de cada aplicação. O modelo *airlink*, ver Figura 4.11, é composto por duas molas pneumáticas por eixo fixadas em vigas ou molas de lâminas que por sua vez são fixadas em suportes presos à longarina do veículo. Já o modelo *fullair*, conforme Figura 4.12, conta com quatro bolsões de ar por eixo montados sobre uma viga fixada ao eixo, além de dois tirantes inferiores podendo ter uma barra V superior ou dois tirantes em forma de V ou dois tirantes perpendiculares, formando um paralelogramo.

A qualidade de rodagem de veículos equipados com suspensões pneumáticas é comprovadamente melhor que das suspensões metálicas. Isto porque as rigidezes das molas variam de acordo com a pressão do sistema resultando em uma frequência natural de rodagem quase estável próximo de 1 Hz. Essa e outras características permitem conforto para os

³ Disponível em: <<http://www.kll.com.br/produtos/suspensao-mecanica-tipo-6-rod-para-veiculos-6x4-rigidos-ou-tractor/>> Acesso em jun. 2020.

ocupantes e baixos níveis de vibração na carga transportada. No entanto, as tecnologias empregadas a este tipo de suspensão às tornam mais sofisticadas do que as suspensões metálicas, consequentemente o preço também é mais elevado.

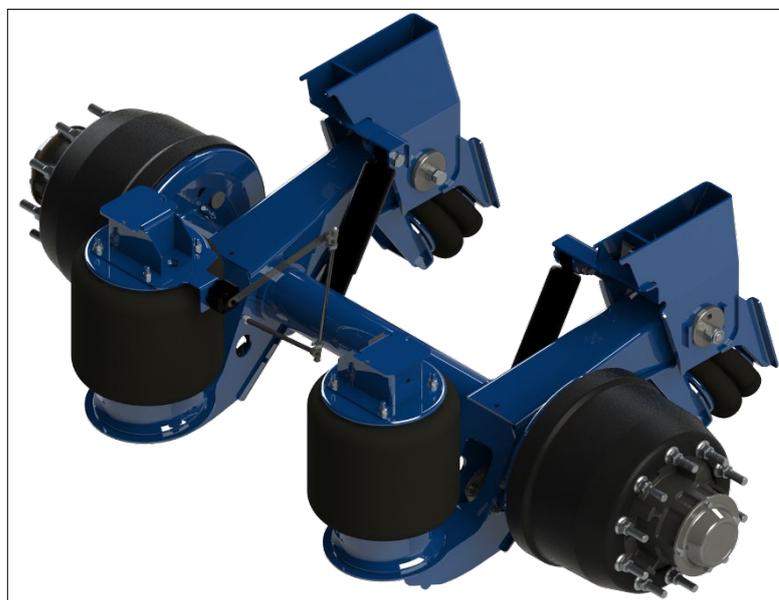


Figura 4.11 – Suspensão pneumática do tipo *Airlink* para semirreboque [sitio KLL⁴]

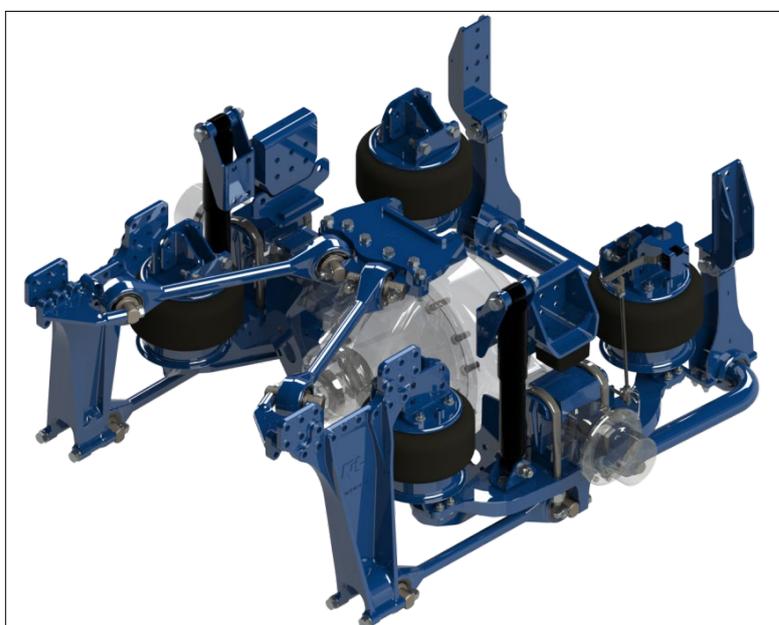


Figura 4.12 – Suspensão pneumática do tipo *Fullair* para caminhões e ônibus [sitio KLL⁵]

⁴ Disponível em: <<http://www.kll.com.br/produtos/suspensao-pneumatica-airsuper-para-reboques-e-semirreboques/>> Acesso em jun. 2020.

⁵ Disponível em: <<http://www.kll.com.br/suspensao-pneumatica-full-air-para-onibus/>> Acesso em jun. 2020.

4.4 Sistemas Multicorpos (*Multi-body Systems* ou MBS)

A necessidade de lançar um produto novo para ganhar ou manter a participação no mercado gera cronogramas de desenvolvimento cada vez mais apertados para as áreas de engenharia. É nesse sentido que métodos de desenvolvimento virtuais vêm agregar, como é o caso das simulações de sistemas multicorpos, permitindo a geração de protótipos virtuais e validações muito mais rápidas do que sem essa tecnologia.

MBS é o estudo do comportamento dinâmico de corpos rígidos ou flexíveis interconectados, sendo que cada um dos quais pode sofrer grandes deslocamentos de translação e rotação [Lee, Barkey e Kang, 2011]. A análise de MBS se estabeleceu como ferramenta de engenharia durante os anos 80 e se consagrou como parte do processo de desenvolvimento de veículos nos anos 90, no que diz respeito às avaliações de comportamento dos sistemas dinâmicos.

Os movimentos de um MBS são governados por equações dinâmicas de movimento, as quais são compostas por um conjunto de equações diferenciais, eventualmente acrescidas de algumas equações algébricas [Barbieri, 2002]. As equações diferenciais representam as leis físicas de *Newton* que descrevem os movimentos dos corpos rígidos e as equações algébricas levam em consideração os graus de liberdade das restrições impostas ao modelo. Portanto, a técnica de modelagem por MBS pode ser utilizada para a geração do modelo matemático de qualquer sistema mecânico que possa ser modelado como um conjunto de corpos rígidos interligados por juntas. A Figura 4.13 apresenta diversos conceitos de suspensão modelados em ambiente MBS.

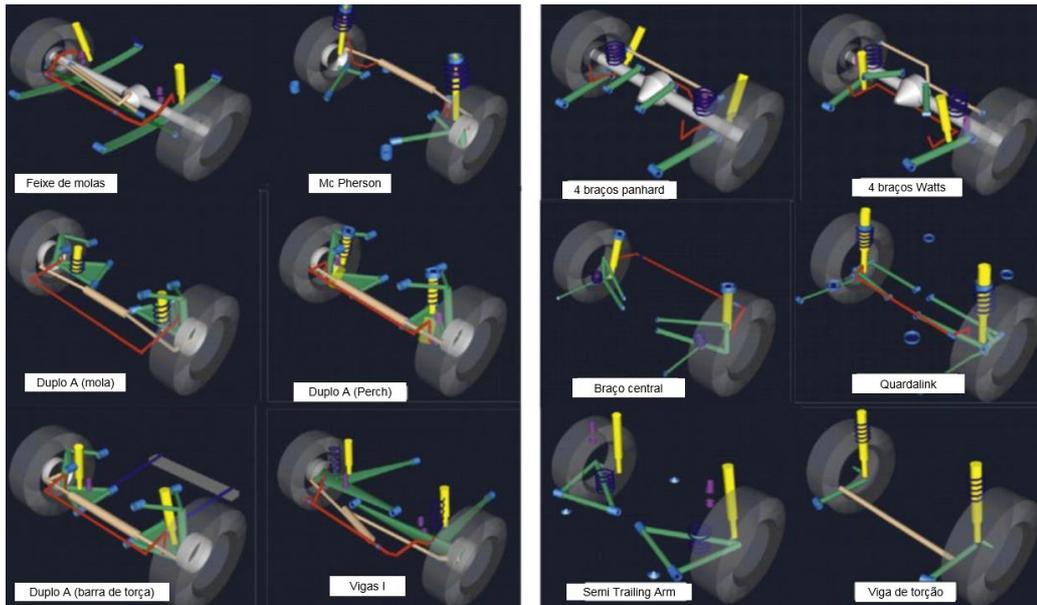


Figura 4.13 – Modelos MBS de diversos sistemas de suspensão [Adaptado de Blundell e Harty, 2014]

5 MATERIAL E MÉTODOS

Neste capítulo, apresenta-se o material e procedimentos realizados no desenvolvimento do trabalho. O material, neste caso, é constituído pelos *softwares* utilizados para realização dos procedimentos, os quais são descritos e listados a continuação, e os procedimentos são descritos nos itens seguintes e resumidos em um fluxograma na Figura 5.1.

MATLAB (laboratório de matrizes) é um *software* desenvolvido pela Mathworks voltado para cálculo numérico, que integra análise numérica, cálculos com matrizes, processamento de sinais, implementação de algoritmos e geração de gráficos. Além disso, o *Matlab* é uma linguagem de programação moderna e um ambiente de solução de problemas, o qual possui estruturas de dados sofisticadas e ferramentas integradas de edição e depuração [Higham e Higham, 2005].

O *TruckSim* é um programa comercial de solução de problemas de MBS voltado para dinâmica de veículos. Desenvolvido pela UMTRI (The University of Michigan Transportation Research Institute), o *TruckSim* dispõe de métodos para simulação e avaliação das características de desempenho de veículos comerciais e militares de vários eixos, além da criação de controladores ativos. Conta com uma vasta biblioteca de sistemas de suspensão, freio, direção, pneus, procedimentos de manobras, pista com rugosidade. No entanto, sua formulação matemática não está disponível para consulta ou edição, embora todas as variáveis de entrada estejam disponíveis para preenchimento.

Ansys Workbench é um *software* de elementos finitos desenvolvido pela *Ansys Inc.* para a simulação de problemas de engenharia estrutural, fluidos e eletromagnetismo. O *software* é dividido de acordo com cada grande área da engenharia, no caso estrutural o módulo responsável é o *Mechanical*, onde é possível criar modelos com uma vasta biblioteca de elementos finitos, materiais, tecnologias de contato, restrições de movimento, forças concentradas, distribuídas e remotas. Diferentes tipos de análises estão disponíveis, como estática, dinâmica transiente, dinâmica rígida, dinâmica explícita, modal, harmônica, fadiga e térmica.

Desenvolvido pela HBM, o *nCode DesignLife* foi um dos pioneiros como *software* comercial de análise de fadiga baseado em elementos finitos. É um programa dedicado para a solução de problemas de fadiga provenientes de resultados de análises estáticas e transientes. Permite avaliar a vida em fadiga de estruturas pelas abordagens do domínio do tempo e da

frequência. Os métodos presentes são os tradicionais $S-N$ e $\varepsilon-N$, para problemas uniaxiais e multiaxiais. Além do método da Mecânica da Fratura Linear Estática (MFLE).

Para o método $\varepsilon-N$ estão disponíveis os critérios de fadiga de deformação máxima principal absoluta, von Mises sinalizada e cisalhamento sinalizado. Dentro da fadiga multiaxial, estão disponíveis os critérios do plano crítico e deformação de cisalhamento no plano crítico tipo B, além de modelos de correção de plasticidade de Neuber, Glinka, Hoffman-Seeger ou Seeger-Heuler, e ainda modelo de plasticidade multiaxial com a regra de encruamento cinemático de Jiang-Sehitoglu. Para a contagem de ciclos, está presente o algoritmo de *rainflow* multiaxial de Wang-Brown. É possível especificar a contabilização do efeito das tensões médias através do modelo de Morrow, Smith-Watson-Topper ou através da interpolação de curvas múltiplas.

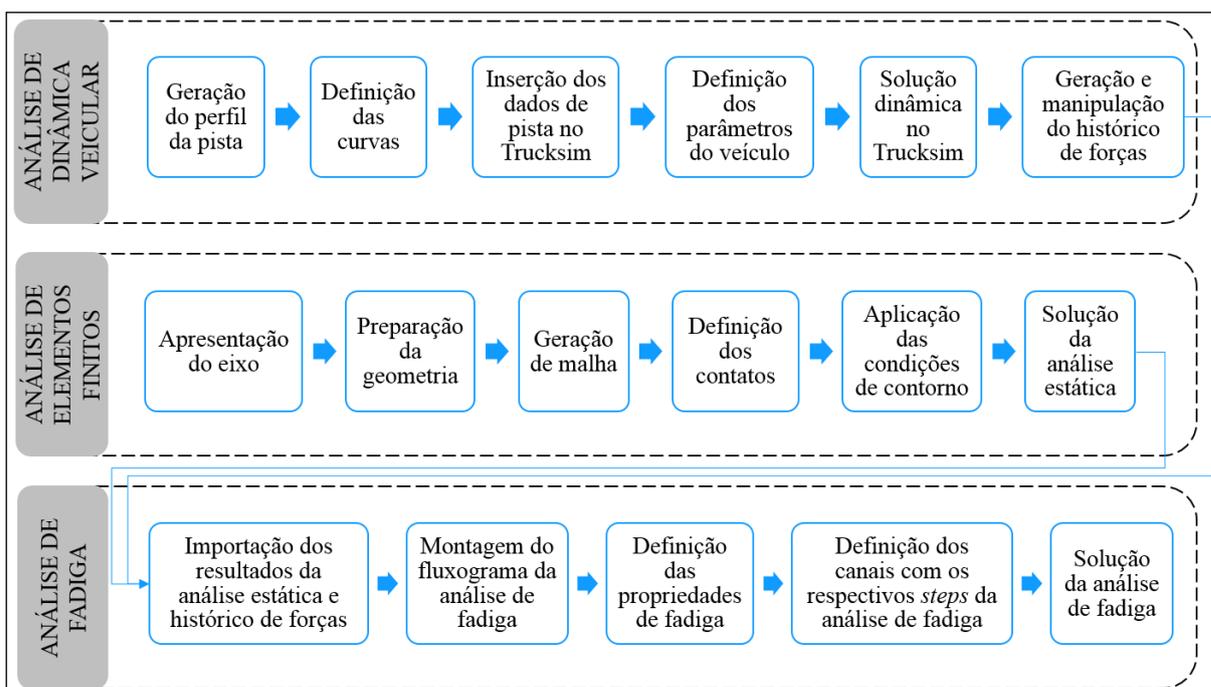


Figura 5.1 – Fluxograma metodológico

5.1 Modelagem da pista

Cargas reais de serviço são medidas através de extensômetros e acelerômetros em testes experimentais, os quais consomem recursos e exigem tempo e disponibilidade de laboratório ou campos de provas. Uma alternativa para contornar estas desvantagens é através de protótipos e ambientes virtuais que simulam as condições reais de aplicação. A simulação das condições reais de serviço é dada por meio da modelagem de uma pista com rugosidade e curvas.

5.1.1 Geração do perfil

A rugosidade da pista, ou perfil da pista, foi modelada conforme as PSD's de deslocamento da norma ISO 8608, 2016. Com base nos desenvolvimentos de Drehmer (2012, 2017) e conforme a seção 4.1, considerou-se uma rotina desenvolvida em *Matlab* onde foram selecionados 1000 componentes harmônicos, uma taxa de aquisição de 200 Hz, frequência espacial de 0,1 ciclo/m, frequência espacial mínima e máxima de 0,011 e 2,83 ciclos/m, respectivamente, e o expoente de inclinação igual a 2.

Para este estudo, foram modelados os cinco perfis de pista de A a E para uma distância de 5633m com velocidade selecionada de 40 km/h por ser a velocidade média do trajeto de análise. Foi utilizada uma função de autocorrelação para gerar um novo perfil para o lado oposto utilizando uma frequência de corte igual a 0,1 ciclo/m. A Figura 5.2 ilustra um trecho de 1000 m referente à pista classe C, já as figuras da demais pistas se encontram no Apêndice A.

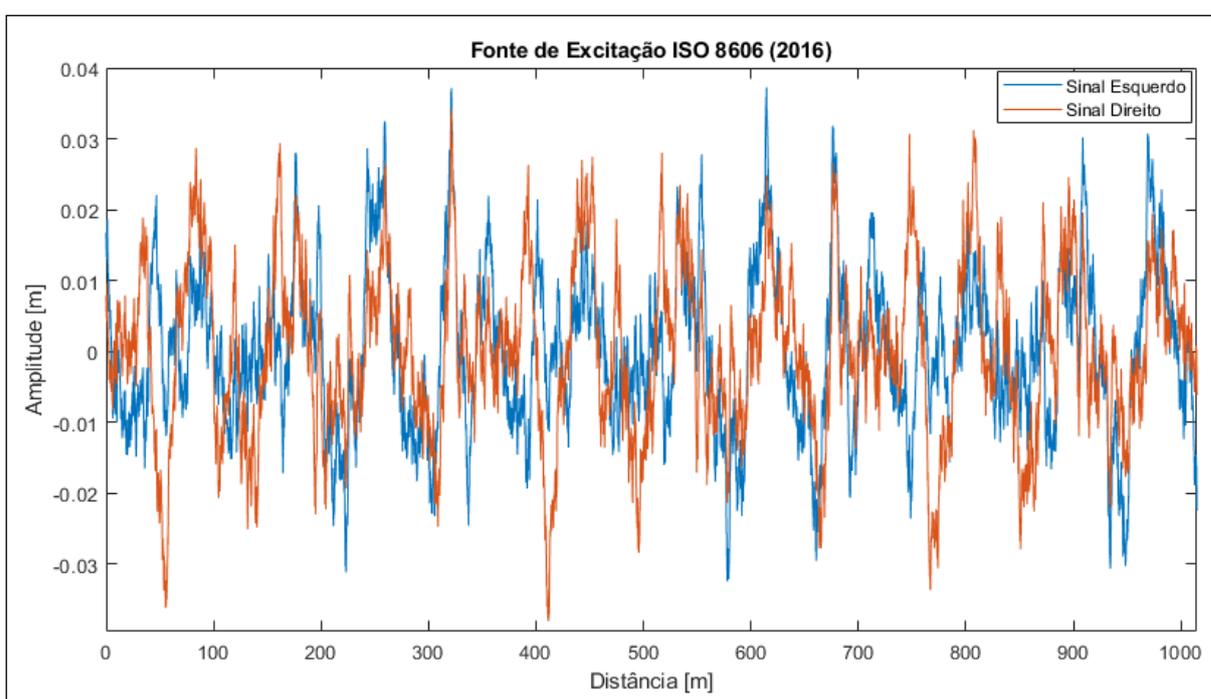


Figura 5.2 – Perfis de pista classe C

Para verificação dos sinais gerados foi realizado o processo inverso, calculando as PSD's das cinco classes de rugosidades e plotadas com as PSD's da norma em escala log-log. O resultado deste procedimento está exposto na Figura 5.3, onde as linhas tracejadas representam as PSD's da norma e as linhas sólidas as PSD's calculadas. Ao observar que as

linhas sólidas estão sobrepostas às suas respectivas linhas tracejadas, pode-se inferir que os sinais gerados estão de acordo com a norma ISO 8608, 2016.

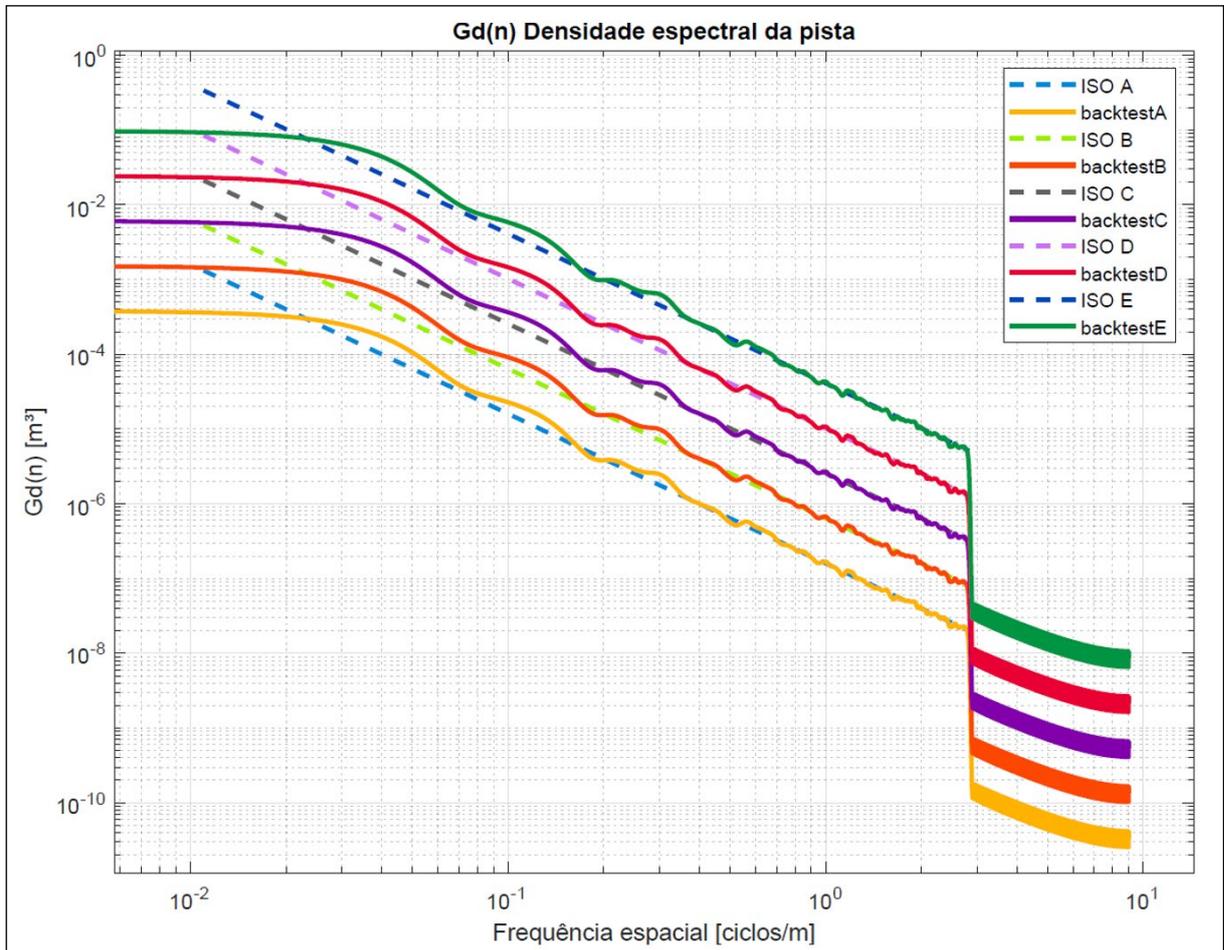


Figura 5.3 – Comparativo das PSD's calculadas dos sinais de pista

5.1.2 Definição do trajeto

Para representar as curvas do trajeto no modelo da pista foi escolhido um trecho real da rodovia BR 116 nas proximidades de Caxias do Sul, conforme a Figura 5.4. Com o objetivo de identificar as coordenadas, a Figura 5.4, retirada do *Google Maps* foi importada no *software SolidWorks* em um esboço. O trecho foi discretizado com diversos pontos e então foi possível exportar as coordenadas para uma planilha de *Excel*, onde foram manipuladas para permitir a importação delas no *TruckSim*.

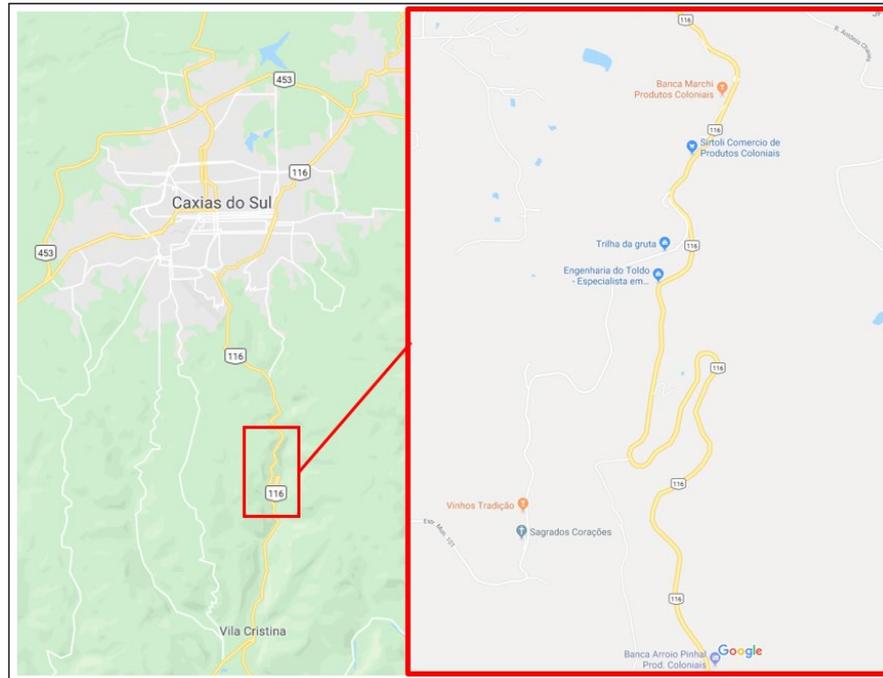


Figura 5.4 – Trecho para representação de curvas

5.1.3 Inserção dos dados de pista no *TruckSim*

No *TruckSim* é possível modelar pistas com as mais variadas formas de curvatura, elevações, rugosidades e coeficientes de atrito. O perfil de pista e trajeto gerados nas seções anteriores 5.1.1 e 5.1.2, respectivamente, foram importados para o *TruckSim* conforme a Figura 5.5 e a Figura 5.6. Além disso, foi definido um coeficiente de atrito para a pista de 0,8, o qual é indicado por Zhao *et al.*, 2017, para pista de asfalto seca.

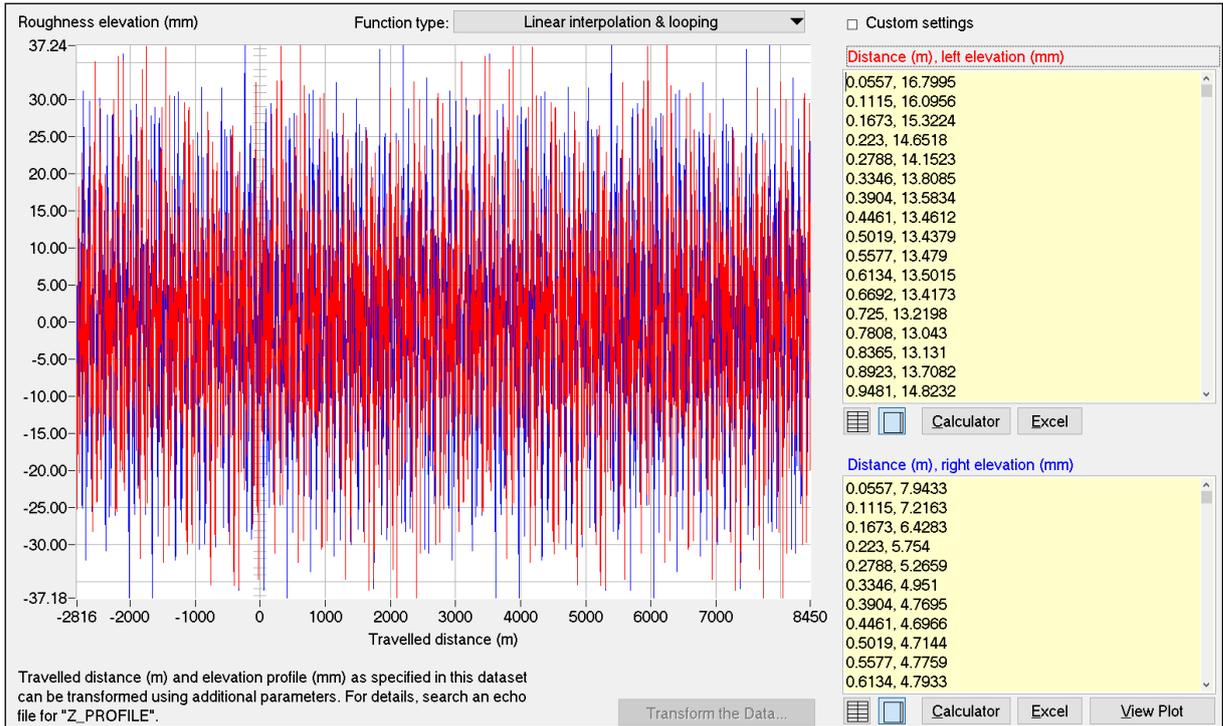


Figura 5.5 – Perfis da pista Classe C importadas no *TruckSim*

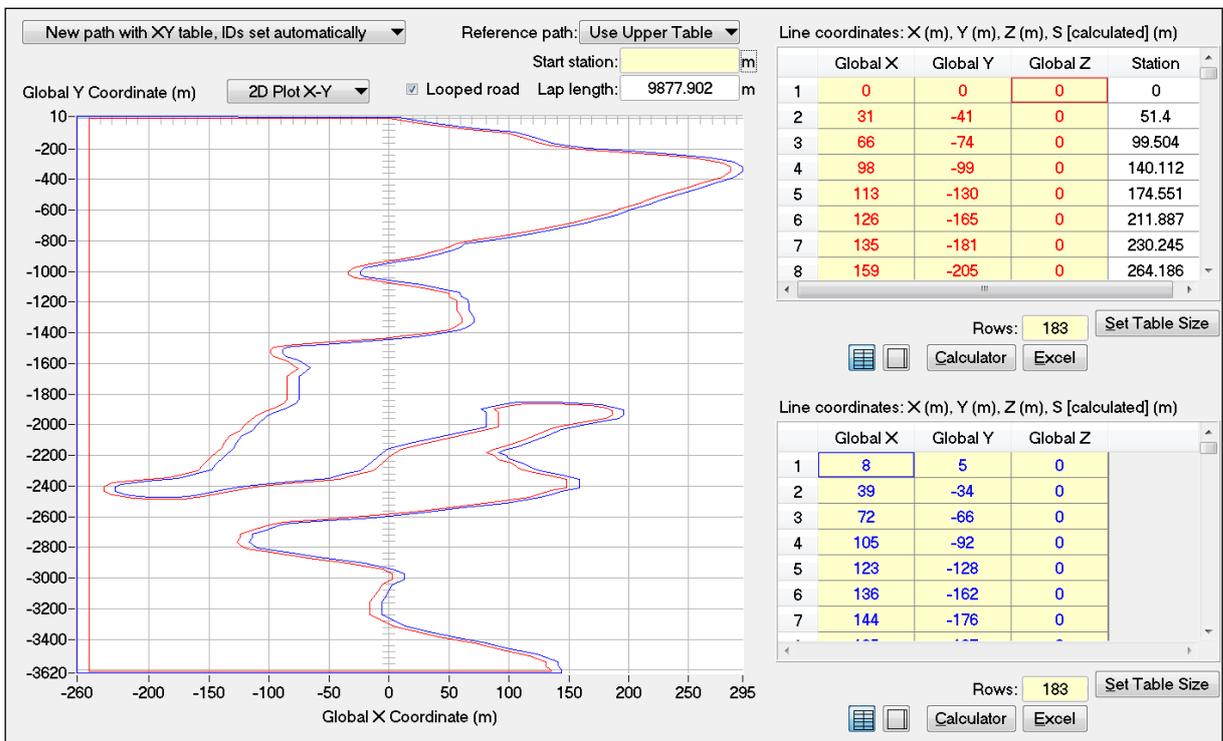


Figura 5.6 – Trajeto da pista no *TruckSim*

5.2 Modelo da Combinação Veicular de Carga (CVC)

Neste estudo foi utilizado um CVC composto por caminhão trator e semirreboque. A resolução 12/98 do Conselho Nacional de Trânsito (CONTRAN) estabelece limites de peso para eixo simples e conjuntos em tandem. Para este caso, os limites são 6.000 kg, 17.000 kg e 25.500 kg, para o eixo dianteiro do trator, eixos traseiros do trator e conjunto tandem dos eixos do semirreboque, respectivamente, além de uma tolerância de 5% para pesagens. Embora os limites sejam bem definidos pelo CONTRAN, a realidade é que muitas vezes esses limites são ultrapassados nas aplicações dos usuários, portanto a capacidade técnica dos eixos é definida acima dos limites legais. A carga líquida foi calculada e posicionada para que o caminhão trator estivesse dentro dos limites legais e os eixos do semirreboque no limite da sua capacidade técnica, a qual é 11.000 kg (massa suspensa mais massa não suspensa).

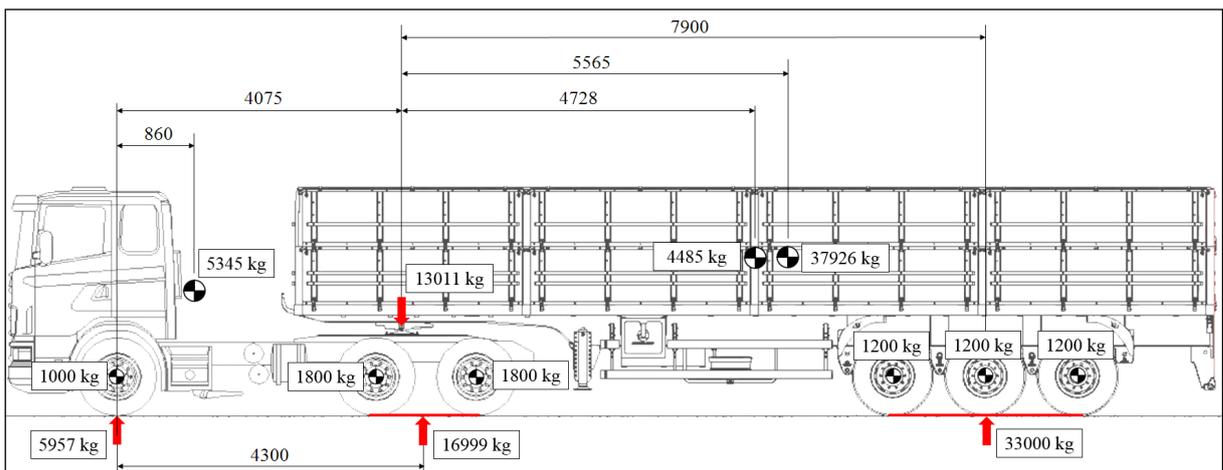


Figura 5.7 – Conjunto Veicular de Carga (CVC)

5.2.1 Parâmetros do caminhão trator

Embora responsável por tracionar o semirreboque, neste estudo o caminhão trator não foi avaliado. Portanto, um modelo da biblioteca do *TruckSim* foi utilizado e alterado apenas dados de entre-eixos, pesos e modelo de pneu. A Figura 5.8 ilustra o modelo geral do caminhão trator.

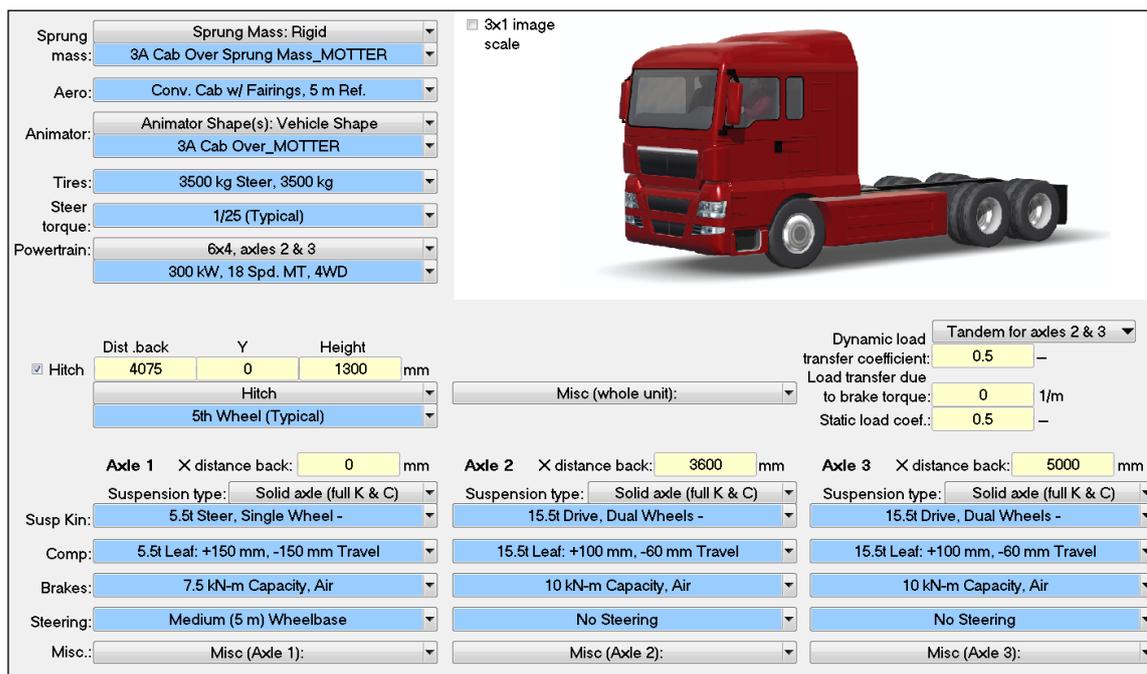


Figura 5.8 – Parâmetros gerais do caminhão trator

5.2.2 Parâmetros do semirreboque

O semirreboque responsável por transportar a carga foi baseado no modelo de Boaretto, 2012, em relação ao dimensional, pesos e rigidez torcional da caixa de carga. De acordo com Vargas, 2011, a flexibilidade estrutural do chassi é de suma importância, visto que este influencia diretamente no comportamento dinâmico do implemento e, conseqüentemente, nas cargas que entram pelas rodas. Boaretto, 2012, realizou uma análise torcional para avaliar a rigidez do chassi, encontrando um valor de 1.650 Nm/grau. Este dado mais informações de peso e dimensões podem ser visualizadas na Figura 5.9.

A carga líquida foi calculada em termos de peso e posição a fim de obter a reação desejada no contato pneu/solo para os eixos do semirreboque. A reação desejada foi 11.000 kg por eixo, o que representa a capacidade técnica do mesmo. A altura da carga tem uma grande influência na dinâmica lateral, quanto mais alta, maior momento de rolagem é produzido e conseqüentemente maior transferência de carga do rodado interno para o rodado externo da curva. Portanto, foi considerada uma altura de carga de 2,3 metros. Tais considerações podem ser observadas na Figura 5.10.

A suspensão do semirreboque é dotada de eixos rígidos com molas do tipo feixe de lâminas semi-elípticas de rigidez de 127,35 kg/mm. Além disso, é composta por suportes do tipo balancim que equalizam as cargas entre os eixos.

Height (for animator): 2700

Length (for animator): 12400

Width (for animator): 2480

4728

Mass center of unladen sprung mass

Lateral coordinate of mass center: 0

Hitch

1300

2000

Origin of trailer sprung mass coordinate system

All dimensions and coordinates are in millimeters

The inertial properties are for the sprung mass in the design configuration, with no additional loading

Sprung mass: 4485 kg

Roll inertia (I_{xx}): 4991.33 kg-m²

Pitch inertia (I_{yy}): 67409.96 kg-m²

Yaw inertia (I_{zz}): 68731.37 kg-m²

Product (I_{xy}): 0 kg-m²

Product (I_{xz}): 0 kg-m²

Product (I_{yz}): 0 kg-m²

Edit radii of gyration

R_{xx}: 1.055 m

R_{yy}: 3.877 m

R_{zz}: 3.915 m

Inertia and radius of gyration are related by the equation: $I = M \cdot R^2$

Radii must be specified with numbers; formulas are not supported

Parameters describing chassis torsional flexibility are ignored unless the Frame Torsional Flexibility box is checked for the lead unit sprung mass.

Distance between points used to measure stiffness:

Longitudinal: 10981 mm

Lateral: 2557.3 mm

X coordinate of torsional node: 6252.78 mm

Height of torsional node: 528 mm

Stiffness about longitudinal axis: 1650 Nm/deg

Damping about longitudinal axis: 76 Nm/deg/s

Miscellaneous:

Figura 5.9 – Dados do implemento

Y coordinate of payload center of gravity (positive value is left of vehicle centerline): 0

2000

2000

1300

12300

Mass center of this load

5565

Origin of the sprung mass coordinate system

X coordinate of origin: At the front axle for motor vehicle, At the hitch for trailers

All dimensions and coordinates are in millimeters

A box payload is a body with mass and inertia that is rigidly attached to a vehicle sprung mass. A box payload can be given negative mass to lighten the sprung mass.

Simulation runs begin with the suspension springs in equilibrium at the design configuration. When boxes are added, the vehicle will not be in equilibrium. Use this to view the sagging of the sprung mass due to changes in load distribution.

Mass of this Load: 37926 kg

Height of box CG: 2300.00 mm

Roll Inertia (I_{xx}): 25284.00 kg-m²

Pitch Inertia (I_{yy}): 490794.04 kg-m²

Yaw Inertia (I_{zz}): 490794.04 kg-m²

Calculated Properties

An animator OBJ file with a box shape can be automatically generated with the specified dimensions and location, to show the payload in animations.

Show box in animations

Color of box (R G B): 0 0 1

Figura 5.10 – Dados da carga líquida

5.2.3 Instruções do motorista

Para este estudo, foi utilizado um modelo de motorista com controle de velocidade em malha fechada baseado na previsão do caminho da pista. Neste método, a velocidade objetivo do veículo é calculada em função do caminho de referência, combinado com a agressividade do motorista, parâmetros de habilidade e propriedades 3D da superfície.

A previsão do caminho inicia a uma distância de 2 metros à frente do veículo até 200 metros. A curvatura da pista é estimada em intervalos sobre segmentos de arco de 10 metros. Baseado nestas informações, a velocidade objetivo é calculada com as seguintes considerações:

- Limite de velocidade máxima: 50 km/h;
- Limite de aceleração lateral e longitudinal: 0,3 g e 0,15 g, respectivamente;

Os limites de aceleração especificados não levam em consideração a dinâmica do veículo, apenas a geometria do caminho e a velocidade do veículo. Devido aos efeitos dinâmicos, tais limites de aceleração podem exceder ao especificado. Foi utilizado um método de contabilização do limite de atrito disponível, o qual combina as acelerações laterais e longitudinais usando uma elipse de atrito, que fornece o uso do atrito disponível, independentemente da direção do vetor de aceleração total. A Figura 5.11 apresenta as considerações feitas nesta seção aplicadas no *TruckSim*.

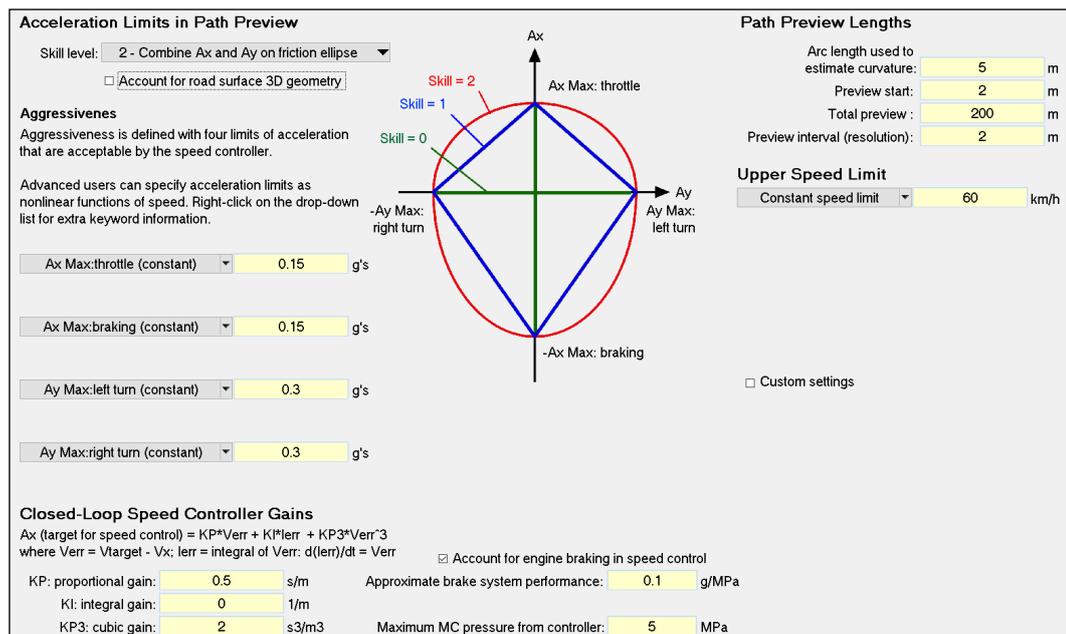


Figura 5.11 – Controle de velocidade de malha fechada com previsão do caminho

5.3 Geração e manipulação dos históricos de forças

Das simulações dinâmicas foram extraídos os resultados de carregamento que atuam nas rodas durante o percurso da análise para cada uma das pistas com diferentes rugosidades. A Figura 5.12 ilustra um instante de tempo da animação da análise dinâmica no *software Trucksim*. Sabendo-se que as frequências de pistas chegam até 20 Hz, a fim de evitar o efeito de *aliasing* foi utilizada uma taxa de amostragem de 250 Hz para coletar as forças no contato

pneu/solo nos três eixos da suspensão do implemento, nos três eixos de coordenadas, sendo três históricos de força para cada rodado, resultando em 18 históricos por pista. A partir disso, utilizando os dados coletados da simulação que utilizou a pista ISO C, através do valor RMS de cada um dos históricos de força foi observado que o último eixo do implemento é o mais solicitado.



Figura 5.12 – Análise de multicorpos no *Trucksim*

Com o objetivo de compreender o efeito das curvas da pista nos resultados de durabilidade, foram utilizados os históricos de força da pista ISO C e manipulados com a utilização de um filtro passa alta, eliminando dos sinais todas as amplitudes com frequência abaixo de 1 Hz. Um exemplo dos sinais coletados pode ser visualizado na Figura 5.13, já os demais gráficos seguem no Apêndice B.

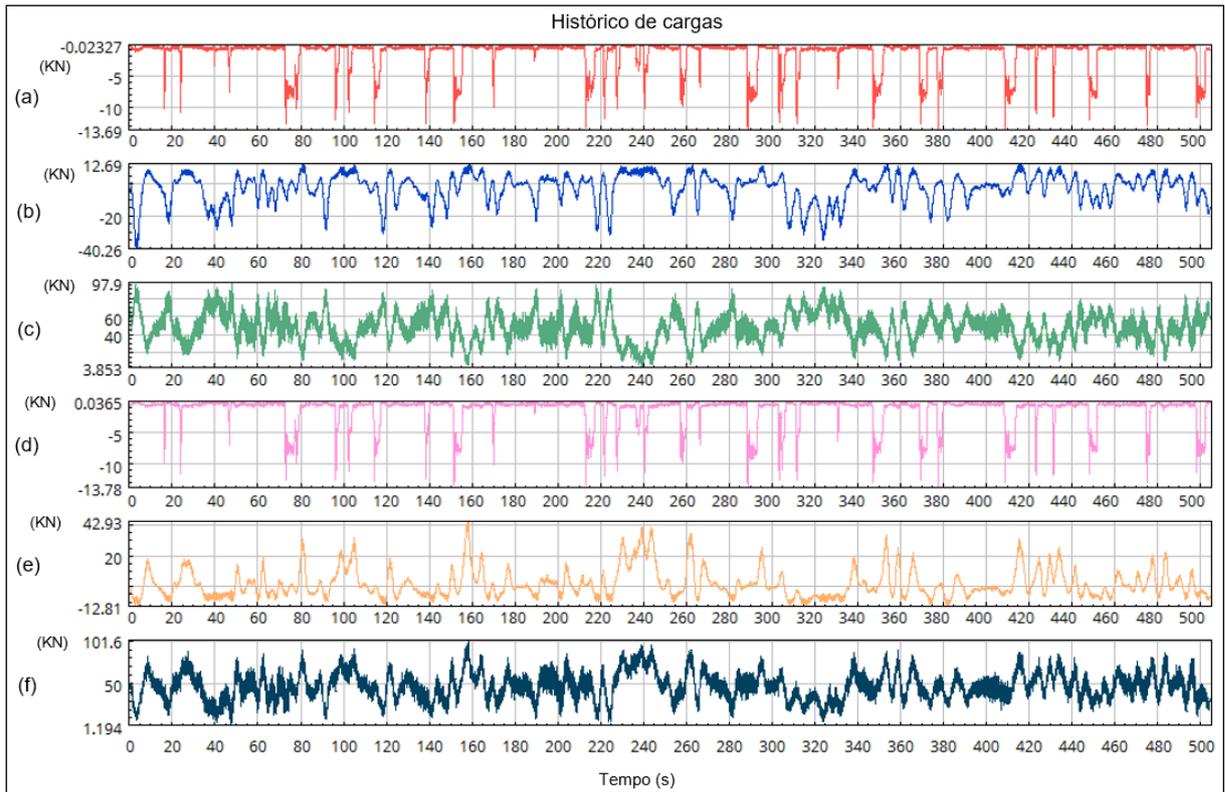


Figura 5.13 – Histórico de forças do último eixo para a pista ISO C. a) eixo X – sentido longitudinal – lado direito. b) eixo Y – sentido lateral – lado direito. c) eixo Z – sentido vertical – lado direito. d) eixo X – sentido longitudinal – lado esquerdo. e) eixo Y – sentido lateral – lado esquerdo. f) eixo Z – sentido vertical – lado esquerdo

5.4 O Eixo

A função de um eixo é unir as rodas e permitir sua rotação sobre rolamentos. Deve resistir a todos os esforços normais e impactos de serviço, sem que ocorram falhas, visto que é um conjunto de segurança. Na Figura 5.14 pode ser visualizado o conjunto soldado, o qual é composto por uma viga forjada e usinada de seção redonda (1), suportes das câmaras de freio (2), suportes de freio (3) e suportes das molas (4), todos soldados sobre a viga. Os materiais presentes no conjunto do eixo e suas respectivas propriedades mecânicas: massa específica (ρ), módulo de elasticidade (E), coeficiente de Poisson (ν_e), resistência à tração (σ_u) e limite de escoamento (σ_e), encontram-se na Tabela 5.1 referenciados pelos números da Figura 5.14.

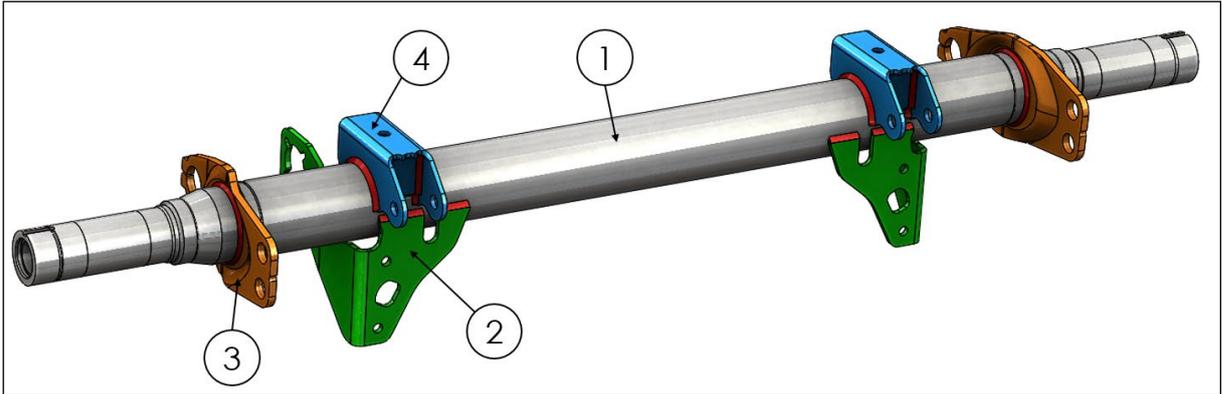


Figura 5.14 – Conjunto do eixo soldado

Tabela 5.1 – Propriedades mecânicas dos materiais do conjunto do eixo

Componente	Material	ρ [kg/m ³]	E [GPa]	ν_e	σ_{ut} [MPa]	σ_e [MPa]
1	FB70	7850	209	0,3	610	490
2 e 3	ASTM A36	7850	190	0,3	414	224
4	ASTM A572	7850	197	0,3	450	345
	SOLDA	7850	189	0,3	710	580

5.5 Preparação da geometria

Esta etapa do processo é fundamental para garantir o sucesso da análise, visto que a geometria é preparada para receber a malha de elementos finitos. As tarefas a serem realizadas nesta fase dependem da teoria e tipo de elemento que se pretende utilizar na análise MEF, por exemplo, é comum de se utilizar elementos de casca em chapas finas, e para isso, deve-se extrair a superfície média. Neste caso, pretende-se avaliar a vida em fadiga das soldas, portanto, elementos sólidos deverão ser utilizados, exceto na região central e extremidades do eixo e região reta dos grampos, nas quais serão usados elementos de viga.

Todos os cordões de solda foram modelados em 3D em formato chanfrado e combinados aos corpos sólidos que os coincidem. Para permitir a avaliação de fadiga pelo método *effective notch stress*, um raio de concordância de 1 mm foi aplicado em todos os cordões de solda. Também foram modeladas geometrias cilíndricas que enclausuram as soldas para auxiliar nas técnicas de controle e refino de malha, as quais podem ser visualizadas juntamente com os cordões de solda na Figura 5.15.

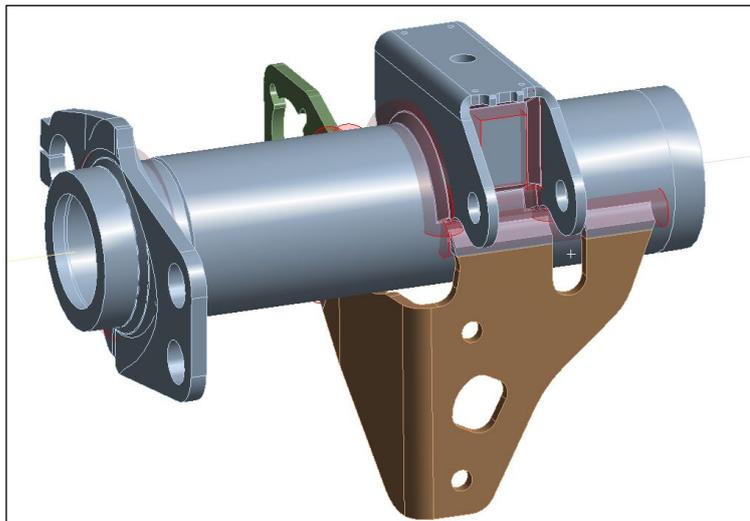


Figura 5.15 – Detalhe das soldas

5.6 Geração de malha

Por se tratar de geometrias complexas, o elemento tetraédrico parabólico é o que melhor se adapta, especialmente quando refinamentos são necessários. No entanto, é preciso cuidado ao definir o tamanho da malha, observando as limitações de *hardware* ao mesmo tempo que refinamentos são necessários nos concentradores de tensão. Por isso, o modelo foi dividido entre lado direito e esquerdo para diminuir a quantidade de elementos. Esta divisão foi feita em relação a refinamentos da malha, ou seja, no modelo do lado direito apenas este foi refinado enquanto que no lado esquerdo a malha ficou grosseira, e vice-versa.

O refinamento da malha foi feito com a criação de cilindros ainda no CAD, os quais enclausuram os cordões de solda e uma região em sua volta, onde todo o volume das peças que estiverem dentro deste cilindro terão um tamanho de malha bem definido. Esta é uma estratégia para refinar as regiões com maior potencial de falha, embora demande esforço, é uma forma eficiente e bem controlada de refinamento.

Para o eixo, suporte do freio e suporte da mola foi definido um tamanho geral de malha de 12 mm, suporte da câmara de freio 6 mm e para as regiões pertencentes ao interior dos cilindros 3 mm. Já nos raios de concordância das soldas, adotou-se tamanhos variados de malha para que coubessem ao menos três elementos ao longo do arco do raio. Foram necessários 1.738.640 elementos entre solid187 e beam188 totalizando 2.537.745 nós. Na Figura 5.16 é possível ver a malha e o refinamento nas regiões soldadas.

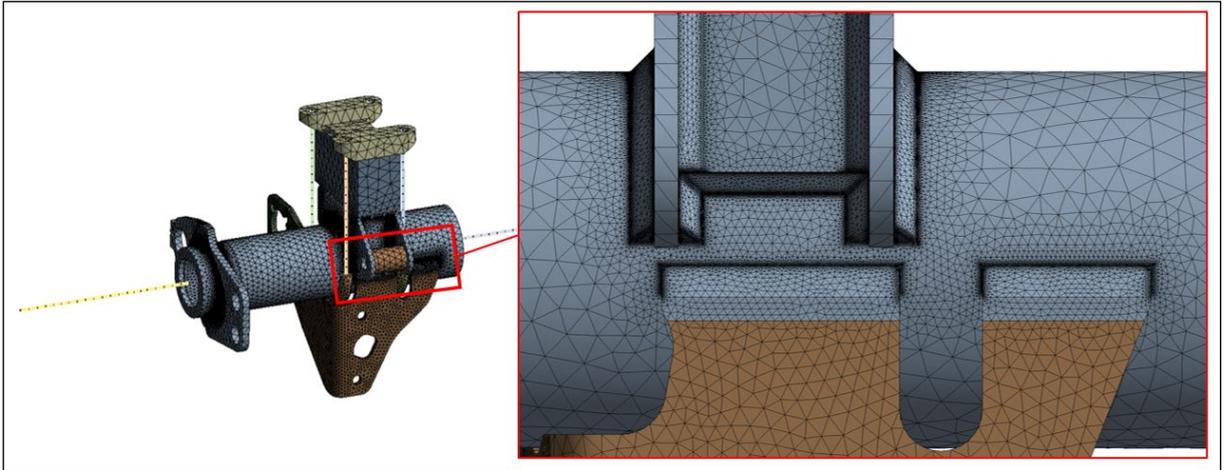


Figura 5.16 – Malha de elementos finitos

5.7 Condições de contorno

Para representar o comportamento físico da movimentação da suspensão, as condições de contorno foram aplicadas conforme a Figura 5.17. O modelo é composto por molas simplificadas e buchas dos tirantes. As forças são aplicadas na região dos rolamentos remotamente nas coordenadas de contato dos pneus com o solo.

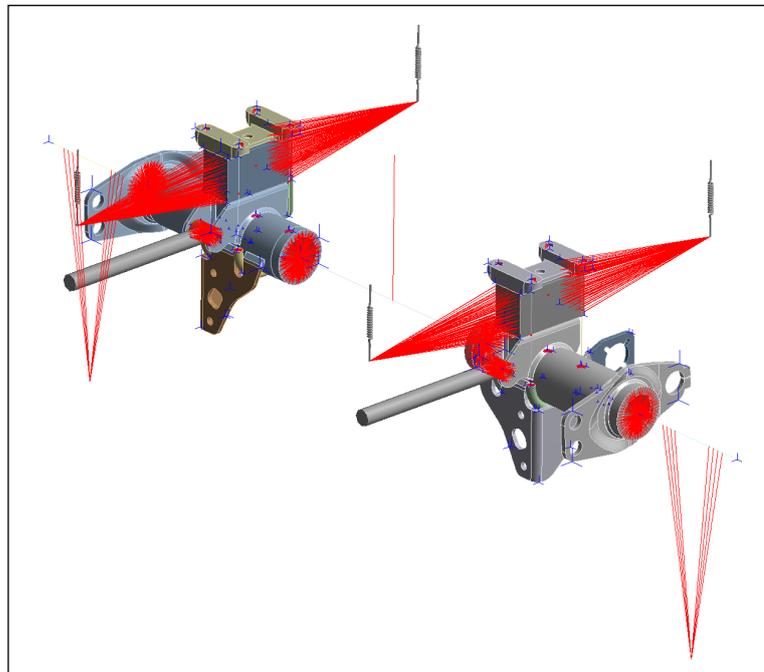


Figura 5.17 – Condições de contorno

5.8 Cálculo estático

Na análise de fadiga, o histórico de tensão é feito por superposição das tensões referente às cargas unitárias sobre o histórico de carregamento. Cada *load step* define um estado de tensões que posteriormente será multiplicado pelo histórico de carregamento obtido no MBS, com exceção do *load step* 1, o qual será definido com carga estática. Para isso, no cálculo estático, sete *load steps* foram criados conforme a Tabela 5.2.

Tabela 5.2 – *Load steps* da análise estática

<i>Load step</i>	Pré-tensão	F_x [N]	F_y [N]	F_z [N]	F_x [N]	F_y [N]	F_z [N]
	Grampos [N]	Direito	Direito	Direito	Esquerdo	Esquerdo	Esquerdo
1	110000	0	0	0	0	0	0
2	0	1000	0	0	0	0	0
3	0	0	1000	0	0	0	0
4	0	0	0	1000	0	0	0
5	0	0	0	0	1000	0	0
6	0	0	0	0	0	1000	0
7	0	0	0	0	0	0	1000

5.9 Importação do resultado do cálculo estático e histórico de forças

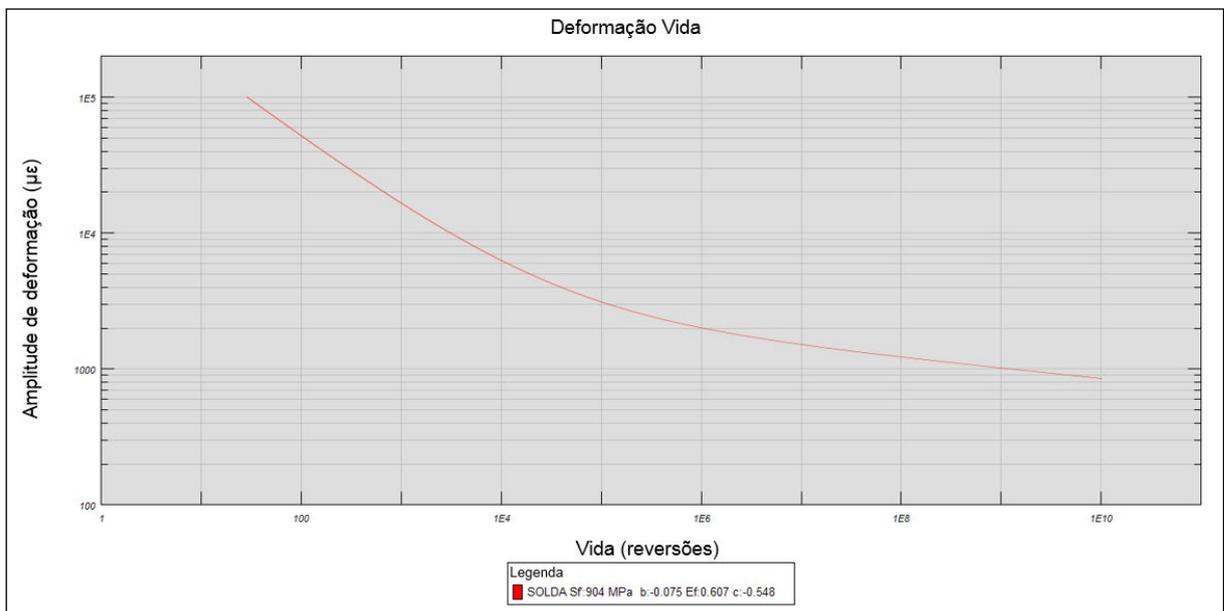
Os resultados obtidos na análise estática e históricos de carregamentos foram importados para o *nCode DesignLife*. Os sete *load steps* foram definidos em canais juntamente com seus respectivos históricos de carregamento. O canal 1 ficou reservado para o *load step* 1, o qual não é vinculado a nenhum histórico de carregamento por ser a pré-tensão que não varia no tempo. O canal 2 foi vinculado ao *load step* 2 e assim por diante.

5.10 Definição das curvas de fadiga

As propriedades de fadiga dos materiais *American Society for Testing and Materials* (ASTM) A36 e solda foram retiradas de Higashida, Burk e Lawrence, 1978, e os outros da biblioteca do *software nCode DesignLife*. A Figura 5.18 apresenta a curva de fadiga da solda gerada a partir da equação (3.19) baseada nas propriedades apresentadas na Tabela 5.3. As demais curvas estão expostas no Apêndice C.

Tabela 5.3 – Propriedades de fadiga

	ASTM A36	ASTM A572 GR 50	Solda	FB70
n'	0,249	0,1337	0,155	0,1535
K' [MPa]	1097	908,97	1007	1017,34
σ_f' [MPa]	1014	760,18	904	851,82
ε_f'	0,271	0,2452	0,607	0,6234
b	-0,132	-0,0568	-0,075	-0,0693
c	-0,451	-0,5163	-0,548	-0,5969

Figura 5.18 – Curva de fadiga ε - N da solda

6 ANÁLISE DE DADOS E DISCUSSÃO DE RESULTADOS

Neste capítulo serão apresentados os resultados de vida em fadiga do eixo soldado do implemento rodoviário. Foram definidos diversos cenários para investigar o efeito de certas considerações nos resultados da vida do produto. O Quadro 6.1 apresenta esta composição de parâmetros, sendo que o primeiro caso servirá de base de comparação para todos os outros. Para que seja possível realizar uma análise comparativa entre os resultados, foi alterado apenas um parâmetro em cada caso, conforme destacado no Quadro 6.1.

Quadro 6.1 – Composição dos casos estudados

	Pré-tensão dos grampos	Perfil da pista	Curvas
Caso 1	Sim	C	Sim
Caso 2	Não	C	Sim
Caso 3	Sim	A	Sim
Caso 4	Sim	B	Sim
Caso 5	Sim	D	Sim
Caso 6	Sim	E	Sim
Caso 7	Sim	Lisa	Sim
Caso 8	Sim	C	Não

O modelo de elementos finitos do eixo ficou com uma quantidade de nós e elementos muito grande considerando lado direito e esquerdo, portanto foi dividido em dois problemas separados, cada um com refino de malha em apenas um dos lados. Essa divisão foi necessária porque o *hardware* disponível para realização das análises não tinha capacidade para resolver o problema inteiro de uma só vez.

O *nCode DesignLife* 2019 possui um módulo para análise de fadiga multiaxial não proporcional totalmente configurável. Nele, é possível definir o critério de fadiga a ser utilizado de acordo com o nível de proporcionalidade e taxa de biaxialidade das tensões. A Figura 6.1 ilustra a configuração no *software* da escolha do critério de fadiga, apesar de ser possível alterá-la, no presente estudo optou-se por manter o padrão.

		NonProportionalityFactor		
		$0 \leq \text{PROP} < 0.1$	$0.1 \leq \text{PROP} < 0.25$	$0.25 \leq \text{PROP}$
Mean Biaxiality Ratio	$-1 \leq a < 0.6$	Critical Plane Hoffmann-Seeger No MSC		Wang-Brown with mean Jiang-Sehitoglu/ Neuber
	$-0.6 \leq a < 0.25$	Abs Max Principal, Hoffmann-Seeger, Morrow	Critical Plane Hoffmann-Seeger Morrow	
	$0.25 \leq a < 0.6$	Signed Tresca Hoffmann-Seeger Morrow	TBCPS Hoffmann-Seeger Morrow	
	$0.6 \leq a \leq 1$	TBCPS Hoffmann-Seeger Morrow	TBCPS Hoffmann-Seeger Morrow	

Figura 6.1 – O método de fadiga utilizado conforme a multiaxialidade e proporcionalidade [nCode, 2019]

Para facilitar a interpretação dos resultados, os pontos críticos foram separados por região, conforme a Figura 6.2. Cada região pode apresentar mais de um nó crítico, portanto será apresentado apenas o nó mais crítico de cada região.



Figura 6.2 – Regiões com maior potencial crítico

6.1 Caso 1

O primeiro caso foi realizado com o objetivo de servir de base de comparação para todos os outros. Foram consideradas a pré-tensão dos grampos, pista com curvas e rugosidade classe C. Os modelos de contabilização das tensões médias e de correção das tensões elastoplásticas bem como o critério de fadiga foram escolhidos de acordo com os níveis de proporcionalidade e taxa de biaxialidade das tensões conforme a Figura 6.1.

O cálculo de fadiga deste caso apontou um nó da região 1 como o mais crítico, o qual faz parte do grupo de materiais de solda. O critério de fadiga utilizado foi o Wang Brown com tensão média em conjunto com o modelo de correção elastoplástica de Neuber e o modelo de plasticidade de Jiang Sehitoglu. Estes modelos foram escolhidos pelo nível de proporcionalidade das cargas deste nó. A vida estimada para esta região foi de 2.478 repetições, equivalentes a 13.959 km, a qual pode ser visualizada na Figura 6.3. Os resultados desta região e das outras três estão apresentados no Quadro 6.2.

Quadro 6.2 – Resultado de vida em fadiga das regiões mais críticas do caso 1

Região	Material	Critério de fadiga	Vida (repetições)	km
1	Solda	Wang Brown com tensão média	2478	13959
2	Solda	Wang Brown com tensão média	21780	122687
3	Solda	Wang Brown com tensão média	22610	127362
4	Solda	Wang Brown com tensão média	11920	67145

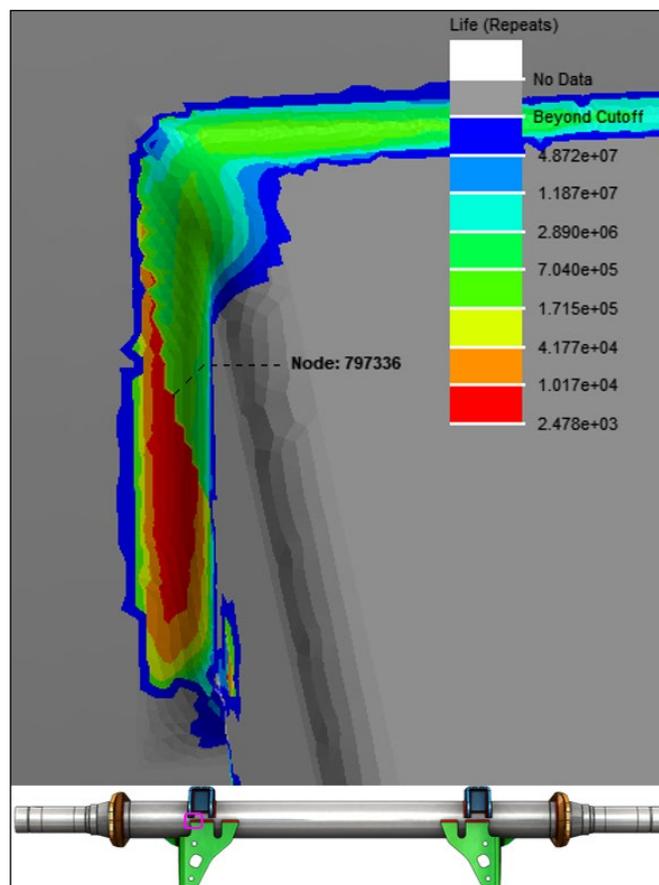


Figura 6.3 – Resultado de vida em fadiga da região crítica do caso 1

6.2 Caso 2 - Pré-tensão dos grampos

O objetivo deste caso foi compreender o efeito da consideração ou não da pré-tensão dos grampos na vida em fadiga do eixo. Para isso, foram mantidos todos os parâmetros iguais ao caso 1 exceto a pré-tensão, a qual foi removida. No caso 1, a pré-tensão era responsável por um estado de tensões e deformações na região entre os grampos diferente de zero. Com a remoção da pré-tensão, o estado inicial de tensões tornou-se zero, o que acarretou em uma diferença no valor da média dos ciclos de tensão e deformação. Espera-se que a diferença de resultados entre este caso e o caso 1 seja decorrente apenas do efeito das tensões médias.

O cálculo de fadiga deste caso apontou um nó da região 3 como o mais crítico, o qual faz parte do grupo de materiais ASTM A36. O critério de fadiga utilizado foi da deformação máxima principal absoluta em conjunto com o modelo de correção elastoplástica de Hoffmann-Seeger e de correção da tensão média de Morrow. Estes modelos foram escolhidos pela combinação do nível de proporcionalidade e taxa de biaxialidade das tensões deste nó. A vida estimada para esta região foi de 27.130 repetições, equivalentes a 152.823 km, a qual pode ser visualizada na Figura 6.4. Os resultados desta região e das outras três estão apresentados no Quadro 6.3.

Quadro 6.3 - Resultado de vida em fadiga das regiões mais críticas do caso 2

Região	Material	Critério de fadiga	Vida (repetições)	km
1	ASTM A36	Deformação máxima principal absoluta	56200	316575
2	ASTM A36	Deformação máxima principal absoluta	38580	217321
3	ASTM A36	Deformação máxima principal absoluta	27130	152823
4	ASTM A36	Deformação máxima principal absoluta	53630	302098

Analisando estes resultados e comparando com o caso 1, conforme a Tabela 6.1, é possível observar um aumento da vida em fadiga nas quatro regiões avaliadas. Entende-se que a diferença de vida encontrada entre os casos é resultante da média de deformação, devido ao estado de tensões e deformações diferentes entre os casos.

Tabela 6.1 – Comparativo de vida em fadiga das regiões mais críticas dos casos 1 e 2.

Região	Vida caso 1 (repetições)	Vida caso 2 (repetições)	Diferença
1	2478	56200	2168%
2	21780	38580	77%
3	22610	27130	20%
4	11920	53630	350%

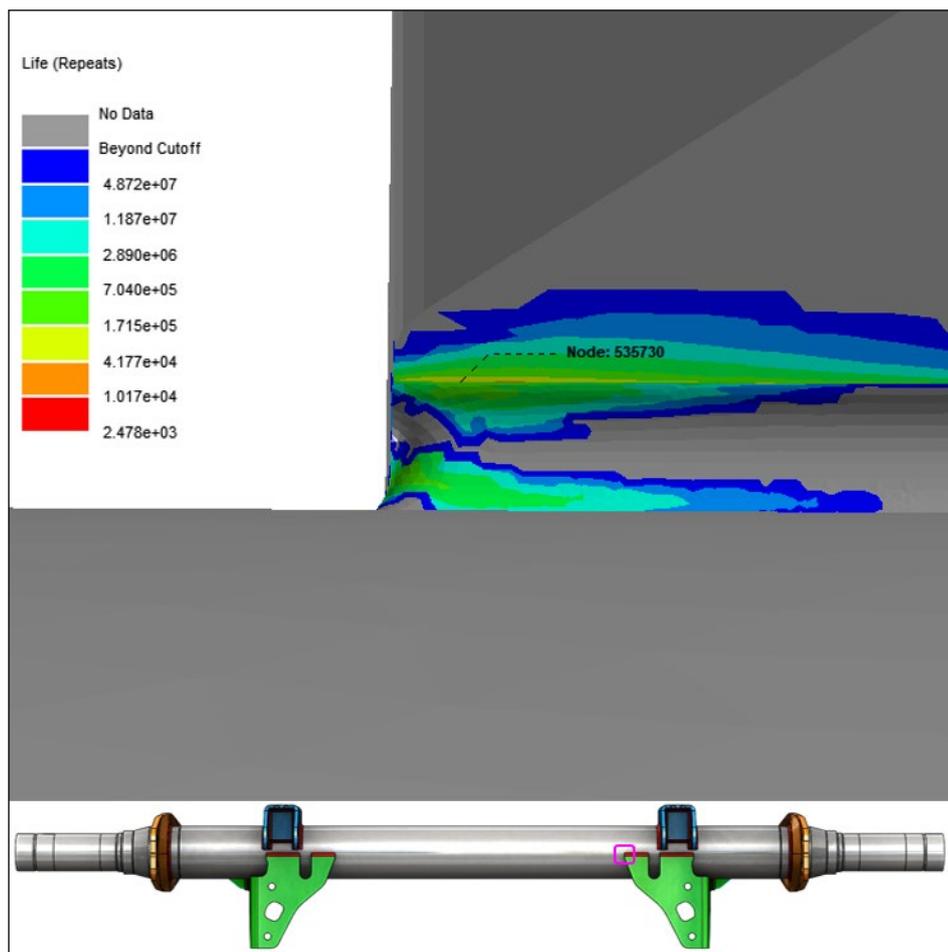


Figura 6.4 - Resultado de vida em fadiga da região crítica do caso 2

6.3 Caso 3 – Perfil de pista classe A

O objetivo deste caso é avaliar a vida em fadiga do eixo quando o veículo é submetido a uma pista com perfil classe A e comparar com o caso 1. Para isso, foram mantidos todos os parâmetros iguais ao caso 1 exceto os carregamentos, os quais foram adquiridos do modelo dinâmico que continha o perfil de pista classe A. Os modelos de contabilização das tensões

médias e de correção das tensões elastoplásticas, bem como o critério de fadiga, foram escolhidos de acordo com os níveis de proporcionalidade e taxa de biaxialidade das tensões conforme a Figura 6.1.

O cálculo de fadiga deste caso apontou um nó da região 1 como o mais crítico, o qual faz parte do grupo de materiais de solda. O critério de fadiga utilizado foi o mesmo do caso 1. A vida estimada para esta região foi de 13.610 repetições, equivalentes a 76.665 km, a qual pode ser visualizada na Figura 6.5. Os resultados desta região e das demais estão apresentados no Quadro 6.4. Ao comparar estes resultados com o caso 1, conforme a Tabela 6.2, é possível observar um aumento na vida em fadiga da mesma região de 449%.

Quadro 6.4 - Resultado de vida em fadiga das regiões mais críticas do caso 3

Região	Material	Critério de fadiga	Vida (repetições)	km
1	Solda	Wang Brown com tensão média	13610	76665
2	Solda	Wang Brown com tensão média	234100	1318685
3	Solda	Wang Brown com tensão média	221700	1248836
4	Solda	Wang Brown com tensão média	20090	113167

Tabela 6.2 – Comparativo de vida em fadiga das regiões mais críticas dos casos 1 e 3.

Região	Vida caso 1 (repetições)	Vida caso 3 (repetições)	Diferença
1	2478	13610	449%
2	21780	234100	975%
3	22610	221700	881%
4	11920	20090	69%

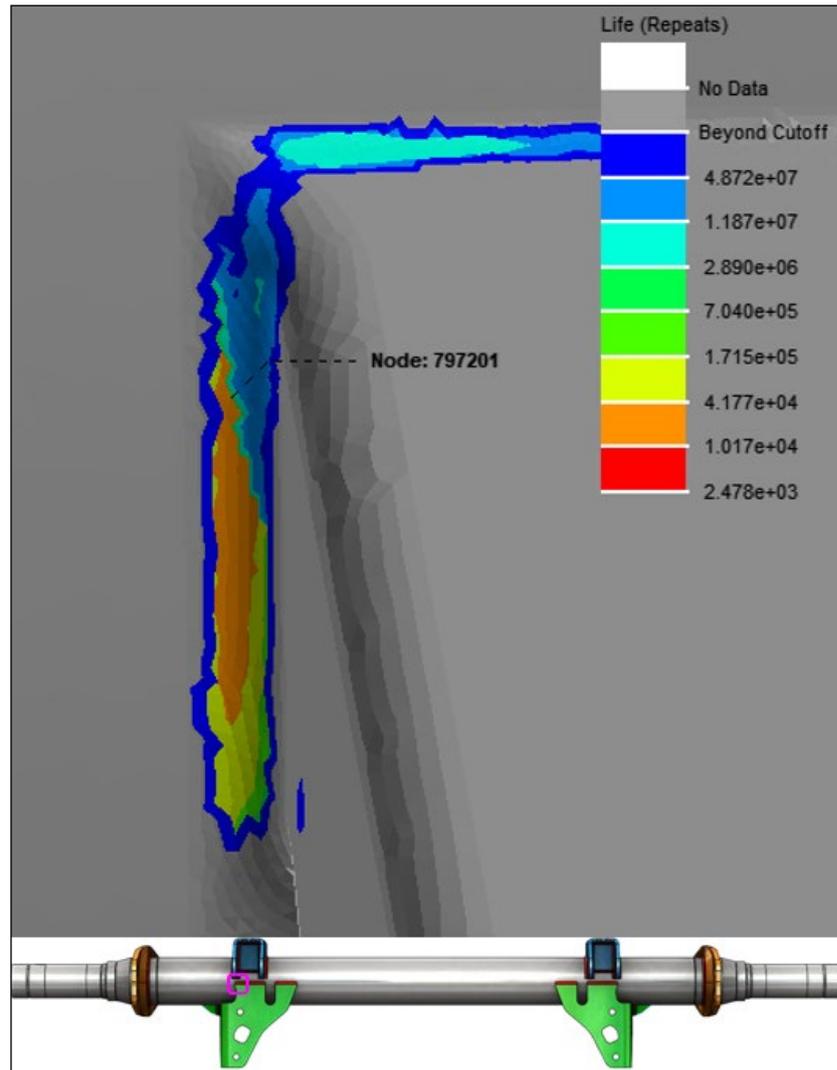


Figura 6.5 - Resultado de vida em fadiga da região crítica do caso 3

6.4 Caso 4 – Perfil de pista classe B

O objetivo deste caso é avaliar a vida em fadiga do eixo quando o veículo é submetido a uma pista com perfil classe B e comparar com o caso 1. Para isso, foram mantidos todos os parâmetros iguais ao caso 1 exceto os carregamentos, os quais foram adquiridos do modelo dinâmico que continha o perfil de pista classe B. Os modelos de contabilização das tensões médias e de correção das tensões elastoplásticas, bem como o critério de fadiga, foram escolhidos de acordo com os níveis de proporcionalidade e taxa de biaxialidade das tensões conforme a Figura 6.1.

O cálculo de fadiga deste caso apontou um nó da região 1 como o mais crítico, o qual faz parte do grupo de materiais de solda. O critério de fadiga utilizado foi o mesmo do caso 1. A vida estimada para esta região foi de 5.864 repetições, equivalentes a 33.032 km, a qual pode

ser visualizada na Figura 6.6. Os resultados desta região e das demais estão apresentados no Quadro 6.5. Ao comparar estes resultados com o caso 1, conforme a Tabela 6.3, é possível observar um aumento na vida em fadiga da mesma região de 137%.

Quadro 6.5 - Resultado de vida em fadiga das regiões mais críticas do caso 4

Região	Material	Critério de fadiga	Vida (repetições)	km
1	Solda	Wang Brown com tensão média	5864	33032
2	Solda	Wang Brown com tensão média	73150	412054
3	Solda	Wang Brown com tensão média	75040	422700
4	Solda	Wang Brown com tensão média	7778	43813

Tabela 6.3 - Comparativo de vida em fadiga das regiões mais críticas dos casos 1 e 4.

Região	Vida caso 1 (repetições)	Vida caso 4 (repetições)	Diferença
1	2478	5864	137%
2	21780	73150	236%
3	22610	75040	232%
4	11920	7778	-35%

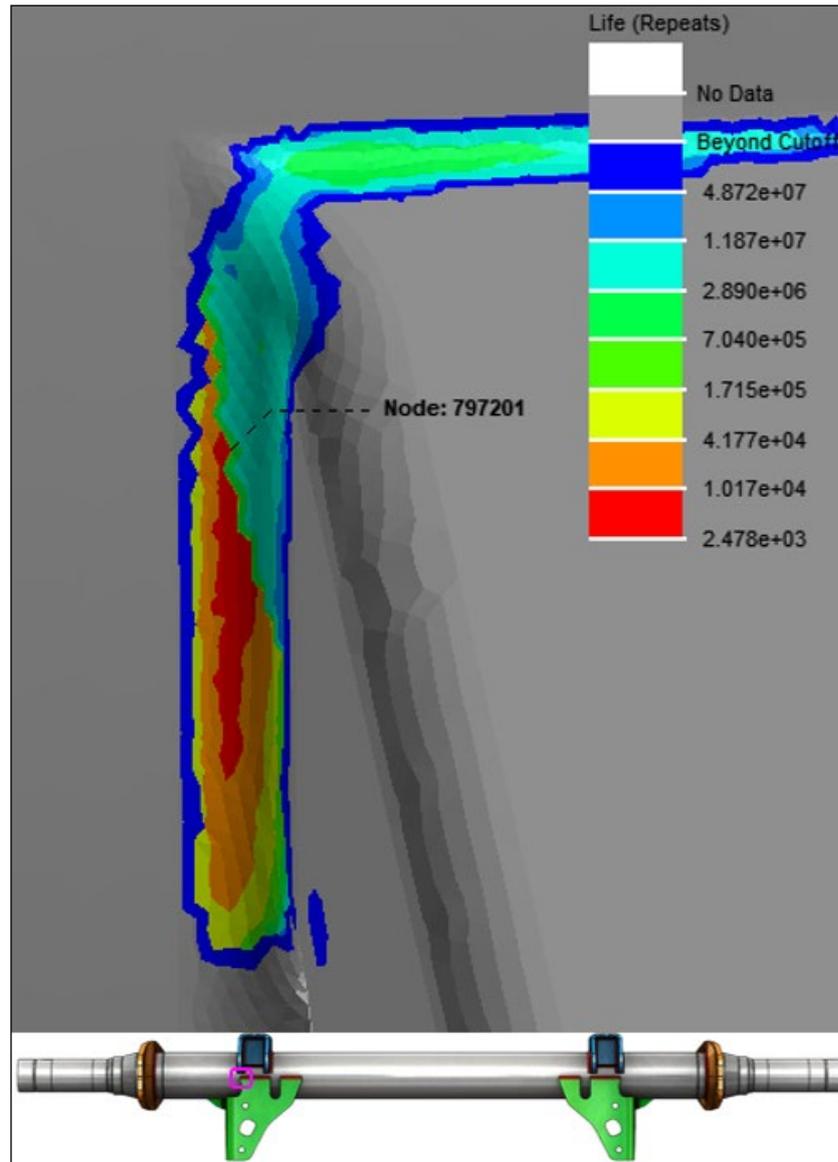


Figura 6.6 - Resultado de vida em fadiga da região crítica do caso 4

6.5 Caso 5 – Perfil de pista classe D

Este caso tem como objetivo avaliar a vida em fadiga do eixo quando o veículo é submetido a uma pista com perfil classe D e comparar com o caso 1. Para isso, foram mantidos todos os parâmetros iguais ao caso 1 exceto os carregamentos, os quais foram adquiridos do modelo dinâmico que continha o perfil de pista classe D. Os modelos de contabilização das tensões médias e de correção das tensões elasto-plásticas, bem como o critério de fadiga, foram escolhidos de acordo com os níveis de proporcionalidade e taxa de biaxialidade das tensões conforme a Figura 6.1.

O cálculo de fadiga deste caso apontou um nó da região 4 como o mais crítico, o qual faz parte do grupo de materiais de solda. O critério de fadiga utilizado foi da deformação máxima principal absoluta em conjunto com o modelo de correção elastoplástica de Hoffmann-Seeger e de correção da tensão média de Morrow. A vida estimada para esta região foi de 609 repetições, equivalente a 3.432 km, a qual pode ser visualizada na Figura 6.7. Os resultados desta região e das demais estão apresentados no Quadro 6.6.

Quadro 6.6 - Resultado de vida em fadiga das regiões mais críticas do caso 5

Região	Material	Critério de fadiga	Vida (repetições)	km
1	Solda	Wang Brown com tensão média	1135	6393
2	Solda	Wang Brown com tensão média	2031	11441
3	ASTM A36	Deformação máxima principal absoluta	1369	7712
4	Solda	Deformação máxima principal absoluta	609	3432

Analisando estes resultados e comparando com o caso 1, conforme a Tabela 6.4, é possível observar que todas as regiões tiveram uma redução de vida em fadiga de 54% a 95%. Na Figura 6.7 é possível visualizar o diagrama de vida em número de repetições.

Tabela 6.4 - Comparativo de vida em fadiga das regiões mais críticas dos casos 1 e 5.

Região	Vida caso 1 (repetições)	Vida caso 5 (repetições)	Diferença
1	2478	1135	-54%
2	21780	2031	-91%
3	22610	1369	-94%
4	11920	609	-95%

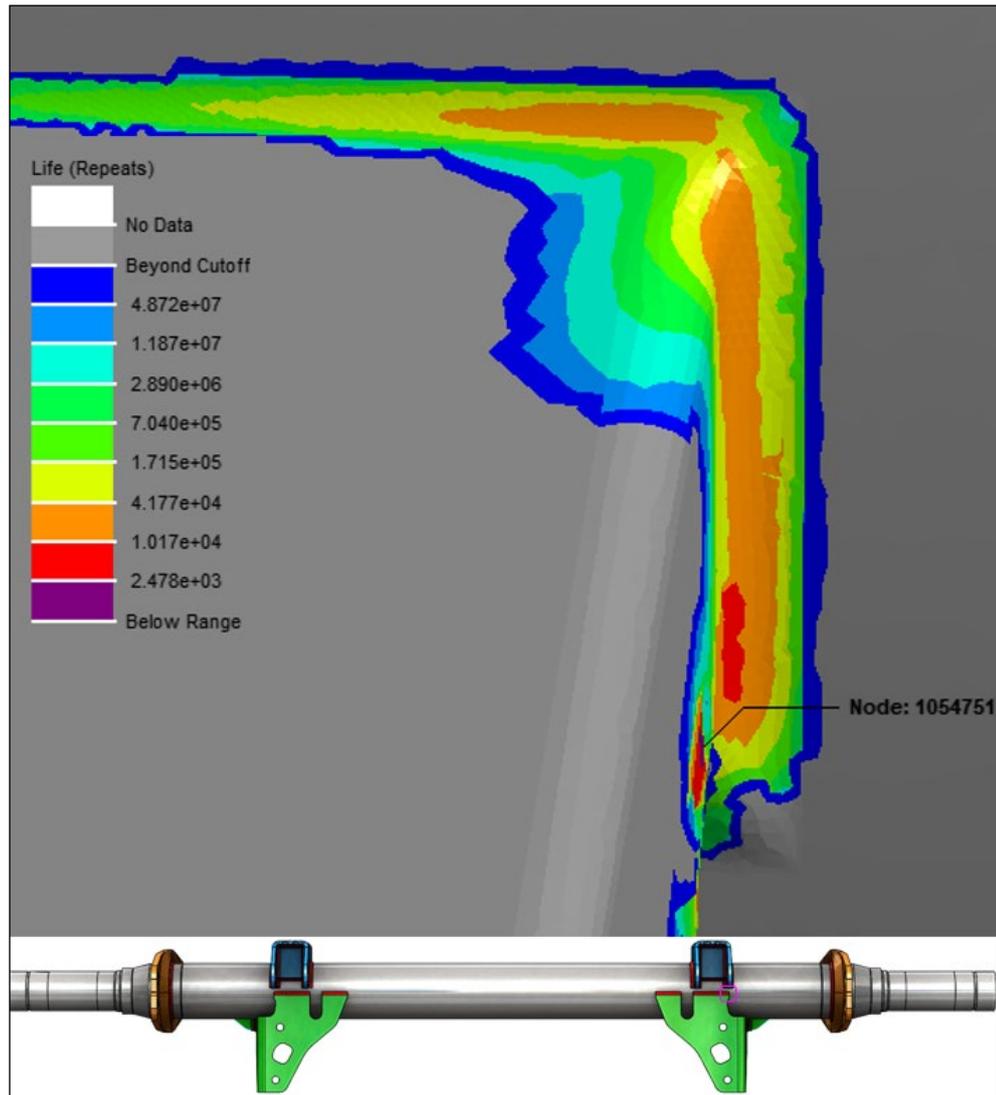


Figura 6.7 - Resultado de vida em fadiga da região crítica do caso 5

6.6 Caso 6 – Perfil de pista classe E

O objetivo deste caso é avaliar a vida em fadiga do eixo quando o veículo é submetido a uma pista com perfil classe E e comparar com o caso 1. Para isso, foram mantidos todos os parâmetros iguais ao caso 1 exceto os carregamentos, os quais foram adquiridos do modelo dinâmico que continha o perfil de pista classe E. Os modelos de contabilização das tensões médias e de correção das tensões elastoplásticas, bem como o critério de fadiga, foram escolhidos de acordo com os níveis de proporcionalidade e taxa de biaxialidade das tensões conforme a Figura 6.1.

O cálculo de fadiga deste caso apontou um nó da região 1 como o mais crítico, o qual faz parte do grupo de materiais de solda. O critério de fadiga utilizado foi da deformação

máxima principal absoluta em conjunto com o modelo de correção elastoplástica de Hoffmann-Seeger e de correção da tensão média de Morrow. A vida estimada para esta região foi de 35 repetições, equivalente a 197 km, a qual pode ser visualizada na Figura 6.8. Os resultados desta região e das demais estão apresentados no Quadro 6.7.

Quadro 6.7 - Resultado de vida em fadiga das regiões mais críticas do caso 6

Região	Material	Critério de fadiga	Vida (repetições)	km
1	Solda	Deformação máxima principal absoluta	35	197
2	Solda	Deformação máxima principal absoluta	95	537
3	Solda	Deformação máxima principal absoluta	75	420
4	Solda	Deformação máxima principal absoluta	48	272

Analisando estes resultados e comparando com o caso 1, conforme a Tabela 6.5, é possível observar que todas as regiões tiveram uma redução de vida em fadiga de 99%. A Figura 6.8 apresenta o resultado de vida em fadiga do presente caso, sendo que a cor roxa indica uma vida igual ou inferior a 2.478 repetições. No entanto, esta situação é irrealista, visto que diante da pista acidentada sobre a qual o veículo trafega, as velocidades desenvolvidas na simulação dinâmica trariam extremo desconforto e perigo na condução.

Tabela 6.5 - Comparativo de vida em fadiga das regiões mais críticas dos casos 1 e 6.

Região	Vida caso 1 (repetições)	Vida caso 6 (repetições)	Diferença
1	2478	35	-98,6%
2	21780	95	-99,6%
3	22610	75	-99,7%
4	11920	48	-99,6%

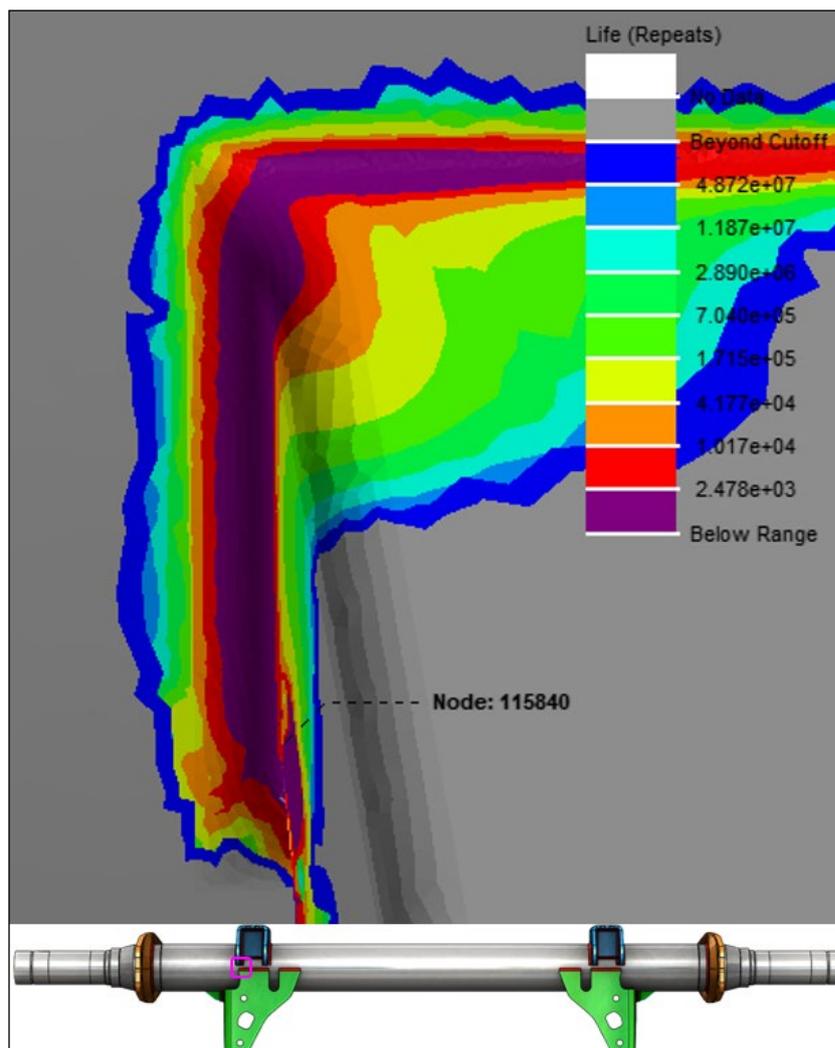


Figura 6.8 - Resultado de vida em fadiga da região crítica do caso 6

6.7 Caso 7 – Perfil de pista lisa

O objetivo deste e do próximo caso é compreender qual é a contribuição das curvas e da rugosidade da pista separadamente na vida em fadiga do eixo. Neste caso foram mantidos todos os parâmetros iguais ao caso 1 exceto os carregamentos, os quais foram adquiridos do modelo dinâmico que continha a pista sem rugosidade. Os modelos de contabilização das tensões médias e de correção das tensões elastoplásticas, bem como o critério de fadiga, foram escolhidos de acordo com os níveis de proporcionalidade e taxa de biaxialidade das tensões conforme a Figura 6.1.

O cálculo de fadiga deste caso apontou um nó da região 1 como o mais crítico, o qual faz parte do grupo de materiais de solda. O critério de fadiga utilizado foi o mesmo do caso 1. A vida estimada para esta região foi de 210.100 repetições, equivalente a 1.183.493 km, a qual

pode ser visualizada na Figura 6.9. Os resultados desta região e das demais estão apresentados no Quadro 6.8. Ao comparar estes resultados com o caso 1, conforme a Tabela 6.6, é possível observar um aumento na vida em fadiga da mesma região de 8379%.

Quadro 6.8 - Resultado de vida em fadiga das regiões mais críticas do caso 7

Região	Material	Critério de fadiga	Vida (repetições)	km
1	Solda	Wang Brown com tensão média	210100	1183493
2	ASTM A36	Deformação máxima principal absoluta	2563000	14437379
3	ASTM A36	Deformação máxima principal absoluta	1901000	10708333
4	ASTM A36	Deformação no plano crítico	3383000	19056439

Tabela 6.6 - Comparativo de vida em fadiga das regiões mais críticas dos casos 1 e 7.

Região	Vida caso 1 (repetições)	Vida caso 7 (repetições)	Diferença
1	2478	210100	8379%
2	21780	2563000	11668%
3	22610	1901000	8308%
4	11920	3383000	28281%

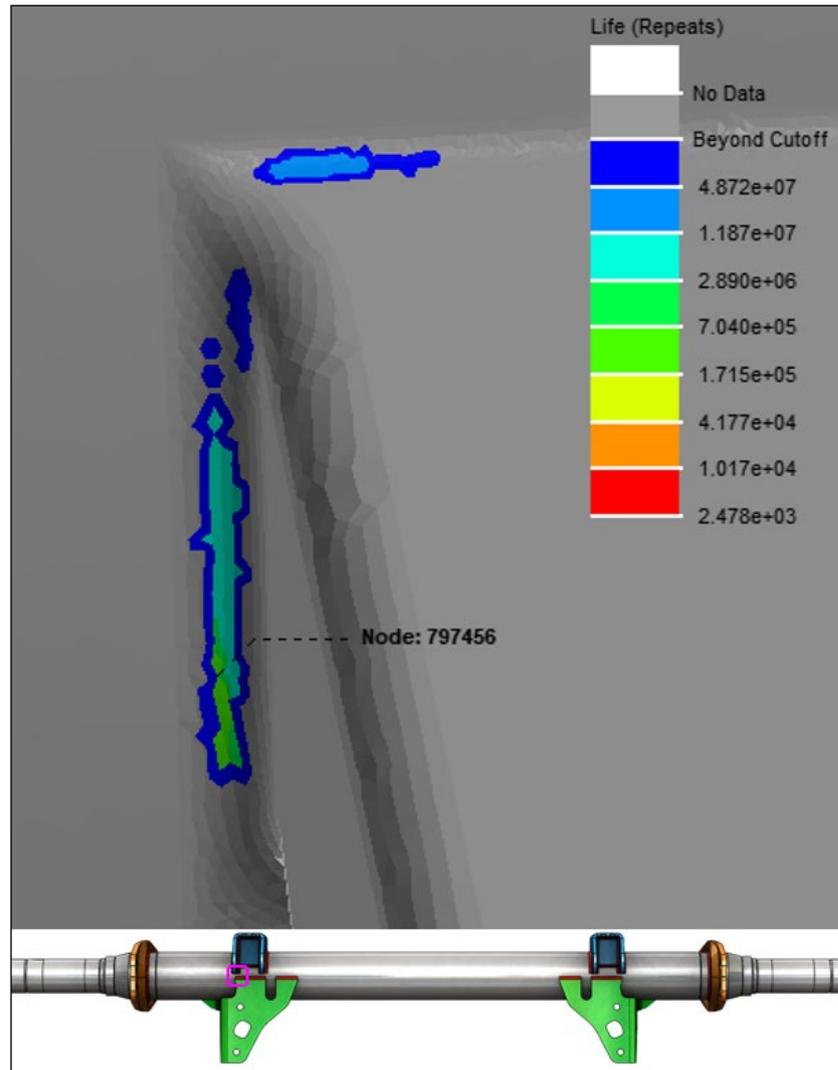


Figura 6.9 - Resultado de vida em fadiga da região crítica do caso 7

6.8 Caso 8 – Sem curvas

O objetivo deste caso é compreender qual é a contribuição da rugosidade da pista separadamente das curvas na vida em fadiga do eixo. Neste caso foram mantidos todos os parâmetros iguais ao caso 1 exceto os carregamentos, os quais foram manipulados conforme descrito na seção 5.3.

O cálculo de fadiga deste caso não apontou nenhum nó com vida inferior a $1E+06$ repetições, por isso, pode-se dizer que nestas condições o eixo possui vida infinita. A razão deste caso apresentar uma vida tão superior ao caso 1 é devido a remoção das cargas laterais e da remoção da transferência lateral de carga vertical.

6.9 Discussões

Os casos analisados neste capítulo foram formulados com objetivos específicos de comparação da vida em fadiga de um eixo de um implemento rodoviário. Foram estudados os efeitos da pré-tensão dos grampos, a qualidade dos perfis das pistas e o impacto das curvas na vida em fadiga.

Ao considerar a pré-tensão dos grampos na análise de fadiga, as regiões afetadas podem apresentar estados de tensão compressiva ou trativa. Normalmente os estados de tensão e deformação mais afetados são compressivos, o que leva a um deslocamento destes a patamares negativos. No entanto, o que se percebe na região mais crítica (1) é um deslocamento das deformações a patamares mais positivos quando a pré-tensão está presente, como pode ser visualizado na Figura 6.10. A diferença significativa de vida observada neste comparativo é resultado da média das tensões e deformações. Esta verificação foi importante para compreender como a pré-tensão dos grampos pode influenciar os resultados de vida em fadiga.

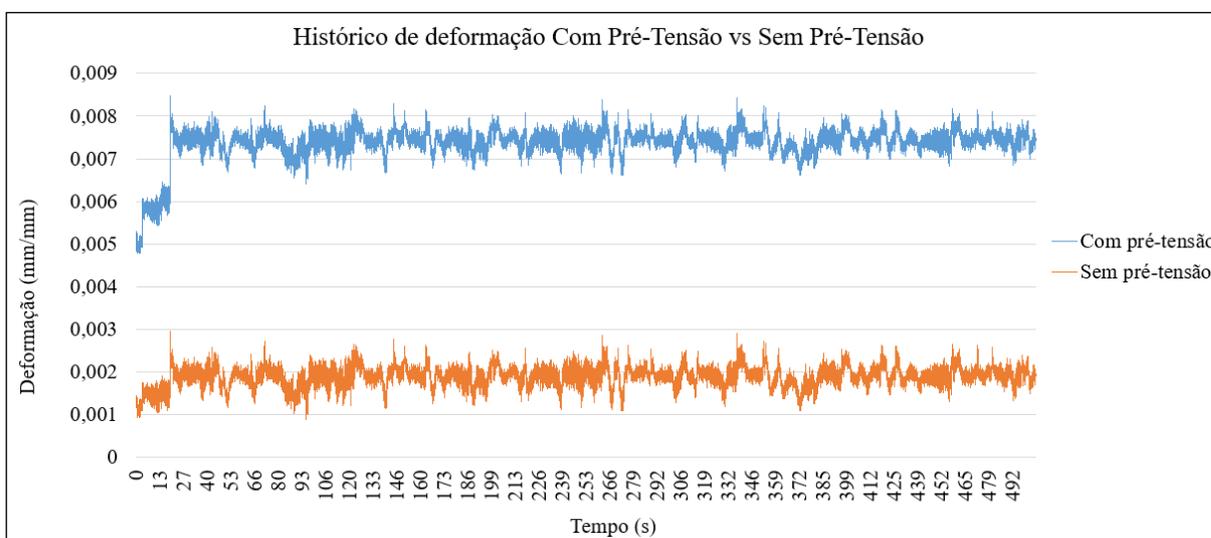


Figura 6.10 – Comparativo dos históricos de deformação da região 1 dos casos 1 e 2

Os casos 3 a 7 serviram para compreender o impacto da qualidade da pista na vida em fadiga do eixo estudado. Como esperado, foi observado que a vida em fadiga aumenta na medida em que se melhora a qualidade da pista. Todos os resultados estão dispostos na Tabela 6.7.

Neste estudo não foi levado em consideração a limitação da velocidade do veículo diante dos níveis de segurança e conforto do motorista. O histórico de velocidades foi o mesmo em

todas as pistas para que os casos pudessem ser comparáveis. Múčka, 2017, recomenda faixas de velocidades para os diferentes perfis de pista, baseado em um modelo matemático de um quarto de carro e em valores limiares das medidas de conforto e segurança de condução. Em seu estudo utilizou dados de um veículo leve, e recomenda para perfis A e B velocidades inferiores a 100 km/h, 30-60 km/h para perfil C e velocidades inferiores a 15 km/h em perfil D. No presente estudo, as velocidades desenvolvidas vão até 60 km/h, portanto a recomendação de velocidade é atendida apenas do perfil A ao C. Isso comprova que os casos 5 e 6 são irrealistas, mas são úteis a nível de comparação.

Tabela 6.7 – Comparativo de vida dos casos 1 ao 8

Caso	Rugosidade da pista	Vida da região crítica [km]			
		1	2	3	4
1	C	13.959	122.687	127.362	67.145
2	C (sem pré-tensão dos grampos)	316.575	217.321	152.823	302.098
3	A	76.665	1.318.685	1.248.836	113.167
4	B	33.032	412.054	422.700	43.813
5	D	6.393	11.441	7.712	3.432
6	E	197	537	420	272
7	Lisa	1.183.493	>1E7	>1E7	>1E7
8	C (sem curvas)	>1E7	>1E8	>1E8	>1E7

7 CONSIDERAÇÕES FINAIS

Sistemas de suspensão são responsáveis pelo isolamento das mercadorias, passageiros e motoristas das oscilações e irregularidades das vias. Essas irregularidades fazem com que a avaliação dessas estruturas seja bastante complexa, por se tratarem de carregamentos aleatórios verticais, longitudinais e laterais. Portanto, a motivação deste trabalho veio com a premissa de que para oferecer um produto ao mercado com qualidade, durabilidade, segurança, leve e ainda a um preço competitivo, é essencial que o fabricante avalie a sua durabilidade a partir de um bom conhecimento sobre as solicitações que seu produto estará exposto.

O presente trabalho de dissertação foi desenvolvido com o objetivo geral de avaliar o comportamento à fadiga de um modelo de eixo de implemento rodoviário quando submetido a diferentes perfis de pista. Nesse sentido, foi desenvolvida uma metodologia para estimar a vida em fadiga de um eixo utilizando carregamentos obtidos em análises de dinâmica multicorpos sob perfis de pistas modeladas a partir da norma ISO 8608, 2016, e curvas criadas por meio de mapeamento geográfico.

O primeiro objetivo específico consistia em fazer um levantamento dos sinais de carga atuantes nas rodas do implemento sob diferentes perfis de pista. Para atender a este objetivo, primeiramente foram gerados perfis de pista a partir das PSD's de deslocamento da norma ISO 8608, 2016. As curvas foram criadas baseadas em um trajeto real através da discretização de uma imagem do *Google Maps*. O modelo do semirreboque foi configurado com dados reais e pesos a fim de obter as cargas técnicas dos eixos. Os sinais de carregamento foram adquiridos dos três eixos do implemento e uma verificação de qual deles era o mais solicitado foi realizada pelo RMS dos históricos de carga.

O modelo numérico foi precedido de uma modelagem e preparação da geometria, como a criação dos cordões de solda conforme a metodologia tensão efetiva de entalhe de análise de fadiga de solda. Dois modelos foram criados, um com refinamento de malha no lado direito e outro no lado esquerdo, sendo que os tamanhos de malha nos pés de solda foram definidos para que ao menos três elementos estivessem presentes ao longo do raio de 1 mm. As condições de contorno do modelo foram aplicadas e cargas unitárias foram definidas.

A metodologia de estimativa de vida em fadiga utilizada foi a $\epsilon-N$ com abordagens de carregamentos não proporcionais e multiaxialidade com critérios de deformação equivalente e baseados no plano crítico com o auxílio do *software nCode DesignLife*. As curvas de fadiga consideradas foram encontradas em trabalhos de referência e na própria biblioteca do *software*.

Quando a pré-tensão dos grampos foi removida da análise de fadiga, a vida encontrada foi consideravelmente superior ao modelo com a pré-tensão. Foi observado um deslocamento significativo das deformações a patamares mais positivos, elevando a média das deformações e tensões. Acredita-se que a diferença de vida observada foi resultante da diferença da média das tensões e deformações.

Foi observado que os diferentes perfis de pista possuem uma significativa influência na vida em fadiga do eixo, visto que tanto a amplitude dos ciclos de carregamentos quanto os picos são mais elevados à medida em que a qualidade da pista diminui. No caso 7, no qual foi avaliada a influência na vida em fadiga em pista sem rugosidade, a vida aumentou consideravelmente, podendo ser considerada vida infinita.

As velocidades desenvolvidas nas simulações dinâmicas foram as mesmas para todos os casos para que uma comparação dos resultados fosse possível. No entanto, para os casos com pistas D e E, as velocidades excederam as recomendações feitas por Múčka, 2017, o que poderia gerar extremo desconforto e perigo na condução do veículo, por isso, considera-se que estes casos são irrealistas, mas úteis para comparação dos resultados.

Finalmente a consideração das curvas neste estudo foi realizada para compreender a influência destas na vida em fadiga do eixo. Ao eliminar a carga lateral e a transferência lateral de carga vertical, a vida em fadiga encontrada no caso 8 foi consideravelmente superior ao caso 1, chegando-se a uma vida infinita. Portanto, pode-se dizer que as curvas possuem influência significativa na vida em fadiga do eixo estudado.

Este trabalho de dissertação abordou a avaliação de vida em fadiga de um eixo de implemento rodoviário submetido a excitação de diferentes perfis de pistas. A metodologia aplicada foi desenvolvida para um sistema da massa não suspensa de um implemento rodoviário, no entanto, pode ser aplicada para outros componentes da indústria automotiva. Mas é importante considerar que não foram realizadas validações dos métodos. Os resultados encontrados neste estudo refletem exclusivamente aos parâmetros e dados conforme apresentados nas seções anteriores.

Como sugestões de trabalhos futuros, para o levantamento das cargas de serviço do veículo a ser analisado, é interessante que sejam realizadas validações dos modelos de veículo e pista. Além das pistas modeladas através das PSD's de deslocamento da ISO 8608, 2016, existe a opção de criação de perfis de pista escaneadas com perfilômetros, caso este recurso esteja disponível. Para projetos em que os componentes devem ser aprovados no campo de

provas, atualmente existem empresas que comercializam campo de provas virtual, no qual é possível rodar simulações de MBS e fazer a coleta dos carregamentos de serviço.

Também é importante realizar a validação dos modelos de MEF, obter as curvas de fadiga dos materiais na literatura ou através de ensaios em laboratório. Finalmente, para aprovar um produto, a durabilidade também deve ser validada em campo.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

Alves Filho, A. **Projeto Prático contra a Fadiga**. Apostila do curso de Fadiga MEF 4 do Núcleo de Cálculos Especiais, 2011.

Barbieri, F. A. A. **Prototipagem virtual: modelagem, simulação, controle e otimização de dinâmica veicular**. 2002. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica) - Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo, 2002.

Basquin, O. **The exponential law of endurance tests**. American Society for Testing and Materials Proceedings, v. 10, p. 625-630, 1910.

Bladh, K. **Virtual full vehicle durability testing of a coach**. KTH Industrial Engineering and Management, 2012

Blundell, M.; Harty, D. **The multibody systems approach to vehicle dynamics**. Butterworth-Heinemann, 2014.

Boaretto, J. **Comportamento estrutural de um chassi de semirreboque submetido a manobras relacionadas às dinâmicas lateral e vertical**. 2012. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) - PROMEC, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, 2012.

Braun, H. and Hellenbroich, T., Results of road roughness measurement in Germany, **VDI-Berichte** n. 877, VDI-Verlag, Düsseldorf, Germany, 1991, p. 47–80

Budynas, R. G.; Nisbeth, J. K. **Elementos de Máquinas de Shigley**. 8th ed. McGraw Hill: Brasil, 2011.

Cesário, A. A. **Estimativa da vida em fadiga de componentes de implementos rodoviários através de métodos espectrais**. 2012. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) - PROMEC, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, 2012.

Ciapparini, J. V. **Avaliação de fadiga de uma carroceria de ônibus submetida a diferentes perfis de pista**. 2012. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) - PROMEC, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, 2012.

Coffin, L. F., Jr. A study of the effects of cyclic thermal stresses on a ductile metal. **Transactions of the American Society of Mechanical Engineers**, v. 76, p. 931-950, 1954.

Drehmer, L. R. C. **Otimização de parâmetros concentrados de suspensão, para conforto e segurança veicular**. 2012. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) - PROMEC, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, 2012.

Drehmer, L. R. C. **Otimização robusta multiobjetivo por análise de intervalo não probabilística : uma aplicação em conforto e segurança veicular sob dinâmica lateral e vertical acoplada**. 2017. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica) - PROMEC, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, 2017.

Farrahi, G.; Khalaj, A. Estimation of fatigue damage caused by actual roads and maneuvers on proving ground. **Journal of Achievements in Materials and Manufacturing Engineering**, v. 14, n. 1-2, p. 90-96, 2006.

Fe-safe. Fatigue Theory Reference Manual. Safe technology limited. 2002.

Fossati, G. F. **Otimização multiobjetivo dos parâmetros do sistema de suspensão de um modelo de veículo completo através de um algoritmo meta-heurístico**. 2017. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) - PROMEC, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, 2017.

Genta, G.; Morello, L. **The automotive chassis**. Springer, 2009.

Gillespie, T. D. **Fundamentals of vehicle dynamics**. Society of automotive engineers Warrendale, PA, 1992.

Gipsper, M. FTire—the tire simulation model for all applications related to vehicle dynamics. **Vehicle System Dynamics**, 45, n. S1, p. 139-151, 2007.

Hendrickson, E. D. **History of Truck Suspension-Tandem Suspensions**. SAE Technical Paper, 1969.

Higashida, Y.; Burk, J.; Lawrence, F. Strain-controlled fatigue behavior of ASTM A36 and A514 grade F steels and 5083-0 aluminum weld materials. **Welding Research Supplement**, v. 5083, p. 334-344, 1978.

Higham, D.; Higham, N. **Matlab Guide**. SIAM: Philadelphia, 2005.

Hoffmann, M.; Seeger, T. Stress--Strain Analysis and Life Predictions of a Notched Shaft Under Multiaxial Loading. **Society of Automotive Engineers, Inc., Multiaxial Fatigue: Analysis and Experiments**, p. 81-96, 1989.

Itoh, T.; Sakane, M.; Ohnami, M.; Socie, D. F. Nonproportional low cycle fatigue criterion for type 304 stainless steel. **ASME Journal of Engineering Materials and Technology**, v. 117, p. 285-292, 1995.

Jiang, Y.; Sehitoglu, H. Modeling of cyclic ratchetting plasticity, part I: development of constitutive relations. 1996a.

Jiang, Y.; Sehitoglu, H. Modeling of cyclic ratchetting plasticity, part II: comparison of model simulations with experiments. 1996b.

Ladinek, M.; Niederwanger, A.; Lang, R.; Schmid, J. The strain-life approach applied to welded joints: Considering the real weld geometry. **Journal of Constructional Steel Research**, v 148, p. 180-188, 2018.

Lee, Y.-L.; Barkey, M. E.; Kang, H.-T. **Metal fatigue analysis handbook: practical problem-solving techniques for computer-aided engineering**. Elsevier, 2011.

Loprencipe, G.; Zoccali, P. Use of generated artificial road profiles in road roughness evaluation. **Journal of Modern Transportation**, v. 25, n. 1, p. 24-33, 2017.

Manson, S. S. Behavior of materials under conditions of thermal stress. **National Advisory Committee for Aeronautics**. Ohio, 1954.

Marques, J. M. E. **Uma comparação entre metodologias para cálculo da vida em fadiga no domínio do tempo e da frequência com aplicação na simulação dinâmica de implementos rodoviários**. 2017. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) - PROMEC, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, 2017.

Masing, G. Eigenspannungen und Verfestigung beim Messing. **Proceedings of 2nd International Congress of Applied Mechanics**, p 332–335, 1926.

Matsuishi, M.; Endo, T. Fatigue of metals subjected to varying stress. **Japan Society of Mechanical Engineers, Fukuoka, Japan**, v. 68, n. 2, p. 37-40, 1968.

Meggiolaro, M. A.; de Castro, J. T. P. **Técnicas e Práticas de Dimensionamento Estrutural Sob Cargas reais de Serviço**. Rio de Janeiro, CreateSpace. 2009.

Meggiolaro, M. A.; de Castro, J. T. P. Um algoritmo aprimorado de rainflow multiaxial para calcular dano à fadiga sob cargas não proporcionais. **65º Congresso Internacional ABM**, 2010.

Meggiolaro, M. A.; de Castro, J. T. P.; de Oliveira Miranda, A. C. Evaluation of multiaxial stress-strain models and fatigue life prediction methods under proportional loading. **Mechanics of Solids in Brazil, Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering**, p. 365-384, 2009.

Mi, C. et al. Lifetime Assessment and Optimization of a Welded A-Type Frame in a Mining Truck Considering Uncertainties of Material Properties and Structural Geometry and Load. **Applied Sciences**, v. 9, n. 5, p. 918, 2019.

Miner, M. A. Cumulative damage in fatigue. **Journal of Applied Mechanics**, September 1945, p. A159-A164, 1945.

Molski, K.; Glinka, G. A method of elastic-plastic stress and strain calculation at a notch root. **Materials Science and Engineering**, v. 50, n. 1, p. 93-100, 1981.

More, R. S.; Raval, C.; Trigune, V. Virtual Validation of Truck Chassis Using Wheel Force Transducer Data. **Symposium on International Automotive Technology**, 2019.

Morrow, J. Fatigue design handbook. **SAE Advanced in engineering**, v. 4, p. 21-29, 1968.

Můčka, P. Simulated road profiles according to ISO 8608 in vibration analysis. **Journal of Testing and Evaluation**, v. 46, n. 1, p. 405-418, 2017.

Munari, L. A.; Fontanella, L.; Hoss, L.; Marczak, R. J. Retrieving road surface profiles from PSDs for ride simulation of vehicles. **SAE Technical Paper**, 2012.

MSC Adams. Adams/Tire. 2019.

nCode 2019. DesignLife Theory Guide. 2019.

Neuber, H. Theory of stress concentration for shear-strained prismatical bodies with arbitrary nonlinear stress-strain law. **Journal of Applied Mechanics, Transaction of ASME**, v. 28, p. 544-550, 1961.

Pacejka, H. **Tire and vehicle dynamics**. Elsevier, 2002.

Pacejka, H. **Tire and vehicle dynamics**. Elsevier, 2006.

Padmanabhan, S.; Reddy, D. Y. M. **Virtual full vehicle durability testing of a passenger car**. Chalmers University of Technology, 2017

Palmgren, A. Die Lebensdauer von Kugellagern Zeitschrift des Vereines Deutscher Ingenieure. **Scientific Research**, v. 68, p. 339-341, 1924.

Passos, J. P. d. **Estimação da vida em fadiga através de análise dinâmica global-local no domínio da frequência**. 2016. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) - PROMEC, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, 2016.

Piazza, G. R. **Avaliação de componente de suspensão veicular sob fadiga com carregamentos de amplitude variável**. 2018. Dissertação (Mestrado em Engenharia de Materiais) - Escola de Engenharia, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, 2018.

Ramberg, W.; Osgood, W. R. **Description of stress-strain curves by three parameters**. 1943.

Schmeitz, A.; Besselink, I.; Jansen, S. Tno mf-swift. **Vehicle System Dynamics**, v. 45, n. S1, p. 121-137, 2007.

Seeger, T.; Heuler, P. Generalized application of Neuber's rule. **Journal of Testing and Evaluation**, v. 8, n. 4, p. 199-204, 1980.

Shinozuka, M.; Jan, C.-M. Digital simulation of random processes and its applications. **Journal of sound and vibration**, v. 25, n. 1, p. 111-128, 1972.

Stephens, R. I.; Fatemi, A.; Stephens, R. R.; Fuchs, H. O. **Metal fatigue in engineering**. John Wiley & Sons, 2000.

Svensson, N. **Fatigue Analysis with Loads from MBS**. KTH Industrial Engineering and Management. 2015.

Takahashi, B. X. **Metodologia moderna para análise de fadiga baseada em elementos finitos de componentes sujeitos a fadiga uni e multiaxial**. 2014. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) - Escola Politécnica, Universidade de São Paulo, 2014.

Teixeira, G. M. **Fatigue of Metals: Failure and Success**. 2017.

Teixeira, G. M.; Roberts, M.; Silva, J. Random vibration fatigue of welded structures- Applications in the automotive industry. **Procedia Structural Integrity**, v. 19, p. 175-193, 2019.

Vargas, V. **Efeitos da flexibilidade estrutural em simulações de dinâmica lateral de veículo de transporte de carga**. 2011. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) - PROMEC, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, 2011.

Wang, C.; Brown, M. Life prediction techniques for variable amplitude multiaxial fatigue—part 1: theories. **Journal of Engineering Materials and Technology**, v. 118, p. 367-370, 1996.

Zhao, Y. Q.; Li, H. Q.; Lin, F.; Wang, J. Estimation of road friction coefficient in different road conditions based on vehicle braking dynamics. **Chinese Journal of Mechanical Engineering**, v. 30, n. 4, p. 982-990, 2017.

APÊNDICE A – RESULTADOS DA GERAÇÃO DOS PERFIS DE PISTA

Nesse apêndice são apresentados os gráficos com os sinais de pista gerados a partir da norma ISO 8608.

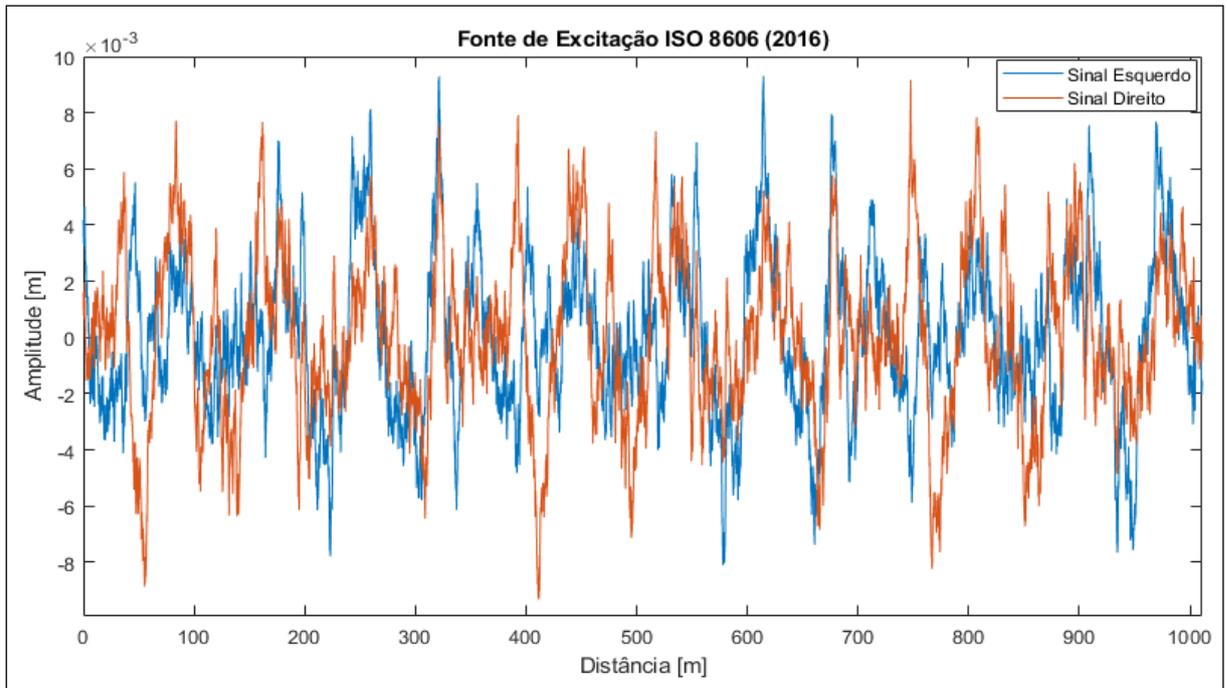


Figura A.1 Perfis de pista classe A

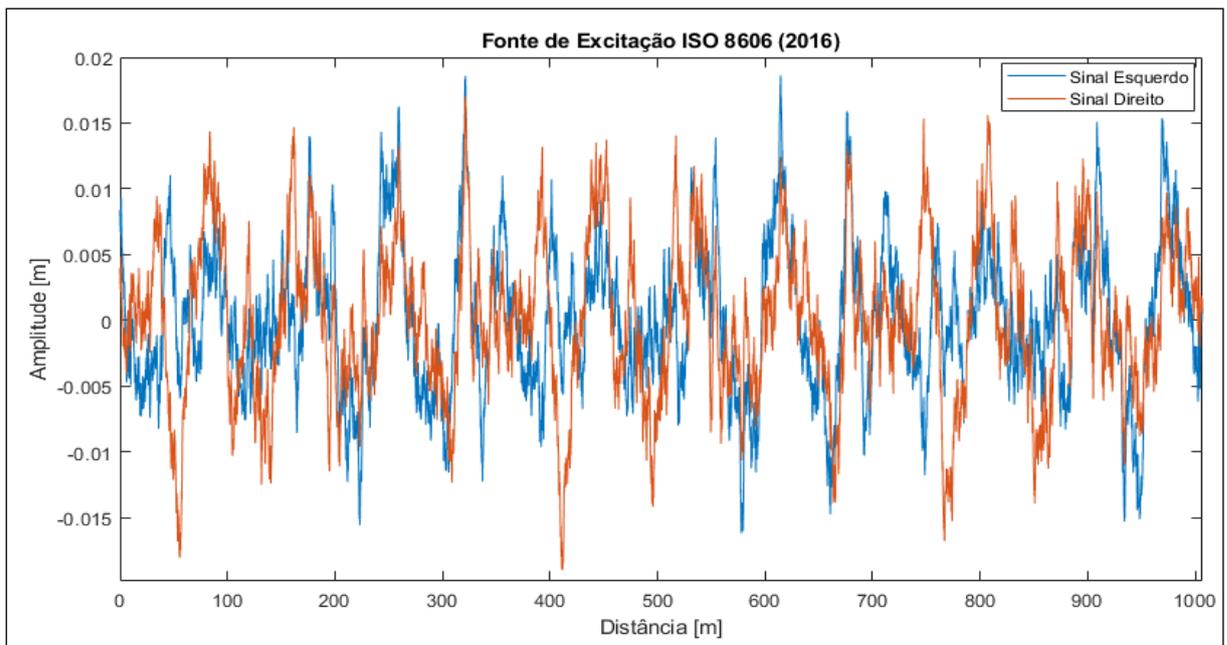


Figura A.2 - Perfis de pista classe B

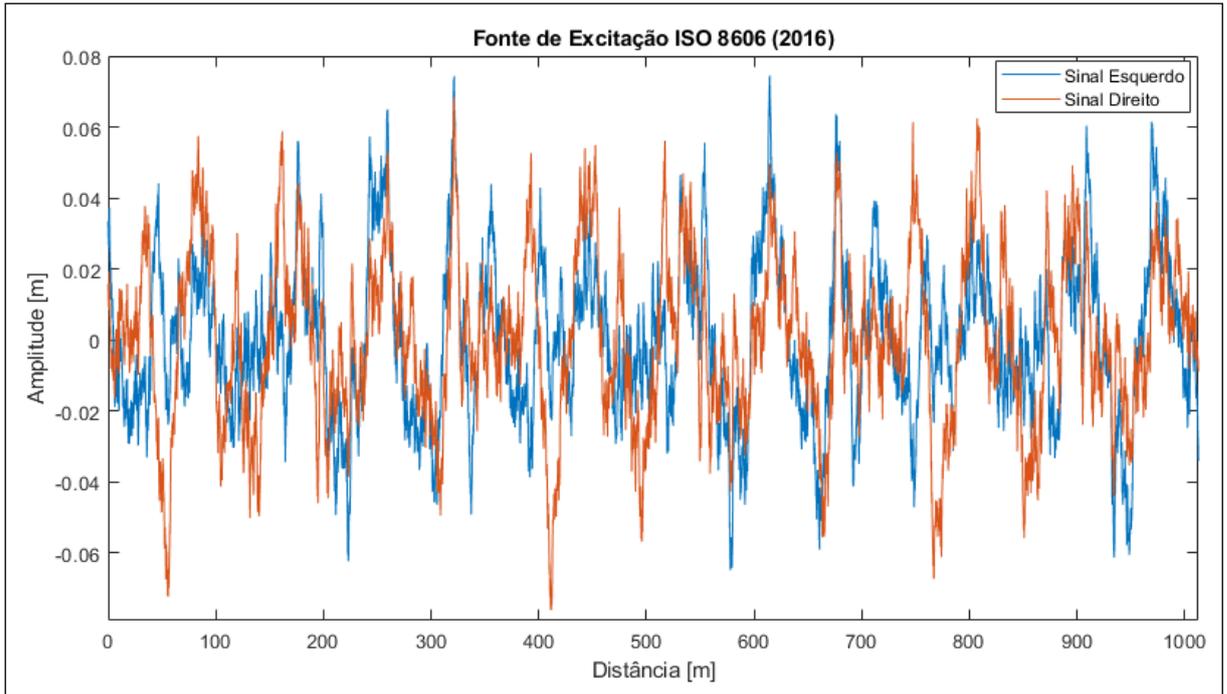


Figura A.3 - Perfis de pista classe D

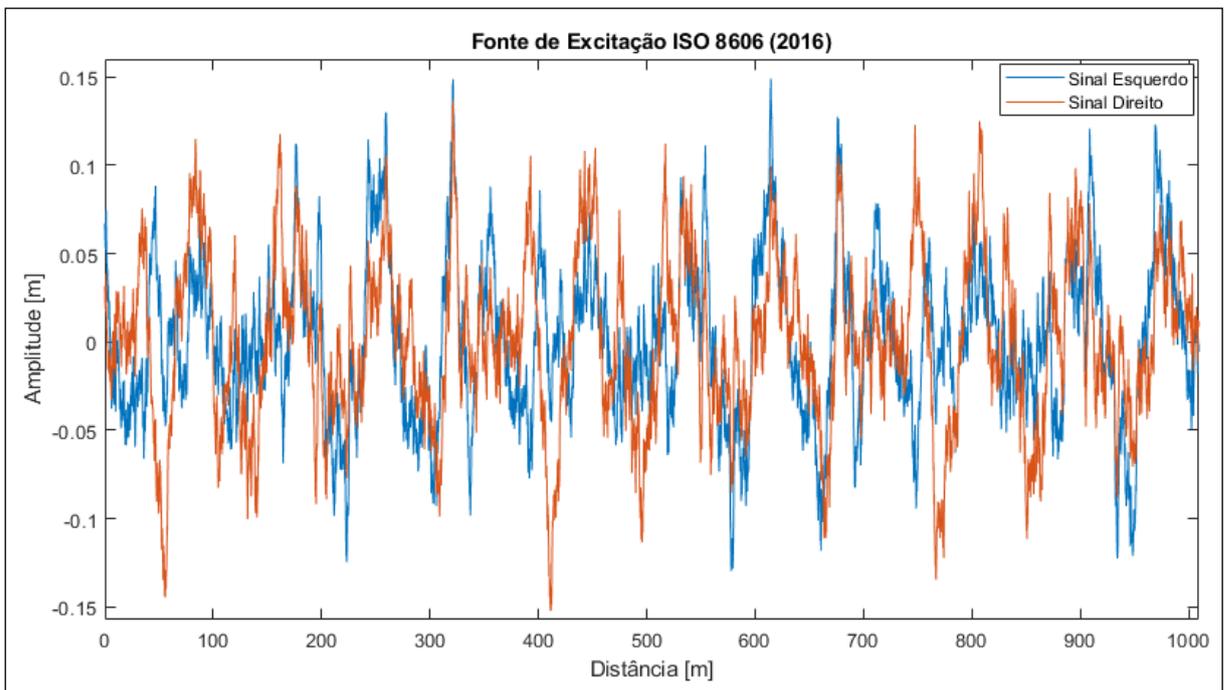


Figura A.4 - Perfis de pista classe E

APÊNDICE B – HISTÓRICOS DE CARREGAMENTOS

Nesse apêndice são apresentados os sinais de carregamento coletados no contato pneu/solo do último eixo do semirreboque.

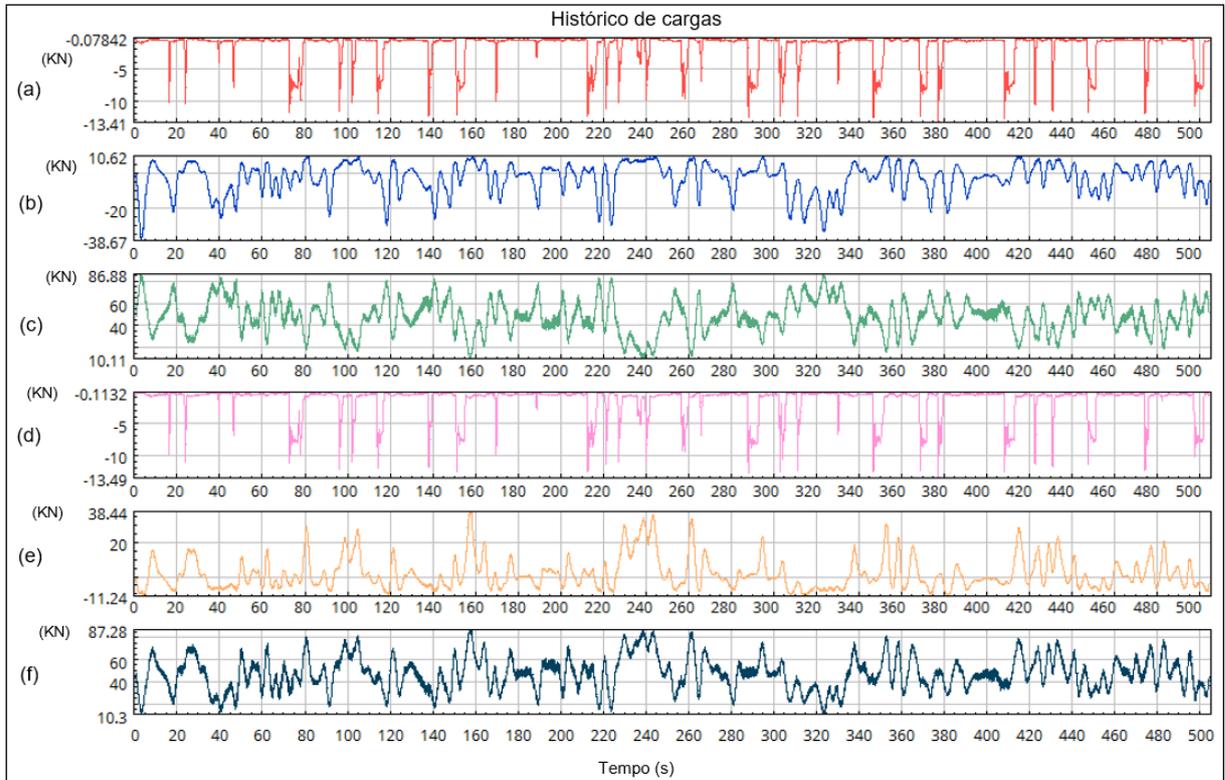


Figura B.1 - Histórico de forças do último eixo para a pista ISO A. a) eixo X – sentido longitudinal – lado direito. b) eixo Y – sentido lateral – lado direito. c) eixo Z – sentido vertical – lado direito. d) eixo X – sentido longitudinal – lado esquerdo. e) eixo Y – sentido lateral – lado esquerdo. f) eixo Z – sentido vertical – lado esquerdo

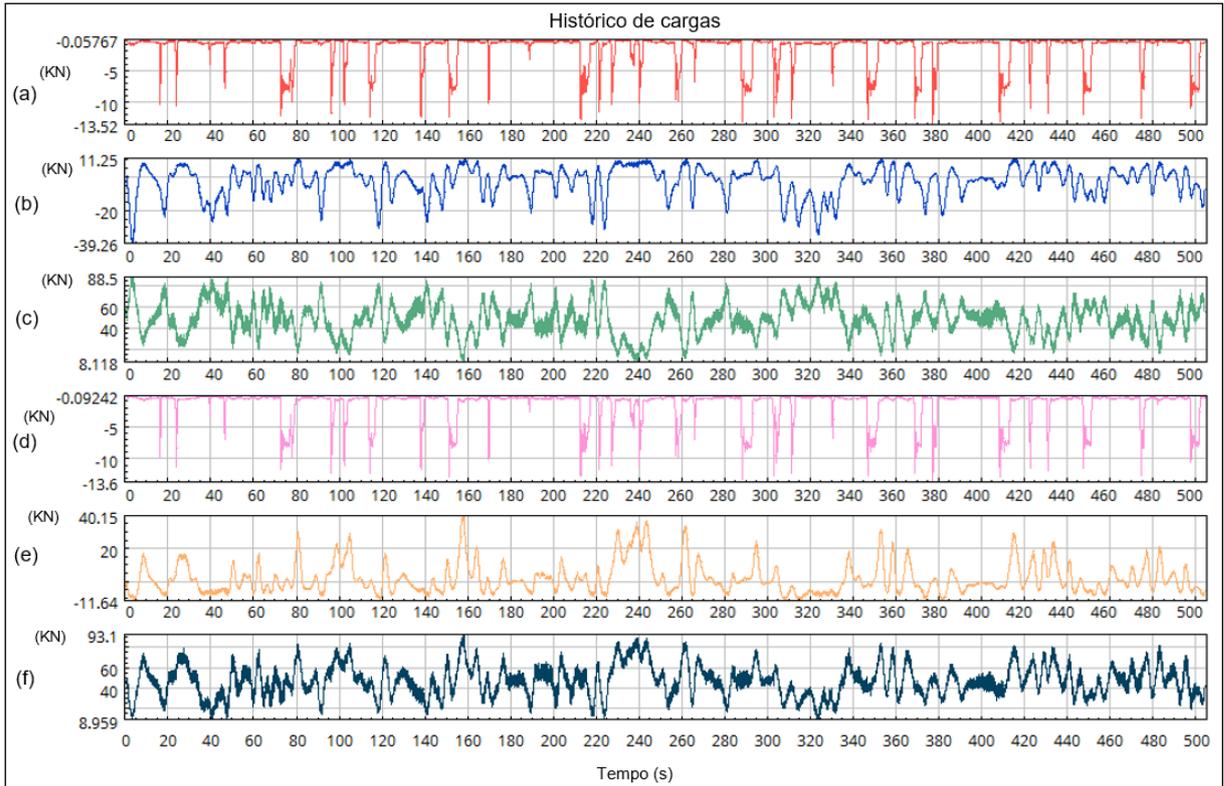


Figura B.2 - Histórico de forças do último eixo para a pista ISO B. a) eixo X – sentido longitudinal – lado direito. b) eixo Y – sentido lateral – lado direito. c) eixo Z – sentido vertical – lado direito. d) eixo X – sentido longitudinal – lado esquerdo. e) eixo Y – sentido lateral – lado esquerdo. f) eixo Z – sentido vertical – lado esquerdo

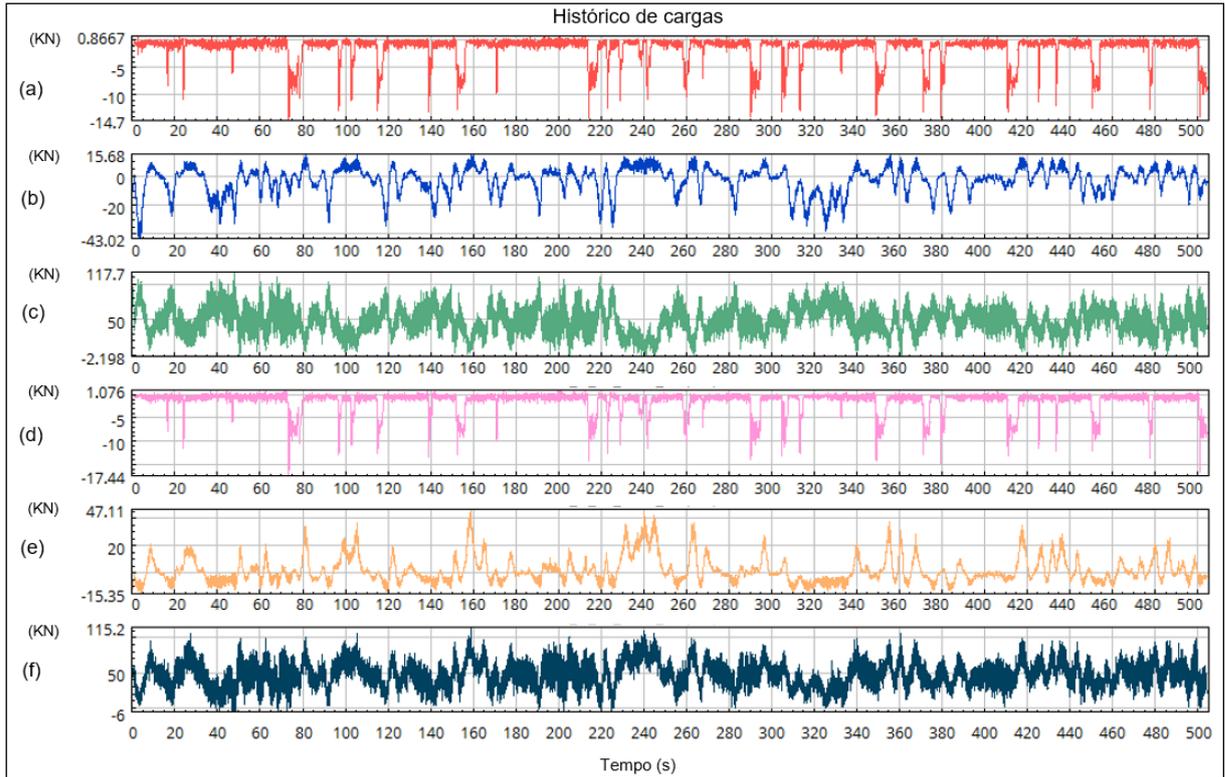


Figura B.3 - Histórico de forças do último eixo para a pista ISO D. a) eixo X – sentido longitudinal – lado direito. b) eixo Y – sentido lateral – lado direito. c) eixo Z – sentido vertical – lado direito. d) eixo X – sentido longitudinal – lado esquerdo. e) eixo Y – sentido lateral – lado esquerdo. f) eixo Z – sentido vertical – lado esquerdo

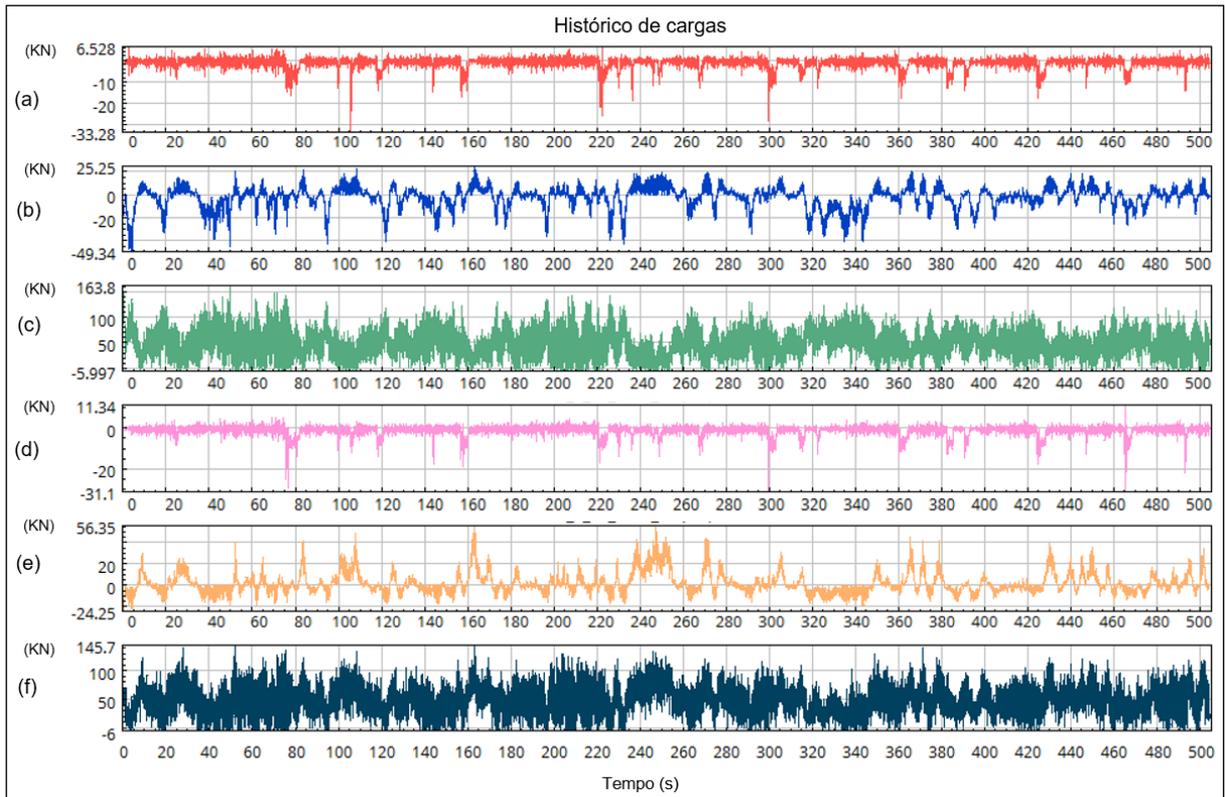


Figura B.4 - Histórico de forças do último eixo para a pista ISO E. a) eixo X – sentido longitudinal – lado direito. b) eixo Y – sentido lateral – lado direito. c) eixo Z – sentido vertical – lado direito. d) eixo X – sentido longitudinal – lado esquerdo. e) eixo Y – sentido lateral – lado esquerdo. f) eixo Z – sentido vertical – lado esquerdo

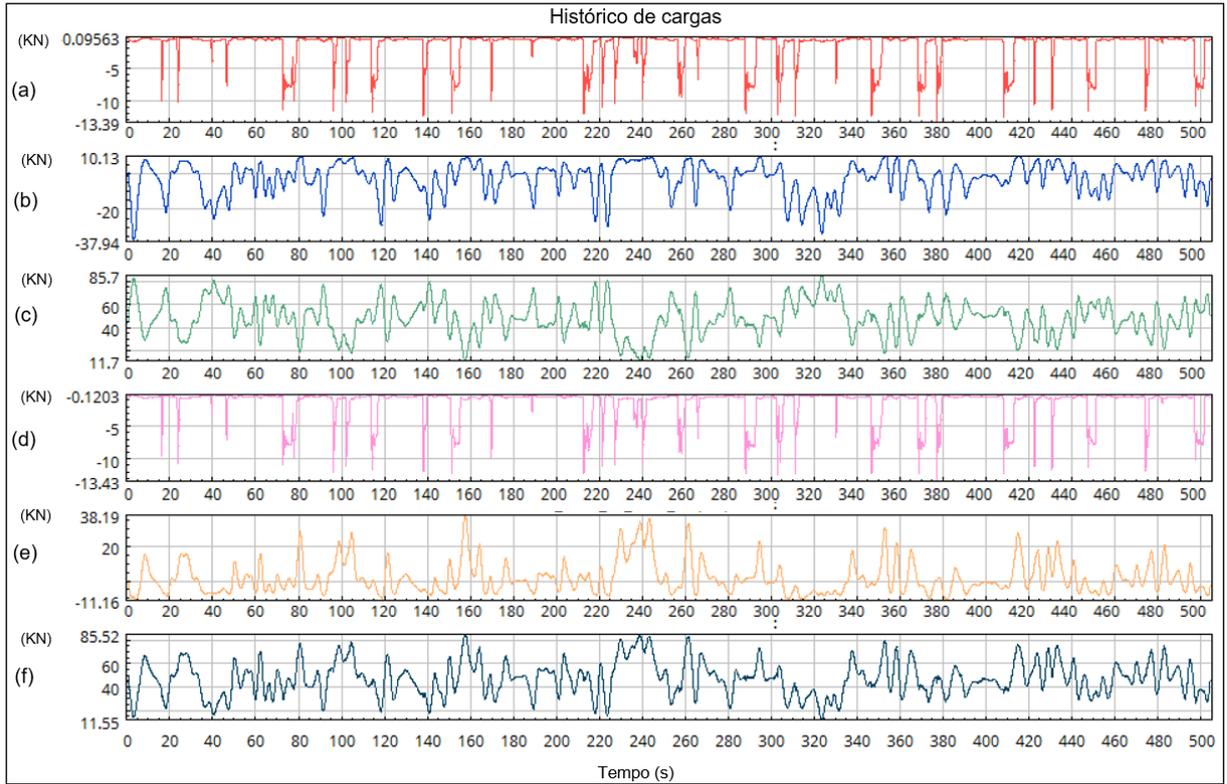


Figura B.5 - Histórico de forças do último eixo para a pista sem rugosidade. a) eixo X – sentido longitudinal – lado direito. b) eixo Y – sentido lateral – lado direito. c) eixo Z – sentido vertical – lado direito. d) eixo X – sentido longitudinal – lado esquerdo. e) eixo Y – sentido lateral – lado esquerdo. f) eixo Z – sentido vertical – lado esquerdo

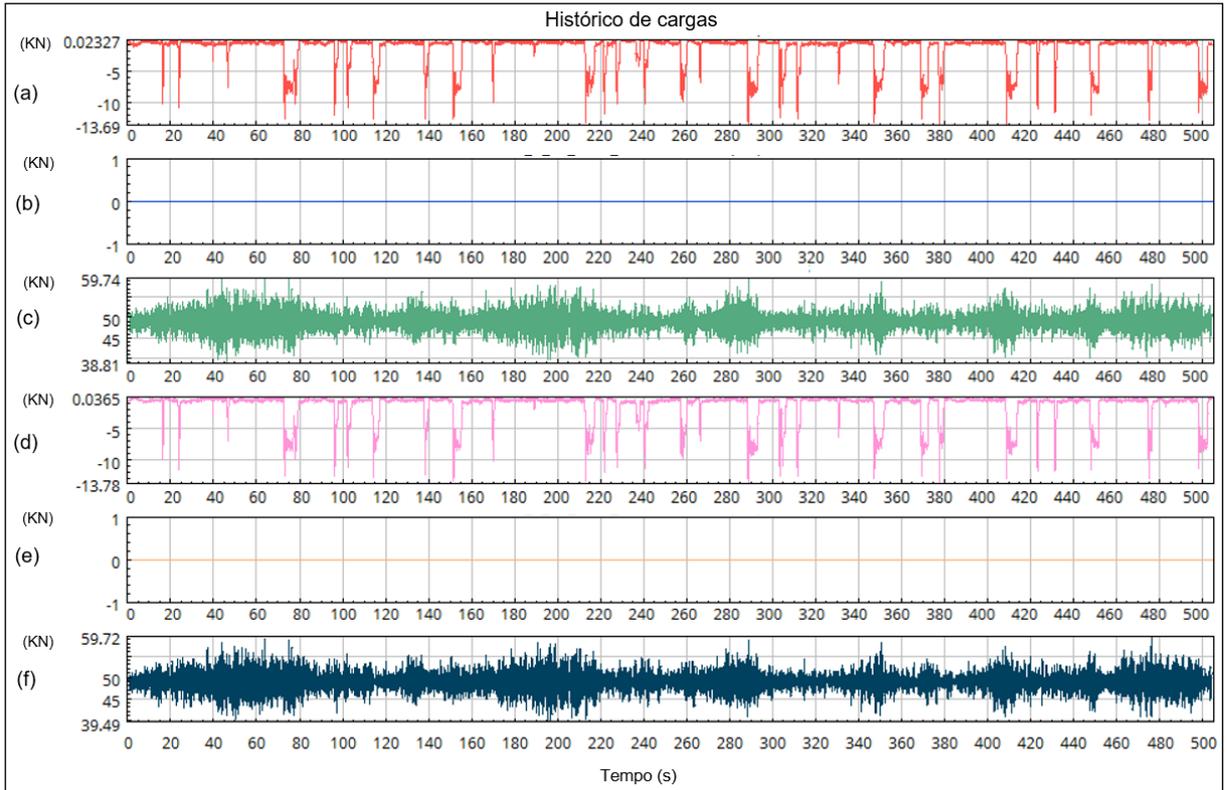


Figura B.6 - Histórico de forças do último eixo para a pista ISO C sem curvas. a) eixo X – sentido longitudinal – lado direito. b) eixo Y – sentido lateral – lado direito. c) eixo Z – sentido vertical – lado direito. d) eixo X – sentido longitudinal – lado esquerdo. e) eixo Y – sentido lateral – lado esquerdo. f) eixo Z – sentido vertical – lado esquerdo

APÊNDICE C – CURVAS DE FADIGA DOS MATERIAIS USADOS

Nesse apêndice são apresentadas as curvas de fadiga dos materiais utilizados nas análises.

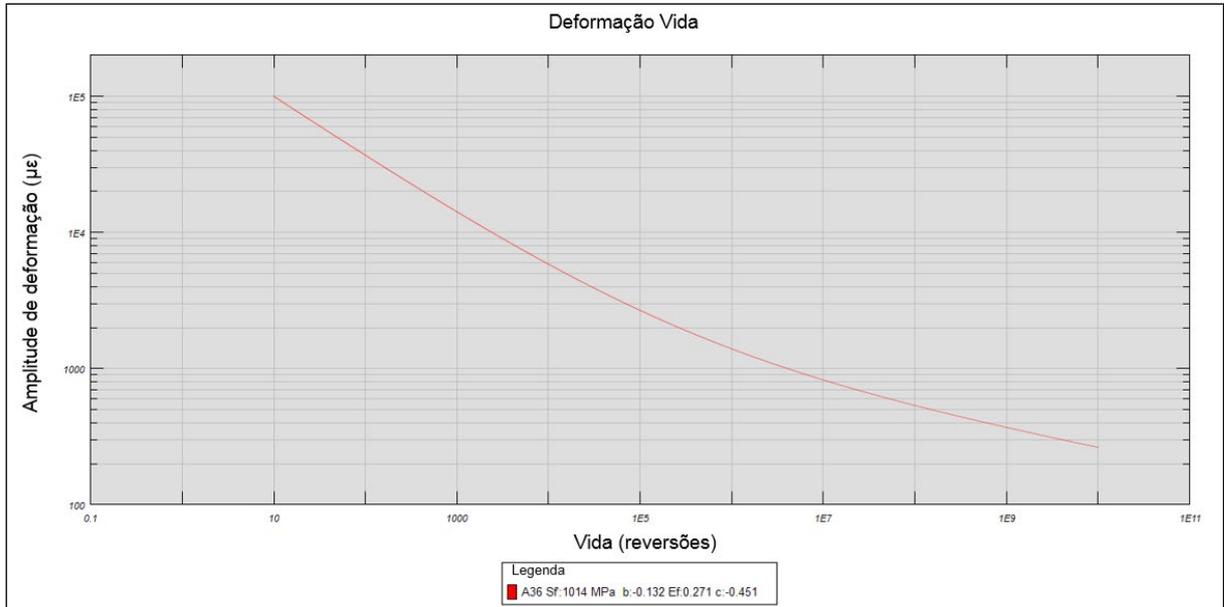


Figura C.1 - Curva de fadiga ϵ - N do material ASTM A36

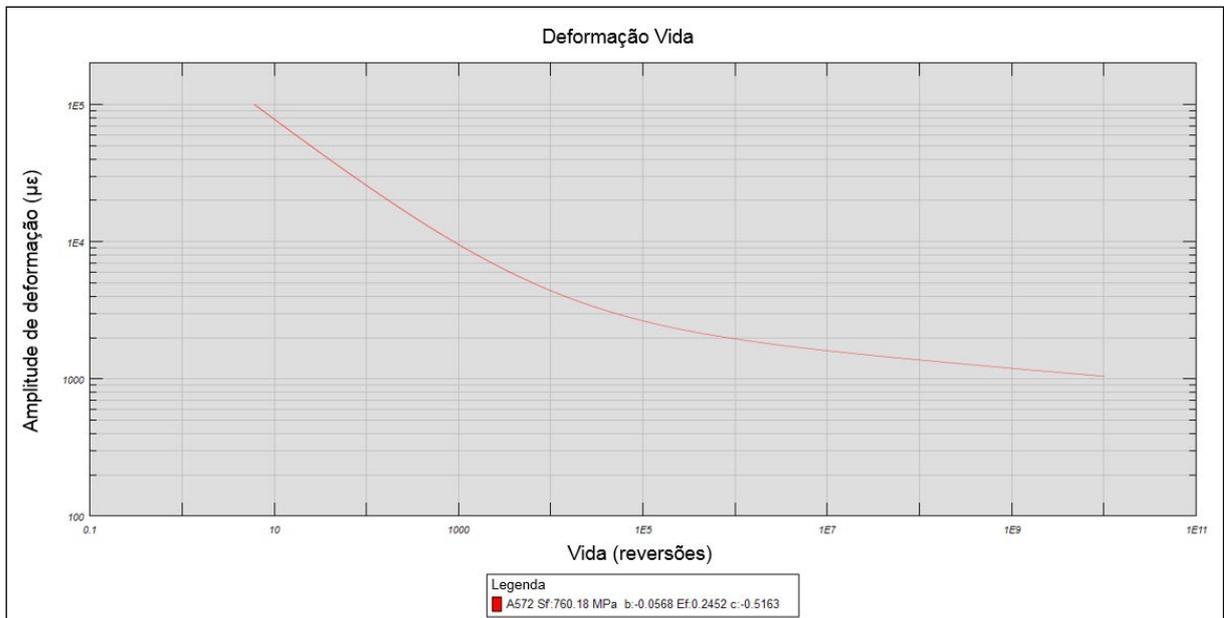


Figura C.2 - Curva de fadiga ϵ - N do material ASTM A572

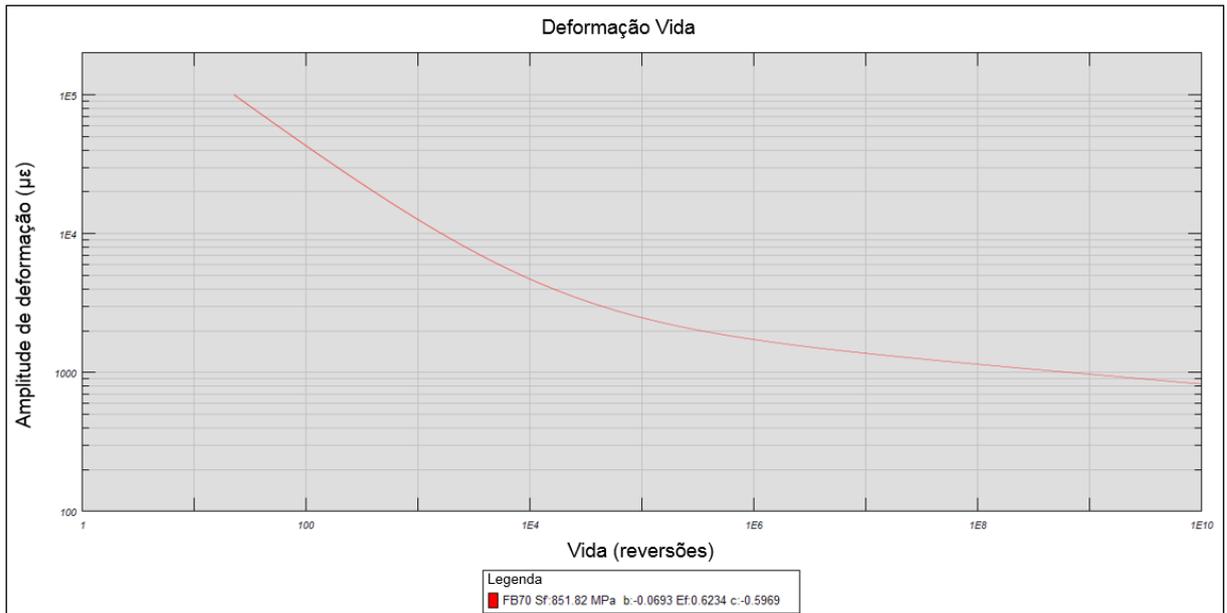


Figura C.3 - Curva de fadiga ϵ - N do material FB70