

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

AVALIAÇÃO DE FADIGA DE UMA CARROCERIA DE ÔNIBUS SUBMETIDA A
DIFERENTES PERFIS DE PISTA

por

Joel Vicente Ciapparini

Dissertação para obtenção do Título de
Mestre em Engenharia

Porto Alegre, Maio de 2012.

AVALIAÇÃO DE FADIGA DE UMA CARROCERIA DE ÔNIBUS SUBMETIDA A
DIFERENTES PERFIS DE PISTA

por

Joel Vicente Ciapparini
Engenheiro Mecânico

Dissertação submetida ao Corpo Docente do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, PROMEC, 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 e Projeto Mecânico

Orientador: Prof. Dr. Walter Jesus Paucar Casas

Co-orientador: Prof. Dr. Jeferson Gonçalves

Aprovado por:

Prof. Dr. Agenor Dias De Meira Junior
UPF/FEAR

Prof. Dr. Ignacio Iturrioz
UFRGS/PROMEC

Prof. Dr. Leandro Luis Corso
UCS/CCET

Prof. Dr. Francis Henrique Ramos França
Coordenador do PROMEC

Porto Alegre, 31 de Maio de 2012.

*Ao meu pai Armando Vicente Ciapparini e
minha mãe Elaine Catarina Bristott Ciapparini*

AGRADECIMENTOS

Ao meu orientador Prof. Walter Jesus Paucar Casas pelos conhecimentos transmitidos, pelo incentivo e ajuda para realização do trabalho, e também por estar sempre disponível para me receber em qualquer hora do dia.

Aos meus pais Armando e Elaine, e minha irmã Cibele, por todo o ensinamento dedicação e carinho, mostrando que com honestidade força de vontade e trabalho sempre conseguiremos alcançar nossos objetivos, e também por sempre estarem me apoiando em todos os momentos, onde sempre estiveram do meu lado incentivando para chegar ao final deste sonho.

A minha namorada Andressa Oliveira Corrêa e toda sua família, pelo carinho, companheirismo, compreensão e apoio, que foram importantíssimos em toda essa caminhada, e também por aguentar e ouvir minhas angústias e preocupações em relação ao trabalho quando as coisas não davam certo.

A Marcopolo S.A pelo apoio que me foi dado, disponibilizando as horas para estudo, ajudando com as despesas de deslocamento para Porto Alegre, ao setor de Engenharia de Desenvolvimento e Experimental, por disponibilizar toda a estrutura e conhecimentos necessários para realização do trabalho.

A empresa Virtual CAE, Leandro e Valmir, por todo o apoio e auxílio necessário para realização do trabalho; pela disponibilidade e atenção que me foram dadas, onde, mesmo em horários comerciais estavam sempre disponíveis para me auxiliar.

A todos meus amigos, especialmente aos colegas do mestrado André Cesário, Ederval Lisboa, Luiz Drehmer, pelas horas que passamos juntos estudando, discutindo teorias, enfim, a todos que de alguma forma foram importantíssimos para a realização deste trabalho.

RESUMO

O conceito de projeto de estruturas de ônibus deve ser determinado em função do carregamento dinâmico ao quais as estruturas são submetidas. Através de procedimentos experimentais e análises numéricas, pode-se avaliar o comportamento da estrutura para diferentes aplicações, variando-se o carregamento e os perfis de pista na qual o ônibus trafega. Carrocerias de ônibus são muitas vezes superdimensionadas, no entanto, empresas encarregadoras de ônibus têm o desafio de construir produtos cada vez mais leves sem afetar sua integridade estrutural. O objetivo deste trabalho é analisar o comportamento estrutural de uma carroceria de ônibus submetida a diferentes perfis de pista, a fim de determinar o nível de exigência em cada uma delas, como também determinar qual sua vida útil para a condição aplicada. Nesse contexto se desenvolve uma metodologia para avaliação de fadiga no domínio do tempo, utilizando programas comerciais face ao case de aplicação a ser resolvido. A análise estrutural dinâmica foi realizada por meio do método de superposição modal, onde as excitações impostas ao modelo foram sinais experimentais de deslocamentos medidos nas regiões dos cubos das rodas do produto, eixo dianteiro e eixo traseiro, quando o mesmo trafegava em perfis de pista tipo: asfalto, paralelepípedo e estrada de chão batido. As tensões obtidas na análise dinâmica foram utilizadas na estimativa de vida em fadiga do ônibus, pelo método do plano crítico. Por fim, compararam-se os valores obtidos nos ensaios práticos com a análise numérica, no intuito de validar a metodologia desenvolvida.

Palavra Chave: Carroceria de ônibus; aquisição de dados; elementos finitos; fadiga no domínio do tempo.

ABSTRACT

The design concept of buses structures must be determined by the dynamic loading to which structures are subjected. It is possible to evaluate the performance of the structure to different applications through numerical analyses and experimental procedures by diversifying loading and runway profiles where buses travel on. Buses bodies are often oversized; however bus builders have the challenge of manufacturing products increasingly lighter without affecting its structural integrity. The purpose of this paper is to analyze the structural performance of a bus body subjected to different runway profiles in order to determine the level of demand in each one of them and also determine its useful life as well. In this context develops a methodology for evaluating the fatigue related to time domain by using specific software to solve those case applications already presented. Dynamic structural analyses was performed by method of superposition, in which stimulus imposed on the model were displacement signs measured in the front and rear axle of wheel hubs product, when buses were travelling on asphalt, paving and unpaved roads. The tension obtained in dynamic analysis was used from estimate fatigue life of buses, through the method of critical plan. Finally, were compared the values obtained in practical tests with numerical analysis in order to validate the methodology developed.

Keywords: Bus Builders, Data Acquisition, Finite Elements, Fatigue Related to Time Domain.

ÍNDICE

LISTA DE FIGURAS	x
LISTA DE SÍMBOLOS	xvi
1 INTRODUÇÃO	1
1.1 Generalidades	1
1.2 Antecedentes	2
1.3 Objetivos do trabalho	7
1.4 Metodologia e organização do trabalho	7
1.5 Revisão bibliográfica	9
2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA	12
2.1 Generalidades	12
2.2 Elementos Finitos	12
2.3 Análises dinâmicas	13
2.3.1 Função Resposta em Frequência para sistemas com N graus de liberdade	13
2.3.2 Soluções de equações de equilíbrio em análises dinâmicas pelo MEF	15
2.3.2.1 Método explícito	16
2.3.2.2 Método implícito	19
2.3.2.3 Método de Newmark	20
2.3.2.4 Superposição modal	21
2.4 Resposta dinâmica de sistemas de vários GDL – Vibrações forçadas	27
2.5 Análise de Fadiga	31
2.5.1 Iniciação e propagação de trinca de fadiga	33
2.5.2 A curva <i>S-N</i> de Wöhler	35
2.5.3 Resistência à fadiga e o limite de resistência à fadiga	38
2.5.4 Fatores modificadores da vida sob fadiga	39
2.5.5 Efeito da tensão média na resistência a fadiga	40
2.5.6 Método do acúmulo de dano	43
2.5.7 Método para contagem de ciclos Rainflow	44
2.5.8 Fadiga Uniaxial e Multiaxial	47
2.5.8.1 Tensão equivalente	48
2.5.8.2 Método de Sines	49
2.5.8.3 Método do plano crítico	51
3 PROJETO DE UMA CARROCERIA DE ÔNIBUS	55
3.1 Generalidades	55
3.2 História do ônibus	55
3.3 Descrição de uma carroceria de ônibus	58
3.3.1 Casulo	59
3.3.1.1 Frente	60
3.3.1.2 - Estrutura traseira	60

3.3.1.3	- Estrutura lateral direita/esquerda	60
3.3.1.4	- Estrutura da base superior	61
3.3.1.5	- Estrutura da base inferior	61
3.3.1.6	- Estrutura do teto	61
3.3.1.7	Chassi	61
3.3.2	Suspensão	64
3.4	Forças dinâmicas que atuam em um ônibus	65
3.4.1	Forças verticais	66
3.4.2	Forças longitudinais	66
3.4.3	Forças transversais	67
4	MATERIAIS E MÉTODOS	68
4.1	Generalidades	68
4.2	Ensaio dos materiais	68
4.3	Ensaio de durabilidade da carroceria	70
4.3.1	Estrada com pavimentação asfáltica	70
4.3.2	Estradas de Paralelepípedo	71
4.3.3	Estrada de chão batido	72
4.4	Aquisição dos sinais	73
4.4.1	Acelerometria	73
4.4.2	Metodologia para aquisição dos sinais dos perfis de pista	74
4.4.3	Equipamentos utilizados nos ensaios de acelerometria	76
4.4.4	Tipos de sinais adquiridos na acelerometria	77
4.4.5	Taxa de amostragem	78
4.4.6	Função de transferência	80
4.4.7	Calibração do modelo	81
5	MODELAGEM NUMÉRICA	87
5.1	Generalidades	87
5.2	Preparação do modelo da carroceria de ônibus	88
5.3	Modelo numérico da carroceria	89
5.4	Propriedade dos materiais	92
5.5	Ligações entre componentes na carroceria	93
5.6	Aplicação das massas na carroceria	94
5.7	Modelo teórico da suspensão	95
5.8	Preparação do modelo para análise dinâmica	98
5.9	Preparação do modelo para análise de fadiga	103
6	ANÁLISE DE RESULTADOS	107
6.1	Generalidades	107
6.2	Resposta dos sinais coletados em diferentes trechos	107
6.2.1	Resposta de aceleração no domínio do tempo	108
6.2.1.1	Perfil asfalto	108
6.2.1.2	Perfil paralelepípedo	110
6.2.1.3	Perfil estrada de chão	112
6.3	Resposta de aceleração no domínio da frequência	114
6.3.1.1	Perfil de asfalto	115
6.3.1.2	Perfil de paralelepípedo	117

6.3.1.3	Perfil de estrada de chão	119
6.4	Análise modal	122
6.5	Análise das tensões	125
6.6	Análise de fadiga	129
7	CONCLUSÕES E RECOMENDAÇÕES	132
7.1	Conclusões	132
7.2	Trabalhos futuros	133
8	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	134
APÊNDICE A	– Resultados adicionais de simulações e testes	138
A.1	Resultados da calibração do ensaio de torção	138
A.2	Espectro de pista com sinais de deslocamento no domínio do tempo	139
A.3	Resultados de tensões obtidas através da análise explícita pelo método das diferenças finitas centrais.	145

LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1 Modelo de uma carroceria de ônibus	2
Figura 1.2 Fases de projeto na <i>Engenharia Sequencial</i>	3
Figura 1.3 Sequência de projeto na <i>Engenharia Preditiva</i>	4
Figura 2.1 Mudança de deslocamento linear	17
Figura 2.2 Superposição modal	22
Figura 2.3 Frequências naturais e modos de vibrar de uma estrutura	23
Figura 2.4 Carregamento periódico	28
Figura 2.5 Carregamento não periódico	28
Figura 2.6 Representação no domínio do tempo e da frequência	29
Figura 2.7 Transformada discreta de Fourier	30
Figura 2.8 Transformada rápida de Fourier	31
Figura 2.9 Falha em avião DC-9	33
Figura 2.10 Corte esquemático da nucleação da trinca por fadiga	34
Figura 2.11 Curva <i>S-N</i> do material a partir de ensaios de fadiga	35
Figura 2.12 Carregamento (a) pulsante, (b) alternado e (c) flutuante	37
Figura 2.13 Carregamento variável em vários carregamentos constantes	38
Figura 2.14 Limite de resistência <i>versus</i> resistência à tração.	38
Figura 2.15 Influência da tensão média no limite de resistência fadiga dos materiais.	40
Figura 2.16 Esquema para construção do diagrama Haigh para um aço	42
Figura 2.17 Regra de Palmgren-Miner	43
Figura 2.18 Carregamento ao longo do tempo	44
Figura 2.19 Ciclo de tensão deformação	45
Figura 2.20 Método Rainflow para contagem de ciclos	46
Figura 2.21 Bloco de carregamentos repetidos em 3 vezes	46
Figura 2.22 Exemplos de fadiga uniaxial e multiaxial	47
Figura 2.23 Esquema representativo do plano de corte	53
Figura 3.1 Ônibus movido a vapor	56
Figura 3.2 Primeiro ônibus a motor	56
Figura 3.3 Ônibus jardineira na década de 20	57
Figura 3.4 Primeira carroceria fabricada pelos irmãos Grassi	58
Figura 3.5 Casulo de uma carroceria de ônibus	60

Figura 3.6 Esquema estrutural de um chassi	62
Figura 3.7 Acoplamento carroceria com chassi	62
Figura 3.8 Chassi motor dianteiro	63
Figura 3.9 Chassi motor traseiro	64
Figura 3.10 Feixe de molas	64
Figura 3.11 Suspensão a ar - folios	65
Figura 3.12 Forças verticais na carroceria	66
Figura 3.13 Forças longitudinais na carroceria	67
Figura 3.14 Forças transversais na carroceria	67
Figura 4.1 Ensaio de tração dos materiais	68
Figura 4.2 Curva não linear do material	69
Figura 4.3. Trajetória para teste de durabilidade da carroceria.	70
Figura 4.4. Estrada com asfalto.	71
Figura 4.5 Estrada de paralelepípedo.	71
Figura 4.6 Estrada de chão batido	72
Figura 4.7 Carroceria Paradiso 1200 em análise	72
Figura 4.8 Instrumento sísmico	73
Figura 4.9 Acelerômetro	74
Figura 4.10 Chassi Scania motor traseiro	75
Figura 4.11 Fixação do acelerômetro roda dianteira	75
Figura 4.12 Fixação do acelerômetro região traseira	76
Figura 4.13 Acelerômetro utilizados	77
Figura 4.14 Front-end 12 canais	77
Figura 4.15 Amostragem de um sinal contínuo $u(t)$	79
Figura 4.16 Diagrama de blocos de um sistema linear	81
Figura 4.17 Condições iniciais ensaio do pêndulo	82
Figura 4.18 Posição de inicial do nó estrutural	82
Figura 4.19 Posição do pêndulo com máxima deformação	83
Figura 4.20 Posição deformada	83
Figura 4.21 Pontos monitorados no ensaio experimental	84
Figura 4.22 Condição do ensaio de torção	85
Figura 4.23 Extensômetros fixados na carroceria	85
Figura 4.24 Aparelhos utilizados na extensometria	86
Figura 5.1 Fluxograma para modelagem virtual	87

Figura 5.2 Modelamento da carroceria	88
Figura 5.3 Modelamento do chassi bug dianteiro	88
Figura 5.4 Modelamento do chassi bug traseiro	89
Figura 5.5 Simplificação do modelo	89
Figura 5.6 Malha dos elementos finitos na carroceria de ônibus	90
Figura 5.7 Detalhe “A” convergência da malha no modelo	91
Figura 5.8 Seleção da formulação do elemento	91
Figura 5.9 Sistema de coordenadas para construção do elemento	92
Figura 5.10 Valores discretos da curva do material utilizado no modelo	93
Figura 5.11 Ligações entre os componentes estruturais	93
Figura 5.12 Representação da massa distribuída na carroceria	94
Figura 5.13 Modelo representativo da suspensão	95
Figura 5.14 Representação da suspensão dianteira	96
Figura 5.15 Representação da suspensão traseira	96
Figura 5.16 Rigidez das suspensões	97
Figura 5.17 Constante de amortecimento	98
Figura 5.18 Fixação da suspensão na longarina do chassi	98
Figura 5.19 Condições de contorno para análise modal da carroceria	99
Figura 5.20 Seleção das quantidades de modos da carroceria	99
Figura 5.21 Definição das curvas dos sinais no modelo	100
Figura 5.22 Input do sinal no modelo da carroceria	100
Figura 5.23 Representação da entrada do sinal na carroceria	101
Figura 5.24 Representação da entrada do sinal no modelo matemático	101
Figura 5.25 Gráfico deslocamento x tempo para os perfis de pista coletados	102
Figura 5.26 Intervalo de tempo entre as respostas de saída	103
Figura 5.27 Fluxograma para preparação do modelo no software Femfat	104
Figura 5.28 Resultados da análise dinâmica importados para o FEMFAT	104
Figura 5.29 Dados de entrada para curva de fadiga conforme norma FKM	105
Figura 5.30 Curva de fadiga obtida no software FEMFAT conforme norma FKM	105
Figura 6.1 Aceleração no domínio do tempo roda dianteira lado esquerdo	108
Figura 6.2 Aceleração no domínio do tempo roda dianteira lado direito	109
Figura 6.3 Aceleração no domínio do tempo roda traseira lado direito	109
Figura 6.4 Aceleração no domínio do tempo roda traseira lado esquerdo	110
Figura 6.5 Aceleração no domínio do tempo roda dianteira lado esquerdo	110

Figura 6.6 Aceleração no domínio do tempo roda dianteira lado direito	111
Figura 6.7 Aceleração no domínio do tempo roda traseira lado direito	111
Figura 6.8 Aceleração no domínio do tempo roda traseira lado esquerdo	112
Figura 6.9 Aceleração no domínio do tempo roda dianteira lado esquerdo	112
Figura 6.10 Aceleração no domínio do tempo roda dianteira lado direito	113
Figura 6.11 Aceleração no domínio do tempo roda traseira lado direito	113
Figura 6.12 Aceleração no domínio do tempo roda traseira lado esquerdo	114
Figura 6.13 Aceleração no domínio da frequência roda dianteira lado esquerdo	115
Figura 6.14 Aceleração no domínio da frequência roda dianteira lado direito	115
Figura 6.15 Aceleração no domínio da frequência roda traseira lado direito	116
Figura 6.16 Aceleração no domínio da frequência roda traseira lado esquerdo	116
Figura 6.17 Aceleração no domínio da frequência roda dianteira lado esquerdo	117
Figura 6.18 Aceleração no domínio da frequência roda dianteira lado direito	117
Figura 6.19 Aceleração no domínio da frequência roda traseira lado direito	118
Figura 6.20 Aceleração no domínio da frequência roda traseira lado esquerdo	118
Figura 6.21 Aceleração no domínio da frequência roda dianteira lado esquerdo	119
Figura 6.22 Aceleração no domínio da frequência roda dianteira lado direito	119
Figura 6.23 Aceleração no domínio da frequência roda traseira lado direito	120
Figura 6.24 Aceleração no domínio da frequência roda traseira lado esquerdo	120
Figura 6.25 Primeiro modo de vibrar da carroceria - $f = 4,6$ Hz	122
Figura 6.26 Segundo modo de vibrar da carroceria - $f = 4,8$ Hz	122
Figura 6.27 Terceiro modo de vibrar da carroceria - $f = 5,57$ Hz	123
Figura 6.28 Quarto modo de vibrar da carroceria - $f = 6,1$ Hz	123
Figura 6.29 Quinto modo de vibrar da carroceria - $f = 6,9$ Hz	123
Figura 6.30 Sexto modo de vibrar da carroceria - $f = 8,26$ Hz	124
Figura 6.31 Sétimo modo de vibrar da carroceria - $f = 9,017$ Hz	124
Figura 6.32 Tensões de Von Mises na carroceria perfil asfalto	126
Figura 6.33 Detalhe das tensões região do rodado traseiro perfil asfalto	126
Figura 6.34 Tensões de Von Mises na carroceria perfil paralelepípedo	127
Figura 6.35 Detalhe das tensões região do rodado traseiro perfil paralelepípedo	127
Figura 6.36 Tensões de Von Mises na carroceria perfil estrada de chão	128
Figura 6.37 Detalhe das tensões região do rodado traseiro perfil paralelepípedo	128
Figura 6.38 Avaliação do veículo após teste de durabilidade	129
Figura 6.39 Trinca na carroceria frente ao rodado traseiro	130

Figura 6.40 Trinca na carroceria atrás ao rodado traseiro	130
Figura 6.41 Dano acumulado da carroceria via MEF	130
Figura 6.42 Detalhe do dano acumulado na região do rodado traseiro	131
Figura A.1 Tensões de Von Mises da carroceria submetida ao ensaio de torção	138
Figura A.2 Desloc. no domínio do tempo roda dianteira lado esquerdo asfalto	139
Figura A.3 Desloc. no domínio do tempo roda dianteira lado direito asfalto	140
Figura A.4 Desloc. no domínio do tempo roda traseira lado direito asfalto	140
Figura A.5 Desloc. no domínio do tempo roda traseira lado esquerdo asfalto	141
Figura A.6 Desloc. no domínio do tempo roda dianteira lado esquerdo paralelepípedo	141
Figura A.7 Desloc. no domínio do tempo roda dianteira lado direito paralelepípedo	142
Figura A.8 Desloc. no domínio do tempo roda traseira lado direito paralelepípedo	142
Figura A.9 Desloc. no domínio do tempo roda traseira lado esquerdo paralelepípedo	143
Figura A.10 Desloc. no domínio do tempo roda dianteira lado esquerdo chão batido	143
Figura A.11 Desloc. no domínio do tempo roda dianteira lado direito chão batido	144
Figura A.12 Desloc. no domínio do tempo roda traseira lado direito chão batido	144
Figura A.13 Desloc. no domínio do tempo roda traseira lado esquerdo est. de chão batido	145
Figura A.14 Tensões de Von Mises na estrutura com perfil de asfalto	145
Figura A.15 Tensões de Von Mises na estrutura com perfil paralelepípedo	146

LISTA DE TABELAS

Tabela 4.1 Ensaio de tração do material obtido em laboratório	69
Tabela 4.2 Testes medidos experimentalmente	78
Tabela 4.3 Comparativo entre resultado experimental x ensaio prático	84
Tabela 5.1 Parâmetro para geração da malha	90
Tabela 6.1 Valores em <i>RMS</i> das acelerações para cada pneu	121
Tabela 6.2 Modos de vibrar <i>versus</i> frequência natural da carroceria	125
Tabela A.1 Resultados de tensão ensaio virtual x ensaio prático	138

LISTA DE SÍMBOLOS

Lista de símbolos

$[M]$	Matriz de massa da estrutura
$[\ddot{U}]$	Matriz de acelerações modais
$[C]$	Matriz de amortecimento da estrutura
$[\dot{U}]$	Matriz de velocidades nodais
$[K]$	Matriz de rigidez da estrutura
$[U]$	Matriz de deslocamentos nodais
$\{F(t)\}$	Matriz de forças nodais variáveis com o tempo
$\{U_0(t)\}$	Vetor de amplitude de oscilação
ω^2	Quadrados das frequências naturais dos n modos de vibrar
t	Tempo
Δt	Variação do tempo
F_n^{ext}	Força externa aplicada
F_n^{int}	Força interna aplicada
F^{hg}	Força resistente de Hourglass
$F^{contact}$	Força de contato
ω_{max}	Frequência natural máxima
$\{u_n\}$	Vetor de deslocamento no tempo t_n
$\{\ddot{u}_n\}$	Vetor de aceleração no tempo t_n
$\{\dot{u}_n\}$	Vetor de velocidade no tempo t_n
$\{u_{n+\Delta t}\}$	Vetor de deslocamento no tempo $t_{n+\Delta t}$
$\{\dot{u}_{n+\Delta t}\}$	Vetor de velocidade no tempo $t_{n+\Delta t}$
$\{\ddot{u}_{n+\Delta t}\}$	Vetor de aceleração no tempo $t_{n+\Delta t}$
$\{u_{n-\Delta t}\}$	Vetor de deslocamento no tempo $t_{n-\Delta t}$
$\{\dot{u}_{n-\Delta t}\}$	Vetor de velocidade no tempo $t_{n-\Delta t}$
$\{F^a\}$	Vetor de força aplicada
Y	Determinação do fator de participação de cada modo de vibrar
α	Função das características das matrizes

n	Ordem da matriz de rigidez
m_k	Metade da largura de banda
S	Número de passos de tempo
P	Matriz de transformação
$X(t)$	Vetor de deslocamento generalizado
t_o	Tempo constante
$x(t)$	Função periódica
τ_{\max}	Tensão cisalhante máxima
K_c	Tenacidade do material
$\Delta\sigma$	Amplitude de tensão
σ_u	Tensão de ruptura
$\Delta\varepsilon$	Amplitude de deformação
σ_r	Diferença entre tensão máxima e mínima
σ_m	Tensão média
σ_a	Tensão alternada
R	Razão de tensão
S_e'	Limite de fadiga para vida infinita do material
S_e	Tensão de resistência a fadiga modificada
k_a	Fator de superfície
k_b	Fator de tamanho
k_c	Fator de carregamento
k_d	Fator de temperatura
k_e	Fator de confiabilidade
k_f	Fator de efeitos diversos
k_{eq}	Fator multiplicador equivalente
K_F	Fator de concentração de tensão
\sqrt{a}	Constante de Neuber
r	Raio do entalhe
S_a	Resistencia alternante
S_m	Resistencia média
M	Média de tendência
D	Dano acumulado
N	Número de ciclos com uma determinada amplitude de tensão

σ_{a1}	Tensão amplitude principal 1
σ_{a2}	Tensão amplitude principal 2
σ_{a3}	Tensão amplitude principal 3
B_f	Número de repetições do bloco para atingir a falha
σ_{\max}	Tensão máxima
σ_{\min}	Tensão mínima
$\bar{\sigma}_a$	Tensão equivalente média
σ_{xm}	Tensão média ortogonal x
σ_{ym}	Tensão média ortogonal y
σ_{zm}	Tensão média ortogonal z
σ_{1a}	Tensão média ortogonal principal 1
σ_{2a}	Tensão média ortogonal principal 2
σ_{3a}	Tensão média ortogonal principal 3
A	Resistência à fadiga para carregamentos uniaxiais alternados
α	Medida da influência da tensão média normal sob a resistência a fadiga
σ_{aeq}	Tensão equivalente alternada
Δ_{Sij}	Diferença entre componentes do tensor de tensão
f_a	Frequência de amostragem
f_N	Frequencia Nyquist
γ_a	Máxima amplitude de deformação cisalhante
$\varepsilon_{a,PMADC}$	Máx. amplitude da def. normal sob o plano de máx. def. cisalhante
$\sigma_{\max,PMADC}$	Tensão normal máxima sob o plano de máx. def. cisalhante

Símbolos gregos

ω	Frequência de vibração
ϕ	Autovetores
λ	Autovalores
Ω	Matriz diagonal
ξ	Parametro amortecimento modal

σ	Tensão
ε	Deformação

Abreviações

nGDL	grau(s) de liberdade
Ld	Lateral direita
Le	Lateral esquerda
DFT	Transformada discreta de Fourier
MEF	Método dos elementos finitos
FRF	Função resposta em frequência
RO	Densidade do material
EPS	Deformação plástica mm/mm
ES	Tensão em ton mm/s ²
FKM	Norma de fadiga
CONTRAN	Conselho nacional de trânsito
S-N	Curva tensão deformação do material
RMS	Root mean square

1 INTRODUÇÃO

1.1 Generalidades

A cada ano, inovações tecnológicas são implantadas nas indústrias do ramo automobilístico. Dentro dessas indústrias, encontram-se a linha de veículos pesados de transporte de passageiros, os ônibus.

Atualmente a procura por esse tipo de transporte é cada vez maior. Com a elevada demanda desse produto há também outras preocupações como a segurança dos usuários e também a durabilidade da carroceria.

Segundo Dias de Meira Junior [2010], pensando na segurança dos usuários de ônibus, órgãos governamentais estudam normas referentes a ônibus com o objetivo de garantir segurança integral ao usuário.

No entanto, outra preocupação é em relação à integridade estrutural da carroceria devido às condições das rodovias serem precárias em determinadas regiões do Brasil. Empresários desejam que estas suportem os diferentes tipos de pavimento sem afetar sua integridade estrutural, fazendo com que seus veículos permaneçam parados somente para manutenção preventiva.

Para as empresas fabricantes de ônibus existe sempre um grande desafio que é construir um projeto de ônibus com redução de peso, atendendo assim normas vigentes e sem afetar a integridade estrutural.

Reduzir peso da carroceria do ônibus implica na redução de espessura das paredes dos tubos, modificações de perfis e alteração do próprio material do tubo utilizado. Porém esse tipo de alteração que busca a melhoria do produto pode acarretar problemas de engenharia como a falha por fadiga da estrutura.

Carrocerias de ônibus são constantemente submetidas a carregamentos cíclicos de forças que, mesmo sendo abaixo da resistência ao escoamento do material utilizado podem levar a falhas como trincas e rupturas. Por esse motivo, qualquer alteração feita na estrutura do ônibus com intuito de reduzir o peso deve levar em conta as implicâncias quanto à integridade estrutural.

Devido aos grandes avanços tecnológicos na área da informática, como, aumento de quantidade de memória disponível para análise de dados e velocidade de processadores, as empresas cada vez mais utilizam ferramentas numéricas como o Método dos Elementos Finitos (MEF) para auxiliar na conceituação e avaliação de seus projetos. Antigamente

resolver um problema com elevado número de graus de liberdade envolvia importantes restrições devido ao elevado custo de processamento como também a limitação técnica de computadores, no entanto, com os avanços da informática podem ser realizadas análises virtuais complexas, validando com ensaios experimentais.

Existem muitas maneiras de se verificar o comportamento estrutural de uma carroceria de ônibus, por exemplo, através de análises estáticas ou pseudo-estáticas avaliando o comportamento sob torção, em curva e pela frenagem; porém, a análise que mostra as regiões mais solicitadas em uma carroceria é quando a mesma é submetida a um carregamento dinâmico real, ou seja, sob um espectro de pista.

Neste trabalho foi realizada uma análise dinâmica e de fadiga de um modelo recente de carroceria de um ônibus, da fabricante Marcopolo, Figura 1.1, avaliando sua integridade estrutural quando submetida a diferentes tipos de pistas.



Figura 1.1 Modelo de uma carroceria de ônibus

Fonte: autor

1.2 Antecedentes

As empresas encarroçadoras de ônibus surgiram no Brasil de forma extremamente acelerada e com recursos financeiros limitados, com isso, desenvolvendo produtos sem estudos estruturais mais formais, obtendo produtos super ou subdimensionados

Em projetos de veículos automotivos, prever adequadamente a durabilidade de um componente estrutural é vital para a redução de custo assim como para estipular prazos de garantia e de manutenção [Hougaz, 2005].

Segundo Morsh, 2001 o processo utilizado no desenvolvimento de ônibus é conhecido pelo processo clássico de projeto ou *Engenharia sequencial*, ver Figura 1.2. Esse modo de projeto tem início com a definição do tipo de produto seguindo por um anteprojeto, em seguida o mesmo é executado baseado em experiências dos funcionários, com dados sigilosos da empresa, e processos básicos de cálculo. Assim que concluído o anteprojeto, é realizado protótipos para avaliações sendo submetido a condições severas de uso. Através de resultados dos testes são realizadas alterações no projeto original quando necessário.

Veículos fabricados com esse tipo de processo são geralmente robustos devido às ferramentas de projeto ser básicas e também porque o nível de correção do projeto, a partir de dados reais normalmente não é grande. Muitas vezes o veículo mesmo em fase de teste já é aprovado e lançado para fabricação.

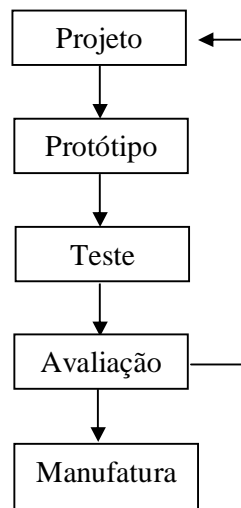


Figura 1.2 Fases de projeto na *Engenharia Sequencial*

Fonte: [Morsh, 2001]

O mercado do ramo de encarroçamento de ônibus está cada vez mais competitivo. Empresários de transportes de passageiros exigem que seus produtos sejam suficientemente robustos para utilização no transporte rodoviário, que tenham suficiente vida útil, mas sem aumentar o peso final do mesmo.

Pensando nesse mercado algumas empresas encarroçadoras de ônibus estão deixando a forma de projeto chamada *Engenharia Sequencial*, e passaram a usar a *Engenharia Preditiva*, muito utilizada nos países do exterior. Este tipo de projeto é mais versátil e pode dispensar ou

minimizar o uso de protótipos. O projeto de um novo produto inicia com análises numéricas em sua conceituação e perfazem análises comparativas entre diversos modelos do produto discretizados, por exemplo, com o método dos elementos finitos, e em seguida após a concepção, avaliação e otimização, o projeto segue para etapa de protótipos e testes.

A engenharia preditiva exige ferramentas de projeto e análises sofisticadas, com isso, seu custo inicial de desenvolvimento é elevado, porém o custo total acaba sendo inferior ao processo tradicional, como também o tempo final de projeto menor.

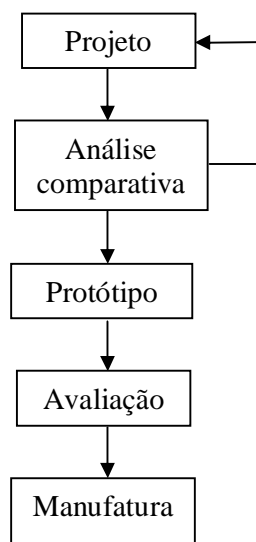


Figura 1.3 Sequência de projeto na *Engenharia Preditiva*

Fonte: adaptada de Morsh, 2001

Quando uma estrutura de ônibus é fabricada, a mesma é submetida por vários testes, pois existem normas para homologação onde estas devem ser atendidas antes de liberada para o mercado. No entanto não existem normas referentes à integridade estrutural no que diz respeito à fadiga de uma carroceria. No Brasil, a maioria das estradas se encontra em condições precárias, solicitando a carroceria cada vez de forma mais exigente e muitas vezes ocorrendo a falha estrutural, deixando seus veículos parados para reforma e trazendo grandes prejuízos as empresas prestadoras de serviço.

As carrocerias de ônibus devem seguir normas específicas para ônibus, onde enfatizam itens de segurança veicular, ruído, vibração e conforto, além de normas de trânsito e procedimentos exigidos pelo fabricante de chassi.

Os veículos para transportes coletivos no Brasil segundo CONTRAN 316/09 ANEXO I, são divididos em dois modelos que são:

M2 - Veículos para transportes de passageiros com mais de oito lugares além do condutor, com peso bruto total inferior ou igual a cinco toneladas.

M3 - Veículos para transporte de passageiros com mais de oito lugares além do condutor e peso bruto total superior a cinco toneladas.

Para esses tipos de veículos existem outras características que é em relação a sua composição (simples, articulado, biarticulado ou duplo piso), e também a sua aplicação dividida em urbano e rodoviário.

Para homologação da carroceria outros ANEXOS devem ser atendidos segundo a Resolução CONTRAN 316/09, que são:

ANEXO II - Ensaio de estabilidade em veículos M2 e M3.

ANEXO III - Procedimento para avaliação estrutural de carrocerias de veículos M2 e M3.

ANEXO IV - Prescrições relativas aos bancos dos veículos M2 e M3 no que se referem as suas ancoragens.

ANEXO V - Prescrições referentes à instalação de cintos de segurança em veículos M2 e M3 de transporte coletivo de passageiros.

ANEXO VI - Estabilidade e sistema de retenção da cadeira de rodas e seus usuários para veículos M2 e M3.

ANEXO VII - Sistema tridimensional de planos de referência em veículos M3.

ANEXO VIII - Dispositivo para destruição dos vidros em janelas de emergência de veículos M2 e M3.

ANEXO IX - Utilização de dispositivo refletivo em veículos M2 e M3 novos e em circulação.

ANEXO X - Proteção anti-intrusão traseira para veículos M3 com motor dianteiro e PBT maior que 14 toneladas (obrigatório somente para as aplicações intermunicipal e rodoviária) cuja altura do para choque exceda a 550 mm em relação ao solo.

ANEXO XI - Identificação da carroceria de veículos M3 (somente para veículos encarroçados).

Avaliando a Resolução CONTRAN 316/09, verifica-se que no ANEXO III se comenta sobre integridade estrutural. No entanto, é focada somente questões de segurança e não a vida útil da carroceria.

No APENDICE 1 do ANEXO III da Resolução CONTRAN 316/09, fala-se sobre a resistência da estrutura frente ao capotamento, onde são realizados testes de carga no teto de um vão de uma carroceria e em seguida tração lateral. Para cada tipo de veículo M2 ou M3,

há uma forma de cálculo para definir a carga necessária para execução dos testes, sendo que, para o ensaio de carga no teto é permitido um deslocamento máximo de setenta milímetros (70 mm), e para tração lateral um deslocamento máximo de cento e quarenta milímetros (140 mm).

Também se encontra na Resolução CONTRAN 316/09 ANEXO III, APÊNDICE 2, ensaios de resistência ao impacto frontal e lateral da estrutura, sendo aplicados para veículos M3 de aplicação rodoviária ou intermunicipal. Para o ensaio de impacto frontal é construído um módulo composto pela estrutura dianteira, o anel resistente imediato e os elementos de união entre ambos, que formam a parte integral da carroceria a ser ensaiada. Para o caso de carrocerias “autoportantes”, o módulo se estenderá até o primeiro elemento resistente transversal, posterior ao local destinado ao motorista.

O dispositivo do ensaio deve ser composto por um pêndulo com menor fator de escorregamento possível em suas articulações, solidário ao dispositivo de fixação do módulo. A distância do pendulo a área de impacto, deve ser de quatro mil e quinhentos milímetros (4500 mm) a cinco mil milímetros (5000 mm) e sua massa com mil quilogramas (1000 kg). Deve-se elevar o pêndulo em sua trajetória normal a uma altura de dois mil milímetros (2000 mm), sobre o ponto de impacto e deixar-se-á cair livremente. Após impacto a deformação longitudinal permanente não poderá ser superior a duzentos milímetros (200 mm).

Para os ensaios de impacto lateral, o veículo onde piso do assento se encontrar a menos de um metro e meio (1,5m) de altura em relação ao nível do solo, devem contar com uma proteção contra impacto lateral esquerdo.

A partir de janeiro de 2012, um novo apêndice foi anexado à Resolução CONTRAN 316/09, onde fala da resistência da superestrutura, ou seja, um novo ensaio para avaliar a estrutura frente ao capotamento. Esse ensaio é somente para veículos rodoviários com exceção de veículos com dois andares, ou seja, Double deck.

O ensaio é dado da seguinte forma.

Coloca-se o veículo em uma plataforma com oitocentos milímetros (800 mm) de altura, obrigando-o seguidamente o veículo capotar para um dos lados. Placas são colocadas no interior do veículo representando o espaço residual, ou seja, sua célula de sobrevivência. A célula de sobrevivência fica fixada debaixo dos pés do passageiro, a trezentos milímetros (300 mm) da face interior da parede lateral do veículo.

O veículo deve encontrar-se de forma acabada, os bancos do condutor e passageiros devem ser ajustados na posição vertical e se regulável em sua posição mais elevada. Portas e janelas fechadas, porém não trancadas, pneus calibrados e tanque de combustível carregado.

Na Resolução do CONTRAN 316/09, não é considerado massa dos passageiros, porém na Resolução Européia ECE/R66-01, que possui as mesmas condições que a norma Brasileira, considera-se a massa dos passageiros.

Este trabalho visa focar a falta de normatividade vigente no Brasil elucidando alguns pontos a serem considerados na avaliação do comportamento à fadiga.

1.3 Objetivos do trabalho

O objetivo principal do trabalho é avaliar o comportamento à fadiga de um modelo de carroceria de ônibus quando submetida a diferentes perfis de pista.

Nesse contexto, os objetivos específicos são:

- Medição dos diversos tipos de pista – aquisição de dados
- Desenvolver uma metodologia de simulação e análise estrutural através de softwares comerciais, aplicada a uma carroceria de ônibus;
- Determinar por análise dinâmica as regiões mais solicitadas da carroceria com validação experimental quando a mesma trafega em diferentes perfis de pista;
- Avaliar o acúmulo de dano da carroceria de um ônibus quando submetido aos principais tipos de pavimentos considerados;

1.4 Metodologia e organização do trabalho

Diante de exigências que o mercado impõe, as empresas buscam custos de desenvolvimento cada vez menores, logo se torna imprescindível o uso de ferramentas de simulação virtual no processo de desenvolvimento de produtos. Protótipos virtuais multifuncionais substituem os onerosos protótipos físicos. Outra vantagem competitiva de uso dessa ferramenta é a capacidade da empresa reduzir significativamente seu tempo de desenvolvimento, aumentando sua capacidade de introduzir produtos novos no mercado [Shneider,1998].

Algumas metodologias já existem na literatura, porém são normalmente aplicados a produtos de pequeno porte e em condições de carregamentos poucos complexos. As metodologias de desenvolvimento para veículos normalmente são incompletas e baseadas em

parâmetros obtidos no exterior. Em virtude da grande deterioração da malha viária esses parâmetros acabam sendo menos severos que a realidade. As normas de projeto de países desenvolvidos são voltadas para pavimentos de qualidade muito superiores às de estradas brasileiras [Hougaz 2005].

Este trabalho apresenta uma metodologia para análise dinâmica e de fadiga em uma estrutura de ônibus quando submetida a diferentes tipos de pavimento, avaliando seu comportamento estrutural e o dano acumulado para as condições de pista adquiridas.

Esta dissertação está estruturada em sete capítulos. Também para um melhor entendimento da metodologia de pesquisa realizada cada capítulo está descrita nos parágrafos que seguem.

No primeiro capítulo se introduz sobre o tema de integridade estrutural de uma carroceria de ônibus, abordando normas vinculadas a esse produto e desafios que os fabricantes enfrentam para garantir um produto com baixo peso e sem afetar sua integridade estrutural. Também será apresentada uma pesquisa bibliográfica, envolvendo trabalhos dos anos mais recentes relacionados ao tema de pesquisa.

No segundo capítulo apresenta-se a fundamentação teórica que envolve a dissertação. Será apresentada uma introdução sobre métodos dos elementos finitos, e os tipos de análises que podem ser realizadas. Em seguida serão apresentadas formulações de análise dinâmica e o método utilizado em análise explícita e análises implícitas dinâmicas. Ainda neste capítulo apresentam-se conceitos sobre fadiga envolvendo fadiga uniaxial, fadiga multiaxial, o método Rainflow para contagem de ciclos e a metodologia para avaliação do dano do FEMFAT, software utilizado para análise de fadiga.

No terceiro capítulo será apresentada uma descrição do produto e seus antecedentes, como também, todos os componentes que dão forma ao veículo em estudo.

No quarto capítulo será mostrado o ensaio de tração do material utilizado em diversas partes da carroceria, testes de durabilidade em que o veículo em estudo foi submetido, como também a metodologia utilizada para aquisição dos sinais, utilizando acelerômetros e extensômetros.

No quinto capítulo será apresentada a metodologia utilizada para preparação do modelo de ônibus pelo método dos elementos finitos, como também, a metodologia utilizada para preparação do modelo para análise de fadiga utilizando o software FEMFAT.

No sexto capítulo serão apresentados os resultados obtidos das coletas dos sinais, como também os modos de vibração da carroceria e as tensões de Von Mises para os três tipos de perfis de pista que foram considerados. Em seguida será apresentado o estudo de fadiga com acúmulo de dano e número de ciclos que a estrutura em estudo suportará, comparando com os testes práticos. Para esse estudo será considerado somente um perfil de pista, porém como uma combinação com os diferentes tipos de pavimentos avaliados.

No capítulo sete se apresenta as conclusões advindas da metodologia desenvolvida, os resultados das aquisições dos sinais, resultados de tensão obtida da análise dinâmica e de fadiga da carroceria em questão, e também as recomendações para trabalhos futuros.

1.5 Revisão bibliográfica

Segundo Alves Filho, 2005 os métodos analíticos clássicos permitiam, a partir da solução das equações diferenciais, calcular a resposta exata dos deslocamentos, deformações e tensões nas estruturas em todos os seus pontos. Contudo, essas soluções eram válidas apenas para sistemas de geometria simples com condições de apoio e carregamento simples.

Essas técnicas foram complementadas por meio das técnicas de discretização de sistemas contínuos. Ao tratar o sistema estrutural como um sistema discreto calculam-se os deslocamentos de alguns pontos da estrutura, chamado de nós do modelo. Se o número de pontos discretos escolhido é suficiente para representar o deslocamento da estrutura inteira de forma aproximada, é possível calcular as deformações e tensões. Essa é a ideia básica do modelo dos elementos finitos (MEF).

Whitcomb, 1993, lembra que apesar dos avanços na tecnologia dos computadores existe ainda necessidade de métodos computacionais mais eficientes para realizar análise de tensões. Uma aproximação que recebe importante atenção é a metodologia de análise global- local de elementos finitos.

Varghese ,2003, expõe que a técnica de análise global-local já existia de alguma forma antes do desenvolvimento do método dos elementos finitos. Essa técnica começou a ser bastante utilizada quando começou a ser utilizado o método dos elementos finitos no projeto de grandes estruturas como aviões e automóveis. Dessa forma conseguem-se bons resultados com modelos globais, relativamente simples, e com modelos locais dos pontos críticos bem refinados.

Segundo Fonseca, 2002, o MEF é seguramente o processo que mais tem sido usado para resolver problemas de engenharia de forma acessível. Spyrakos [1994] afirma que em situações onde é difícil de desenvolver uma formulação analítica do problema, o método dos elementos finitos tem provado ser um dos mais confiáveis para atacar o problema. Bathe [1996] já comentava que o MEF era amplamente utilizado nos estudos de engenharia e que se poderia esperar um aumento significativo do seu uso nos anos que viriam.

Segundo Fonseca, 2002, o MEF é muito utilizado face à analogia física direta que estabelece, com seu emprego, entre o sistema físico real (a estrutura em análise) e o modelo, (malha de elementos finitos). Dessa maneira o MEF se difundiu fortemente na indústria automobilística para a análise estrutural [Alves, 2000].

Em relação a carrocerias de ônibus alguns trabalhos já foram desenvolvidos na Universidade do Rio Grande do Sul envolvendo segurança veicular e vibração como:

Walber, 2009, desenvolveu uma metodologia de análise dinâmica em um modelo numérico de carroceria de ônibus, considerando poltronas e chassi. O modelo numérico foi submetido a medições experimentais permitindo visualizar os efeitos vibratórios na estrutura da poltrona, propondo uma mudança de projeto a fim de minimizar tais efeitos.

Tech, 2009, apresenta uma proposta de metodologia para a otimização estrutural da carroceria de um ônibus sob condição de tombamento utilizando algoritmos genéticos. O modelo simplificado de elementos finitos da carroceria é construído com elementos de viga e, nos locais com grande deformação plástica localizada, são acrescentadas rótulas plásticas à estrutura. Para caracterizar as rótulas plásticas são utilizados métodos experimentais e numéricos. Desse trabalho são obtidas as variáveis dimensionais com menor peso da estrutura da carroceria que melhor atendem as condições de tombamento.

Dias de Meira Junior, 2010, desenvolveu uma metodologia para otimizar, empregando o método dos algoritmos genéticos, estruturas unifilares formadas por barras flexíveis e/ou rígidas unidas através de juntas não lineares. O ajuste da rigidez não linear das juntas esféricas e translacionais que simulam o comportamento dos elementos estruturais é obtido a partir de análises de modelos em elementos finitos de casca que capturam o comportamento do tubo de parede fina ou por métodos analíticos. Este trabalho apresenta uma metodologia para avaliação de segurança de estruturas sob ação de impacto frontal, e a partir dela, propor alternativas para prover a estrutura do ônibus da capacidade de absorver toda energia produzida durante o evento de impacto.

Peres, 2006, desenvolveu uma metodologia para simulação e análise de combinação veicular de transporte de carga, onde, através do histórico de tensões realizou-se uma análise de confiabilidade quanto à probabilidade de falha por sobrecarga em cada pavimento. Já a análise de fadiga é realizada através de duas metodologias, uma estatística e a segunda clássica. Na metodologia estatística foi empregado um modelo de acúmulo de dano baseado na frequência média de excitação. A metodologia clássica utilizada é a de Wohler e consiste na contagem de ciclos através do método de Rainflow, correção da tensão média por Goodman e cálculo de dano por Palmgren-Miner.

Nardello, 2005, caracterizou perfis de pista através de um modelo matemático, o que foi possível através da densidade espectral de potência. Foi utilizado o modelo matemático de um veículo e submetido a trafegar pelos perfis de pistas amostrados e obtida a resposta de saída, do modelo, em função da sua resposta em frequência.

Morsh, 2001, desenvolveu uma formulação para analisar a estrutura de um ônibus submetida a cargas dinâmicas com excitação na base. Foi realizada uma análise de fadiga no domínio da frequência, onde um dos motivos para esta análise é o tempo gasto na solução completa do problema quando comparada com uma solução no domínio do tempo.

2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

2.1 Generalidades

Neste capítulo apresentam-se definições sobre os conceitos utilizadas para a execução do trabalho. Será feita uma abordagem dos tipos de métodos utilizados em elementos finitos para resolver equações dinâmicas com integração direta. Em seguida uma abordagem sobre vibrações forçadas com carregamentos espectrais, e por fim serão apresentadas teorias de fadiga uniaxial e multiaxial e metodologia conforme software FEMFAT.

2.2 Elementos Finitos

Segundo Azevedo, 2003, o método dos elementos finitos (MEF), tem como objetivo determinar o estado de tensão e deformação de um sólido de geometria arbitrária sujeito a ações exteriores. Este tipo de cálculo tem a qualificação genérica de análises de estruturas e, surge no estudo de edifícios, barragens, pontes e entre outros. Quando é necessário fazer um projeto de uma estrutura, o comum é fazer uma sequência de análise e modificações de suas características, com o objetivo de alcançar uma solução satisfatória, tanto em termos econômicos, quanto na verificação dos pré-requisitos funcionais e regulamentares.

A formulação do MEF pode ser baseada no método dos deslocamentos, em modelos de equilíbrio ou em métodos híbridos e mistos. De todos estes métodos o que representa uma maior simplicidade é o método dos deslocamentos. Associados a ele surgem muitos conceitos na área de estruturas reticuladas, como por exemplo, noções de grau de liberdade, deslocamentos generalizados, forças generalizadas, equilíbrio, matriz de rigidez, vetor sollicitação, introdução de condições de apoio, entre outros.

Segundo Azevedo, 2003, quando surge um problema para análise de uma estrutura a primeira questão é a classificação quanto à geometria modelo do material e ações aplicadas. O modelo que o método dos elementos finitos é formulado é aplicado conforme a situação do problema.

Os tipos de análises utilizadas são análises estáticas ou dinâmicas, análise linear ou não linear, reticulada, sólida ou laminares.

2.3 Análises dinâmicas

Segundo Azevedo, 2003, as ações sobre a estrutura são em geral dinâmicas, devendo ser consideradas as forças de inércia agregadas as acelerações a que cada um de seus componentes fica sujeito.

Segundo Boessio, 2002, muitos artigos abordando a solução de problemas dinâmicos referem-se a formulações nas quais o interesse é analisar a interação dinâmica entre veículo e o pavimento, objetivando determinar os esforços resultantes na via.

2.3.1 Função Resposta em Frequência para sistemas com n graus de liberdade

Antes de se definir a FRF para um sistema com “ n ” graus de liberdade, deve-se apresentar a solução da equação do equilíbrio dinâmico para sistemas com n GDL.

A equação (2.1) que descreve o comportamento dinâmico de estruturas com n GDL, é dada pela equação (2.1). [Alves Filho, 2005]:

$$[M][\ddot{U}] + [C][\dot{U}] + [K][U] = \{F(t)\} \quad (2.1)$$

Onde,

$[M]$ = Matriz de massa da estrutura;

$[\ddot{U}]$ = Matriz de acelerações nodais;

$[C]$ = Matriz de amortecimento da estrutura;

$[\dot{U}]$ = Matriz de velocidades nodais;

$[K]$ = Matriz de rigidez da estrutura;

$[U]$ = Matriz de deslocamentos nodais;

$\{F(t)\}$ = Matriz de forças nodais variáveis com o tempo.

A análise modal, a Equação (2.1) pode ser resolvida ignorando o amortecimento e assumindo que $\{F(t)\}$ é nulo, ou seja, considerando a estrutura sob vibração livre sem amortecimento. O amortecimento pode ser ignorado na análise modal por possuir pequena influência na frequência natural e nos modos de vibrar. Ver Equação (2.2). [Alves Filho, 2005]:

$$[M]\{\ddot{U}\} + [K]\{U\} = 0 \quad (2.2)$$

Admitindo que durante a vibração livre cada grau de liberdade da estrutura executa um movimento harmônico, tem-se que:

$$\{U(t)\} = \{U_0(t)\} \text{sen}(\omega t) \quad (2.3)$$

onde:

$\{U_0(t)\}$: é o vetor das amplitudes de oscilação.

A segunda derivada da Equação (2.3) é dada por:

$$\{\ddot{U}(t)\} = -\{U_0(t)\} \omega^2 \text{sen}(\omega t) \quad (2.4)$$

Substituindo as Equações (2.3) e (2.4) na Equação (2.2) temos:

$$([K] - \omega^2 [M]) \cdot \{U_0\} = 0 \quad (2.5)$$

A solução trivial da Equação (2.5) é dada para $\{U_0\} = 0$, o que não representa vibrações na estrutura. A solução não trivial é obtida para $([K] - \omega^2 [M]) = \{0\}$, tendo como incógnita ω^2 , que é resolvida como segue:

$$\det([K] - \omega^2 [M]) = 0 \quad (2.6)$$

onde:

ω^2 : são os quadrados das frequências naturais dos n possíveis modos de vibrar da estrutura.

Substituindo ω^2 por λ , resultando a Equação (2.7) de frequência do sistema.

$$\det([K] - \lambda [M]) = 0 \quad (2.7)$$

onde:

λ são os autovalores do sistema.

Os autovalores λ são as raízes do polinômio característico, dado pela equação (2.8):

$$p(\lambda) = \det([K] - \lambda \cdot [M]) \quad (2.8)$$

Cada autovalor corresponde a um modo de vibrar, dado pelos autovetores, no entanto escreve-se conforme equação (2.9).

$$([K] - \lambda_i \cdot [M]) \cdot \{\phi_i\} = \{0\} \quad (2.9)$$

Através das Equações (2.8) e (2.9), é possível definir as frequências naturais da estrutura dados pelos autovalores, e os modos de vibrar associados a estas frequências dados pelos autovetores.

2.3.2 Soluções de equações de equilíbrio em análises dinâmicas pelo MEF

Partindo da Equação (2.1), tem-se um sistema de equações diferenciais lineares de segunda ordem. Para resolver um sistema com várias equações, deve-se ter em mente que essas equações diferenciais não são independentes entre si, assim como os movimentos dos vários nós do modelo. Da mesma maneira que o movimento de um nó está acoplado ao movimento dos outros nós, as equações diferenciais que traduzem esses movimentos também estão. Para estabelecer soluções do sistema de equações existem dois grandes caminhos.

- Equações diferenciais não independentes entre si pode-se tentar integrar o sistema de equações diferenciais de forma direta. Neste procedimento antes de se iniciar a integração nenhuma transformação do sistema de equações é efetuada.
- Há certas situações físicas, como, por exemplo, ao se abordar sistemas lineares em que a resolução do sistema de equações diferenciais pode ser efetuada aproveitando-se “certas facilidades” [Alves Filho, 2005]. Em vez de iniciar a integração do sistema de equações de forma simultânea, pode se transformar o sistema de forma equivalente, ou seja, desacoplando o sistema de equações, sendo possível resolver os problemas

independentemente e em seguida superpor os resultados para obter respostas de interesse.

2.3.2.1 Método explícito

Solução do deslocamento em um dado instante é baseada nas condições de equilíbrio dos instantes anteriores. As velocidades e acelerações nodais são determinadas no instante central t , a partir dos instantes separados por Δt , ou seja, $(t+\Delta t)$ e $(t-\Delta t)$. Alguns softwares comerciais de elementos finitos como Ansy/Ls_dyna, Abaqus, possuem o método de integração explícita, através do método das diferenças finitas centrais. O método explícito usa a equação (2.10) para obter as soluções.

$$\{\ddot{u}_n\} = [M^{-1}](\{F_n^{ext}\} - F_n^{int}) \quad (2.10)$$

onde,

F_n^{ext} = Força externa aplicada

F_n^{int} = Força interna aplicada

$$F_n^{int} = \Sigma \left(\int B^T \sigma_n d\Omega + F^{hg} \right) + F^{contact} \quad (2.11)$$

onde

F^{hg} = Força resistente de Hourglass

$F^{contact}$ = Força de contato

O método explícito calcula as acelerações através da inversão da matriz massa, como a matriz massa possui termos somente nas diagonais o tempo computacional para essa operação não é alto. Para análise não linear, as equações são desacopladas podendo ser resolvidas diretamente sem a inversão da matriz de rigidez. Todas as não linearidades (contatos) estão incluída no vetor força interna ou de contato, onde para esta operação encontra-se o maior custo computacional da análise, o custo da CPU é proporcional ao tamanho do modelo de elementos finitos.

Para os métodos explícitos os pequenos incrementos de tempo são necessários para manter a estabilidade do sistema. O limite de estabilidade para uma análise explícita é que o incremento de tempo máximo deve ser inferior ao valor crítico de transição para uma onda de dilatação ou qualquer elemento da malha.

$$\Delta t \leq \Delta t^{critico} = \frac{2}{\omega_{max}} \quad (2.12)$$

onde,

ω_{max} = Frequência natural máxima

Devido ao incremento de tempo muito pequeno o método explícito é útil para análises transiente. Verificação de convergência em análises explícitas não é necessária, pois as equações são desacopladas. O método explícito é adequado para análises onde envolve impactos, explosões e grandes deformações.

2.3.2.1.1 Método das diferenças finitas centrais

O método das diferenças finitas centrais é usado para integração explícita e baseia-se na expressão de diferenças finitas no tempo para velocidades e acelerações.

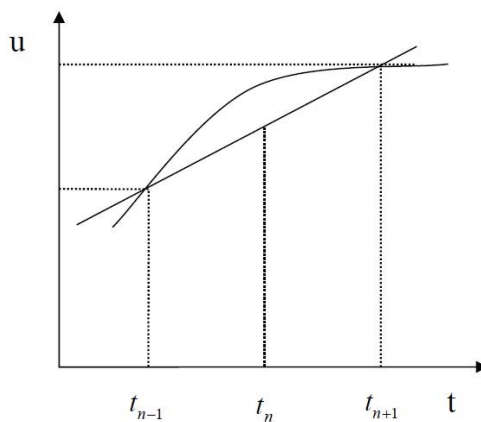


Figura 2.1 Mudança de deslocamento linear

Fonte: adaptadas de Satish,2005

Segundo Bathe [1996], o método das diferenças centrais é conforme as equações que seguem.

$$\{\dot{u}_n\} = \frac{\{u_{n+1}\} - \{u_{n-1}\}}{2\Delta t} \quad (2.13)$$

$$\{\ddot{u}_n\} = \frac{1}{\Delta t^2} (\{u_{n+1}\} - 2\{u_n\} + \{u_{n-1}\}) \quad (2.14)$$

onde,

$\{u_n\}$ = Vetor de deslocamento no tempo t_n ;

$\{\ddot{u}_n\}$ = Vetor de aceleração no tempo t_n ;

$\{\dot{u}_n\}$ = Vetor de velocidade no tempo t_n ;

$\{u_{n+1}\}$ = Vetor de deslocamento no tempo $t_n + \Delta t$;

$\{\dot{u}_{n+1}\}$ = Vetor de velocidade no tempo $t_n + \Delta t$;

$\{\ddot{u}_{n+1}\}$ = Vetor de aceleração no tempo $t_n + \Delta t$;

$\{u_{n-1}\}$ = Vetor de deslocamento no tempo $t_n - \Delta t$;

$\{\dot{u}_{n-1}\}$ = Vetor de velocidade no tempo $t_n - \Delta t$;

As equações (2.13) e (2.14) são obtidas através da expansão da série de Taylor sobre o tempo $n\Delta t$.

$$\{u_{n+1}\} = \{u_n\} + \Delta t \{\dot{u}_n\} + \frac{\Delta t^2}{2} \{\ddot{u}_n\} + \frac{\Delta t^3}{6} \{\ddot{\ddot{u}}_n\} + \dots \quad (2.15)$$

$$\{u_{n-1}\} = \{u_n\} - \Delta t \{\dot{u}_n\} + \frac{\Delta t^2}{2} \{\ddot{u}_n\} - \frac{\Delta t^3}{6} \{\ddot{\ddot{u}}_n\} + \dots \quad (2.16)$$

A solução de deslocamento para o tempo $t_n + \Delta t$ é obtido considerando a equação (2.17):

$$[M][\ddot{U}] + [C][\dot{U}] + [K][U] = \{F^a\} \quad (2.17)$$

onde,

$\{F^a\}$ = Vetor de força aplicada;

Substituindo as relações $\{\ddot{u}_n\}$ e $\{\dot{u}_n\}$ das equações (2.13) e (2.14) temos:

$$\left(\frac{1}{\Delta t^2} [M] + \frac{1}{2\Delta t} [C] \right) \{u_{n+1}\} = \{F^a\} - \left([K] - \frac{2}{\Delta t^2} [M] \right) \{u_n\} - \left(\frac{1}{\Delta t^2} [M] - \frac{1}{2\Delta t} [C] \right) \{u_{n-1}\} \quad (2.18)$$

Em geral quanto menor o valor de Δt , mais precisa é a solução, mas o custo computacional é maior. Método das diferenças finitas centrais não necessita da fatoração da matriz de rigidez para cada passo da solução. O método é aplicado apenas quando a matriz de massa é concentrada, ou seja, os termos nas diagonais. Para representar um caso sem amortecimento será representada através da equação (2.19).

$$\left(\frac{1}{\Delta t^2} [M]\right) u_{n+1} = F^{eff} \quad (2.19)$$

Onde,

$$F^{eff} = F^a - \left([K] - \frac{2}{\Delta t^2} [M]\right) \{u_n\} - \left(\frac{1}{\Delta t^2} [M]\right) \{u_{n-1}\} \quad (2.20)$$

Se a matriz de massa é diagonal o sistema de equação (2.17) pode ser resolvido sem fatoração de uma matriz. Somente será necessária a multiplicação da matriz no lado direito do vetor de força aplicada, após os deslocamentos são obtidos utilizando a equação (2.21).

$$u_{n+1} = F^{eff} \left(\frac{\Delta t^2}{[M]}\right) \quad (2.21)$$

A vantagem de utilizar o método das diferenças centrais na forma da equação (2.21), é que a matriz de rigidez não precisa ser calculada. Utilizando este método é possível resolver problemas de ordem elevadas de forma muito eficaz.

2.3.2.2 Método implícito

Este método considera a condição de equilíbrio no próprio instante $(t+\Delta t)$. Softwares comerciais de elementos finitos como Ansys, utiliza o método de Newmark para soluções de problemas dinâmicos. O método implícito utiliza a equação (2.22) para obter as soluções.

$$\{u_{n+1}\} = [K]^{-1} \{F_{n+1}^a\} \quad (2.22)$$

O método de integração implícita inverte a matriz de rigidez e calcula para cada incremento do tempo um deslocamento. Para problemas lineares o método implícito é instável devido ao incremento de tempo grande, e para problemas não lineares o pequeno incremento de tempo pode dificultar a convergência do modelo. Embora a verificação de convergência seja realizada dentro do software não é garantido para problemas altamente não lineares serem resolvidos pelo método implícito.

O método implícito para problemas dinâmicos é dividido em método de Houbolt, método Θ Wilson, método de Newmark e o método de superposição modal.

2.3.2.3 Método de Newmark

O método implícito é um método utilizado pelo software Ansys Workbench V.13.1. Em problemas dinâmicos, as equações podem ser escritas conforme equação (2.23) [Ls_Dyna,1999]

$$[M]\ddot{u}^{n+1} + [C]\dot{u}^{n+1} + [K]_t(x^n)\Delta u = P(x^n)^{n+1} - F(x^n) \quad (2.23)$$

onde,

[M] = matriz de massa

[C] = matriz de amortecimento

$u^{n+1} = x^{n+1} - x^0 =$ vetor de deslocamento nodal

$\dot{u}^{n+1} =$ velocidades nodais no tempo n+1

$\ddot{u}^{n+1} =$ acelerações nodais no tempo n+1

O tempo de integração é incondicionalmente estável em um passo de tempo, o método de Newmark é dado por:

$$\ddot{u}^{n+1} = \frac{\Delta u}{\beta \Delta t^2} - \frac{\dot{u}^n}{\beta \Delta t} - \frac{1}{\beta} \left(\frac{1}{2} - \beta \right) \ddot{u}^n \quad (2.24)$$

$$\dot{u}^{n+1} = \dot{u}^n + \Delta t(1 - \gamma)\ddot{u}^n + \gamma \Delta t \ddot{u}^{n+1} \quad (2.25)$$

$$x^{n+1} = x^n + \Delta u \quad (2.26)$$

onde,

Δt = passo de tempo;

β e γ = parâmetros livres de integração.

Para $\gamma = \frac{1}{2}$ e $\beta = \frac{1}{4}$, o método converge para o método trapezoidal e a energia é conservada.

Se $\gamma > \frac{1}{2}$ e $\beta > \frac{1}{4} \left(\frac{1}{2} + \gamma \right)^2$, o amortecimento numérico é induzido na solução que leva a uma perda de energia, utilizado pelo método implícito.

2.3.2.4 Superposição modal

Segundo Alves Filho, 2005, uma estrutura com diversos graus de liberdade apresenta diversos modos de vibração. Para determinar como a mesma responde dinamicamente ao carregamento externo, o passo inicial é determinar os modos de vibração através da “análise modal”, que reflete o comportamento dinâmico básico da estrutura que constitui uma indicação de como responderá ao carregamento dinâmico atuante sobre ela. A determinação da resposta dinâmica está fundamentada na hipótese de superposição modal, ver Figura 2.2.

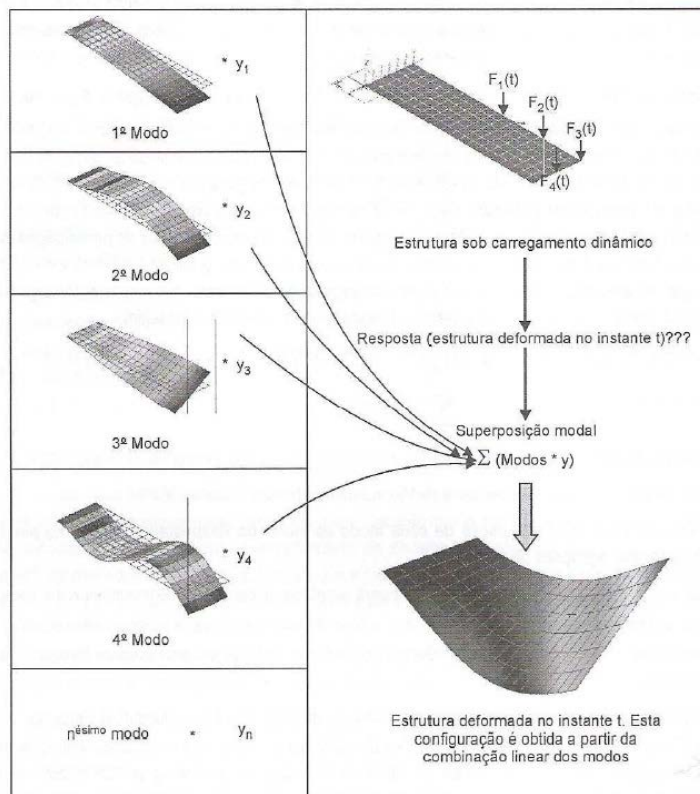


Figura 2.2 Superposição modal

Fonte: Alves Filho, 2005

Analisando a figura acima, a estrutura está sujeita ao carregamento dinâmico, indicado pelas forças $F_1(t)$, $F_2(t)$ e $F_4(t)$ que atuam nos nós representados, no entanto, deseja-se determinar a configuração deformada da estrutura em um instante t qualquer. A superposição modal é obtida na hipótese de deformada em um dado instante somando as configurações de cada modo resultando na configuração deformada da estrutura. Essa soma de cada modo é multiplicada por um coeficiente que representa a importância do respectivo modo no cálculo de resposta dinâmica. Esses fatores de participação variam de instante para instante, onde, ao somar as combinações lineares, terão a resposta diferente para cada instante. Com isso é possível construir o histórico da estrutura ao longo do tempo, podendo ser representada pela equação (2.27).

$$RESP_DINAMICA = (1^o\ MODO)Y_1 + (2^o\ MODO)Y_2 + (n^o\ MODO)Y_N \quad (2.27)$$

$$Y_N = \sum (MODOS * Y)$$

onde,

y_n : Resposta dinâmica

y : Determinação do fator de participação de cada modo de vibrar na resposta (y_1, y_2, \dots, y_n).

Em relação ao cálculo dos modos e frequências naturais de vibração, o amortecimento não é considerado pelo fato de o amortecimento em vibrações de estruturas acontecer em baixas frequências. As frequências naturais e os modos de vibrar de uma estrutura praticamente independem do amortecimento quando é pequeno, ou seja, tanto faz calcular as frequências com ou sem amortecimento, ver Figura 2.3.

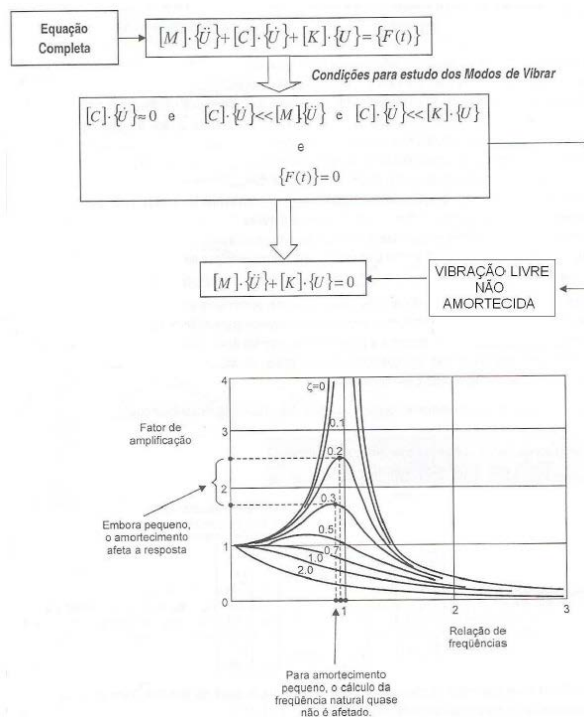


Figura 2.3 Frequências naturais e modos de vibrar de uma estrutura

Fonte: Alves Filho, 2005

Ao se calcular as frequências naturais e os modos de vibrar de uma estrutura utilizando softwares de análise por elementos finitos, o mesmo considera nulo o amortecimento, mas mesmo sendo pequeno o amortecimento presente, o mesmo tem forte influência na resposta da estrutura sob ação do carregamento dinâmico.

O método de superposição modal consiste na transformação de coordenadas passando de coordenadas geométricas para coordenadas modais. Essa transformação permite trocar o sistema de N equações de movimento de um sistema acoplado para um sistema de equações independentes.

Este método permite avaliar a resposta de qualquer estrutura elástica linear cujo deslocamentos são obtidos em função de um conjunto finito de N graus de liberdade onde são amortecidos e podem ser expresso por meio de relações de amortecimentos modais.

A seguir será apresentado passo a passo a metodologia para resolver problemas através do método de superposição modal.

1º Passo:

Partindo da equação do movimento

$$[M][\ddot{v}] + [C][\dot{v}] + [K][v] = \{p(t)\} \quad (2.28)$$

2º Passo:

Determinação das frequências naturais, para o caso de vibrações livres não amortecidas.

$$([K] - \omega^2[m])\{\hat{v}\} = \{0\} \quad (2.29)$$

Determinam-se as formas modais $\{\phi\}$ e as frequências correspondentes $\omega_n, (n = 1, N)$

3º Passo: Carga e massa generalizada

Usando cada vetor modal $\{\phi\}$ se calcula a massa generalizada e a carga generalizada para cada modo

$$M_n = \{\phi_n\}^T [m] \{\phi_n\} \quad (2.30)$$

A equação (2.30), representa a massa generalizada em coordenadas normais para o modo n .

$$K_n = \{\phi_n\}^T [k] \{\phi_n\} \quad (2.31)$$

A equação (2.31), representa a rigidez generalizada em coordenadas normais para modo n .

$$p_n(t) = \{\phi_n\}^T \{p(t)\} \quad (2.32)$$

4° Passo: Equação do movimento desacoplada

Escreve a equação do movimento para cada modo, utilizando a massa e a carga generalizada correspondente, junto com a frequência modal ω_n e o valor especificado para relação de amortecimento ξ_n .

$$\ddot{Y}_n + 2\xi_n \omega_n \dot{Y}_n + \omega_n^2 Y_n = \frac{P_n(t)}{M_n} \quad (2.33)$$

5° Passo: Resposta modal da carga

Os resultados obtidos no passo 4 são um conjunto de N equações do movimento independentes, uma para cada modo de vibração. Estas equações podem ser resolvidas aproveitando as soluções obtidas para sistemas de um grau de liberdade dependendo do tipo da carga. Uma expressão geral para resposta se obtém aplicando a integral de Duhamel para cada modo.

$$Y_n(t) = \frac{1}{M_n \omega_{Dn}} \int_0^t P_n(\tau) e^{-\xi_n \omega_n (t-\tau)} \text{sen} \omega_{Dn} (t-\tau) d\tau \quad (2.34)$$

6° Passo:

Aplicável para sistemas que esta em repouso $t=0$. Se os deslocamentos e velocidades iniciais são nulos, a expressão da integral de Duhamel para cada modo deve ser escrita em vibrações livres.

$$Y_n(t) = e^{-\xi_n \omega_n t} \left[\frac{\dot{Y}_n(0) + Y_n(0) \xi_n \omega_n}{\omega_{Dn}} \text{sen} \omega_{Dn} t + Y_n(0) \cos \omega_{Dn} t \right] \quad (2.35)$$

Onde, $Y_n(0)$ e $\dot{Y}_n(0)$ representam deslocamentos e velocidades iniciais modais. Obtém-se a partir dos deslocamentos iniciais $\{v(0)\}$ e velocidades iniciais $\{\dot{v}(0)\}$ expressas nas coordenadas geométricas originais conforme equação.

$$Y_n = \frac{\{\phi_n\}^T [m] \{v(0)\}}{M_n} \quad (2.36)$$

$$\dot{Y}_n = \frac{\{\phi_n\}^T [m] \{\dot{v}(0)\}}{M_n} \quad (2.37)$$

7º Passo: Respostas deslocamentos em coordenadas geométricas

Uma vez obtida por meio da equação (2.34) e (2.35), a resposta $Y_n(t)$ para cada modo, os deslocamentos em coordenadas geométricas se calculam por meio da equação (2.38).

$$\{\phi_n\}^T [m] ([m^{-1}][K])^b \{\phi_n\} = \omega_n^{2b} M_n \quad (2.38)$$

de transformação de coordenadas:

$$\{v(t)\} = [\phi] \{Y(t)\} \quad (2.39)$$

que também pode ser escrita como:

$$\{v(t)\} = \{\phi_1\} Y_1(t) + \{\phi_2\} Y_2(t) + \{\phi_3\} Y_3(t) + \dots \quad (2.40)$$

Esta expressão põe em evidência a superposição modal de cada modo da resposta total, por isso chamada de superposição modal.

Para a maioria dos tipos de cargas, prepondera notarialmente a contribuição das mais baixas frequências frente às restantes.

8º Passo: Respostas em forças elásticas (cálculo das solicitações)

As forças elásticas que existem a deformação da estrutura resultam em:

$$\{f_s(t)\} = [K]\{v(t)\} = [K][\phi]\{Y(t)\} \quad (2.41)$$

A equação também pode ser escrita da seguinte forma:

$$\{f_s(t)\} = [K]\{\phi_1\}Y_1(t) + [K]\{\phi_2\}Y_2(t) + \dots \quad (2.42)$$

resultando na equação xx

$$[K]\{\phi_n\} = \omega_n^2 [m]\{\phi_n\} \quad (2.43)$$

de onde:

$$\{f_s(t)\} = \omega_1^2 [m]\{\phi_1\}Y_1(t) + \omega_2^2 [m]\{\phi_2\}Y_2(t) + \omega_3^2 [m]\{\phi_3\}Y_3(t) + \dots \quad (2.44)$$

Esta expressão dos fatores ω_n^2 , põe em evidência que os modos de frequências altas têm maior participação na determinação das solicitações que nos deslocamentos da estrutura. Em consequência será necessário incluir uma maior quantidade de componentes modais que os utilizados nos cálculos de deslocamentos, para ter a mesma precisão no cálculo das solicitações. Neste trabalho serão utilizados os primeiros 20 modos de vibração da carroceria para análise das solicitações.

2.4 Resposta dinâmica de sistemas de vários GDL – Vibrações forçadas

Segundo Walber, 2009, muitas forças de excitação que surgem em máquinas e estruturas não são senoidais, mas sim, periódicas. Neste caso, a carga generalizada aplicada ao sistema também poderia se periódica. A Figura 2.4 mostra o exemplo de carregamento periódico.

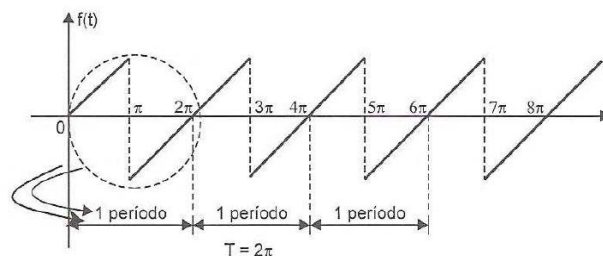


Figura 2.4 Carregamento periódico

Fonte: Adaptado Walber, 2009

O carregamento periódico aplicado num sistema de um grau de liberdade pode ser resolvido aplicando termos de uma Série de Fourier, ou seja, uma série de senos e cossenos que representam a função periódica do carregamento.

Um modo conveniente de representar uma função periódica é por meio de “espectros”. Existindo um conjunto de função senoidal diferente, cada qual terá sua amplitude e frequência particular, como é o caso de uma função periódica não senoidal.

Quando a função não for periódica, o carregamento não periódico pode ser tratado como um carregamento periódico cujo período tende ao infinito, no entanto, nas expressões dos coeficientes de Fourier, pode-se observar que, se o período crescer indefinidamente, os coeficientes de Fourier decrescerão indefinidamente.

O espectro de uma função não periódica contém uma distribuição contínua de frequências. Matematicamente existe uma forma de representar o espectro que seja valido no limite $T \rightarrow \infty$. No limite, pode-se passar do espectro discreto para uma função contínua, que é uma “densidade espectral”. O método matemático para realizar essa passagem é a Transformação de Fourier.

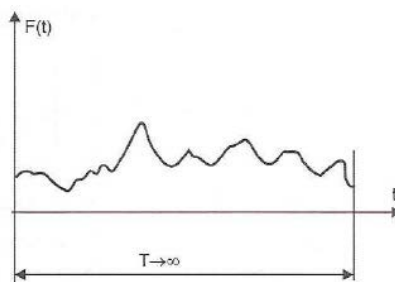


Figura 2.5 Carregamento não periódico

Fonte: Adaptado Walber, 2009

A Figura 2.5, representa uma função não periódica e o seu respectivo espectro. Um aspecto interessante a ser mencionado em relação à representação na forma espectral de uma oscilação refere-se ao seu conteúdo energético. Pode-se representar um espectro em que são mostrados os quadrados das amplitudes de vibração, representando quantidades que são proporcionais a energia contida na excitação periódica. O espectro para função não periódica, que admite uma representação contínua ao longo da faixa de frequência de interesse, representa uma densidade espectral, muitas vezes referida como “espectro de energia”. A função “Densidade espectral de potencia” (*PSD – Power Spectral Density*) representa o quadrado das contribuições infinitesimais nas diferentes frequências, expressas em função da frequência.

- Expansão por Série de Fourier

De acordo com Rao, 2008, a expansão por série de Fourier permite a descrição de qualquer função periódica usando uma representação no domínio do tempo ou da frequência.

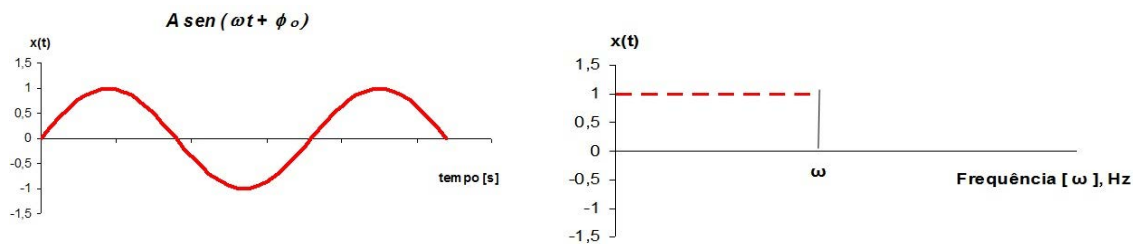


Figura 2.6 Representação no domínio do tempo e da frequência

Fonte: adaptada de Rao, 2008

Segundo Rao, 2008 se $x(t)$ é uma função periódica com período τ , sua representação por série de Fourier é dada pela equação (2.45).

$$x(t) = \frac{a_0}{2} + a_1 \cos \omega t + \dots + b_1 \text{sen} \omega t + \dots = \frac{a_0}{2} + \sum_{n=1}^{\infty} (a_n \cos n\omega t + b_n \text{sen} n\omega t) \quad (2.45)$$

$$\omega = \frac{2\pi}{\tau} \quad (2.46)$$

$$a_n = \frac{1}{\tau} \int_0^{\tau} x(t) \cos n\omega t . dt \quad (2.47)$$

$$b_n = \frac{1}{\tau} \int_0^{\tau} x(t) \text{sen}.n\omega t . dt$$

onde,

ω = frequência fundamental

$a_0, a_1, a_2, \dots, b_1, b_2$ = Coeficientes constantes

A equação (2.45) mostra que qualquer função periódica pode ser representada como uma soma de funções harmônicas. Embora a série na Equação (2.45) seja uma soma infinita, podemos aproximar a maioria das funções periódicas com ajuda de apenas algumas funções harmônicas.

- Transformada discreta de Fourier

Segundo LMS, 2000, a computação digital da Transformada de Fourier é chamada a Transformada Discreta de Fourier (DFT). Ela calcula os valores em pontos discretos ($m\Delta f$) e realiza uma integração numérica, como mostra a Figura 2.7, entre os limites fixados (N amostras).

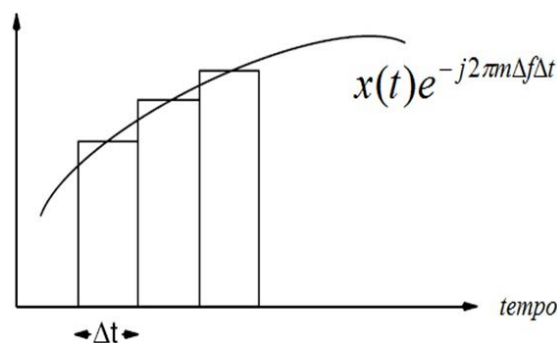


Figura 2.7 Transformada discreta de Fourier

Fonte: LMS, 2000

- Transformada rápida de Fourier

LMS, 2000, mostra que, a Transformada Rápida de Fourier é um algoritmo dedicado para calcular a DFT. Assim, determina o espectro (frequência) contido de uma amostra e discretos

sinais do tempo. O espectro resultante é também discreto. O procedimento inverso é referido como uma FFT inversa ou para trás, conforme pode ser visto na Figura 2.8.

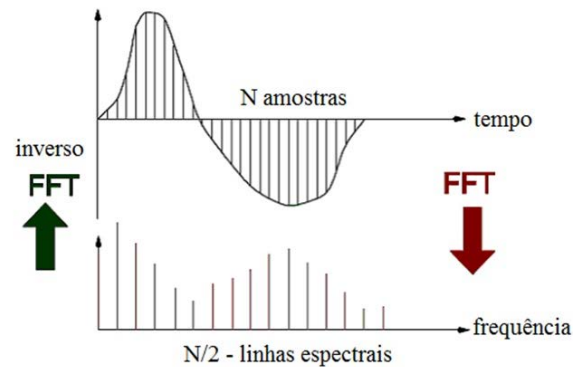


Figura 2.8 Transformada rápida de Fourier

Fonte: LMS, 2000

Rao, 2008, comenta que o sinal no domínio da frequência, ou espectro de frequência, é uma representação gráfica da amplitude da resposta de vibração em função da frequência e pode ser derivado com a utilização da análise digital da transformada rápida de Fourier da forma de onda do tempo.

2.5 Análise de Fadiga

Fadiga é um fenômeno que ocorre quando um componente mecânico é submetido a carregamentos variáveis onde sofre degradação e falha sob a ação de tensões menores que a resistência ao escoamento do material. O crescimento da trinca ocorre para cada flutuação do estado de tensão causando a ruptura lenta do material, apresentando a característica macroscópica de uma fratura frágil.

A fadiga é um problema local, depende de fatores como, material, geometria, [conceituação de projeto] ou cargas atuantes, que gera falhas localizadas, progressivas e cumulativas. Segundo Dowling, 2007, em uma estrutura sob tensão, alguns cristais podem atingir ou ultrapassar seu limite elástico. Isto ocorre devido à orientação que permite o escorregamento de planos cristalográficos. Esta situação e condição se agravam quando se passa a aplicar esforços cíclicos. Por outro lado, considerando as mesmas condições de tensão de um cristal para outro. Essas condições aliadas com esforços possibilitam a formação e propagação de pequenas trincas que podem crescer e provocar a fratura.

Segundo Dowling, 2007, falhas mecânicas decorrentes da fadiga dos materiais tem sido objeto de estudo de engenheiros por mais de 150 anos. Os primeiros estudos desse fenômeno motivaram-se devido à quebra constante de eixos de vagão de trem que ocorriam no início do século XIX, porém, o primeiro trabalho relevante nessa área foi desenvolvido por Augusto Wöhler na Alemanha entre os anos 1850 e 1860. Wöhler desenvolveu em seu laboratório diversos ensaios de fadiga em metais. A partir desses ensaios ele criou as curvas tensão deformação (S-N) de diversos metais, mostrando que a vida sob fadiga dos materiais diminui com o aumento das tensões aplicadas. Por esse trabalho, August Wöhler é tido como o *pai* dos ensaios de fadiga em materiais [Stephens et al, 2001;Dowling, 2007]

Mais tarde, entre 1870 e 1890, Gerber e Goodman estudaram o efeito das cargas médias na vida sob fadiga dos materiais. Eles criaram diagramas relacionando essas variáveis que levam seus nomes [Castro; Meggiolaro, 2002].

Baushchinger, em 1886, descobriu os laços de histerese contribuindo muito para o avanço do estudo do comportamento da tensão e deformação dos metais [Suresh, 1998].

Em 1920, Griffith desenvolveu um trabalho analisando trincas em barras de vidro, tornando-se o precursor da teoria da mecânica da fratura [Stephens et al, 2001].

Durante os anos de 1920 e 1930, o estudo do fenômeno da fadiga cresceu muito entre os cientistas da época. Muitos estudos envolvendo a fadiga por corrosão, acúmulo de dano, concentração de tensão, fadiga de amplitudes variáveis e análises estatísticas das falhas por fadiga foram desenvolvidos [Suresh,1998].

O acidente mais famoso da história envolvendo falha por fadiga aconteceu com dois aviões Comet, sendo o primeiro em janeiro de 1954. Quatro dias após uma inspeção, o avião caiu no mar Mediterrâneo. Após muita investigação, os engenheiros constataram que a queda foi causada por uma falha por fadiga devido à pressurização e despressurização da cabine. Uma pequena trinca originária em um canto de uma abertura na fuselagem causou a queda das duas aeronaves. Esses acidentes fizeram com que as empresas de transporte aéreo dessem mais atenção às inspeções e manutenções das aeronaves [Stephens et al, 2001].

O estudo de fadiga sob carregamentos multiaxiais é indispensável, pois os principais setores da indústria, como o aeronáutico, naval, automobilístico e outros, desenvolvem produtos sujeitos a esse tipo de carregamento dinâmico.

Atualmente, muitos trabalhos na área de fadiga multiaxial de componentes estão sendo analisados utilizando o Método dos Elementos Finitos, onde através de um carregamento que o componente é solicitado podemos definir qual a vida útil que o mesmo irá suportar.

2.5.1 Iniciação e propagação de trinca de fadiga

A fadiga é o tipo de falha caracterizada pela geração ou propagação paulatina da trinca até ocorrer à fratura do componente devido a variações das cargas de serviço. A propagação de uma trinca é lenta e localizada, que em geral não causam mudanças no comportamento global da estrutura, mas a falha final por propagação instável de uma trinca é muito rápida. Assim falhas terminais por fadiga ou por fratura podem ser catastróficas sem qualquer aviso prévio.



Figura 2.9 Falha em avião DC-9

Fonte: Tupiassu, 2001

Uma trinca por fadiga é causada pela aplicação de tensões alternadas que controlam a iniciação da trinca, e podem ocorrer mesmo que a estrutura esteja sem defeitos. O mecanismo de iniciação de trincas por fadiga nos metais é o movimento cíclico de discordâncias na direção paralela à máxima tensão cisalhante τ_{max} atuante no ponto crítico da peça. O movimento cíclico das discordâncias tende a agrupá-las, onde paulatinamente deslizam na superfície da peça, à medida que vão crescendo transformam-se em micro intrusões ou extrusões podendo ocasionar micro trincas por fadiga. Eventualmente a micro trinca dominante concentra o dano e, após crescer paralela a τ_{max} pelos grãos muda de direção e vira uma trinca macroscópica. A propagação desta trinca segue perpendicular a tensão normal numa taxa da/dN que é controlada por ΔK_I , até a eventual fratura da peça ocorrendo quando, $K_{Imax}=K_C$ (tenacidade do material).

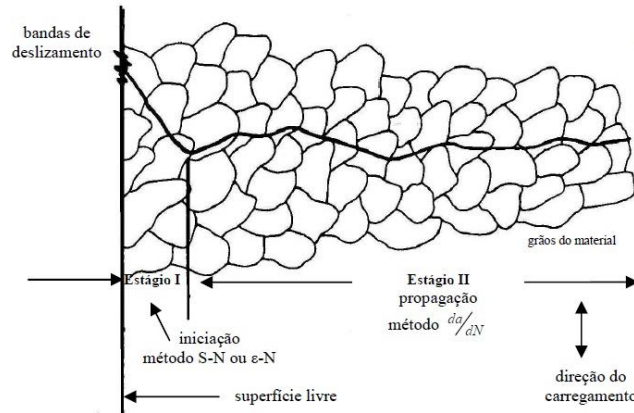


Figura 2.10 Corte esquemático da nucleação da trinca por fadiga

Fonte: Tupiassu, 2001

Ondulações superficiais concêntricas são chamadas de marcas de praia e ondulações radiais são chamadas de marcas de rio sendo as características mais comuns em trincas de fadiga. A principal característica microscópica das trincas de fadiga é a presença de estrias, visíveis somente em microscópio eletrônico. As estrias são causadas pelo crescimento da trinca a cada ciclo de carregamento, seu espaçamento quantifica o crescimento da trinca a cada ciclo de carga.

O processo de fadiga ocorre a partir da raiz de um entalhe concentrador de tensão. A trinca inicia pela amplitude $\Delta\sigma$ das tensões atuantes naquela região quando as solicitações cíclicas são baixas e a vida longa. O processo de fadiga é influenciado pelas propriedades dos materiais, acabamento superficial, tensões atuantes e tensões residuais presente nos entalhes.

A resistência à fadiga aumenta com o aumento da tensão de ruptura σ_u , acabamento superficial melhor, aumento gradiente de tensões e a presença de tensões residuais compressivas. Quando as cargas são altas tem escoamento cíclico e a vida curta, com isso o parâmetro que controla a fadiga é a ductilidade do material. Para esse caso considera-se $\Delta\epsilon$ como iniciador de trinca.

A vida de um componente é devido ao número de ciclos necessários para iniciar a trinca e o número de ciclos necessário para sua propagação até a ruptura. Essa definição é obtida através das curvas $S-N$ e $\mathcal{E}-N$.

2.5.2 A curva S-N de Wöhler

Segundo Colim, 2006, a falha por fadiga é resultante da aplicação e remoção continua de um carregamento e pode ocorrer com elevado ou reduzido número de ciclos. Quando o número de carregamentos necessários para causar o dano por fadiga é menor que 10^4 ciclos, a fadiga é denominada de baixo ciclo. Quando o número de ciclos supera essa faixa é denominado alto ciclo.

Para estudar fadiga com alto ciclo, utiliza-se a curva S-N do material conhecida também como curva de Wöhler, onde se relaciona o número de ciclos até a falha do material com a amplitude do carregamento aplicado sobre ele.

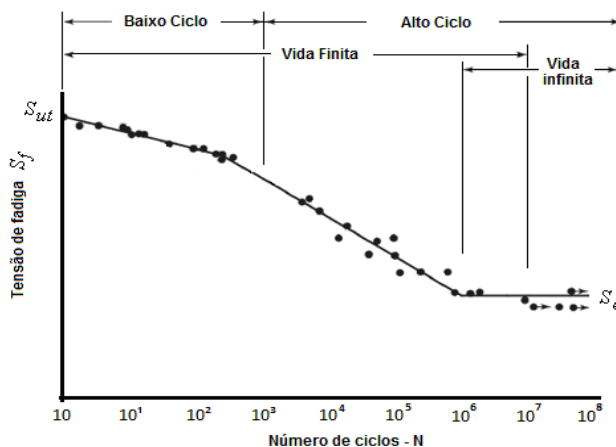


Figura 2.11 Curva S-N do material a partir de ensaios de fadiga

Fonte: Shigley *et al.* (2005).

A ordenada do gráfico da Figura 2.11, é denominada tensão de fadiga S_f , e a abscissa é o número de ciclos correspondente à tensão, N . Observando a curva do diagrama S-N, percebe-se que próximo de 10^6 ciclos a curva se torna praticamente horizontal. A tensão nesse ponto é denominada tensão de resistência à fadiga S_e , ou limite de fadiga [Shigley et al, 2005].

Para fadiga de baixo ciclo até 10^3 ou carregamento elevado, o material pode suportar elevadas deformações superiores às associadas ao regime elástico correlacionando amplitude de deformação com número de ciclos. Com isso utiliza-se a curva S-N para o cálculo de fadiga.

O número de ciclos que define a vida total de um componente submetido a cargas cíclicas é a combinação entre o número de ciclos necessários a iniciação da trinca e o que corresponde a sua propagação até a falha final. Em alguns casos, onde há concentração de

tensão ou defeitos de superfície, o tempo de iniciação é curto e a trinca é formada logo no começo da vida total, enquanto que em materiais bem acabados e livres de defeito o tempo de iniciação pode chegar a 80% da vida útil [Suresh, 1994].

Qualquer carregamento que varia com o tempo pode causar fadiga. Esses carregamentos são divididos em amplitude constante e amplitude variável.

- Amplitude constante: carregamento com amplitude constante em toda a vida útil da estrutura.

A variação de tensão σ_r , é a diferença entre a tensão máxima, $\sigma_{máx}$, e mínima, $\sigma_{mín}$. A média entre essas duas tensões é a tensão média, σ_m . A metade da variação da tensão é chamada de amplitude da tensão, σ_a . Matematicamente, estas definições estão expressas nas equações que seguem.

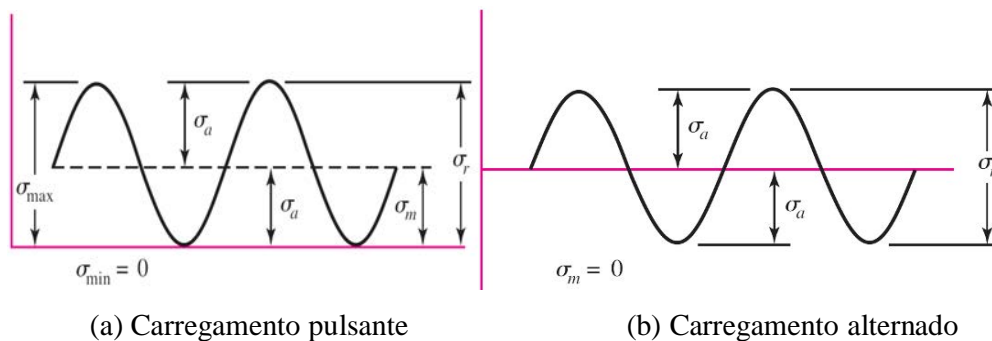
$$\sigma_r = \sigma_{máx} - \sigma_{mín} \quad (2.48)$$

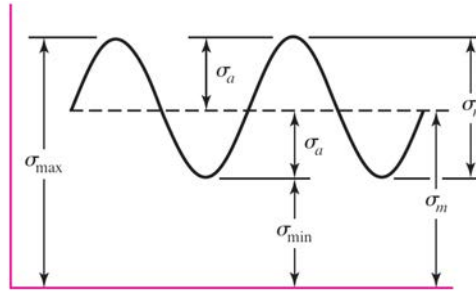
$$\sigma_m = \frac{\sigma_{máx} + \sigma_{mín}}{2} \quad (2.49)$$

$$\sigma_a = \frac{\sigma_r}{2} \quad (2.50)$$

$$\sigma_{máx} = \sigma_m + \sigma_a \quad (2.51)$$

$$\sigma_{mín} = \sigma_m - \sigma_a \quad (2.52)$$





(c) Carregamento flutuante

Figura 2.12 Carregamento (a) pulsante, (b) alternado e (c) flutuante

Fonte: Shigley *et al.* (2005)

As razões entre tensões máxima e mínima, alternada e media podem ser definidas como:

$$R = \frac{\sigma_{\min}}{\sigma_{\max}} \quad (2.53)$$

$$A = \frac{\sigma_a}{\sigma_m} \quad (2.54)$$

O parâmetro R é conhecido como razão de tensão que indica o tipo de carregamento que o modelo está sendo submetido.

- Amplitude variável: Carregamento com amplitude variável em toda a vida útil da estrutura.

Na maioria dos casos de fadiga, a probabilidade de ocorrer uma mesma amplitude de tensão ao longo de sua vida útil é muito pequena. A análise de fadiga com carregamentos variáveis é complexa, e uma das melhores maneiras para esse tipo de estudo é simplificando a condição real passando a representar por várias combinações de carregamentos constantes, conforme Figura 2.13.

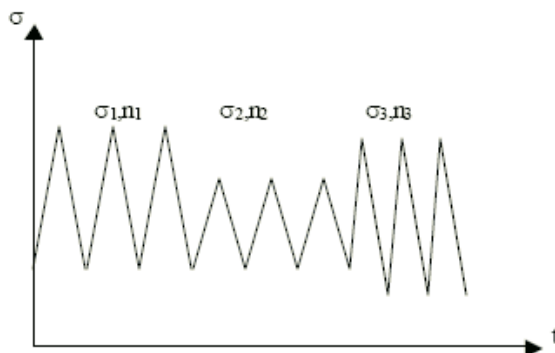


Figura 2.13 Carregamento variável em vários carregamentos constantes

Fonte: Colim [2006].

A contribuição destes carregamentos para prever a falha do material pode ser calculada pela teoria do dano acumulativo. Se o carregamento é variável e irregular a contagem do número de ciclos pode ser feita utilizando o método *rainflow*.

2.5.3 Resistência à fadiga e o limite de resistência à fadiga

O limite de resistência à fadiga de um material pode ser determinado por ensaios com a curva *S-N* do material. Shigley *et al.* [2005] apresenta um gráfico onde relaciona o resultado de ensaios correlacionando o valor de limite de resistência com a resistência a tração do material, conforme Figura 2.14.

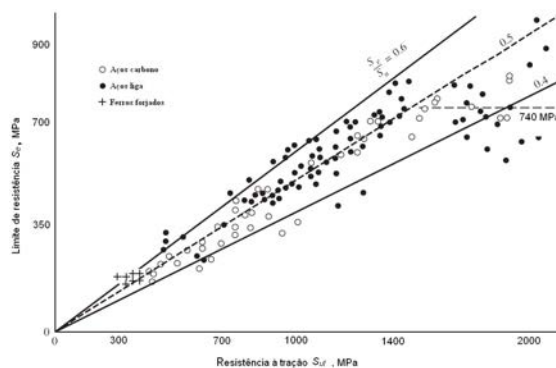


Figura 2.14 Limite de resistência *versus* resistência à tração.

Fonte: Shigley *et al.* (2005).

Através do gráfico, observa-se que a razão entre o limite de resistência pela resistência

à tração varia entre 0,4 e 0,6, até o valor de 1460 MPa de resistência à tração quando a dispersão dos pontos é maior, sugerindo uma estabilização do valor de limite de resistência em 740 MPa. Partindo dessa observação, Shigley *et al.* [2005] sugere uma aproximação para se determinar o limite de resistência dos materiais como mostrada nas equações (2.55).

$$\begin{aligned} S_e' &= 0,540 * S_{ut} & \text{para } S_{ut} &\leq 1460MPa \\ S_e &= 740MPa & S_{ut} &\geq 1460MPa \end{aligned} \quad (2.55)$$

em que S_e' é o limite de fadiga para vida infinita do material.

Esses valores foram publicados por Mischke (1987 apud Shigley *et al.*, 2005). Como esses valores correspondem a corpos de prova normalizados em ensaio de flexão rotativa, algumas correções devem ser feitas para casos específicos como cargas combinadas em tubos de seção quadrada.

2.5.4 Fatores modificadores da vida sob fadiga

As curvas de fadiga dos materiais são obtidas por ensaios em corpos de prova padrão. Esses corpos de prova possuem características definidas como superfícies polidas e dimensões padronizadas, além de serem submetidas a um tipo específico de carregamento.

Quando o mesmo material está sendo utilizado nas aplicações práticas de engenharia, alguns fatores devem ser levados em conta quando se quer utilizar as curvas de fadiga desse material. Segundo Shigley *et al.* 2005, os principais fatores que devem ser levados em conta são: fator de superfície k_a , fator de tamanho k_b , fator de carregamento k_c , fator de temperatura k_d , fator de confiabilidade k_e e fator de efeitos diversos k_f . Esses fatores multiplicam a tensão limite de fadiga do material obtida no ensaio padronizado, corrigindo o valor de tensão de fadiga S_e .

Como todos esses fatores estão ligados diretamente com a modificação do limite de resistência a fadiga do material, pode-se substituir esses fatores por um equivalente k_{eq} que multiplica diretamente a tensão limite de fadiga S_e' , resultando na equação (2.56).

$$s_e = k_a k_b k_c k_d k_e k_f s_e' = k_{eq} s_e' \quad (2.56)$$

Além desses fatores, que multiplicam diretamente o limite de fadiga, existe o fator concentrador de tensão em fadiga K_F que multiplica diretamente os valores de tensão nominal para se obter a máxima tensão resultante decorrente da irregularidade ou defeitos. A equação de Neuber modificada fornece um valor de K_F segundo a equação (2.57).

$$k_F = 1 + \frac{K_T - 1}{1 + \sqrt{\frac{a}{r}}} \quad (2.57)$$

Onde,

\sqrt{a} :é definida como a constante de Neuber;

r : é o raio do entalhe;

K_T :é o fator de concentração de tensão (Shigley *et al*, 2005).

2.5.5 Efeito da tensão média na resistência a fadiga

Para gerar as curvas de fadiga são realizados experimentos, onde corpos de provas são submetidos à tensão uniaxial reversa, ou seja, $\sigma_m=0$, porém inúmeros componentes estão submetidos a carregamentos com tensão média diferente de zero $\sigma_m \neq 0$. Em carregamentos com tensão média diferente de zero há alterações significativas nas curvas de fadiga verificando que com o aumento da tensão média há uma redução no limite de fadiga e na resistência à fadiga do material.

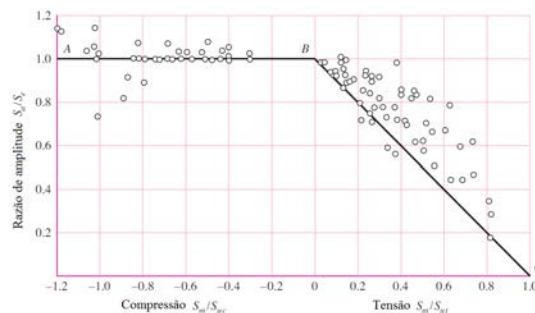


Figura 2.15 Influência da tensão média no limite de resistência fadiga dos materiais.

Fonte: Shigley *et al*. [2005].

Várias teorias procuram traduzir os resultados experimentais analisando o efeito de σ_m no

limite de fadiga. As teorias mais conhecidas foram propostas por Goodman, Gerber e Soderberg.

- Goodman:

$$\frac{\sigma_a}{\sigma_{rf}} + \frac{\sigma_m}{S_{rt}} = 1 \quad (2.58)$$

- Gerber

$$\frac{\sigma_a}{\sigma_{rf}} + \left(\frac{\sigma_m}{S_{rt}} \right)^2 = 1 \quad (2.59)$$

- Soderberg

$$\frac{\sigma_a}{\sigma_{rf}} + \frac{\sigma_m}{S_e} = 1 \quad (2.60)$$

onde,

S_e : é o limite de escoamento do material;

S_{rt} : é o limite de resistência a tração;

σ_{rf} : é a resistência a fadiga do material.

Soderberg é considerado o critério mais seguro contra fadiga, evitando designadamente a ocorrência de deformação plástica, [Branco et al, 1999]. No cálculo de fadiga desta dissertação será utilizado o software que utiliza o método de Haigh para critério de fadiga.

- Método de Haigh

O diagrama de Haigh consiste de um número de pontos entre a tensão alternada e a tensão pulsante, é um método para correção da tensão média, ver Figura 2.16.

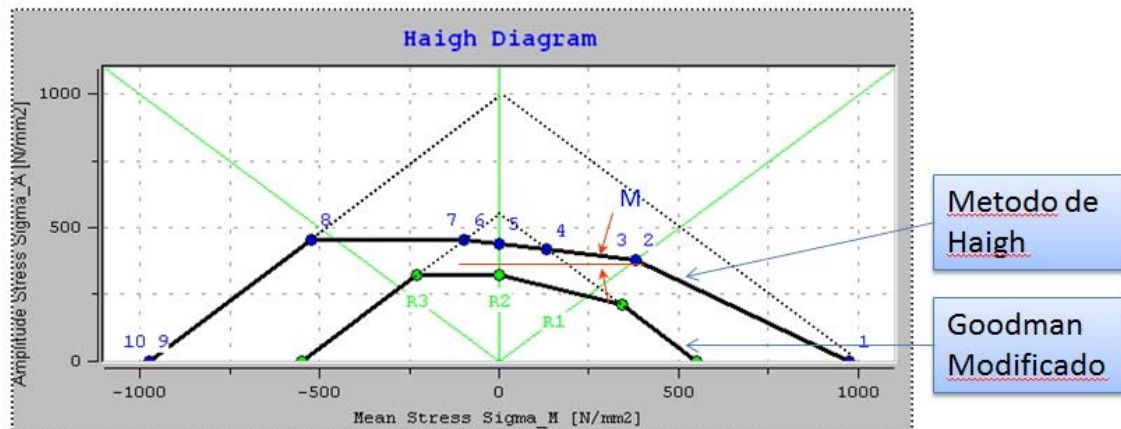


Figura 2.16 Esquema para construção do diagrama Haigh para um aço

Fonte: Manual FEMFAT.

O diagrama de Haigh para um aço é construído a partir do limite de resistência de tração e compressão do material onde é colocado no eixo das abcissas do gráfico (ponto 1, 9 e 10), e pelo seu limite de fadiga no eixo das ordenadas (ponto 5). A determinação da inclinação da reta entre o ponto 5 e ponto 2 é determinada a partir da equação (2.61) através da média de tendência M . Após determinar a inclinação da reta prolonga-se a reta até encontrar o ponto 6 que é o limite de escoamento do material, onde prolonga-se até o ponto 8 e termina no ponto 9 e 10 que é o limite de resistência a compressão para um aço. A região segura a fadiga são plotadas retas em função da σ_r e da tensão de escoamento do material σ_e . A área resultante das intersecções é a região segura. Com isso determina-se a curva do diagrama de Haigh, onde é um diagrama menos conservador em relação ao diagrama de Goodman modificado.

O diagrama de Haigh pode ser representado pela equação (2.61).

$$M = \frac{\sigma_a(R = -1) - \sigma_a(R = 0)}{\sigma_m(R = 0)} = \frac{\sigma_a(R = -1)}{\sigma_a(R = 0)} - 1 \quad (2.61)$$

onde,

σ_a = Tensão alternada

σ_m = Tensão média

M = Média de tendência

A influência da tensão média é tomada em consideração pelo FEMFAT com o auxílio do diagrama de Haigh.

2.5.6 Método do acúmulo de dano

Acúmulo de dano é um método usado para estimar a vida a fadiga dos componentes. Segundo Castro e Meggiolaro, 2002, o conceito de dano pode ser associado a qualquer perda parcial da funcionalidade de uma peça ou equipamento. O dano acumulado ciclo após ciclo é estimado e somado com os demais danos que ocorrem em um intervalo de tempo. A regra de Palmgren-Miner prevê que quando o somatório das frações do dano atingir 100% da vida do componente o mesmo poderá falhar por fadiga. A equação (2.62) representa essa teoria matematicamente. [Branco et al, 1999].

$$D = \sum \frac{n_n}{N_n} = \frac{n_1}{N_1} + \frac{n_2}{N_2} + \dots + \frac{n_n}{N_n} \quad (2.62)$$

onde,

N :é o número de ciclos com uma determinada amplitude de tensão obtida pelas curvas $S-N$ do material;

n : é o número de ciclos com uma determinada amplitude que aparece em um intervalo de tempo.

A Figura 2.17 Regra de Palmgren-Miner ,mostra uma representação gráfica deste processo.

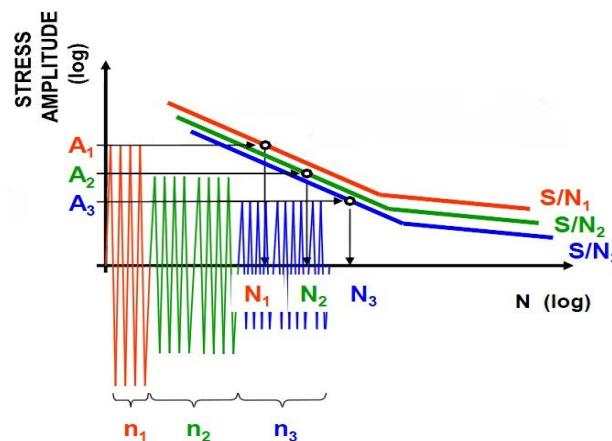


Figura 2.17 Regra de Palmgren-Miner

Em uma determinada condição de carregamento foram obtidas três amplitudes σ_{a1} , σ_{a2} , σ_{a3} , cada amplitude aparece n_i número de vezes. Relacionando as curvas das tensões com a curva do material podemos encontrar o número de ciclos de vida para as amplitudes (N_1 , N_2 , N_3). Para que a falha por fadiga não ocorra, quando aplicado na equação (2.62), a soma dos danos não pode ser maior ou igual a 1.

Em um componente o carregamento é repetido determinado número de vezes, então é feito o somatório dos blocos de carregamento multiplicando pelo número de repetições necessárias para o dano atingir 100 %. A equação (2.63) ilustra melhor essa condição.

$$B_f = \left[\frac{n_n}{N_n} \right]_{bloco} = 1 \quad (2.63)$$

onde,

B_f é número de repetições do bloco para atingir a falha [Dowling, 2007].

2.5.7 Método para contagem de ciclos Rainflow

É possível estimar a vida por fadiga de um componente utilizando uma medição de tensões flutuantes com amplitudes variáveis ao longo do tempo, porém, é necessário dividir o sinal em níveis de tensões e contar o número de ciclos que eles se repetem. Essa técnica é conhecida como *Rainflow*.

Rainflow é um algoritmo matemático inspirado na queda dos pingos de chuva em telhados japoneses, daí o nome *Rainflow* (fluxo chuvoso em português). Essa análise é feita em um histórico de carregamento (ver Figura 2.18), sobre um componente ao longo do tempo, conhecido como bloco de carregamento. O resultado da análise *rainflow* em um bloco de carregamento é um conjunto de relações $S - N$ [Branco et al, 1999].

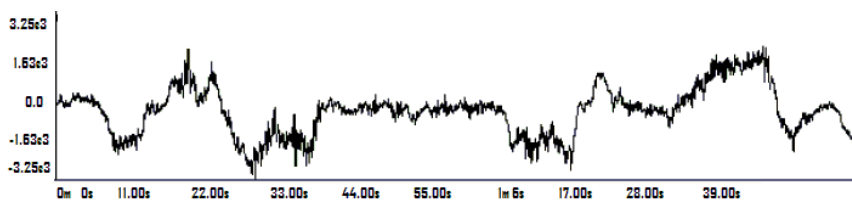
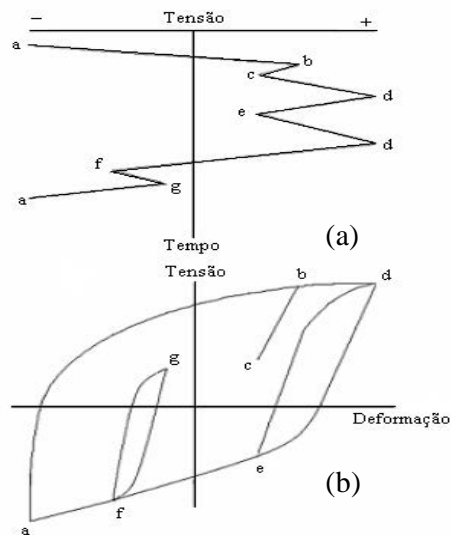


Figura 2.18 Carregamento ao longo do tempo

Fonte: Bishop [1999].

A Figura 2.19(a) mostra um bloco de carregamento relacionando tensão \times tempo. O eixo do tempo está na posição vertical, enquanto o eixo das tensões está na horizontal. Essa representação é útil para o entendimento do método. A Figura 2.19(b) mostra o mesmo bloco relacionando tensão \times deformação [Ariduru, 2004].



(a) Tensão \times tempo (b) tensão \times deformação.

Figura 2.19 Ciclo de tensão deformação

Fonte: Ricardo [1999].

Para se proceder a contagens de ciclos pelo método *Rainflow* deve-se seguir as seguintes normas que estão representadas na Figura 2.20.[Ricardo, 1999]:

- 1- O fluxo de chuva irá cair do teto iniciando no interior de cada ciclo, quando o fluxo alcançar a borda escoará para baixo;
- 2- O fluxo de chuva será considerado interrompido quando encontra outro fluxo vindo de cima;
- 3- O fluxo de chuva é interrompido quando vai no sentido de um pico de valor máximo mais positivo do que aquele no qual se iniciou;
- 4- O fluxo de chuva é interrompido quando vai no sentido de um pico de valor mínimo mais negativo do que aquele no qual se iniciou .

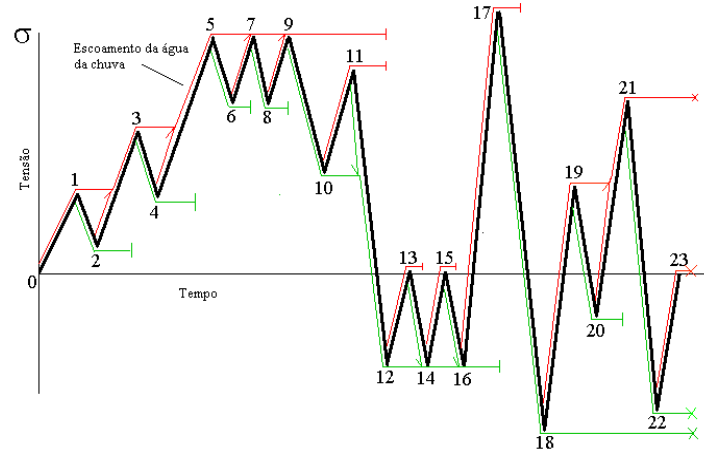


Figura 2.20 Método Rainflow para contagem de ciclos

Fonte: Morgado [2007]

O método *rainflow* é o mais utilizado para a determinação de níveis de tensão de um espectro no domínio do tempo. Muitos trabalhos na área de fadiga de materiais utilizam esse método. [Battista et al, 2007; Catarino et al, 2010; Macha et al, 2006].

Os blocos de carregamento geralmente são de curta duração, possuem um tempo limitado e não representam o período total da vida de um componente. Porém, como mostrou Johansson, 2001, 2004, 2005, um bloco de carregamento pode ser extrapolado e assumido como representação de toda a vida do componente repetindo varias vezes o mesmo bloco. Johansson, 2001, 2004, 2005, chamou esse processo de extrapolação de histórico de carregamento e obteve resultados satisfatórios quando extrapolou um período curto de medição de tensão em um automóvel e um trem e repetiu esse bloco 100 vezes. Os resultados foram satisfatórios principalmente para altos ciclos. A Figura 2.21 mostra uma repetição de blocos de carregamentos feita por Johansson [2004].



Figura 2.21 Bloco de carregamentos repetidos em 3 vezes

Fonte: Johansson [2004].

O resultado da aplicação do método *rainflow* em um bloco de carregamento é uma tabela de valores que relaciona as tensões $\sigma_{m\acute{a}x}$, $\sigma_{m\acute{i}n}$, σ_a , σ_m , e o número de ciclos que cada nível dessas tensões ocorre (n). Com esse resultado, extrai-se o número de ciclos para fadiga N correspondente a curva $S-N$ teórica do material. Tendo relacionado o número de ciclos que cada nível de tensão aparece, aplica-se a regra de Palmgren-Miner que é comumente usada para esse tipo de análise. [Baek, 2008].

2.5.8 Fadiga Uniaxial e Multiaxial

Em muitas aplicações de engenharia componentes são submetidos a esforços combinados de tração mais flexão. A fadiga uniaxial é utilizada quando as tensões principais são constantes nas direções ou quando são submetidas por dois tipos de esforço. A fadiga multiaxial ocorre quando os três estados principais de tensão são não proporcionais ou o sentido muda frequentemente durante um ciclo de carregamento, por exemplo, um canal que não esta em fase, história de carregamentos que estão alterando com o tempo, com isso alterando a sequencia de resultados de tensão. Na Figura 2.22 será apresentado através de exemplos a diferença entre fadiga uniaxial e multiaxial.

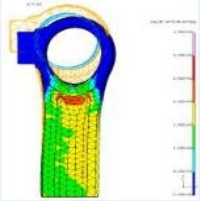
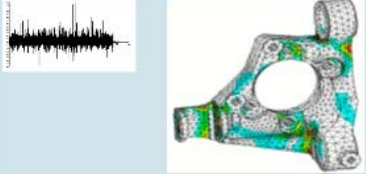
<p>Fadiga Uniaxial:</p> 	<p>Exemplos:</p> <ul style="list-style-type: none"> - Eixo com história de torque em apenas um canal; - Biela manivela. 	<p>Tipo de cargas a importar:</p> <ul style="list-style-type: none"> - Tensão máxima e mínima; - Tensão média e amplitude; - Espectro de carga.
<p>Fadiga Multiaxial:</p> 	<p>Exemplos:</p> <ul style="list-style-type: none"> - Veículo submetido a um sinal aleatório de pista. 	<p>Tipo de cargas a importar:</p> <ul style="list-style-type: none"> - Sequência de resultados de tensão.

Figura 2.22 Exemplos de fadiga uniaxial e multiaxial

Fonte: adaptado Manual FEMFAT

No passado, o estudo de fadiga era conduzido sob condições uniaxiais. Em 1955 Sines desenvolveu uma teoria multiaxial semelhante à tensão de Von Mises incluindo um termo

hidrostático. Até o ano de 1970 uma quantidade limitada de pesquisas sobre fadiga multiaxial foi realizada, isto devido às dificuldades de obtenção de dados experimentais multiaxiais de fadiga. No início de 1970 foram desenvolvidas teorias de fadiga multiaxial baseadas no plano crítico. Esta teoria é baseada através do dano no local onde desenvolve a falha em seu plano crítico e são baseadas na observação de trincas.

2.5.8.1 Tensão equivalente

Existem casos na engenharia onde são comuns tensões multiaxiais cíclicas, considerando carregamentos reversos, que atuam em mesma frequência e em fase, ou a 180° fora de fase. Em materiais dúcteis assume-se que a vida de fadiga é controlada pela amplitude cíclica da tensão de Von Mises, conforme Equação (2.64).

$$\bar{\sigma}_a = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{(\sigma_{1a} - \sigma_{2a})^2 + (\sigma_{2a} - \sigma_{3a})^2 + (\sigma_{3a} - \sigma_{1a})^2} \quad (2.64)$$

onde,

σ_a é a tensão equivalente média, enquanto σ_{1a} , σ_{2a} , e σ_{3a} , são as amplitudes das tensões principais.

São consideradas as amplitudes das tensões principais onde a fase é positiva e 180° , fora de fase é negativa. Caso o sistema possuir carregamentos estáticos, ou carga cíclica possuir uma média, estas tensões irão alterar o comportamento da curva de maneira análoga aos carregamentos uniaxiais, no entanto, assume-se que a tensão média é o valor estático da tensão hidrostática, com isso, pode ser calculada a tensão média das três direções principais.

$$\bar{\sigma}_m = \sigma_{1m} + \sigma_{2m} + \sigma_{3m} \quad (2.65)$$

Utilizando as equações de transformação de tensão, podem-se alterar as variáveis das equações acima para as componentes de um sistema de coordenadas, obtendo as seguintes equações.

$$\bar{\sigma}_a = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{(\sigma_{xa} - \sigma_{ya})^2 + (\sigma_{ya} - \sigma_{za})^2 + (\sigma_{za} - \sigma_{xa})^2 + 6 * (\tau_{xya} + \tau_{yza} + \tau_{zxa})^2} \quad (2.66)$$

$$\bar{\sigma}_m = \sigma_{xm} + \sigma_{ym} + \sigma_{zm} \quad (2.67)$$

Onde,

$\sigma_{xm}, \sigma_{ym}, \sigma_{zm}$, são as tensões médias ortogonais.

2.5.8.2 Método de Sines

Sines observou através de ensaios experimentais que as tensões médias cisalhantes não tinham influência significativa sobre a resistência a fadiga, para diversas combinações de carregamentos. Já as tensões médias normais, afetam de forma linear as tensões alternadas admissíveis. Com isso Sines propôs um critério onde a tensão cisalhante octaédrica admissível é uma função linear da soma das tensões normais médias, sobre o plano octaédrico. Este modelo pode ser representado pela equação (2.68).

$$\frac{1}{3} \sqrt{(\sigma_{1a} - \sigma_{2a})^2 + (\sigma_{2a} - \sigma_{3a})^2 + (\sigma_{1a} - \sigma_{3a})^2} \leq A - \alpha(\sigma_{xm} + \sigma_{ym} + \sigma_{zm}) \quad (2.68)$$

Onde,

$\sigma_{1a}, \sigma_{2a}, \sigma_{3a}$: tensões médias ortogonais;

A: é a resistência à fadiga para carregamentos uniaxiais alternados;

α : é a medida da influência da tensão média normal sob a resistência à fadiga do material.

Considerando um estado biaxial de tensões, onde uma das tensões principais é nula, o critério de Sines é escrito através de duas tensões principais existentes, com isso a equação pode ser reescrita, conforme equação (2.69).

$$\frac{1}{3} \sqrt{(\sigma_{1a} - \sigma_{2a})^2 + \sigma_{2a}^2 + \sigma_{1a}^2} \leq A - \alpha(\sigma_{xm} + \sigma_{ym}) \quad (2.69)$$

A equação acima representa a equação de uma elipse, onde o tamanho depende da soma das tensões normais média σ_{xm} e σ_{ym} . A região no interior desta elipse representa a região de segurança, ou seja, carregamentos onde as amplitudes das tensões principais estejam no seu interior, o componente mecânico em análise não sofrerá falha por fadiga.

Desta forma, segundo Sines, a tensão alternada equivalente pode ser representada pelo lado esquerdo da equação (2.68).

$$\sigma_{aeq} = \frac{1}{3} \sqrt{(\sigma_{1a} - \sigma_{2a})^2 + \sigma_{2a}^2 + \sigma_{1a}^2} \quad (2.70)$$

O limite da tensão alternada equivalente ou tensão admissível, combinada com as tensões normais médias σ_{xm} e σ_{ym} , pode ser representada através do lado direito da equação (2.69). Então o limite de tensão pode ser representado pela equação (2.71).

$$\sigma_a = A - \alpha(\sigma_{xm} - \sigma_{ym}) \quad (2.71)$$

Uma desvantagem desta aproximação é que a razão e direção das tensões principais permanecem constantes em todo o ciclo de carregamento. Para superar este problema Fuchs, 1979, propôs uma modificação na teoria de Sines, onde o lado esquerdo da equação (2.68) pode ser escrito conforme equação (2.72):

$$\frac{1}{6} \sqrt{(\Delta S_{11} - \Delta S_{22})^2 + (\Delta S_{22} - \Delta S_{33})^2 + (\Delta S_{33} - \Delta S_{11})^2 + 6 * (\Delta S_{12}^2 + \Delta S_{23}^2 + \Delta S_{31}^2)} = A - \alpha(\sigma_{xm} + \sigma_{ym} + \sigma_{zm}) \quad (2.72)$$

Onde, ΔS_{ij} , é a diferença entre componentes do tensor de tensão nos instantes t_1 e t_2 .

$$\Delta S_{ij} = \sigma_{ij}(t_1) - \sigma_{ij}(t_2) \quad (2.73)$$

Os critérios como Tensão principal, Tensão de Von Misses e método de Sines são utilizados para cálculo de fadiga proporcional, ou seja, uniaxial e não são aplicáveis para fadiga multiaxial. O método mais utilizado para fadiga multiaxial é o método do plano crítico.

2.5.8.3 Método do plano crítico

Critério que tem como princípio a identificação de planos críticos em que as tensões ou deformações cisalhantes e normais governam o processo de nucleação e crescimento das trincas de fadiga. O modelo de Brown e Miller considera que a máxima amplitude da deformação cisalhante seja a variável controladora do processo de dano, a qual leva também em consideração a influência da amplitude da deformação normal sob o plano de máximo cisalhamento. A equação (2.74) representa matematicamente o modelo.

$$\gamma_{a,PMADC} + K\varepsilon_{a,PMADC} = cte \quad (2.74)$$

onde,

K : é a propriedade do material;

$\gamma_{a,PMADC}$: é a máxima amplitude de deformação cisalhante;

$\varepsilon_{a,PMADC}$: é máxima amplitude da deformação normal sob o plano de máxima amplitude de deformação cisalhante.

Socie, 1987, desenvolveu um modelo que além de considerar o efeito da máxima amplitude da deformação cisalhante, considera também o efeito da máxima tensão normal sob o plano de máximo cisalhamento. O modelo é representado através da equação (2.75).

$$\gamma_{a,PMADC} + \left[1 + n \left(\frac{\sigma_{max,PMADC}}{S_e} \right) \right] = cte \quad (2.75)$$

Onde,

S_e é o limite de escoamento do material;

n é a propriedade do material;

$\sigma_{max,PMADC}$, é a máxima tensão normal sob o plano de máxima deformação cisalhante.

McDiarmid [1991] considera que a máxima amplitude da tensão cisalhante, como a principal responsável pelo crescimento da trinca de fadiga. O modelo considera o efeito da

máxima tensão normal sob o plano de máxima amplitude de tensão cisalhante no processo de crescimento da trinca. A equação (2.76) representa o modelo de McDiarmid.

$$\frac{\tau_{a,PMATC}}{t_{-1}} + \frac{\sigma_{\max,PMATC}}{2S_{rt}} = 1 \quad (2.76)$$

Onde,

$\tau_{a,PMATC}$: é a máxima amplitude de tensão cisalhante,

t_{-1} : é o limite de fadiga para torção alternada

$\sigma_{\max,PMATC}$: é a máxima tensão normal sob o plano de máxima amplitude de tensão cisalhante

S_{rt} : é o limite de resistência do material.

A metodologia utilizada pelo FEMFAT, software utilizado neste trabalho para análise de fadiga, é baseada no plano crítico. Segundo [theorie_basic manual], para realizar o cálculo de fadiga, o primeiro passo é em transformar todos os tensores de tensão em vários planos, em seguida é gerada a história de carga dos componentes de tensão com a contagem de ciclos Rainflow em todos os planos selecionados. Após a contagem de ciclos é feita uma análise de danos, e por fim o plano de corte com dano máximo é assumido como sendo o plano crítico de fadiga.

Passos para determinação do nó mais crítico pelo método do plano crítico.

1. São gerados planos de corte em torno de cada nó, ao total são 144 planos;
2. Cada plano de corte existe uma tensão normal e cisalhante;
3. Para direção normal existe uma tensão normal alternada e tensão Normal média;
4. Destas tensões são montadas as tensões equivalentes no plano Crítico: tensão alternada equivalente e tensão media equivalente;
5. O nó mais crítico é aquele que, segunda sua tensão média equivalente possui o maior valor de tensão alternada equivalente acima da definida pelo material;

A Figura 2.23 mostra a representação esquemática destes planos.

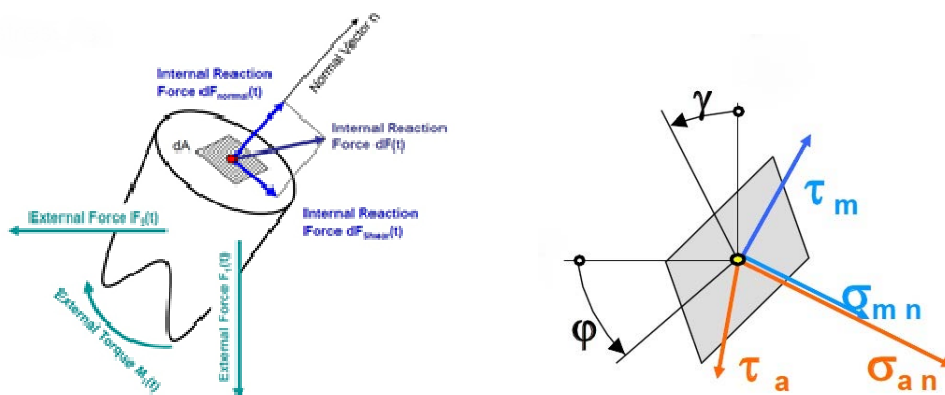


Figura 2.23 Esquema representativo do plano de corte

Fonte: Manual FEMFAT

Para cada plano de corte, que é definido pelo seu vetor ortogonal \vec{n} , conforme equação (2.77), os componentes de tensão normal e de cisalhamento são determinados separadamente pela tensão média e a tensão de amplitude.

$$\vec{n} = n_x \vec{e}_x + n_y \vec{e}_y + n_z \vec{e}_z \quad (2.77)$$

Para a tensão de amplitude:

$$S_{a,x} = n_x \sigma_{a,x} + n_y \tau_{a,yx} + n_z \tau_{a,zx} \quad (2.78)$$

$$S_{a,y} = n_x \tau_{a,xy} + n_y \sigma_{a,y} + n_z \tau_{a,zy} \quad (2.79)$$

$$S_{a,z} = n_x \tau_{a,xz} + n_y \tau_{a,yz} + n_z \sigma_{a,z} \quad (2.80)$$

Para tensão média:

$$S_{m,x} = n_x \sigma_{m,x} + n_y \tau_{m,yx} + n_z \tau_{m,zx} \quad (2.81)$$

$$S_{m,y} = n_x \tau_{m,xy} + n_y \sigma_{m,y} + n_z \tau_{m,zy} \quad (2.82)$$

$$S_{m,z} = n_x \tau_{m,xz} + n_y \tau_{m,yz} + n_z \sigma_{m,z} \quad (2.83)$$

As tensões normais que atuam perpendicular ao plano de corte são:

$$\sigma_a = \bar{s}\bar{n} = n_x^2\sigma_{a,x} + n_y^2\sigma_{a,y} + n_z^2\sigma_{a,z} + 2(n_x n_y \tau_{a,xy} + n_x n_z \tau_{a,xz} + n_y n_z \tau_{a,yz}) \quad (2.84)$$

$$\sigma_m = \bar{s}\bar{n} = n_x^2\sigma_{m,x} + n_y^2\sigma_{m,y} + n_z^2\sigma_{m,z} + 2(n_x n_y \tau_{m,xy} + n_x n_z \tau_{m,xz} + n_y n_z \tau_{m,yz}) \quad (2.85)$$

Para a tensão cisalhante τ_a e τ_m , resultante no plano de corte

$$\tau_a = \sqrt{S_a^2 - \sigma_a^2} \quad \text{onde} \quad S_a = \sqrt{S_{a,x}^2 + S_{a,y}^2 + S_{a,z}^2} \quad (2.86)$$

$$\tau_m = \sqrt{S_m^2 - \sigma_m^2} \quad \text{onde} \quad S_m = \sqrt{S_{m,x}^2 + S_{m,y}^2 + S_{m,z}^2} \quad (2.87)$$

As tensões normais e de cisalhamento que atuam em cada plano de corte são divididos em tensão média e combinada, com a componente de amplitude para uma tensão equivalente utilizando o critério de energia de deformação máxima de cisalhamento, ver equação (2.88) e (2.89). Os parametros de materiais estruturais são usados para simular os diferentes comportamentos de sobrecarga, e os parametros de força dinamica para simular os diferentes comportamentos em relação ao limite de resistência sob tensão normal ou cisalhante.

$$\sigma_{ea} = \sqrt{\sigma_a^2 + \left(\frac{\sigma_{A,tSC}}{\tau_{A,to}}\right)^2 * \tau_a^2} \quad (2.88)$$

$$\sigma_{em} = \sqrt{\sigma_m^2 + \left(\frac{\sigma_y}{\tau_{YS}}\right)^2 * \tau_m^2} \quad (2.89)$$

O sinal da tensão equivalente é dado devido a componente da tensão normal correspondente ao plano. Cada plano de corte é designado pela amplitude e tensão equivalente média. Este valor inserido no diagrama de Haigh resultará em resultados de tensão.

3 PROJETO DE UMA CARROCERIA DE ÔNIBUS

3.1 Generalidades

Tendo em vista o objetivo deste trabalho, que é avaliar o comportamento da estrutura de uma carroceria de ônibus submetida a um carregamento dinâmico e avaliação de fadiga considerando diversos modelos de pista, nos quais os veículos são submetidos, é importante conhecer seu projeto para entender os carregamentos da carroceria originados pelo chassi.

Inicialmente será mostrado o surgimento da carroceria de ônibus, um resumo da sua história até os dias atuais, como também parâmetros de projeto para fabricação da mesma, de forma a entender o contexto do produto e seu problema.

3.2 Historia do ônibus

No início do século 19, o homem começou a *viajar*. Além de tribos errantes e nômades surgiram guerras, fome e peste. Nos séculos mais antigos, comerciantes e exploradores eram os únicos indivíduos a se aventurar além das suas fronteiras nativas durante sua vida.

Nas nações europeias desenvolvidas, foi estabelecido um serviço postal durante o século 17, sendo usadas carruagens puxadas a cavalo. Além de correios também levavam alguns passageiros e uma pequena quantidade de bagagens.

Na metade do século 18, iniciou-se na Inglaterra a industrialização. Neste período aconteceram modificações radicais na sociedade com diversos fatores interagindo e se combinando para formar o que é hoje o conhecido setor de transporte. Com a industrialização a mão de obra era o elemento mais móvel na cadeia de produção, esse desenvolvimento provocou modificações demográficas, à medida que as pessoas eram atraídas para os centros industriais onde havia emprego, resultando no crescimento da população urbana e aumentando a demanda para o transporte de pessoas e também matéria prima para as empresas.

O volume de transporte requerido pela indústria ultrapassou a capacidade de cavalos e carretas, e foi à *estrada de ferro* que deu ao transporte terrestre o seu maior impulso. Com o passar do tempo o transporte de passageiros se tornou necessário e em escala maior, à medida que as pessoas se locomoviam dos centros industriais até suas residências. Em cidades Europeias como, Paris, Londres e Berlim, nos anos de 1830 e 1840, o ônibus de tração animal

tornou-se uma visão familiar de tráfego urbano. Porém no mesmo período em Londres testavam os primeiros ônibus movidos a vapor, ver Figura 3.1.



Figura 3.1 Ônibus movido a vapor

Fonte: site eletrônico revista milbus

Mesmo com os veículos de propulsão própria ser mais versáteis que os de tração animal, estes não tiveram grande sucesso, porém em 1890 os ônibus de propulsão própria foram reativados, mas foi em 1891 que o primeiro ônibus elétrico apareceu nas ruas de Londres, seguido em 1897 por um veículo a vapor queimado a óleo, e em 1898 pelo primeiro ônibus acionado por um motor de combustão interna, ver Figura 3.2. Foi em Estocolmo o primeiro ônibus de combustão interna da Daimler a andar pelas ruas de paralelepípedo da cidade, porém devido às rodas serem de madeiras havia muito barulho, e após alguns dias de trabalho os mesmos foram retirados de circulação. Somente em 1923 que o ônibus a motor foi usado nas ruas da capital.



Figura 3.2 Primeiro ônibus a motor

Fonte: Revista milbus

Nos primeiros anos deste século, fabricantes de diversos países começaram a sentir o potencial do carro a motor. A influência da carruagem de tração animal era ainda muito evidente nos veículos, tanto que os ônibus a motor daquela época muito se pareciam com os seus precursores de tração animal.

O primeiro ônibus que se tem notícia no Brasil chegou no Nordeste brasileiro. Foi um veículo da marca Francesa Panhard-Levassor importado em 1900. A Panhard-Levassor era uma fabricante francesa que começou em 1895 e em 1897 oferecia ônibus leve com motor de 12 HP, 3,3 litros e 4 cilindros funcionando a gasolina. Em 1954 se aliou a Citroen, produzindo vários tipos de veículos leves e pesados e fechando em 1959.

Em 1916 surge em Porto Alegre – RS uma firma chamada Alves&Orteiral, onde em sua oficina mecânica e carpintaria era produzido um “bonde-automóvel”, destinado ao transporte de passageiros. Todo o material de ferro do “bonde” como molas, eixos, era fundido na própria oficina.

Após meados da década de 20 o auto-ônibus e o bonde foram desaparecendo, foi onde começou a aparecer o ônibus, e com isso também começaram a aparecer as encarroçadoras de ônibus, ver Figura 3.3.



Figura 3.3 Ônibus jardineira na década de 20

Fonte:<http://opontodevistadeligialeal.blogspot.com>

Em 1941 no estado de São Paulo foi fabricada a primeira carroceria de ônibus pelos irmãos Grassi, com capacidade para 45 pessoas, ver Figura 3.4.



Figura 3.4 Primeira carroceria fabricada pelos irmãos Grassi

Fonte: <http://www.museudantu.org.br>

Em 1949 foi fundada pelos irmãos Dorval, Antonio, Nelson, João, e Doracy Luiz Nicola, a Carrocerias Nicola Manufaturas Metálicas S/A. Na década de 1950 foi fabricado pela Mercedes bens os primeiros chassis nacionais, onde a empresa Caio – Companhia Americana Internacional de Ônibus, produziu as primeiras carrocerias de ônibus com esse tipo de chassi. Em 1955 é fundada outra encarroçadora de ônibus no estado do Rio de Janeiro chamada de Ciferal.

A partir da década de 1970 o mercado passou a exigir mais dos ônibus, e foi em 1974 que a empresa Carrocerias Nicola Manufaturas Metálicas S/A, transformou-se em Marcopolo S/A.

Em julho de 1986, é apresentado o maior ônibus brasileiro, na época, que recebeu da Federação das Indústrias do Rio Grande do Sul o prêmio "Distinção Indústria 86". Esse veículo, com quase quatro metros de altura, era do modelo Paradiso, sendo o primeiro ônibus brasileiro tipo High Deck (piso alto), destinado ao transporte de média e longa distância.

Com a abertura do mercado e a globalização a indústria nacional ganhou impulso podendo trocar experiências com outros países. Atualmente o Brasil é um dos maiores fabricantes de carrocerias de ônibus, exportando para todos os continentes do mundo.

3.3 Descrição de uma carroceria de ônibus

Um ônibus é formado pelo acoplamento de uma estrutura chamada de “casulo” e acoplada sobre um chassi. No Brasil empresas que são fornecedoras do chassi são chamadas

de montadoras, e encarroçadora é responsável pela fabricação da carroceria como também a união da carroceria no chassi denominando o ônibus. Geralmente o proprietário do ônibus adquire o chassi junto à montadora, onde em seguida é encaminhado a encarroçadora. Todas encarroçadoras de ônibus recebem das fornecedoras de chassi um procedimento para a união da carroceria ao chassi chamada de “Diretrizes de encarroçamento”. Existem algumas nomenclaturas que são usadas em encarroçadoras e em manuais que serão utilizadas neste trabalho.

3.3.1 Casulo

O casulo de uma carroceria é formado por sete componentes estruturais: frente, traseira, lateral direita e esquerda, base superior e inferior e teto. Esses conjuntos são montados em gabaritos separados, e em seguida são levados até um gabarito de montagem onde são unidos pelo processo de soldagem.

A principal função do casulo é em dar a forma e rigidez do veículo. O casulo tem função de suportar todos os esforços que a carroceria irá solicitar. Segundo Morsh [2001], a carroceria de um ônibus é tão rígida que absorve metade da carga de trabalho do ônibus, mesmo que seja montada sobre um chassi projetado para absorver toda a carga. A carroceria também tem grande responsabilidade para a segurança dos usuários, pois mediante a um impacto a mesma deverá absorver a energia de impacto durante a colisão. Os principais materiais utilizados em um casulo são tubos de seção retangular e quadrada. A Figura 3.5 ilustra o casulo de uma carroceria de ônibus.

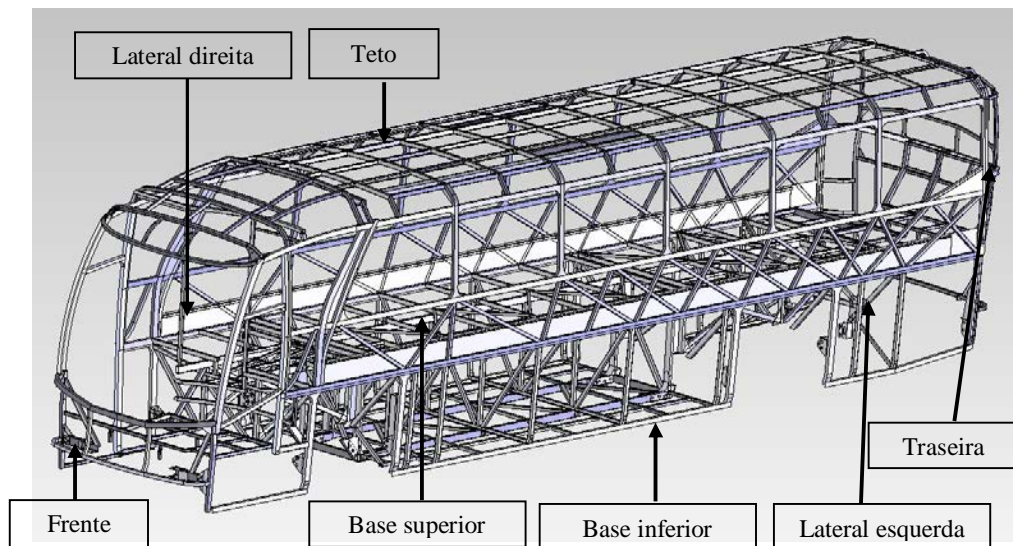


Figura 3.5 Casulo de uma carroceria de ônibus

Fonte:autor

3.3.1.1 Frente

A estrutura dianteira ou frente é formada por tubos retangulares conformados acompanhando o designer da carroceria. Na estrutura dianteira são fixados os faróis; pára-choques; e mecanismos de articulação como tampa e limpadores; etc.

3.3.1.2 - Estrutura traseira

A estrutura traseira é formada por tubos retangulares e quadrados conformados, acompanhando o designer da carroceria. Na estrutura traseira são fixados os acabamentos externos, portinhola do motor, vigias e pára-choques traseiro.

3.3.1.3 - Estrutura lateral direita/esquerda

As laterais são formadas por tubos retangulares e quadrados conformados de acordo com a seção transversal do veículo. Nas laterais são fixados os chapeamentos externos, janelas, portinholas dos bagageiros, como também toda parte de acabamento lateral interno do veículo.

As estruturas laterais são sujeitas a carga elevada, originadas pela ação do arranque, aceleração/frenagem, curva e torção. Os contraventamentos laterais servem para aumentar a

rigidez da lateral.

3.3.1.4 - Estrutura da base superior

A estrutura da base é composta por tubos retangulares e quadrados, soldados. Servem como sustentação do assoalho. A base é montada por dois tubos longitudinais chamados de longarinas da base, onde são soldados tubos transversais que formam a ligação com as laterais.

3.3.1.5 - Estrutura da base inferior

A base inferior também é composta por tubos retangulares e quadrados, e demais perfis. A função da base inferior é fazer a ligação entre as partes do chassi, como também para o bagageiro da carroceria.

3.3.1.6 - Estrutura do teto

A estrutura do teto é composta por tubos, chapas e demais perfis. O teto é colocado sobre as laterais, serve para fixação de diversos componentes como, monitor de TV, porta pacotes, acabamentos internos, e também apresenta função estrutural fechando o casulo.

3.3.1.7 Chassi

O chassi de uma carroceria de ônibus é composto por travessas que são vigas transversais formadas por tubos de secção quadrada ou retangular, e longarinas que são vigas que estão no sentido vertical do chassi formadas por perfis em forma de “C”, ver Figura 3.6.

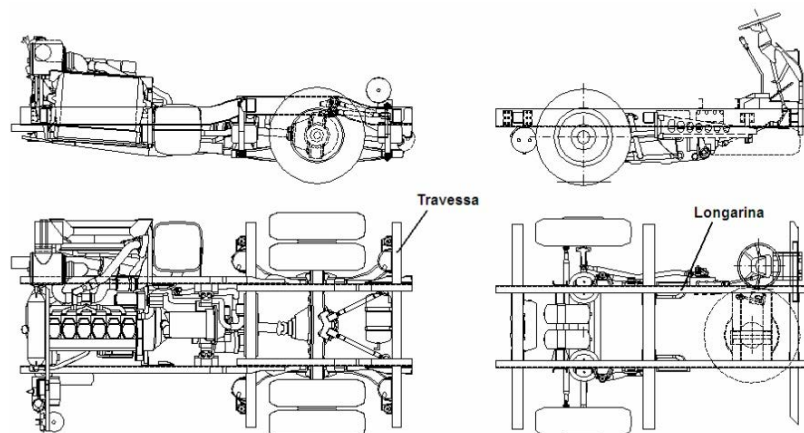


Figura 3.6 Esquema estrutural de um chassi

Fonte: Diretrizes para construção de carrocerias – Mercedes-Benz

A função de um chassi é em suportar toda a massa da carroceria, além de seus componentes mecânicos que os compõem. O chassi antes de acoplado com a carroceria recebe toda uma preparação onde são fixadas chapas nas regiões de longarinas e travessas que terão a função de apoio dos componentes da estrutura formando a união casulo com chassi, e assim que acoplado, todo o seu peso é transferido para as suspensões dianteira e traseira do mesmo, ver Figura 3.7.



Figura 3.7 Acoplamento carroceria com chassi

Fonte: Catálogo Volkswagen 2007

Existem algumas recomendações dos fabricantes de chassis em relação a cuidados quanto à preparação e processo de soldagem que os componentes do chassi receberão. Esses itens

devem ser respeitados para garantir a vida útil do mesmo. Estes são encontrados nas diretrizes de encarroamento das fabricantes de chassi.

Os chassis são separados por dois tipos: Chassi motor dianteiro e chassi motor traseiro. O chassi motor dianteiro, ver Figura 3.8, geralmente é utilizado em veículos com pequenas distâncias, veículos para transporte coletivo urbano, ou veículos que trafegam em estradas ruins sem nenhum tipo de pavimentação.

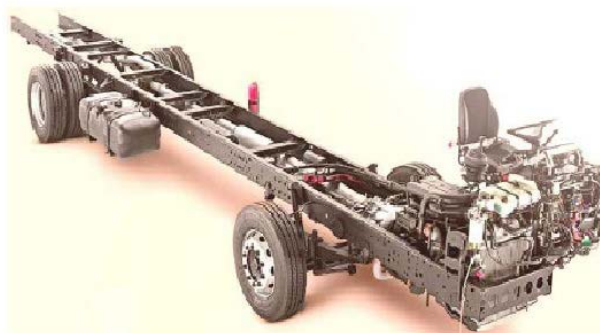


Figura 3.8 Chassi motor dianteiro

Fonte: Diretrizes para construção de carrocerias – Mercedes-Benz

O chassi motor traseiro é dividido em duas partes chamados de “bugs”, ou seja, “bug dianteiro” e “bug traseiro”. Quando acoplado os mesmos são divididos conforme especificação do projeto da carroceria com o objetivo de aumentar o espaço entre eixos aumentando o comprimento do carro e também permitindo a montagem do bagageiro central. O chassi motor traseiro geralmente é utilizado para veículos turismo, com grandes dimensões externas, veículos que percorrem grandes distâncias e com maiores motorizações.



Figura 3.9 Chassi motor traseiro

Fonte: Diretrizes para construção de carrocerias – Mercedes-Benz

3.3.2 Suspensão

A suspensão tem grande função estrutural para absorver os efeitos de forças causados por uma excitação importada pelas irregularidades das pistas. Segundo Gillespie [1992], as propriedades de uma suspensão, importante na dinâmica do veículo, são principalmente observadas no seu comportamento cinemático e nas suas respostas a forças e momentos que devem ser transmitidos do pneu para o chassi.

Os chassis utilizados pelas carrocerias de ônibus são com dois tipos de suspensão, feixe de molas, Figura 3.10 e amortecedor pneumático, ou suspensão a ar, Figura 3.11 mais amortecedor pneumático.

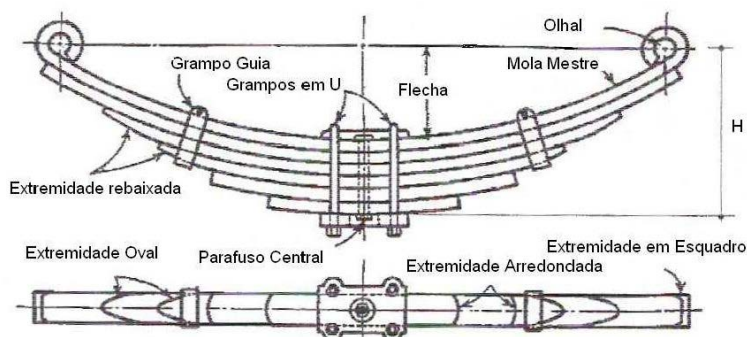


Figura 3.10 Feixe de molas

Fonte: Diretrizes para construção de carrocerias – Mercedes-Benz

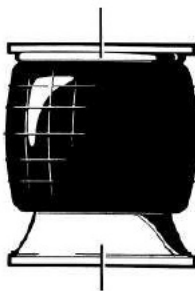


Figura 3.11 Suspensão a ar - folgas

Fonte: Diretrizes para construção de carrocerias – Mercedes-Benz

O sistema de suspensão com feixes de mola é formado por lâminas de seção retangular presa por grampos. A fixação do feixe de mola é no eixo das rodas e nas longarinas do chassi.

A suspensão a ar é formada por válvulas-sensores de nível mecânico que, com o aumento de pressão dos foles, pode-se controlar a altura do veículo nas suspensões dianteira e traseira. A fixação dos foles é feita abaixo das longarinas principais do chassi na região dianteira, e abaixo das travessas do chassi na região traseira. As condições de uso da suspensão pode ser alterada automaticamente devido as necessidades percebidas pelo motorista, acionadas por comando no painel do veículo. A rigidez das molas deste tipo de veículo é devido à pressão interna no fole e da altura de operação do fole. Para efeitos teóricos considera-se que os foles trabalham com pressão interna constante [Morsh,2001].

Os amortecedores de uma carroceria de ônibus são responsáveis por controlar as vibrações devido ao peso suspenso, chassi e carroceria, e mais as do peso não suspenso, sua própria suspensão. A função dos amortecedores é controlar ações executadas pelas molas, não devem impedir ou dificultar a compressão externa das molas, mas evitar que a estabilidade do veículo seja alterada pela repetição dos movimentos. Os amortecedores utilizados em carrocerias de ônibus são do tipo hidráulico ou bitubular, telescópios e de duplo efeito [Morsh, 2001].

3.4 Forças dinâmicas que atuam em um ônibus

Na conceituação de um projeto de ônibus devem ser levados em conta os esforços que a carroceria irá receber como, cargas devido ao seu peso próprio e também forças dinâmicas

que atuam quando em movimento. As principais forças que atuam em uma carroceria de ônibus são forças verticais, longitudinais e transversais.

3.4.1 Forças verticais

Forças originadas dos movimentos normais da suspensão, forças adicionais que afetam as laterais da carroceria podem ocorrer quando o ônibus é solicitado em uma curva. As forças verticais no ônibus são absorvidas pela suspensão ou pelos feixes de molas. Estas entram na região da roda do chassi amortecidas pela suspensão e distribuídas na carroceria. As forças na região frontal são concentradas nas regiões de portas exercendo pressão elevada sobre ela. A massa dos passageiros e bagagens está concentrada no entre eixo, as forças seguem pelas laterais da carroceria se espalhando por todo o veículo chegando até as longarinas e suspensão do chassi, ver Figura 3.12.

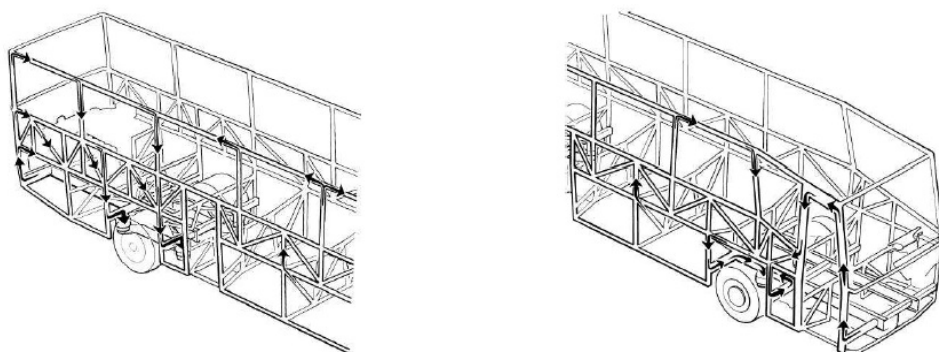


Figura 3.12 Forças verticais na carroceria

Fonte:Manual dos construtores de ônibus – Scania

3.4.2 Forças longitudinais

As forças longitudinais são ocorridas quando o veículo passa por uma frenagem ou também quando o mesmo é submetido a um desnível de estrada. Quando o ônibus é solicitado por uma frenagem, o teto exerce forças nas laterais da carroceria onde são absorvidas pelos tubos das janelas chamados de “entre janelas”, transmitindo para as longarinas e travessas do chassi chegando até a suspensão, ver Figura 3.13.

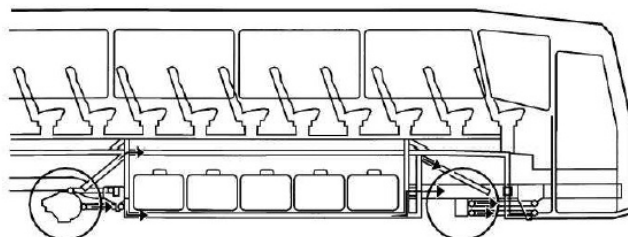


Figura 3.13 Forças longitudinais na carroceria

Fonte:Manual dos construtores de ônibus - Scania

3.4.3 Forças transversais

Forças transversais ocorrem quando o veículo é submetido a estradas com grandes torções, mudanças de marchas severas, ou quando submetidas a curvas em medias ou altas velocidades. As forças para essa condição movem de dentro para fora do veículo, na direção das extremidades dos barrotos da base. O teto é pressionado para fora do veículo, mas é impedido pelas ligações inferiores da carroceria, tubos verticais e rodas do chassi. A Figura 3.14, mostra os esforços da carroceria para esse tipo de carregamento.

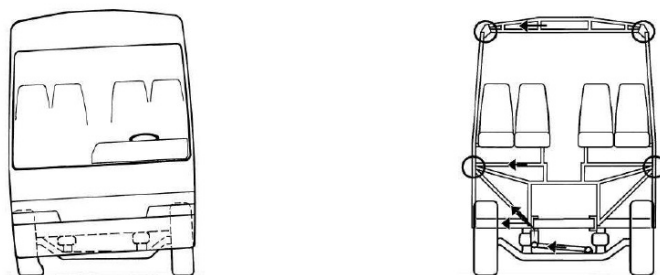


Figura 3.14 Forças transversais na carroceria

Fonte:Manual dos construtores de ônibus – Scania

4 MATERIAIS E MÉTODOS

4.1 Generalidades

Neste capítulo apresenta-se a metodologia e os procedimentos experimentais realizados para posteriormente avaliar o comportamento dinâmico e de fadiga da carroceria de ônibus.

Primeiramente foi realizado ensaios em corpos de prova conforme norma ASTM E 8, para levantar as curvas dos materiais que serão utilizados na análise de fadiga.

Em seguida será apresentada a metodologia de medições que serão realizadas simultaneamente em estradas com trechos em bom estado, estradas de paralelepípedo e em estradas com trechos irregulares. Essas estradas são utilizadas pela empresa Marcopolo para validação de novos projetos, através de testes de durabilidade das carrocerias.

4.2 Ensaio dos materiais

Para avaliação de fadiga pelo método dos elementos finitos, é fundamental a propriedade mecânica do material da carroceria em estudo, no entanto, ensaios de tração foram realizados conforme norma ASTM E 8 para obter as propriedades mecânicas do material, ver Figura 4.1.



Figura 4.1 Ensaio de tração dos materiais

Fonte: autor

É utilizado na carroceria de ônibus materiais conhecidos como aços de alta resistência mecânica e baixa liga (ARBL), sendo constituídos por um grupo específico de aços com composição química especialmente desenvolvida para alcançar certas especificações de propriedades mecânicas, principalmente de limite de escoamento (NEVES, F). Segundo norma SAE J2340 (*Society of Automotive Engineers*), os aços HSLA (*High Strength Low Alloy*) ou ligas ARBL, são classificados através do seu limite de escoamento que pode variar de 300 a 900MPa (SAE).

Devido esse tipo de aço ter seu limite de escoamento relativamente alto, a indústria de ônibus passou a utilizar em partes da carroceria, podendo então trabalhar em redução de espessura em relação ao aço galvanizado sem comprometer sua integridade estrutural. Aços de alta resistência aumentam a vida útil dos componentes em relação à fadiga, pois suportam grandes carregamentos dinâmicos e impactos.

Tabela 4.1 Ensaio de tração do material obtido em laboratório

<i>Corpo de prova (B)</i>	<i>Espessura (mm)</i>	<i>Largura (mm)</i>	<i>Força Máxima (Kgf)</i>	<i>Tensão de ruptura (MPa)</i>	<i>Tensão de escoamento (MPa)</i>	<i>Módulo de Elasticidade (GPa)</i>	<i>Alongamento (%)</i>
CP1	2,72	12,16	1627,49	482,54	391,07	224900	23,51
CP2	2,76	12,17	1665,81	486,35	449,05	224900	23,86
CP3	2,74	12,04	1624,04	482,77	443,35	224900	19,99
CP4	2,72	12,24	1628,18	479,59	424,50	224900	22,04

Na Figura 4.2 será representada a curva não linear do material utilizado com dado de entrada para análise dinâmica e de fadiga da carroceria.

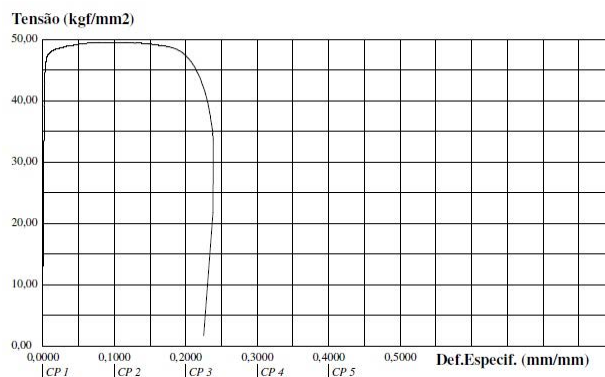


Figura 4.2 Curva não linear do material

Fonte: Laboratório Marcopolo

4.3 Ensaio de durabilidade da carroceria

A empresa Marcopolo fabricante da carroceria desenvolve ensaios de durabilidade em seus veículos em um trajeto já definido e utilizado como parâmetro no desenvolvimento de novos projetos. A região onde foram realizadas as medições fica localizada na Serra Gaúcha, no Rio Grande do Sul, Brasil. O trajeto indicado na Figura 4.3 mostra as estradas principais, sendo a maioria asfaltada, entretanto, foram percorridas estradas secundárias, de terra e de paralelepípedo nessa região.

O padrão utilizado pela empresa para tipos de pista durante o ensaio corresponde a 68% de estrada de terra, 5% de paralelepípedo e 27% de asfalto. Esse trajeto é utilizado por representar bem as condições das estradas em geral e por possuírem condições muito ruins, o que acelera em até seis vezes os resultados. Esse percurso, principalmente o trecho de terra, aplica sobre a carroceria um carregamento variado simultâneo com torção, flexão, tração e compressão da estrutura tubular.



Figura 4.3. Trajeto para teste de durabilidade da carroceria.

Fonte: Adaptado de <<http://www.googlemaps.com>> (2011)..

4.3.1 Estrada com pavimentação asfáltica

Segundo Nardello (2005), estrada com pavimentação asfáltica é um tipo de pavimento encontrado em grandes e longas rodovias do país e também em muitas cidades brasileiras. É um tipo de pavimento utilizado mundialmente na cobertura de superfícies de rodovias, estacionamentos e etc. Seu perfil é composto por uma cobertura colocada sobre o solo sob sucessivas camadas e um tratamento controlado de aplicação para permitir um tráfego seguro

e com baixas rugosidades. É um tipo de pavimento de alta resistência mecânica e uma relação custo benefício muito bom. A degradação deste pavimento e reformas mal feitas geram impulsos nas suspensões dos veículos, excitando uma grande quantidade de frequências na estrutura dos mesmos.



Figura 4.4. Estrada com asfalto.

Fonte: autor

4.3.2 Estradas de Paralelepípedo

Segundo Nardello (2005), estrada de paralelepípedo Figura 4.5, é um pavimento tipicamente urbano, encontrado predominantemente em regiões onde a quantidade de pedras é grande.

As pedras que formam este tipo de pavimentos são irregulares de dimensões variadas formadas manualmente. Este tipo de pavimento possui alta rugosidade devida sua geometria irregular, sinal com elevadas frequências e baixas amplitudes, e um tipo de cobertura para pavimentação de baixo custo com vantagens limitadas.

Muitas cidades brasileiras ainda possui este tipo de pavimento.



Figura 4.5 Estrada de paralelepípedo.

Fonte: autor

4.3.3 Estrada de chão batido

Segundo Nardello (2005), estrada de chão batido Figura 4.6 é um perfil de pista que não recebeu nenhuma forma de cobertura que modificasse sua forma original de terra. Seu perfil é composto por uma rugosidade aleatória de amplitudes variáveis. É o tipo de perfil de pista mais abundante no Brasil e mais comum de serem encontradas entre pequenas cidades, vilas e também em grande parte da região Norte do Brasil.



Figura 4.6 Estrada de chão batido

Fonte: autor

Para validação da carroceria, ver Figura 4.7, o veículo em análise deve percorrer 150.000 km. A condição de teste na carroceria é com 18% do veículo vazio, 28% do veículo em meia carga, e 54% do teste com o veículo em sua carga total, ou seja, para o modelo de carroceria em análise 19.540Kg.



Figura 4.7 Carroceria Paradiso 1200 em análise

Fonte: autor

Inspeções periódicas a cada 15.000 km são feitas no veículo durante o teste de durabilidade, a fim de localizar possíveis falhas na carroceria.

4.4 Aquisição dos sinais

4.4.1 Acelerometria

Segundo Rao, 2008, quando um transdutor é usado em conjunto com outro dispositivo para medir vibrações, ele é denominado *sensor de vibração*. Os sensores de vibração comumente utilizados são conhecidos como instrumentos sísmicos. Um instrumento sísmico consiste em um sistema massa-mola-amortecedor montado sobre o corpo vibratório, como mostra a Figura 4.8. O movimento vibratório é medido pela determinação do deslocamento da massa em relação à base na qual está montada.

O instrumento consiste em uma massa m , uma mola k e um amortecedor c no interior de uma gaiola, a qual é presa ao corpo vibratório. Com esse arranjo, as extremidades inferiores da mola e do amortecedor terão o mesmo movimento da gaiola (que será medido, y), e sua vibração excita a massa suspensa, o que faz movimentar-se. Então, o deslocamento da massa em relação à gaiola é $z = x - y$, onde x representa o deslocamento vertical da massa suspensa, pode ser medido se for acrescentado um ponteiro à massa e uma escala à gaiola, como mostra a Figura 4.8.

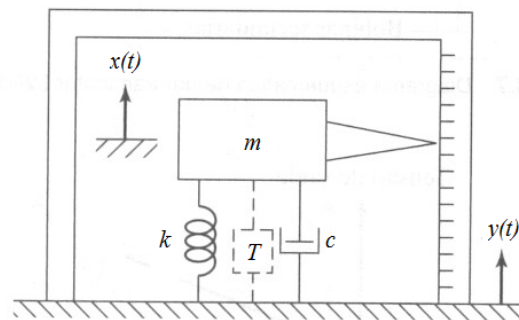


Figura 4.8 Instrumento sísmico

Fonte: Rao[1996]

Um transdutor pode ser um instrumento que mede a aceleração de um corpo vibratório. Por exemplo, acelerômetros são amplamente usados para medir vibração. Pelo registro do acelerômetro, obtém-se a velocidade e os deslocamentos por integração.

Devido ao pequeno tamanho e alta sensibilidade, os acelerômetros são preferidos para medições de vibração.

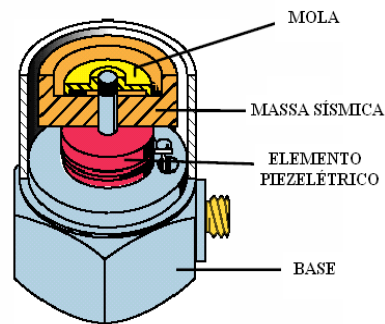


Figura 4.9 Acelerômetro

Fonte: Rao [1996]

4.4.2 Metodologia para aquisição dos sinais dos perfis de pista

Para avaliar o comportamento da carroceria quando solicitada a diferentes perfis de pista, instalou-se quatro acelerômetros no chassi, dois foram fixados na região do rodado parte frontal, e dois na região do rodado traseiro Figura 4.10. A posição para fixação dos acelerômetros foi definida para representar o sinal da pista antes de ser amortecido pelo sistema de suspensão. Os ensaios foram realizados simultaneamente nos quatro pontos, com o objetivo de coletar todo o sinal da pista que será transmitido para a carroceria.

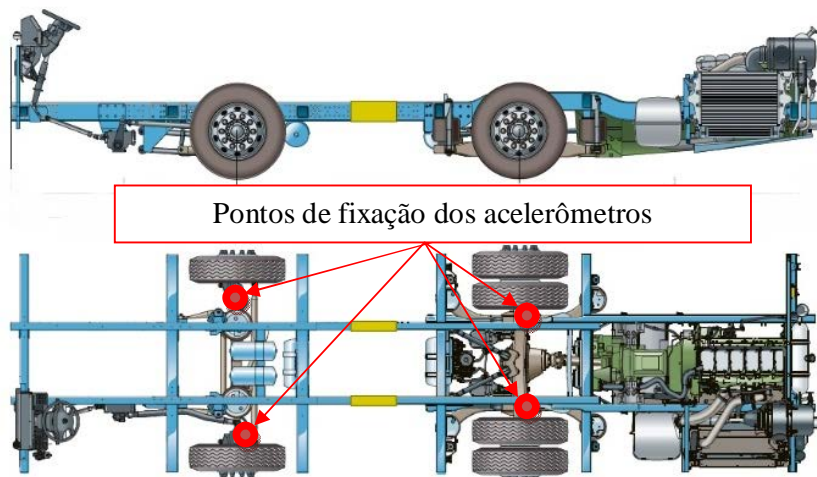


Figura 4.10 Chassi Scania motor traseiro

Fonte: site www.scania.com.br- adaptado manual encarroador

Para realizar as medições, foram fixados acelerômetros nas seguintes posições:

1. Cubo da roda dianteira lado direito / lado esquerdo (acelerômetro na direção Y):



Figura 4.11 Fixação do acelerômetro roda dianteira

Fonte : autor

2. Cubo da roda traseira região lado direito / lado esquerdo (acelerômetro na direção Y):

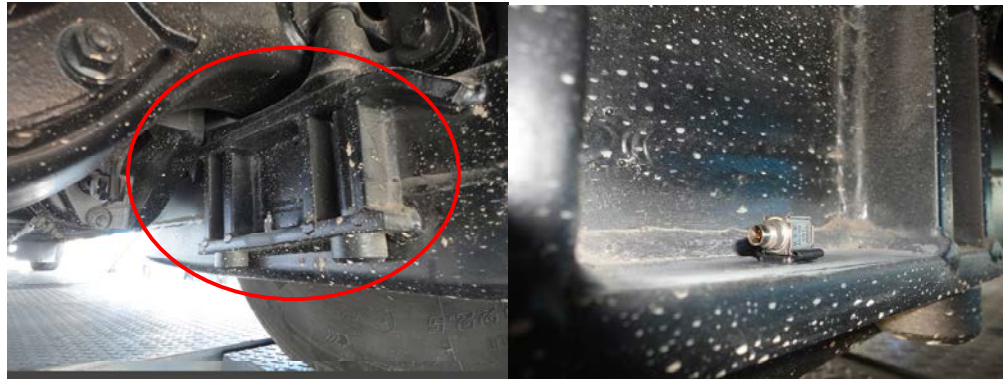


Figura 4.12 Fixação do acelerômetro região traseira

Fonte : autor

4.4.3 Equipamentos utilizados nos ensaios de acelerometria

Os equipamentos relacionados na sequência foram utilizados para as medições dos sinais. Como o ensaio foi realizado simultaneamente em quatro pontos da carroceria (cubo das rodas), utilizaram-se quatro acelerômetros, sendo que, dois são triaxiais, posicionado na região traseira do chassi e dois uniaxiais posicionados na região frontal da chassi.

- Dois acelerômetros triaxial piezoresistivo Deltatron Type 4520; alcance de medição: $\pm 4900 \text{ m/s}^2$ ($\pm 500 \text{ g}$) pico; faixa de frequências: 2 Hz a 7 kHz;
- Acelerômetro uniaxial piezoresistivo Deltatron type 4513-B; alcance de medição: $\pm 4900 \text{ m/s}^2$ ($\pm 500 \text{ g}$) pico; faixa de frequências: 1Hz a 10kHz;
- Front-end Brüel & Kjaer 12 canais;
- Analisador PULSE Brüel & Kjaer versão 12.5.0.196, 2008;
- Notebook AMD Turion (tm) 2 GHz, 1,87 GB da RAM;



(a) Acelerometro Triaxial

(b) Acelerometro uniaxial

Figura 4.13 Acelerômetro utilizados

Fonte : autor



Figura 4.14 Front-end 12 canais

Fonte : autor

4.4.4 Tipos de sinais adquiridos na acelerometria

Para avaliar a vida útil de um veículo é necessário conhecer o pavimento em que o mesmo trafega. Gillespie, 2002, afirma que os movimentos vibratórios em veículos correspondem ao intervalo de 0 a 25 Hz. As vibrações aleatórias nos veículos quando em movimento são causadas pela excitação oriunda da rugosidade do pavimento em que o veículo transita.

Segundo Wang, 2002, vibrações aleatórias em um veículo são causadas pela excitação advinda da rugosidade do pavimento e têm grande influência no desempenho do veículo, principalmente na dinâmica vertical, nas cargas dinâmicas dos diversos componentes.

Para excitar o modelo numérico da carroceria foram obtidos sinais em três tipos de pavimentos, asfalto, paralelepípedo e estrada de terra. A coleta dos sinais foi realizada em pequenos intervalos de tempo considerando sempre as regiões mais críticas para cada perfil, ver Tabela 4.2.

Tabela 4.2 Testes medidos experimentalmente

<i>Trecho</i>	<i>Terreno</i>	<i>Distância</i>	<i>Velocidade</i>
1	Asfalto	640 metros	80 km/h
2	Paralelepípedo	1200 metros	40 km/h
3	Estrada de terra	1320 metros	30 km/h

Os tipos de sinais obtidos nas medições para cada perfil foram aceleração no domínio do tempo, onde em seguida foram integrados obtendo os valores de deslocamentos no domínio do tempo. As medições foram consideradas somente os valores na direção vertical da carroceria, ou seja, na direção em y . Não foram consideradas as acelerações longitudinais e transversais, pois estes carregamentos ocorrem no veículo com menos regularidade.

4.4.5 Taxa de amostragem

Para realização dos testes experimentais onde envolvem problemas de diversas grandezas físicas, utilizam-se normalmente transdutores (citado no item 4.4.1), onde estes aparelhos permitem a conversão de grandezas mecânicas em outros tipos de grandezas, por exemplo, acelerações ou deslocamentos, podendo ser observadas em um registro contínuo de tempo.

Registros contínuos de tempo são valores numéricos equidistantes ou então designados por registros discretos ou simplesmente por dados. Estes conjuntos de dados podem ser designados como serie temporal ou amostragem com duração T .

Segundo Paulo Mendes, 2008, a operação de passagem de um registro contínuo (sinal analógico) para um registro discreto (sinal digital), dá-se o nome de *amostragem*. A qual se baseia na obtenção de uma “amostra”, a qual se pretende que seja representativa do sinal contínuo.

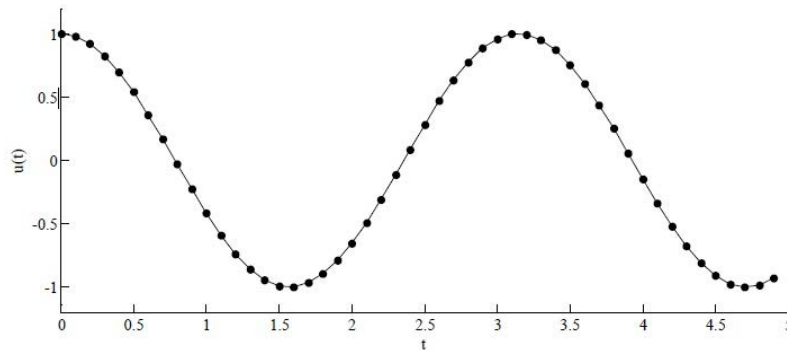


Figura 4.15 Amostragem de um sinal contínuo $u(t)$

Fonte : Mendes [2008]

Na prática, a transformação de um sinal analógico em um sinal digital é assegurada pela ação dos designados conversores *analógico/digital* (A/D).

A amostragem de um sinal $u(t)$ é obtida através de uma série de N valores em intervalos Δt .

$$u_k = u(t_k) \text{ e } T = N * \Delta t \quad (4.1)$$

Séries temporais resultam em amostragens discretas que são constituídas por valores equidistantes no tempo designando como intervalo de amostragem Δt ; com isso, surge a noção de frequência de amostragem, dada pela equação abaixo.

$$f_a = \frac{1}{\Delta t} \quad (4.2)$$

A definição de amostra significa que a partir do conhecimento de Δt é possível reconstituir o sinal contínuo que lhe deu a origem. Quanto menor é o valor de Δt melhor é a reconstrução do sinal, porém poderá haver informações repetidas devido ao incremento de tempo ser excessivamente pequeno, havendo pontos repetidos em excesso podendo causar uma sobrecarga computacional.

O teorema de amostragem considera um sinal contínuo $u(t)$, correspondente a uma série temporal u_k , obtida por uma amostragem periódica em um intervalo de tempo Δt , admita-se que fazendo a transformada de Fourier que encontra fora dos intervalos de frequências $[-F, F]$, em que F representa a frequência finita qualquer, esta consideração

implica que fora daquela gama de frequência o sinal não possui conteúdo energético, designando-se devido a esse motivo por sinal de banda limitada. Com isso o teorema de amostragem mostra que se a serie u_k é obtida com uma frequência de amostragem superior a $2F$, significa que é possível reconstruir o sinal utilizando formulas de interpolações. Assim sendo, a frequência de amostragem f_a , não poderá fornecer dados sobre o conteúdo energético de mesmo sinal acima de f_N , conforme equação (4.3).

$$f_N = \frac{f_a}{2} \quad (4.3)$$

onde,

f_N é a frequência de Nyquist

Para reduzir o número de dados obtidos pelo software de aquisição de sinais “pulse”, sem afetar a resposta final do sinal, utilizou-se uma taxa de amostragem de até 100Hz, desconsiderando os sinais acima deste valor. O passo de tempo na aquisição dos sinais foi de 0,00391 segundos, constante determinada pelo software.

4.4.6 Função de transferência

O comportamento de um sistema dinâmico é relacionado linearmente o sinal de entrada com o sinal de saída. Segundo Nardello, 2005 há uma relação direta entre entrada e saída de qualquer sistema linear e prevalece também para funções aleatórias. A função de transferência é caracterizada pela razão entre a amplitude do movimento absoluto da massa não suspensa e a amplitude do movimento da base, que é a amplitude da rugosidade dos perfis das estradas.

A função de transferência é também conhecida como transmissibilidade do sistema, onde definida a excitação no domínio da frequência, faz uma relação entre excitação e resposta, conhecida por $H(j\omega)$. Para representar a magnitude do sistema de entrada, a função de transferência e a magnitude de saída, ver Figura 4.16.

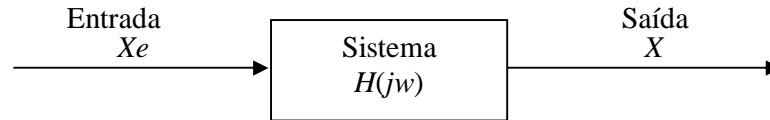


Figura 4.16 Diagrama de blocos de um sistema linear

Fonte : autor

$$H(j\omega) = \frac{X}{E} = R \quad (4.4)$$

onde,

X/E é chamado de razão de transmissibilidade do sistema

R = fator de amplificação ou atenuação

4.4.7 Calibração do modelo

Com o objetivo de validar o modelo numérico foram realizados dois tipos de teste, o ensaio do pêndulo em um nó estrutural e o ensaio de torção na carroceria completa. Para o primeiro teste construiu-se um nó estrutural correspondente da carroceria, onde o mesmo foi submetido ao ensaio do pêndulo conforme resolução do CONTRAN 316/09, onde o pêndulo deve ser lançado de uma altura que lhe permita atingir a seção de carroceria com uma velocidade compreendida entre 3 e 8 m/s. A superfície de impacto do pêndulo deve ser de aço, com $20 \text{ mm} \pm 5 \text{ mm}$ de espessura, e a massa do pêndulo deve estar uniformemente distribuída, retangular e plana sendo que a sua largura não deve ser inferior à largura da seção de carroceria ensaiada e a altura não deve ser inferior a 800 mm. Baseado nos ensaios de tombamento do veículo completo é possível determinar as condições do ensaio como, velocidade de impacto e massa do pêndulo, ver Figura 4.17.

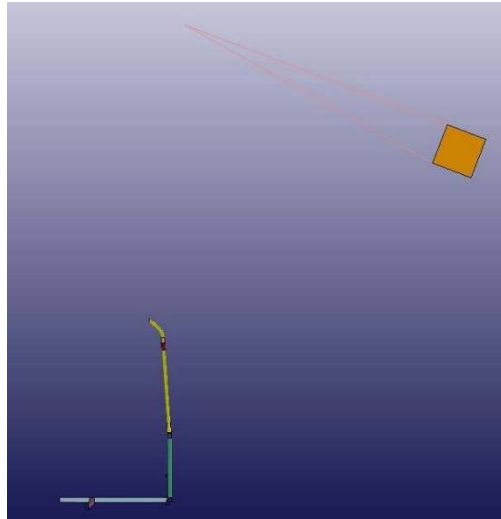
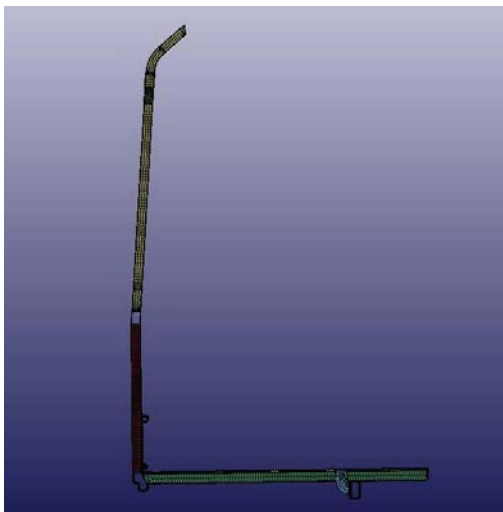


Figura 4.17 Condições iniciais ensaio do pêndulo

Fonte : autor

Para calibração do modelo numérico foram obtidas as deformações do nó estrutural após o impacto através de uma máquina tridimensional, e comparado com as deformações do modelo virtual.

Modelo pelo MEF



Ensaio experimental



Figura 4.18 Posição de inicial do nó estrutural

Fonte : autor

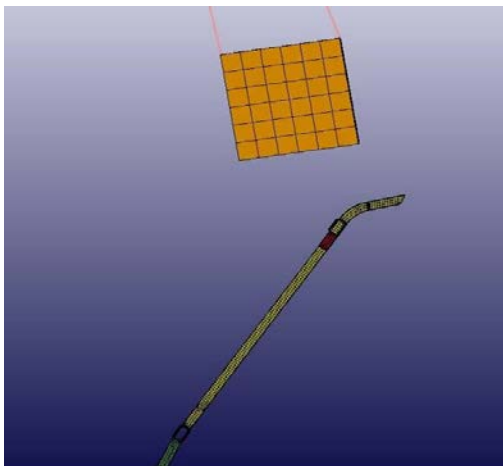


Figura 4.19 Posição do pêndulo com máxima deformação

Fonte : autor

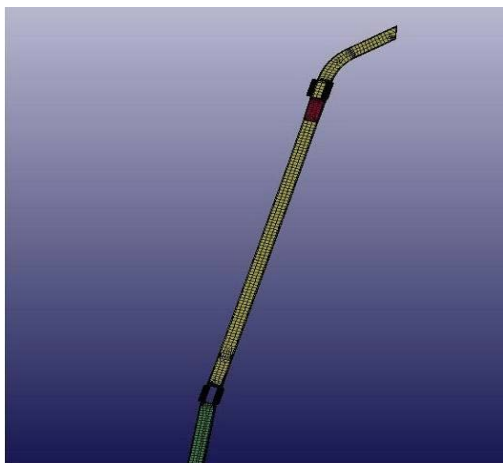


Figura 4.20 Posição deformada

Fonte : autor

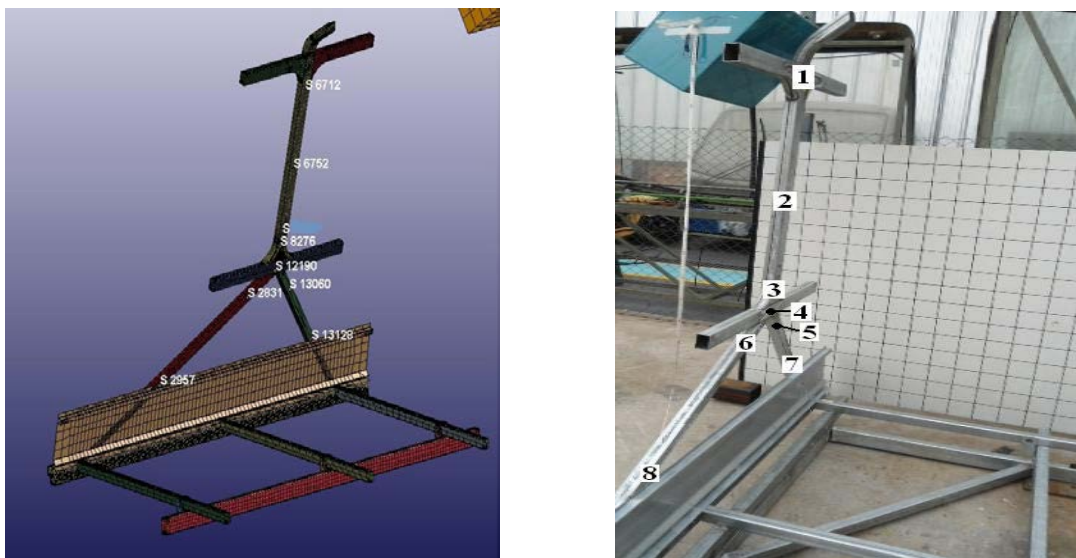


Figura 4.21 Pontos monitorados no ensaio experimental

Fonte : autor

Na Tabela 4.3, serão apresentados os valores de deformação para cada ponto monitorado e comparado com resultado virtual.

Tabela 4.3 Comparativo entre resultado experimental x ensaio prático

<i>Pontos monitorados / n° do nó MEF</i>	<i>Def. permanente pelo MEF (mm)</i>	<i>Def. permanente ensaio experimental (mm)</i>	<i>Erro(%)</i>
1 (6712)	480	470.6	2.11
2 (6752)	350	337.05	3.84
3 (8276)	227	225.67	0.6
4 (12190)	185	183.08	1.04
5 (1306)	151	149.88	0.84
6 (2831)	151	149.74	0.84
7 (13128)	75	59.83	25
8 (2957)	75	55.41	35

A margem de erro média ficou em 9% em relação aos valores obtidos nos testes experimentais.

Após fazer a calibração dos materiais, contatos e malha utilizada no nó estrutural partiu-se para a calibração do modelo completo do veículo através do ensaio estático de torção. Neste

ensaio é aplicado um deslocamento em uma das rodas dianteira, até a roda dianteira oposta perder contato com o solo, aplicando uma torção no veículo, ver Figura 4.22. Foram fixados extensômetros em vários pontos da carroceria para determinar as tensões quando submetida a essa condição de teste e comparar com as obtidas no ensaio virtual, ver Figura 4.23. Para monitorar as tensões nas três direções é necessária a utilização de extensômetros tipo roseta, porém devido à falta deste tipo de extensômetro foi utilizado um modelo unidirecional. Os pontos para fixação dos dispositivos e as direções, foram determinadas a partir de uma primeira análise de torção pelo MEF, onde foi possível visualizar através do mapa de tensões as regiões mais solicitadas como também suas direções, e em seguida fixar os mesmos na carroceria para calibração final.



Figura 4.22 Condição do ensaio de torção

Fonte : autor



Figura 4.23 Extensômetros fixados na carroceria

Fonte : autor

Para a leitura das tensões utilizou-se um aparelho de aquisição de sinais analógicos próprio para extensometria. Para ligar os extensômetros ao aparelho foram utilizados cabos adequados. A Figura 4.24 mostra os equipamentos instalados com o cabeamento dos extensômetros conectado e o computador ligado.

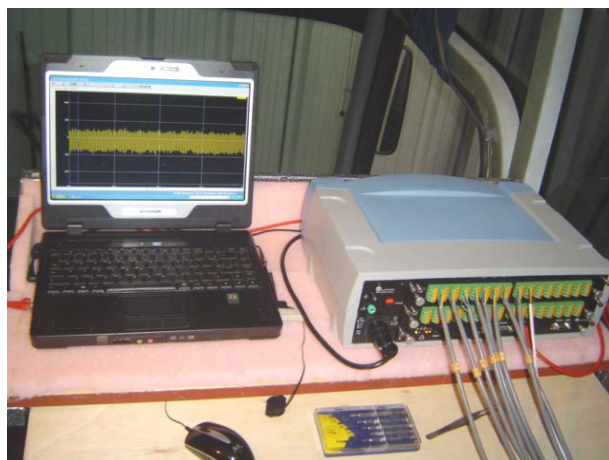


Figura 4.24 Aparelhos utilizados na extensometria

Fonte : autor

Com os dados de tensão coletado na extensometria foi realizada a calibração do modelo virtual, comparando as tensões no ensaio prático com as obtidas no ensaio virtual. Na Tabela A.1 do apêndice A, será apresentado alguns pontos monitorados pelos extensômetros mostrando o valor de tensão experimental e comparado ao modelo virtual. A margem de erro do modelo virtual para o ensaio prático de torção ficou em aproximadamente 12%.

5 MODELAGEM NUMÉRICA

5.1 Generalidades

O objetivo deste capítulo é apresentar a metodologia para preparação do modelo de carroceria de ônibus pelo método dos elementos finitos, como, materiais, geração da malha, forma de contatos, modelamento da suspensão e condições de contorno utilizando os softwares comerciais Ansys / Ls-DYNA , PERMAS e FEMFAT.

Na Figura 5.1 será apresentado um fluxograma dos softwares utilizados para execução do trabalho.



Figura 5.1 Fluxograma para modelagem virtual

Fonte : autor

5.2 Preparação do modelo da carroceria de ônibus

O primeiro passo para análise em elementos finitos é o modelamento tridimensional completo do ônibus (casulo + chassis) no software de modelamento Solidworks, ver Figura 5.2. O modelamento do chassis é somente da parte estrutural, ou seja, longarinas e travessas.

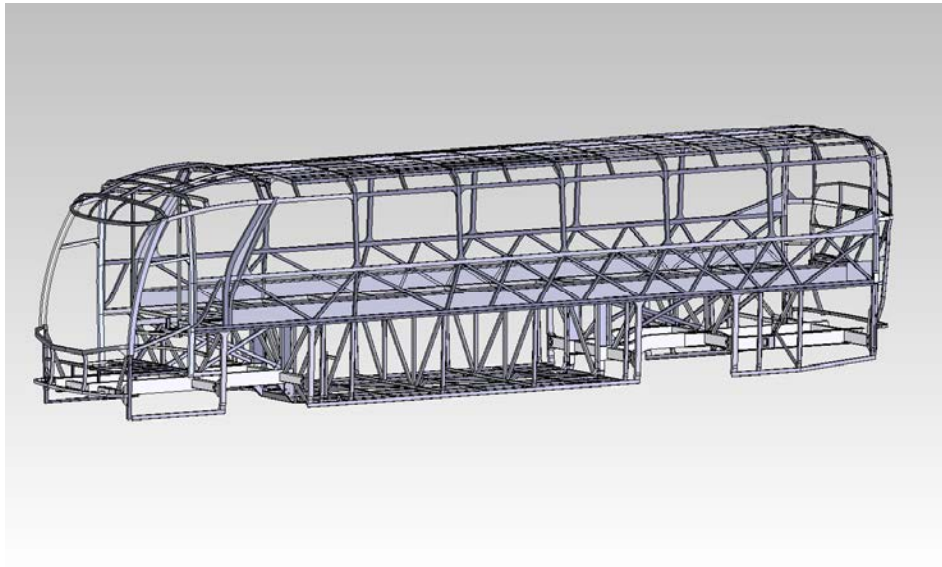


Figura 5.2 Modelamento da carroceria

Fonte : autor

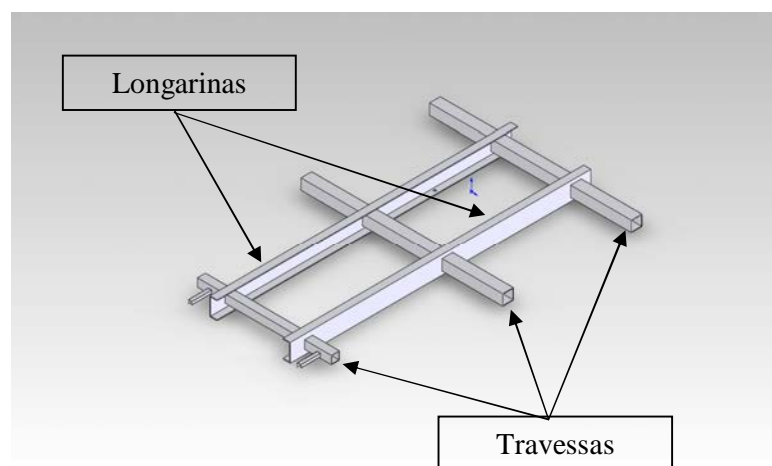


Figura 5.3 Modelamento do chassi bug dianteiro

Fonte : autor

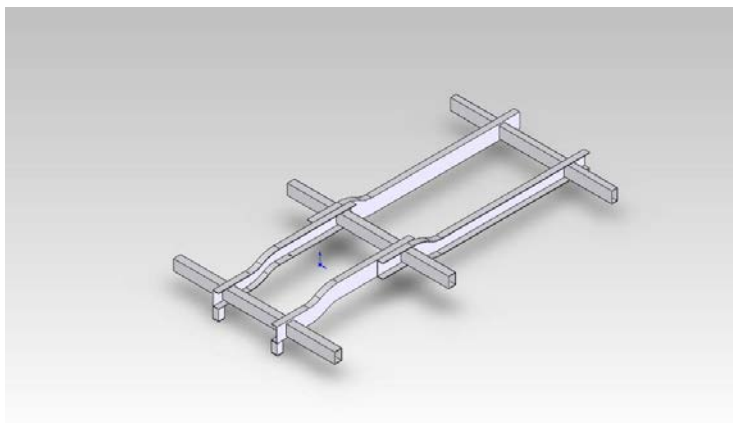


Figura 5.4 Modelamento do chassi bug traseiro

Fonte : autor

Para reduzir o número de nós e elementos do modelo, o mesmo foi modelado de forma simplificada, ou seja, eliminando os arredondamentos dos tubos, ver Figura 5.5.

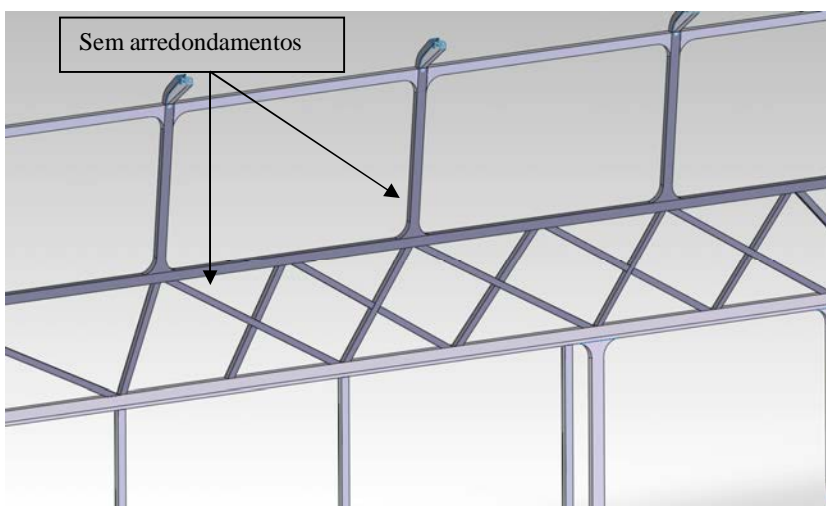


Figura 5.5 Simplificação do modelo

Fonte : autor

5.3 Modelo numérico da carroceria

Para geração do modelo numérico do ônibus, o modelo em CAD mostrado na seção anterior, foi importado para software de elementos finitos Ansys Workbench módulo Designer Modeler, onde foi gerada a *midsurface* da carroceria, ou seja, transformado os

componentes de sólido para casca. Em seguida partiu-se para a geração da malha do modelo no software Ansys Workbench módulo Explicit Dynamics, onde posteriormente foi gerado um arquivo com extensão .k do modelo para realização do pré processamento no software LS-PrePost 3.0 do LS-DYNA desenvolvido pela empresa LSTC, ver Figura 5.6.

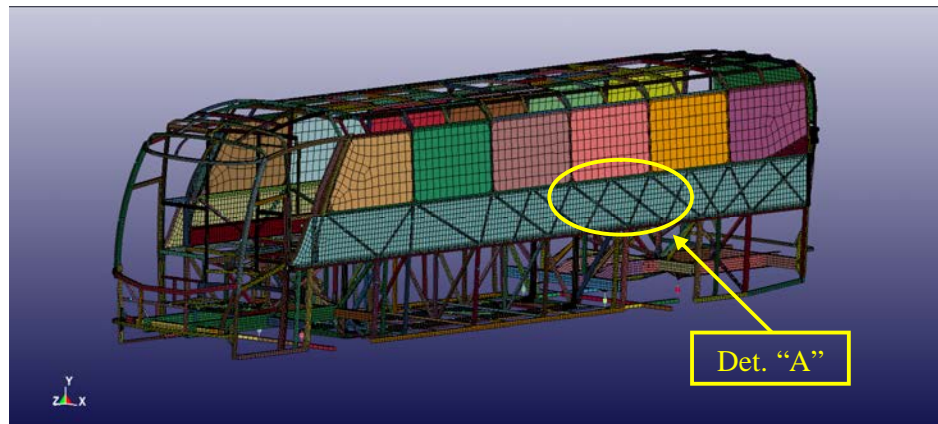


Figura 5.6 Malha dos elementos finitos na carroceria de ônibus

Fonte : autor

O modelo apresentado possui 380.750 nós e 322.275 elementos de casca do tipo Belytschko-Tsay.

Na construção da malha foram observados ao máximo possível os critérios de qualidade do elemento conforme Tabela 5.1.

Tabela 5.1 Parâmetro para geração da malha

<i>Número</i>	<i>Parâmetro de qualidade</i>	<i>Permitido Min / Max</i>
1	Mínimo comprimento	5
2	Máximo comprimento	100
3	Máxima razão de aspecto	5
4	Mínimo ângulo de warpage	15
5	Máximo ângulo de warpage	45
6	Máximo ângulo, elemento quad	135
7	Mínimo ângulo, elemento tria	125
8	Máximo ângulo, elemento tria	120
9	Porcentagem de elemento tria	5

Na Figura 5.7, é possível verificar a geração da malha nas uniões estruturais do modelo.

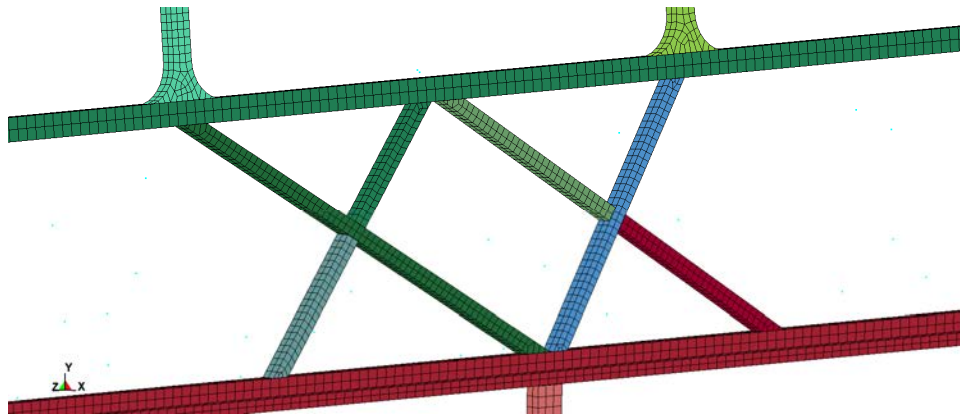


Figura 5.7 Detalhe “A” convergência da malha no modelo

Fonte : autor

Todos os componentes da carroceria foram modelados com elementos de casca com formulação Belytschko-Tsay (ELFORM=2) e três pontos de integração através da espessura (NIP=3). Para o fator de cisalhamento (SHRF), utilizou-se 0,833, ver Figura 5.8. Para representar o eixo do chassi tanto na parte dianteira quanto na parte traseira o mesmo está representado com elemento de viga com formulação de Hughes Liu (ELFORM=1).

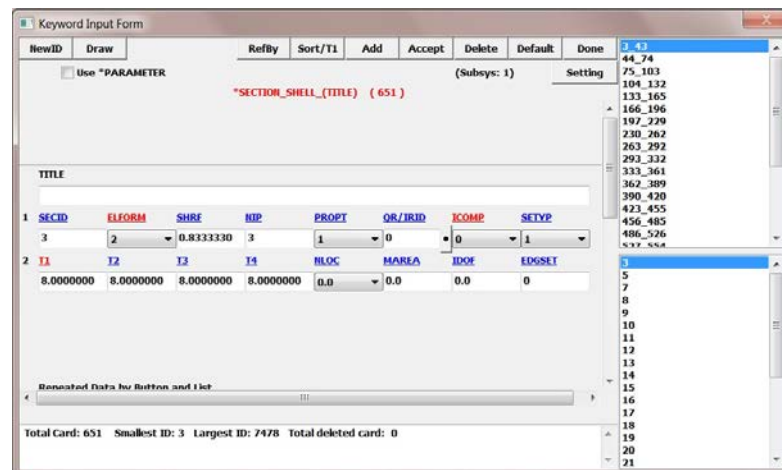


Figura 5.8 Seleção da formulação do elemento

Fonte : autor

O elemento Belytschko-Tsay, é baseado na combinação co-rotacional e formulação velocidade de deformação. A eficiência do elemento é obtida na simplificação matemática dessas duas hipóteses cinemáticas. A formulação co-rotacional evita as complexidades não

lineares mecânicas devido ao sistema de coordenadas do elemento. A velocidade de deformação ou taxa de deformação facilita a avaliação das formulações constitutivas.

O elemento quadrilateral de casca é definido pela localização dos quatro nós dos vértices. A coordenada do sistema é incorporada no elemento que deforma e é definida em termos de coordenadas nodais, ver Figura 5.9.

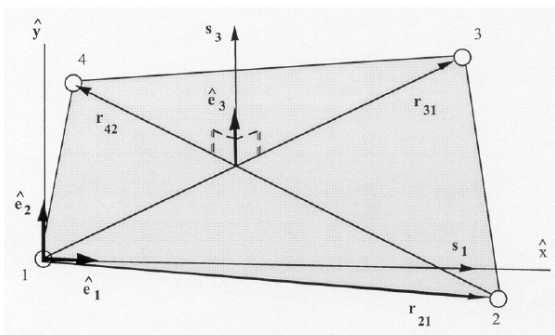


Figura 5.9 Sistema de coordenadas para construção do elemento

Fonte : LS_DYNA Theory manual [2006]

Após análise global do modelo, sugere-se um maior refinamento da malha nas regiões de interesse.

5.4 Propriedade dos materiais

A carroceria de ônibus é composta por material de alta resistência conforme demonstrado no Capítulo 4. Através de ensaios de tração normalizados de laboratório foram obtidas as curvas de engenharia, para logo ser obtida a curva verdadeira do material utilizado no modelo matemático. Esse material utilizado foi representado por material elastoplástico através da opção “MAT_PIECEWISE_LINEAR_PLASTICITY”. O valor da densidade “RO (ton/mm³)”, módulo de elasticidade “E” (ton/mm.s²) e Poisson “PR” usados estão representados na Figura 5.10. Os dados ponto a ponto da relação tensão deformação na região plástica foram considerados de acordo com as curvas verdadeiras obtidas pelos testes de tração em laboratório. Na Figura 5.10 são colocados os dados da curva do material através dos valores de EPS (deformação plástica em mm/mm) e ES (tensão em ton.mm/s²). ES1 é a tensão de escoamento do material e com isso a deformação do material EPS1 igual a zero.

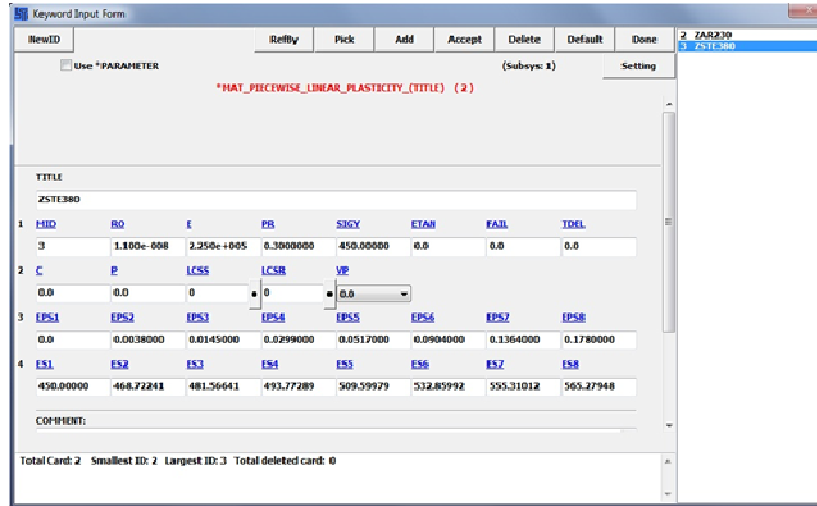


Figura 5.10 Valores discretos da curva do material utilizado no modelo

Fonte : autor

5.5 Ligações entre componentes na carroceria

Para inserção dos contatos entre os componentes da estrutura, utilizou-se a metodologia existente no software LS-DYNA chamada de spotwelds. Esta metodologia acopla, para cada nó da ligação, os seis graus de liberdade (3 rotações e 3 translações). Estes acoplamentos nó-nó representam as soldas utilizadas nos modelos reais. Ao todo foram gerados aproximadamente 16.000 spotwelds.

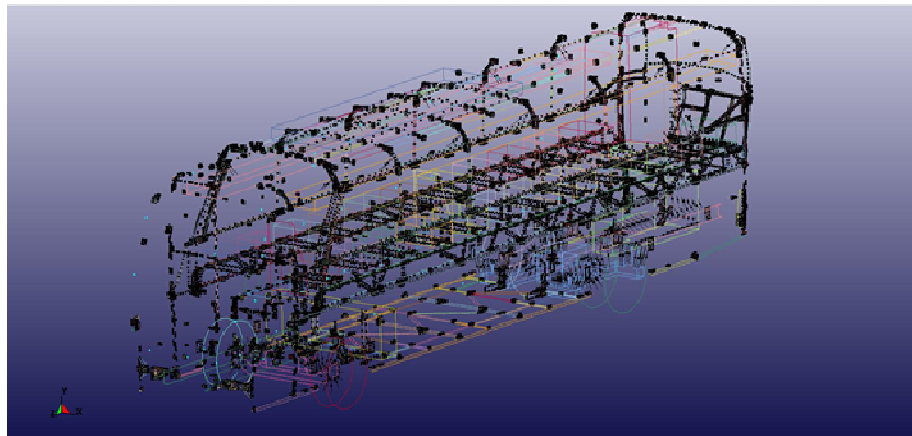


Figura 5.11 Ligações entre os componentes estruturais

Fonte : autor

5.6 Aplicação das massas na carroceria

Para avaliação da carroceria foi adotada a condição de peso bruto total máximo (PBT) com uma massa total de 19.540 kg. Essa massa total está dividida em 5500 kg da massa do chassi, sendo que 1300 kg na parte dianteira e 5100 kg na parte traseira, mais massa do casulo de aproximadamente 2350 kg. Também estão computados as massas das fibras externas e internas, portas, portinholas, janelas, revestimentos externos e internos, sanitária, ar condicionado e porta pacote.

Adotando para o veículo a condição de carga máxima, considerou-se a distribuição da planta baixa para esse modelo de ônibus com 46 passageiros mais motorista (70 kg por pessoa), mais aproximadamente 26 kg de bagagem por pessoa na parte do bagageiro, e 10 kg de bagagem de mão colocada na parte interna do veículo na região do porta pacote. Para representar a massa dos componentes na estrutura, foram distribuídos pontos de massa nos nós em cada posição que o componente se encontra.

Para representar a massa das poltronas criaram-se pontos de massa em seu centro de gravidade conectando com a estrutura da carroceria com o comando do LS-DYNA “constrained_generalized_weld_spot”.

Para calibração de alguns componentes da estrutura como, chassis, eixos e casulo, foi realizado uma alteração na densidade absoluta de cada componente de modo que a simplificação representasse a massa real da carroceria. Para calibração final foi comparada a posição do centro de gravidade (CG) do ônibus real em relação ao modelo numérico.

A Figura 5.12, mostra a carroceria de forma geral com seus pontos de massa distribuídas ao longo da mesma.

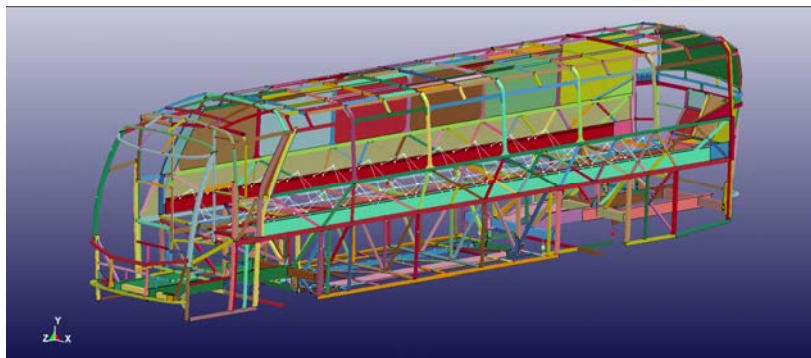


Figura 5.12 Representação da massa distribuída na carroceria

5.7 Modelo teórico da suspensão

A carroceria de ônibus avaliada é acoplada em um chassi Scania K 340 com suspensão a ar e molas pneumáticas. Esse tipo de suspensão é controlado por sensores os quais permitem regular a altura do chassi em relação ao solo, como também a suspensão pode ser alterada automaticamente quando em movimento.

Para determinar as propriedades das suspensões como rigidez e amortecimento do veículo, foi obtida a característica principal da carroceria como a carga máxima, com isso, foi determinada qual a pressão interna e a altura dos foles, para que através de gráficos fornecidos pelo fabricante determinar qual o valor de rigidez para aquela condição de trabalho.

O amortecimento das molas pneumáticas foi obtido da mesma forma, onde partindo da carga máxima do veículo foi possível através de gráficos fornecidos pelo fabricante das molas pneumáticas determinar qual o valor de amortecimento para a configuração de veículo adotada.

O modelo teórico da suspensão é mostrado na Figura 5.13.

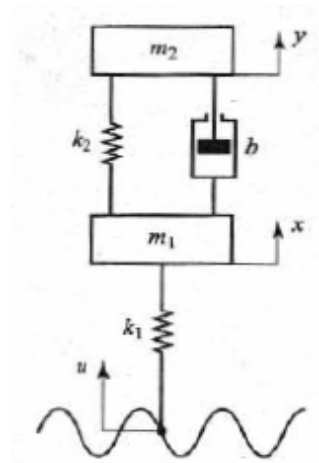


Figura 5.13 Modelo representativo da suspensão

Fonte : Gillespie [1992]

onde:

m_2 : massa da carroceria

m_1 : massa do eixo

k_1 : constante de rigidez dos pneus

k_2 : constante de rigidez do sistema de suspensão

b : coeficiente de amortecimento do sistema de suspensão

u : espectro da pista

Para a construção do modelo numérico da suspensão, a mesma foi representada de forma simplificada considerando seu comportamento somente no sentido vertical. Partindo da posição do eixo do chassi dianteiro e traseiro em relação à longarina, criaram-se elementos discretos com propriedade de materiais associados à mola e amortecedor. A representação do eixo encontra-se de forma simplificada e usa elemento de viga com material elástico linear, ver Figura 5.14 e Figura 5.15.

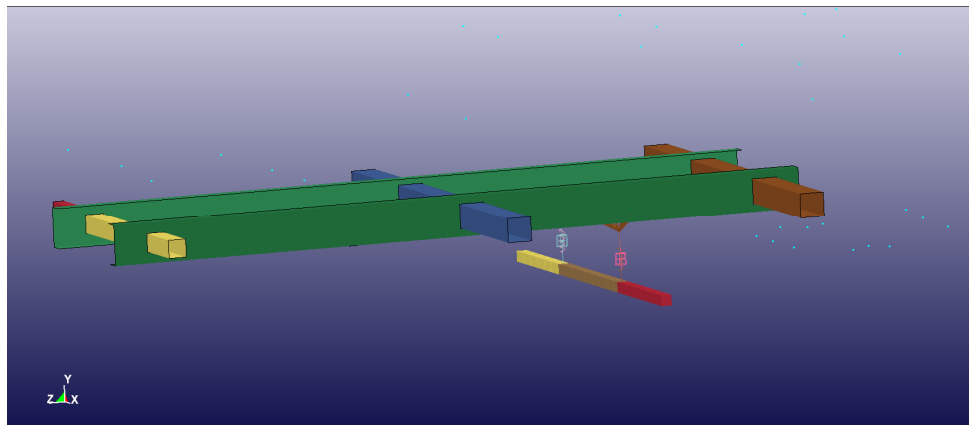


Figura 5.14 Representação da suspensão dianteira

Fonte : autor

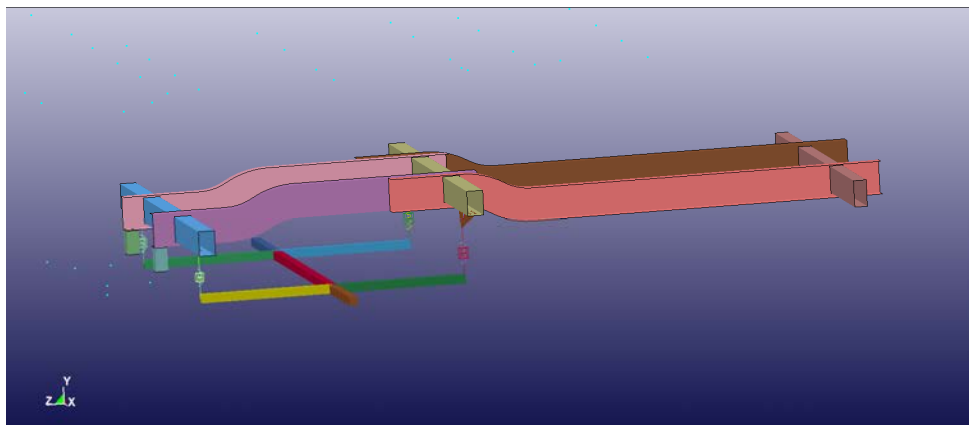


Figura 5.15 Representação da suspensão traseira

Fonte : autor

Os materiais definidos pelo programa associados à suspensão e os valores de rigidez e amortecimento encontram se nas Figura 5.16 e Figura 5.17:

- **MAT_SPRING_ELASTIC.** O material representa uma mola translacional ou rotacional elástica ligada entre dois nós. Apenas um grau de liberdade é então ligado. (Ls_Dyna *Keyword user's Manual*)

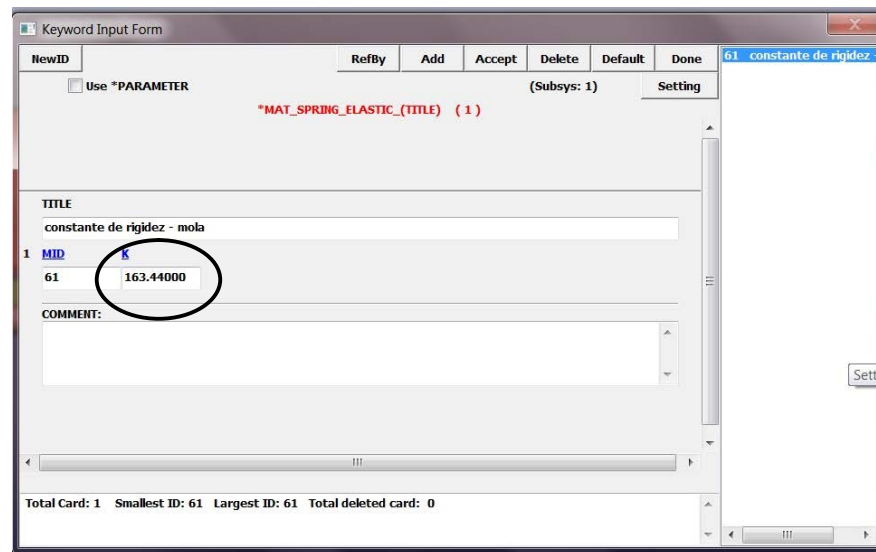


Figura 5.16 Rigidez das suspensões

Fonte : autor

- **MAT_DAMPER_VISCOUS.** O material representa um amortecedor linear translacional ou rotacional entre dois nós. Apenas um grau de liberdade é então ligado. (Ls_Dyna *Keyword user's Manual*)

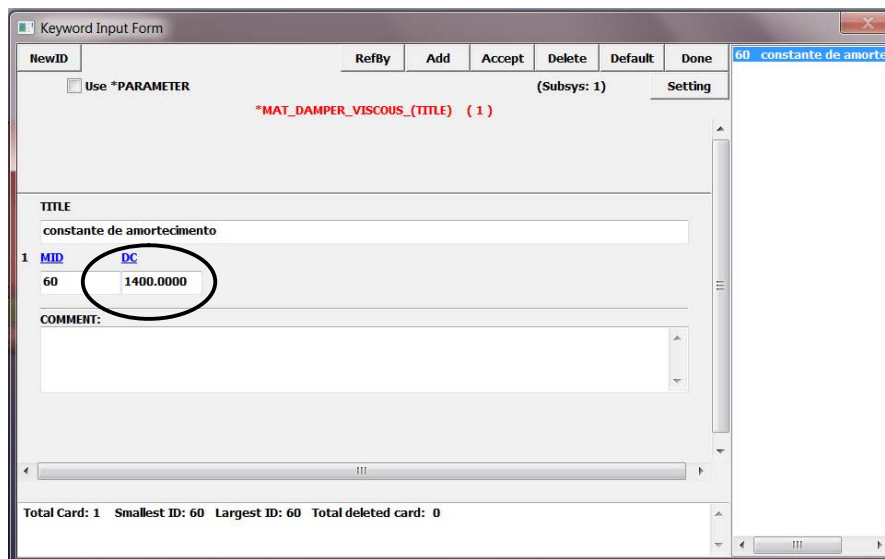


Figura 5.17 Constante de amortecimento

Fonte : autor

Para fixação da suspensão na longarina do chassi foi utilizado um elemento de viga com material rígido, ver Figura 5.18.

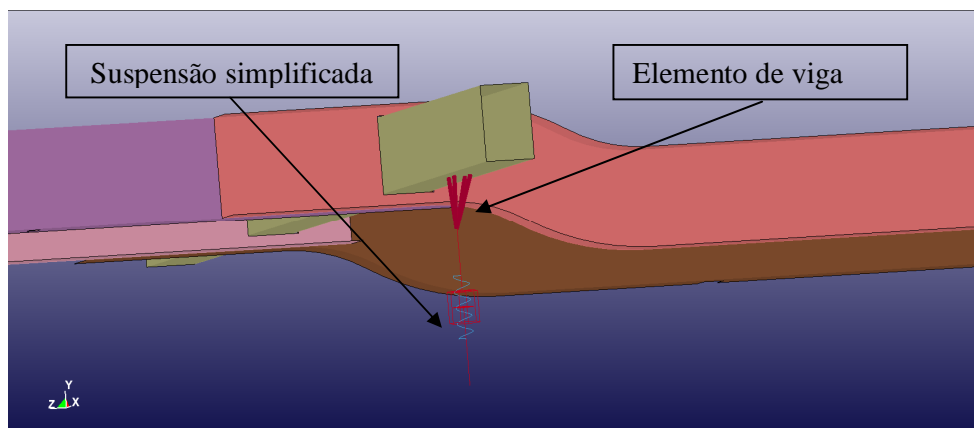


Figura 5.18 Fixação da suspensão na longarina do chassi

Fonte : autor

5.8 Preparação do modelo para análise dinâmica

Para avaliar o comportamento da carroceria de ônibus foram realizadas análises dinâmicas, onde, primeiramente realizou-se uma análise modal da carroceria considerando a mesma com sua carga máxima, para verificar os modos elásticos naturais de vibração do modelo, utilizando o software ANSYS/LS-DYNA, para em seguida comparar com as

frequências de excitação encontradas na aquisição dos sinais. Foram fixados os graus de liberdade da carroceria nos eixos z , rx , ry , e rz na região dos rodados, deixando livre a direção vertical x e transversal y , ver Figura 5.19. A condição de liberdade em x foi utilizada para evitar a condição hiperestática do eixo.

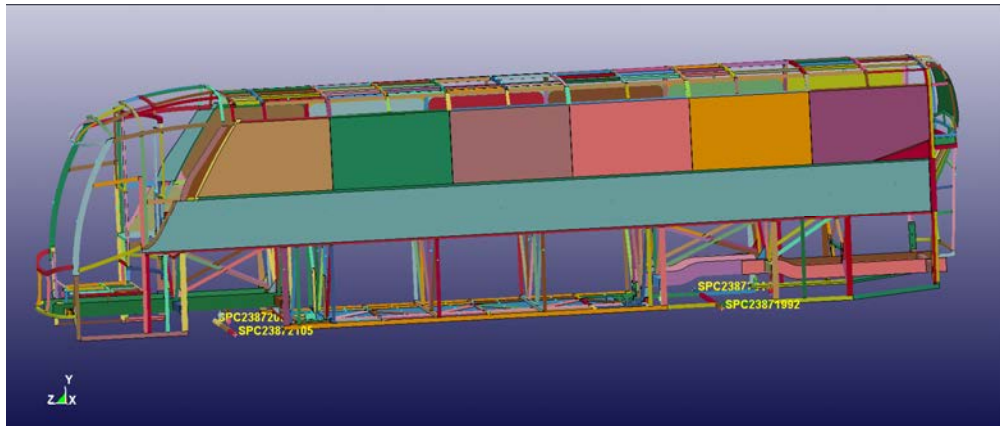


Figura 5.19 Condições de contorno para análise modal da carroceria

Fonte : autor

Serão extraídos através da análise modal os vinte primeiros modos de vibração da estrutura, sendo que, os seis primeiros são devidos ao movimento de corpo rígido e do sétimo modo são em relação aos movimentos elásticos da carroceria, ver Figura 5.20.

1	NEIG	CENTER	LFLAG	LFTEND	RFLAG	RHTEND	EIGMTH	SHESCL
	20	0.0	0	-1E29	0	+1E29	2	0.0

2 ISOLID IBEAM ISHELL ITSHELL
0 0 0 0

COMMENT:

NEIG := Number of eigenvalues to extract. This must be specified. The other parameters below are optional.

Figura 5.20 Seleção das quantidades de modos da carroceria

Fonte : autor

Em seguida realizou-se uma análise implícita no domínio do tempo através do método de superposição modal levando em consideração os vinte modos de vibração. Foi aplicada ao modelo uma excitação como dado de entrada, obtida nos ensaios de durabilidade da carroceria através de aquisição dos sinais para cada tipo de perfil citado no capítulo 4, ver Figura 5.23. Os dados dos perfis de pista foram utilizados como dado de entrada para alimentar o modelo em elementos finitos, utilizando os valores de deslocamento no domínio do tempo. Para entrada do sinal criou-se as curvas dos espectros de pista para cada roda através do comando *define curve*, Figura 5.21 no *Ls_prepost*, onde em seguida os sinais foram alimentados ao modelo pelas condições de contorno, ou seja, região dos pneus conforme Figura 5.24 através do comando *Boundary_prescribed_motion_node*, conforme Figura 5.22.

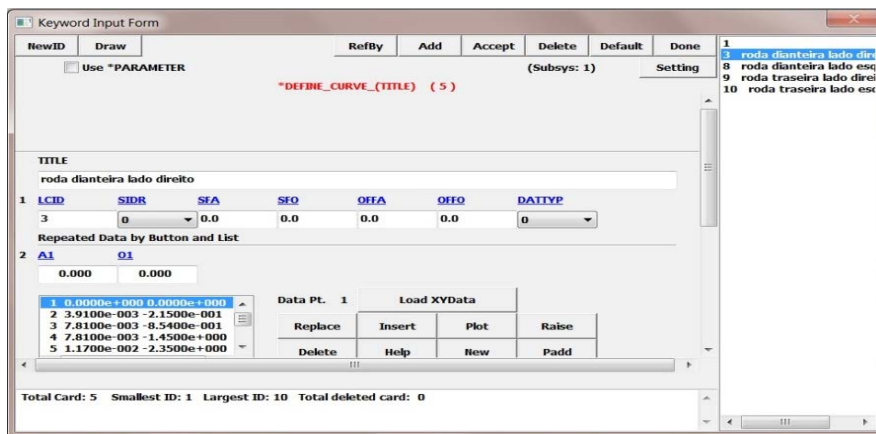


Figura 5.21 Definição das curvas dos sinais no modelo

Fonte : autor

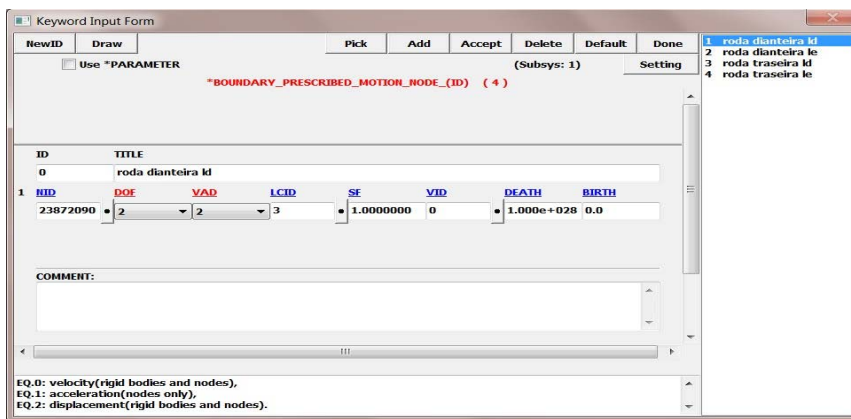


Figura 5.22 Input do sinal no modelo da carroceria

Fonte : autor

Após preparar o modelo, o mesmo foi transformado no formato de arquivo do software MEDINA (software de pré-processamento e gerador de malha), e utilizado o solver do PERMAS para obter os resultados de tensão da carroceria.

Foi considerado na preparação do modelo o amortecimento da estrutura igual a 2%. O baixo amortecimento é para evitar a redução dos valores de amplitude de tensão, ficando do lado da segurança.

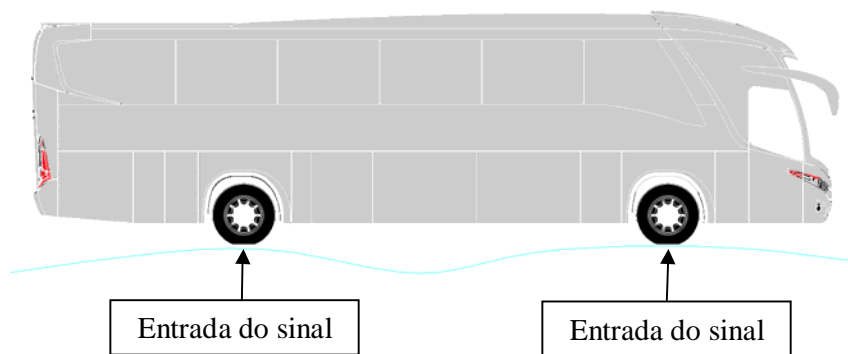


Figura 5.23 Representação da entrada do sinal na carroceria

Fonte : autor

Foram aplicadas para cada condição de contorno da carroceria, as excitações coletadas em cada roda do veículo, ver Figura 5.24.

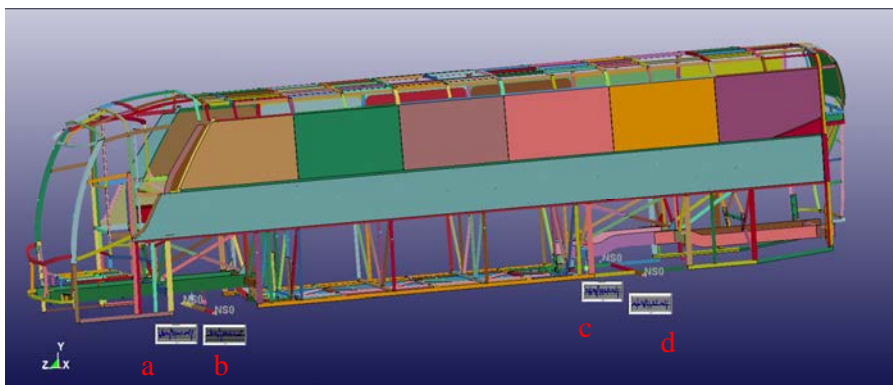


Figura 5.24 Representação da entrada do sinal no modelo matemático

Fonte : autor

onde,

a: Roda dianteira lado direito;

b: Roda dianteira lado esquerdo;

c: Roda traseira lado direito;

d: Roda traseira lado esquerdo.

Os valores de deslocamentos obtidos em cada perfil de pista foram transformados em um único arquivo contendo os três espectros coletados, totalizando 42 segundos de análise, e aproximadamente 3,16 km de pista, conforme Figura 5.25. Esse procedimento foi realizado para todas as rodas do veículo.

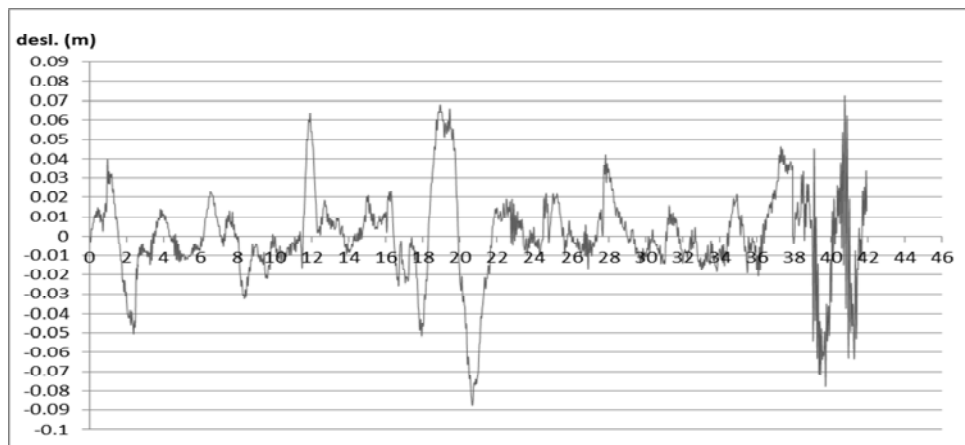


Figura 5.25 Gráfico deslocamento x tempo para os perfis de pista coletados

Fonte : autor

Na aquisição dos sinais utilizou-se uma taxa de amostragem de até 100 Hz com um intervalo de tempo a cada 0,00391 segundos, conforme citado no capítulo 4. No entanto para reduzir o número de arquivos de respostas das tensões, utilizou-se um intervalo de resposta para cada 0,02 segundos de análise.

Keyword Input Form

Use *PARAMETER

(Subsys: 1) Setting

*DATABASE_BINARY_D3PLOT (1)

	DT	LCDT	BEAM	NPLTC	PSETID
1	0.0200000	0	0	0	0

2 IOOPT
0

COMMENT:
\$ 1DT 2LCDT 3BEAM 4NPLTC

DT := Time interval between outputs.

Figura 5.26 Intervalo de tempo entre as respostas de saída

Fonte : autor

5.9 Preparação do modelo para análise de fadiga

Para realização da análise de fadiga o primeiro passo é importar a malha do modelo gerado no software Ansys/Workbench módulo explícito dynamics para o software de fadiga FEMFAT. Após geração da malha do modelo no software de fadiga, adicionou-se os resultados obtidos da análise dinâmica através solver do PERMAS.

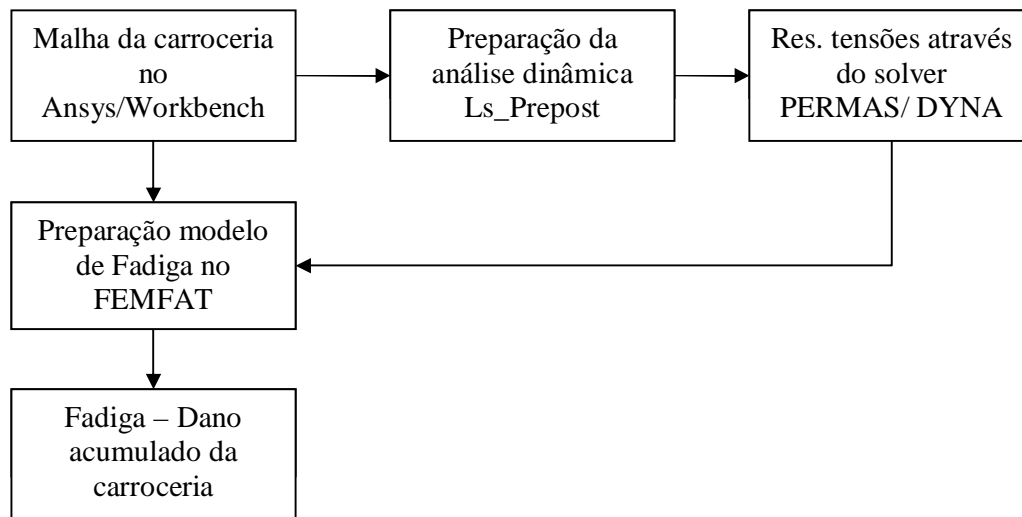


Figura 5.27 Fluxograma para preparação do modelo no software Femfat

Fonte : autor

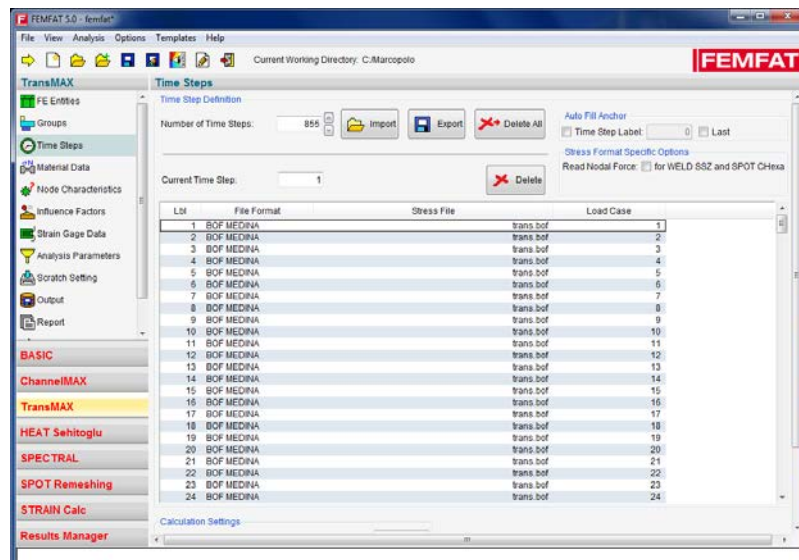


Figura 5.28 Resultados da análise dinâmica importados para o FEMFAT

Fonte : autor

Após entrar com os resultados da análise dinâmica onde foi considerado um perfil de pista com os três tipos de pavimento, coloca-se a curva de fadiga do material. Para definição da curva de fadiga do material o software FEMFAT utiliza a norma FKM, norma Alemã para determinação de curvas de fadiga, onde a partir da classe do material utilizado, limite de

ruptura obtido nos ensaio de tração, conforme capítulo 4 e também através de considerações empíricas, pode se determinar qual a curva de fadiga para os materiais avaliados.

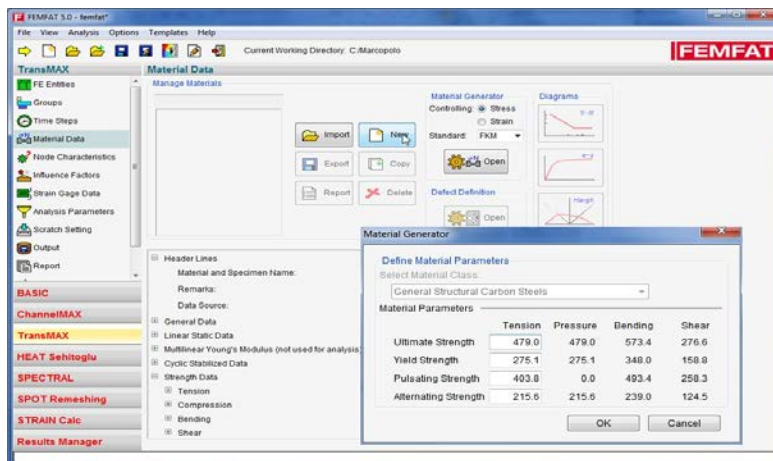


Figura 5.29 Dados de entrada para curva de fadiga conforme norma FKM

Fonte : autor

Com os dados de $\sigma_r = 479$ MPa, e a classe “*General Structural carbono steels*”, é possível obter a curva de fadiga do material conforme Figura 5.30.

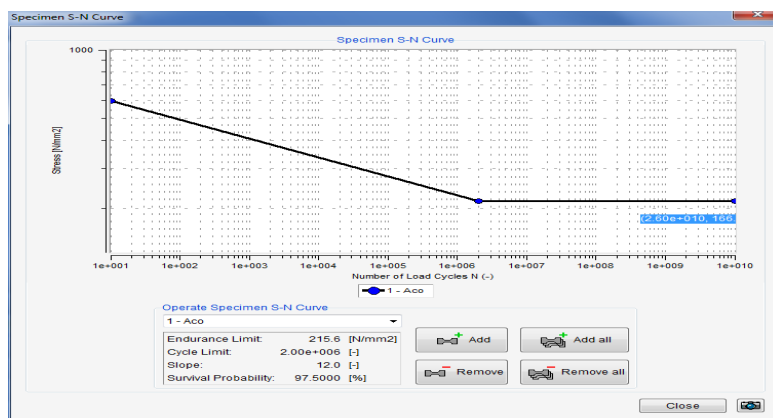


Figura 5.30 Curva de fadiga obtida no software FEMFAT conforme norma FKM

Fonte : autor

O número de ciclos para essa característica de material ter vida infinita é igual a dois milhões de ciclos. Como as propriedades mecânicas do material utilizado foram obtidas em laboratórios, e o material já está tratado termicamente e preparado para uso, os fatores modificadores de fadiga não foram considerados no cálculo de fadiga do FEMFAT.

O método FEMFAT utiliza o método de fadiga multiaxial através do método do plano crítico, para contagem de ciclos utiliza o método rainflow em seguida o método do acúmulo de dano, e para correção da tensão média o diagrama de Haigh.

6 ANÁLISE DE RESULTADOS

6.1 Generalidades

O objetivo deste capítulo é apresentar o comportamento da carroceria quando submetido aos diferentes perfis de pista. Serão apresentadas as respostas dos sinais no domínio do tempo e no domínio da frequência. Também mostraremos quais são as principais frequências naturais de uma carroceria de ônibus através da análise modal. Após análise modal serão apresentados os níveis de tensões na estrutura quando a mesma trafegar em diferentes perfis de pista, para isso será utilizado o sinal no domínio do tempo. Por fim será feito uma análise de fadiga para avaliar o dano da estrutura calibrando o modelo teórico com o teste experimental.

6.2 Resposta dos sinais coletados em diferentes trechos

Para realizar a análise dinâmica foram obtidos sinais em três tipos de pavimento, asfalto, paralelepípedo e estrada de chão. Para o trecho de asfalto considerou-se um asfalto em estado mediano, o mesmo não apresentava buracos, porém irregularidades advindas de recapagem, coletando amostras em trechos de 640 m com velocidade de 80 km/h. Para o trecho de paralelepípedo considerou-se o pavimento bastante irregular com pedras de rio e com pequenos buracos, coletando amostras em um trecho de 1200 m com velocidade de 40 km/h. No trecho de estrada com chão batido, considerou-se um pavimento com muitas irregularidades, induzindo torção no veículo devido a irregularidades do pavimento, assim como vibração devido a pedras fixadas no pavimento e buracos; coletando amostras em um trecho de 1320 m a uma velocidade de 30 km/h.

Para Gillespie [1992], as rugosidades dos pavimentos podem ser descritas como sinais aleatórios ergódigos, pois os perfis podem ser decompostos em uma soma de ondas senoidais, com amplitudes, frequências e fases variadas. Apesar de cada trecho de um mesmo pavimento ser diferente, estatisticamente tem-se um espectro semelhante no domínio da frequência e pode-se dizer que um trecho pode representar o todo, ou seja, o sinal é ergódigo. Em outras palavras o dano médio que cada trecho provoca é equivalente a todos os outros trechos, em termos estatísticos. Desta forma pode-se utilizar uma amostragem de cada pavimento e repetir várias vezes para as simulações de tráfego do veículo.

Cada perfil de pista coletado foi utilizado nas simulações dinâmicas. Os sinais coletados foram como uma função no domínio do tempo e também no domínio da frequência, em cada ponto de contato com o pavimento. Para análise das tensões utilizou-se somente as funções no domínio do tempo. Essas funções são geradas para cada velocidade e pavimento e são aplicadas em cada rodado do veículo.

6.2.1 Resposta de aceleração no domínio do tempo

As Figura 6.1 a Figura 6.12, mostram respectivamente, as acelerações no domínio do tempo para cada local ensaiado na carroceria, onde os valores obtidos estão no sistema internacional (SI).

6.2.1.1 Perfil asfalto

- Roda dianteira lado esquerdo

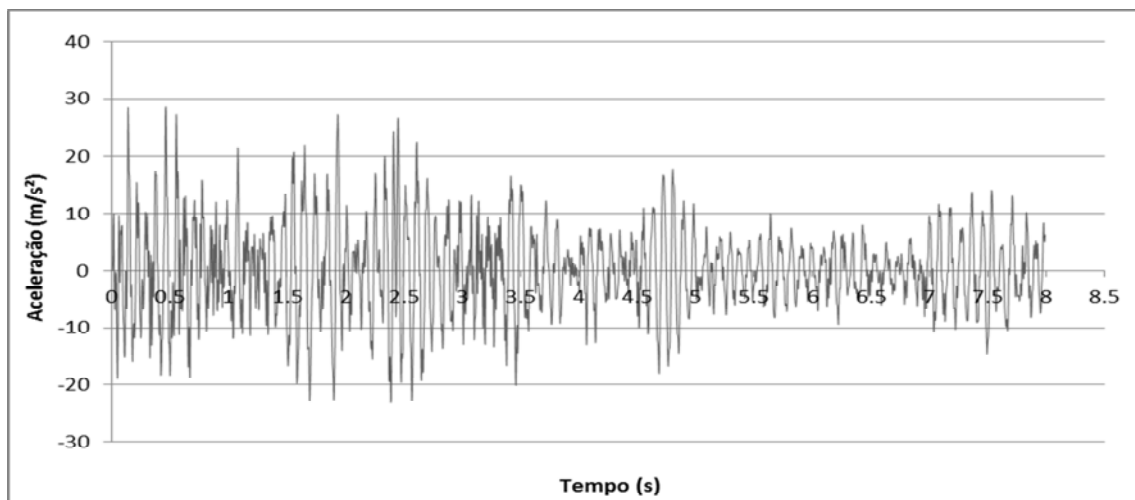


Figura 6.1 Aceleração no domínio do tempo roda dianteira lado esquerdo

Fonte : autor

- Roda dianteira lado direito

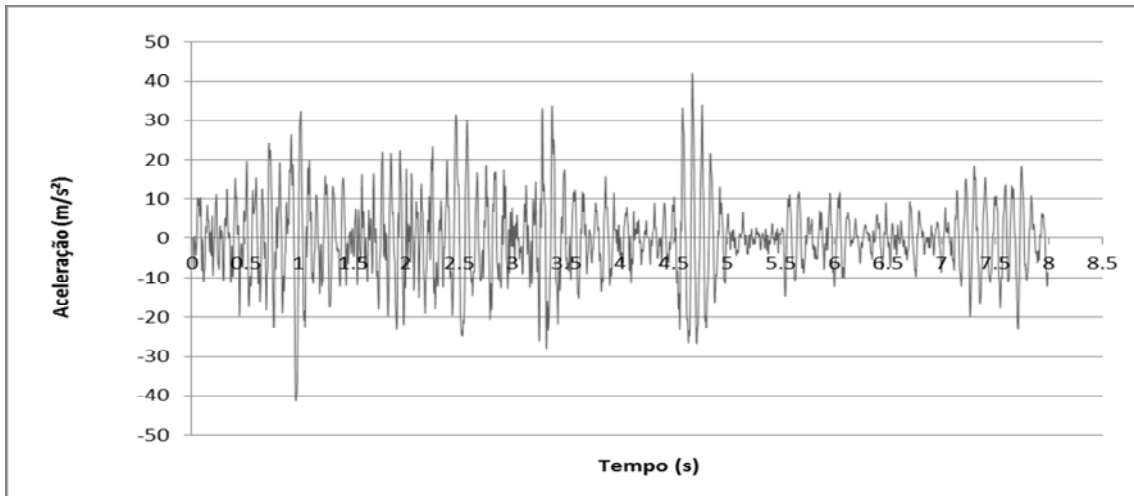


Figura 6.2 Aceleração no domínio do tempo roda dianteira lado direito

Fonte : autor

- Roda traseira lado direito

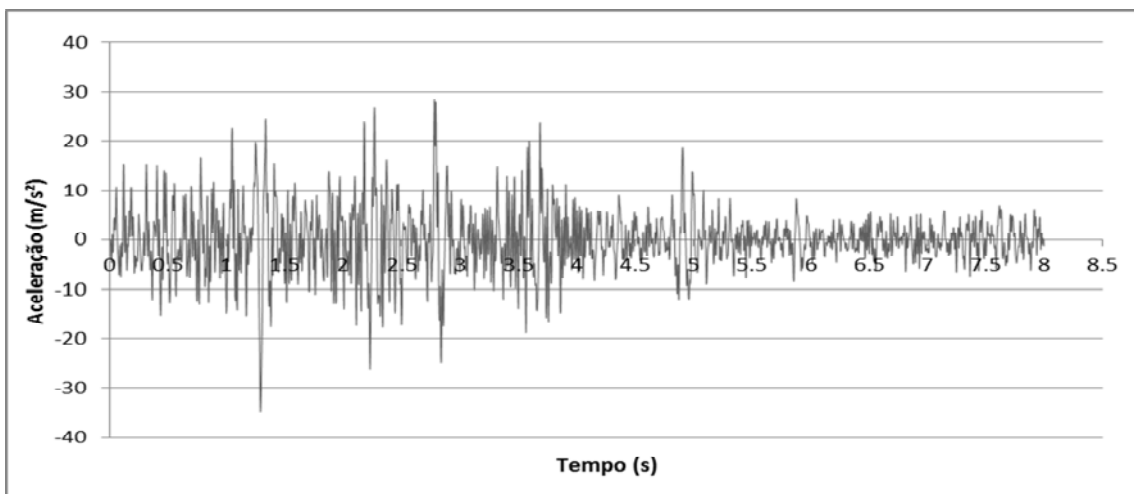


Figura 6.3 Aceleração no domínio do tempo roda traseira lado direito

Fonte : autor

- Roda traseira lado esquerdo

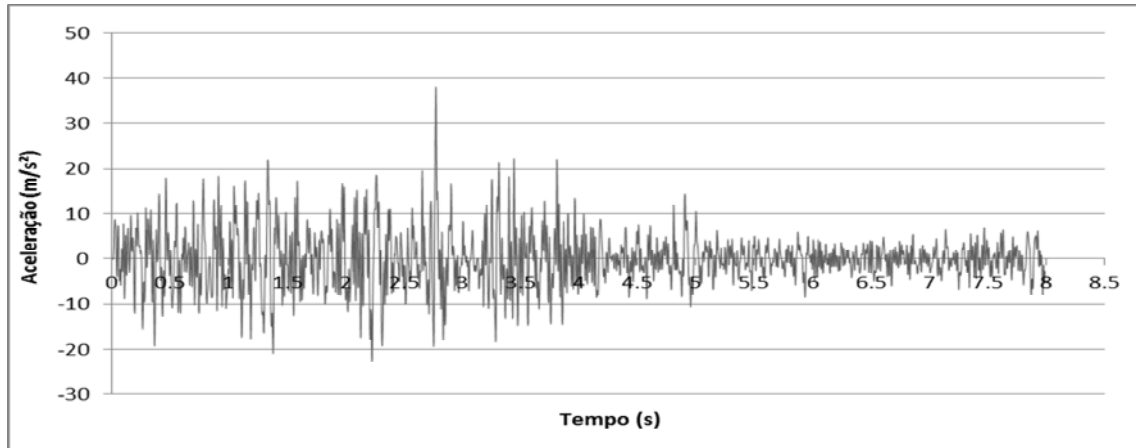


Figura 6.4 Aceleração no domínio do tempo roda traseira lado esquerdo

Fonte : autor

6.2.1.2 Perfil paralelepípedo

- Roda dianteira lado esquerdo

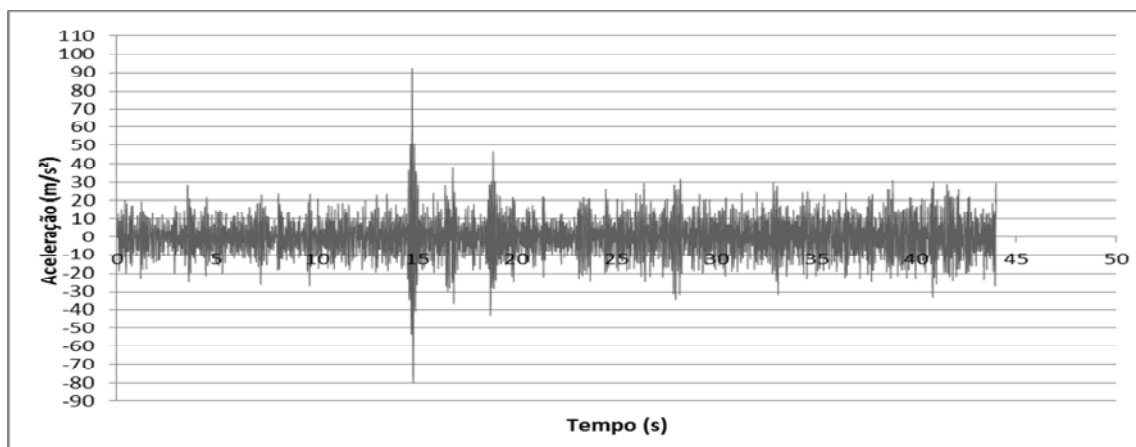


Figura 6.5 Aceleração no domínio do tempo roda dianteira lado esquerdo

Fonte : autor

- Roda dianteira lado direito

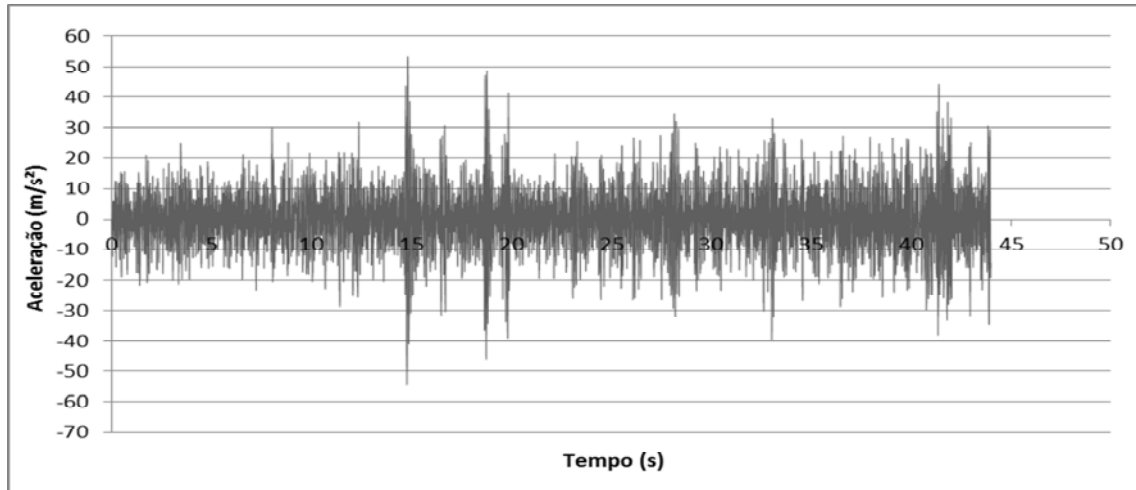


Figura 6.6 Aceleração no domínio do tempo roda dianteira lado direito

Fonte : autor

- Roda traseira lado direito

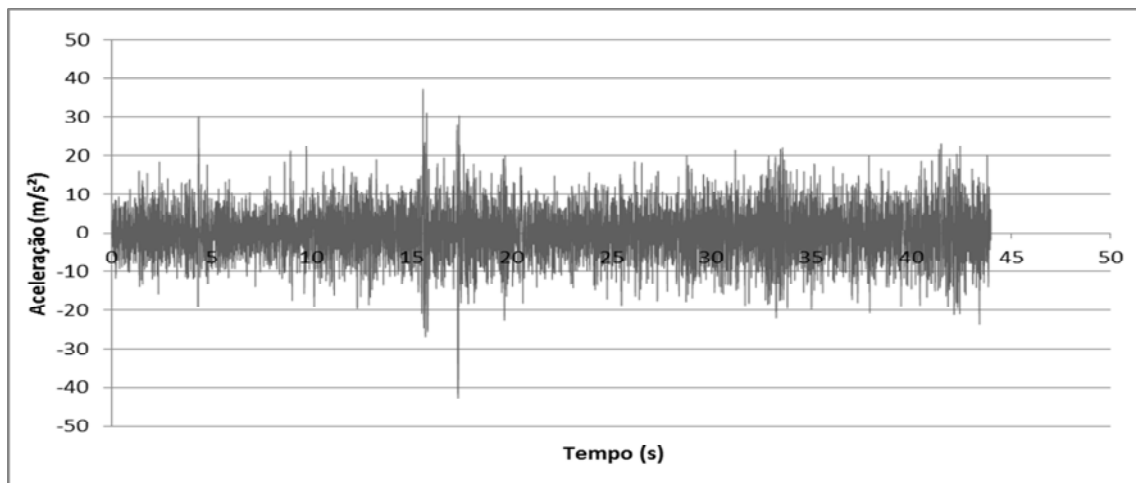


Figura 6.7 Aceleração no domínio do tempo roda traseira lado direito

Fonte : autor

- Roda traseira lado esquerdo

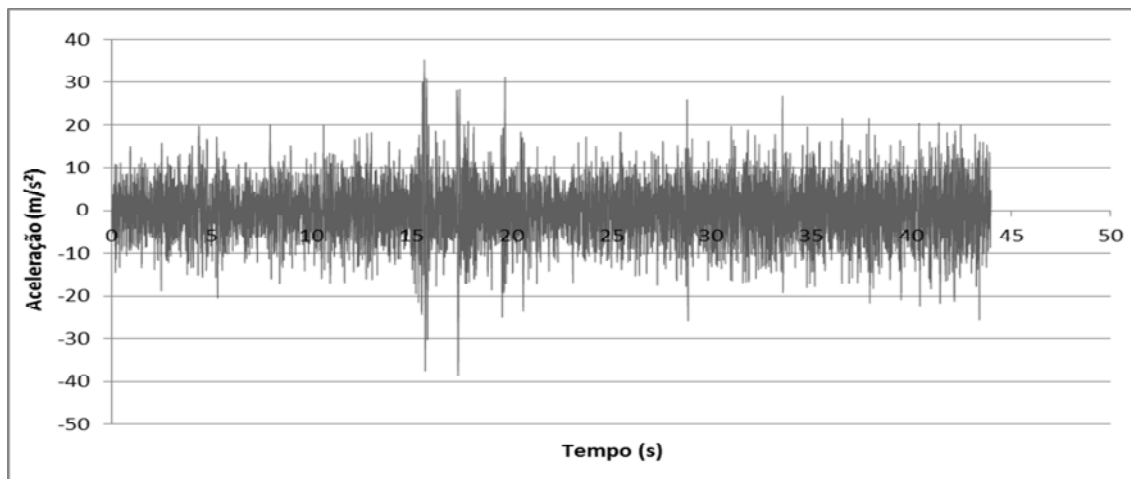


Figura 6.8 Aceleração no domínio do tempo roda traseira lado esquerdo

Fonte : autor

6.2.1.3 Perfil estrada de chão

- Roda dianteira lado esquerdo

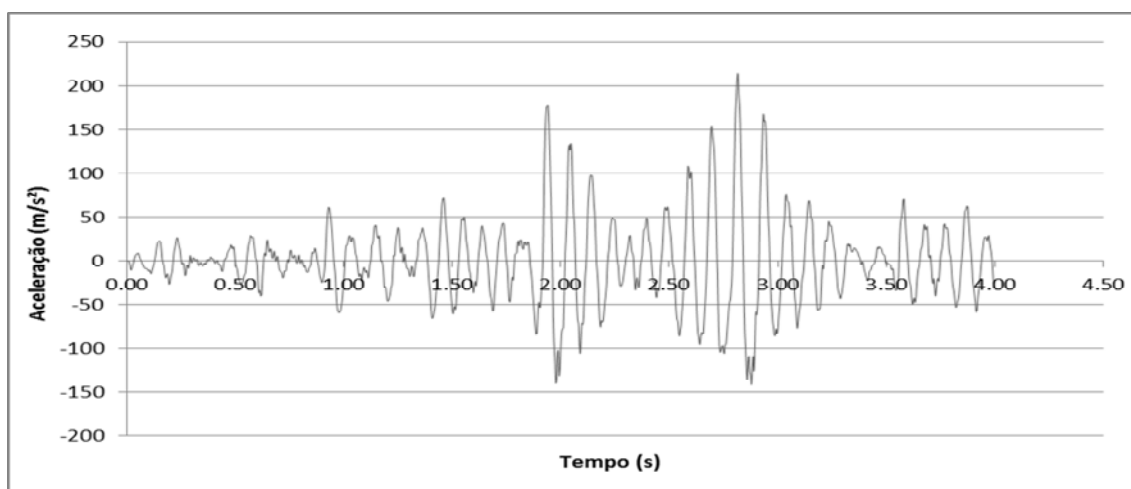


Figura 6.9 Aceleração no domínio do tempo roda dianteira lado esquerdo

Fonte : autor

- Roda dianteira lado direito

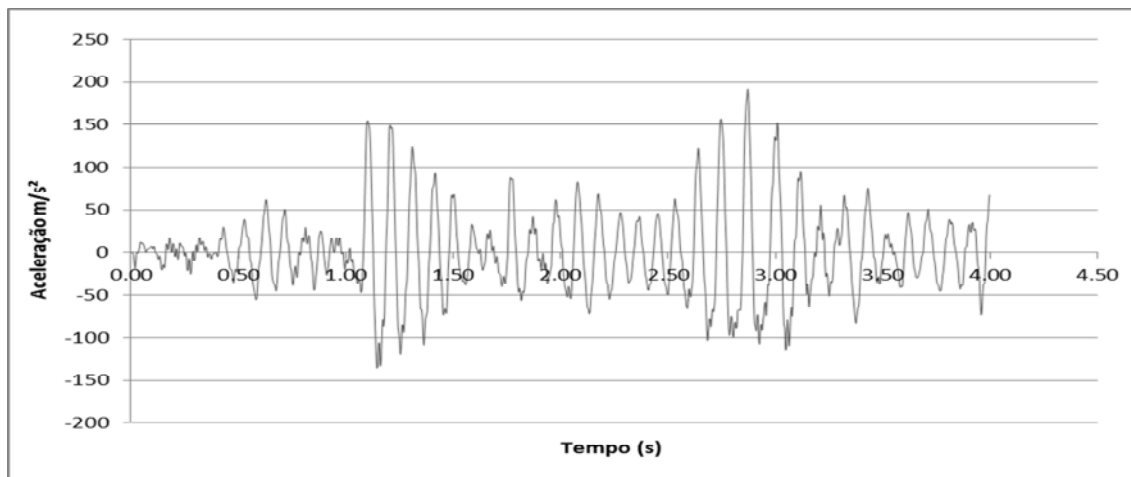


Figura 6.10 Aceleração no domínio do tempo roda dianteira lado direito

Fonte : autor

- Roda traseira lado direito

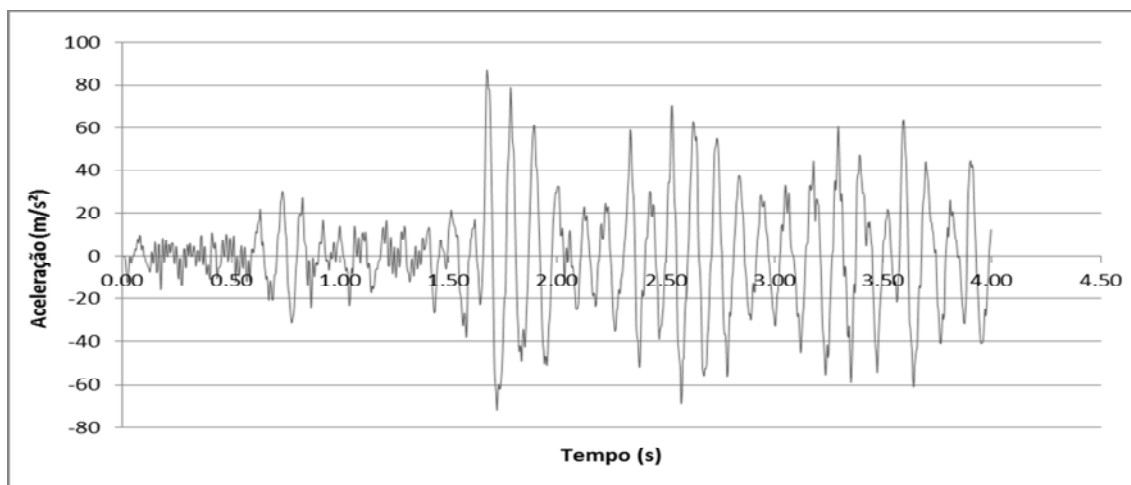


Figura 6.11 Aceleração no domínio do tempo roda traseira lado direito

Fonte : autor

- Roda traseira lado esquerdo

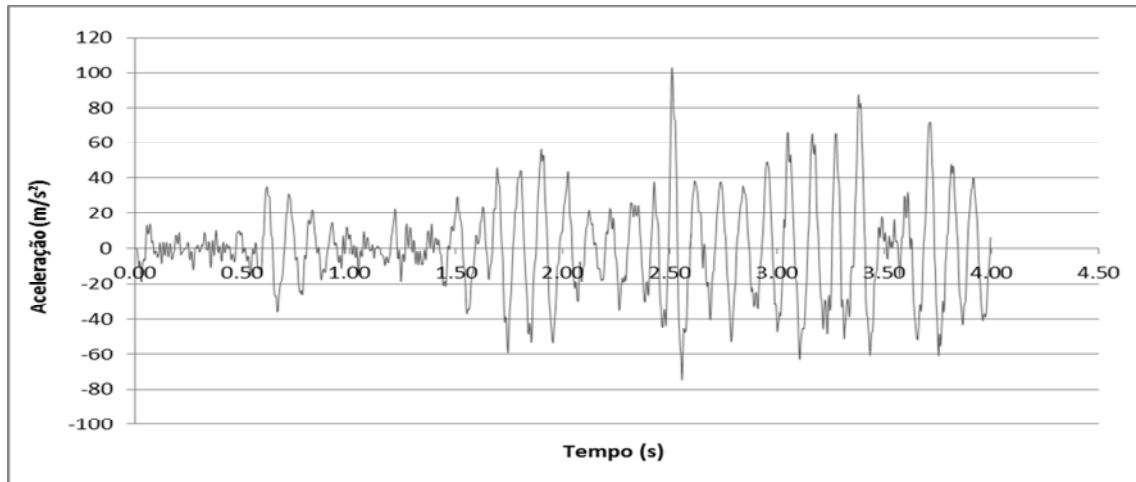


Figura 6.12 Aceleração no domínio do tempo roda traseira lado esquerdo

Fonte : autor

6.3 Resposta de aceleração no domínio da frequência

As Figura 6.13 a Figura 6.24, mostram respectivamente, as acelerações no domínio da frequência para cada local ensaiado na carroceria, onde as acelerações estão com unidades no sistema internacional (SI) e as frequências em (Hz).

6.3.1.1 Perfil de asfalto

- Roda dianteira lado esquerdo

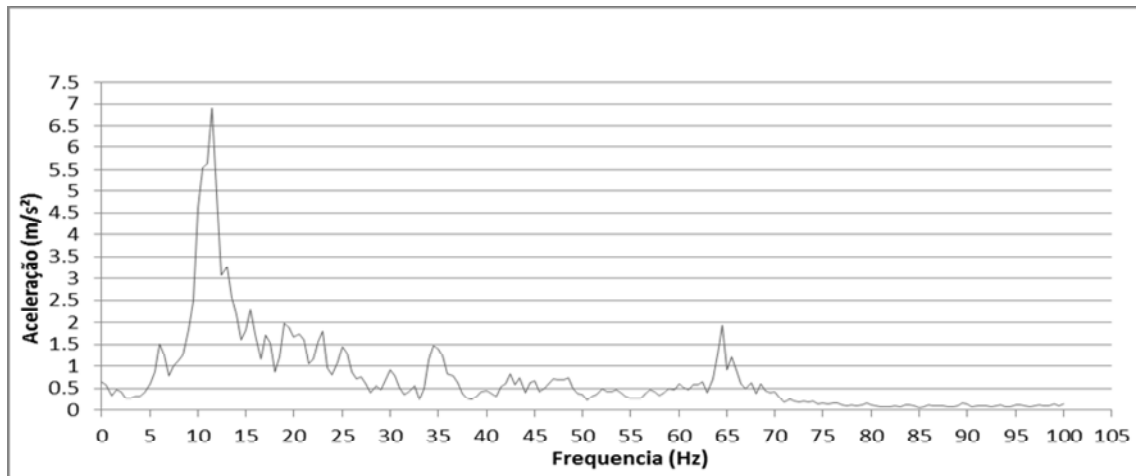


Figura 6.13 Aceleração no domínio da frequência roda dianteira lado esquerdo

Fonte : autor

- Roda dianteira lado direito

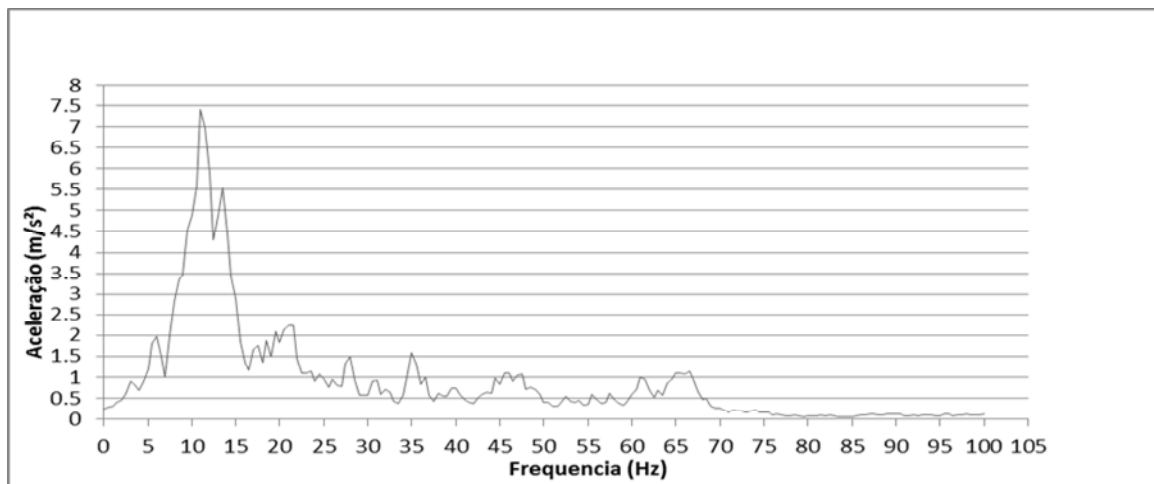


Figura 6.14 Aceleração no domínio da frequência roda dianteira lado direito

Fonte : autor

- Roda traseira lado direito

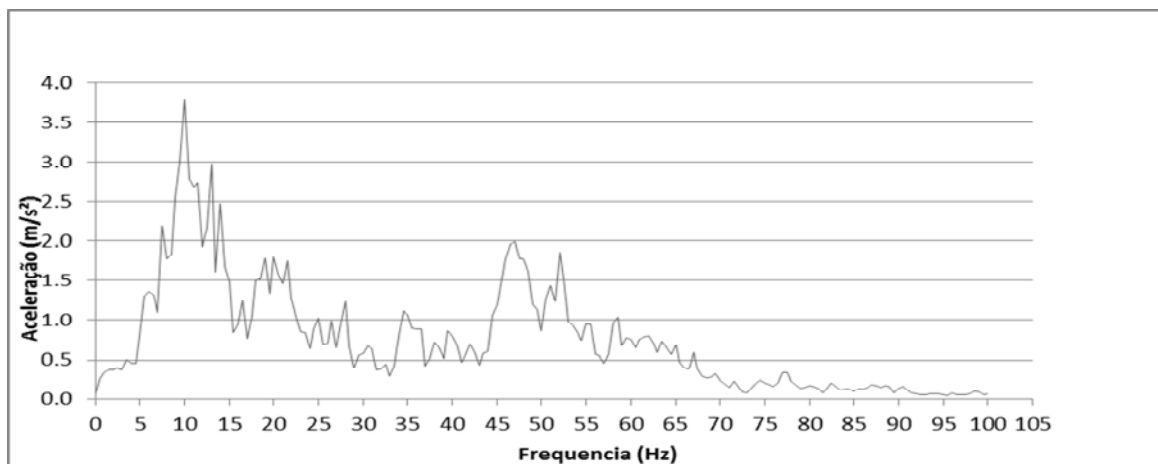


Figura 6.15 Aceleração no domínio da frequência roda traseira lado direito

Fonte : autor

- Roda traseira lado esquerdo

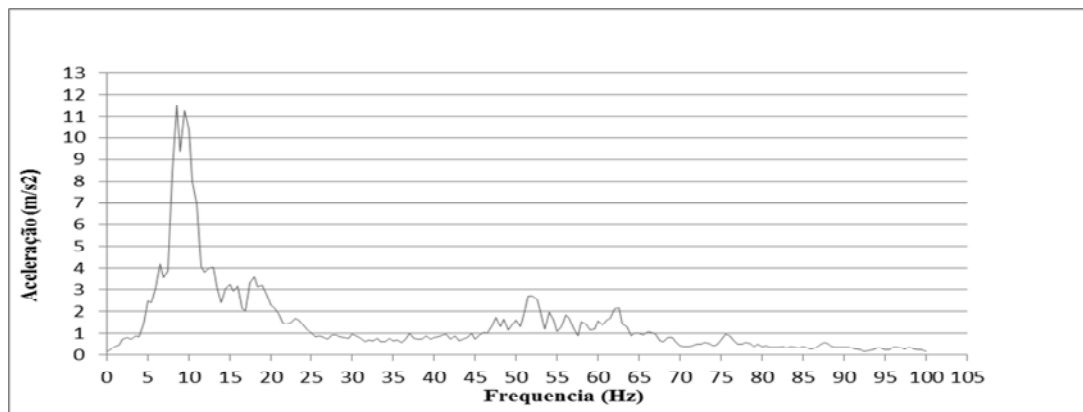


Figura 6.16 Aceleração no domínio da frequência roda traseira lado esquerdo

Fonte : autor

6.3.1.2 Perfil de paralelepípedo

- Roda dianteira lado esquerdo

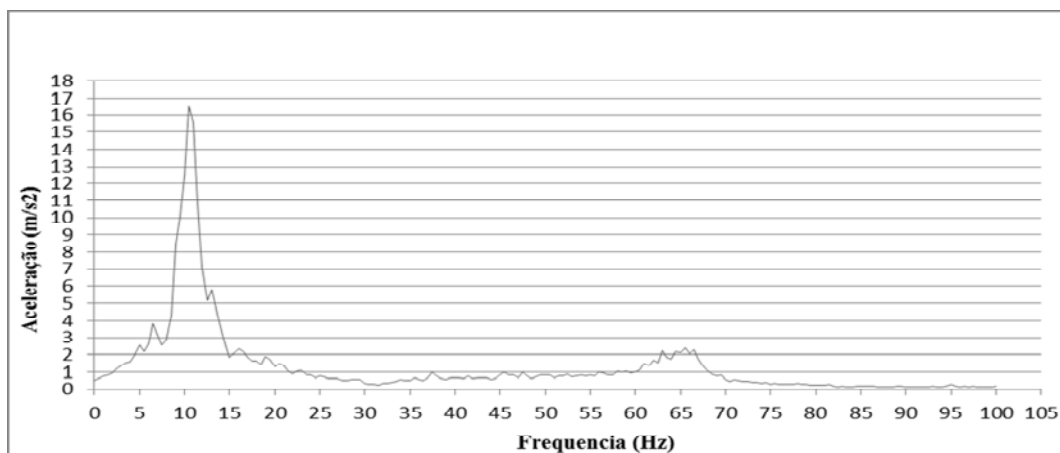


Figura 6.17 Aceleração no domínio da frequência roda dianteira lado esquerdo

Fonte : autor

- Roda dianteira lado direito

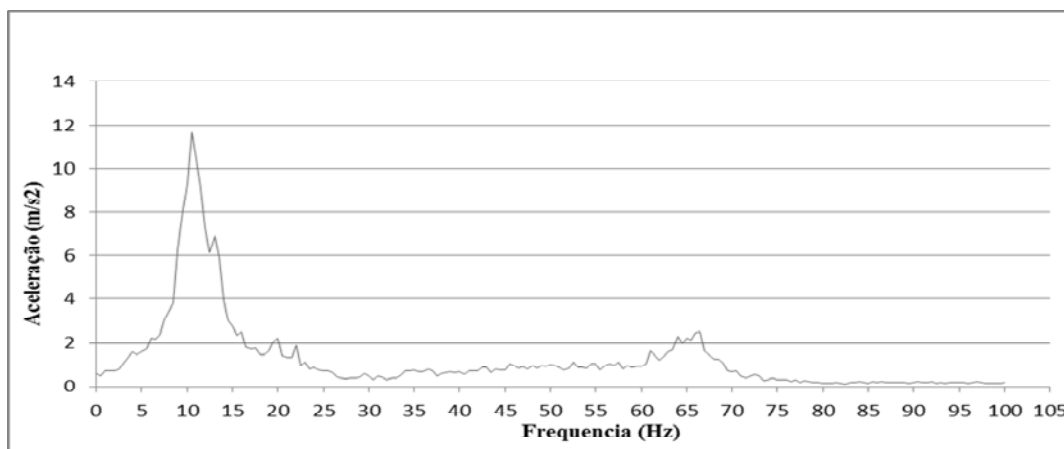


Figura 6.18 Aceleração no domínio da frequência roda dianteira lado direito

Fonte : autor

- Roda traseira lado direito

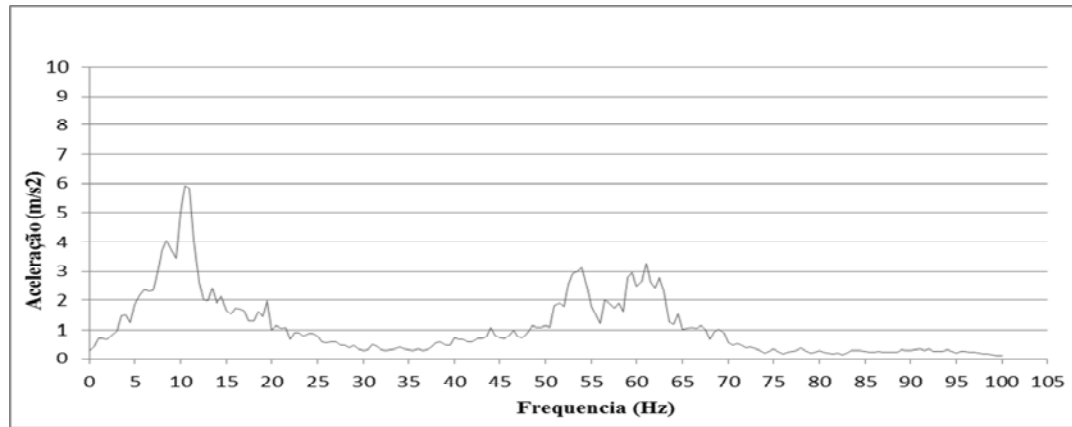


Figura 6.19 Aceleração no domínio da frequência roda traseira lado direito

Fonte : autor

- Roda traseira lado esquerdo

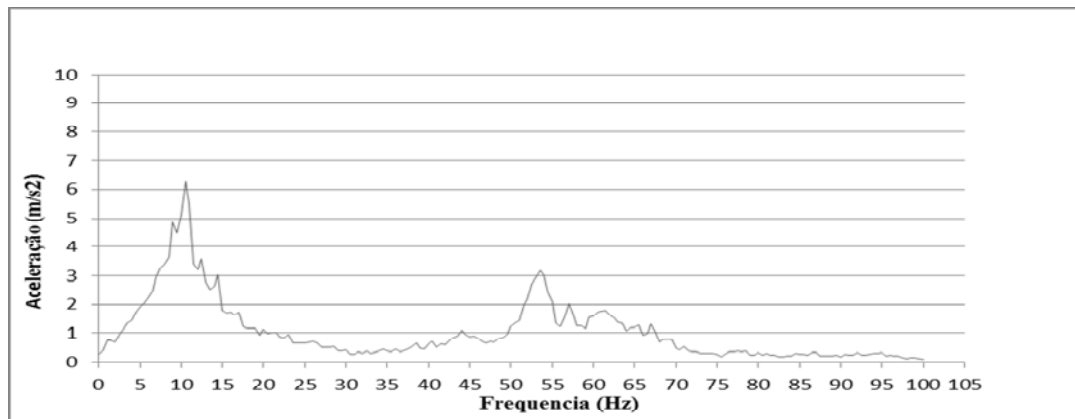


Figura 6.20 Aceleração no domínio da frequência roda traseira lado esquerdo

Fonte : autor

6.3.1.3 Perfil de estrada de chão

- Roda dianteira lado esquerdo

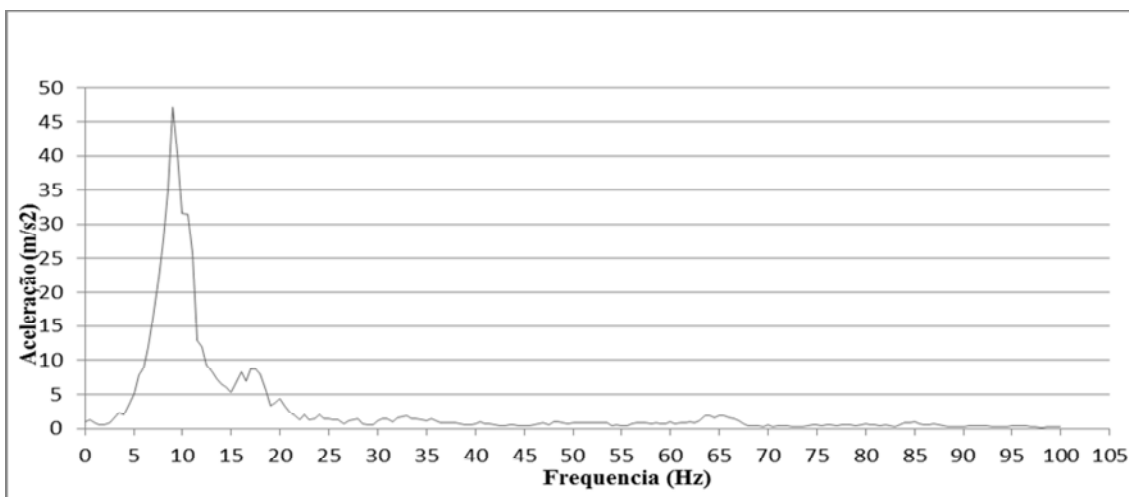


Figura 6.21 Aceleração no domínio da frequência roda dianteira lado esquerdo

Fonte : autor

- Roda dianteira lado direito

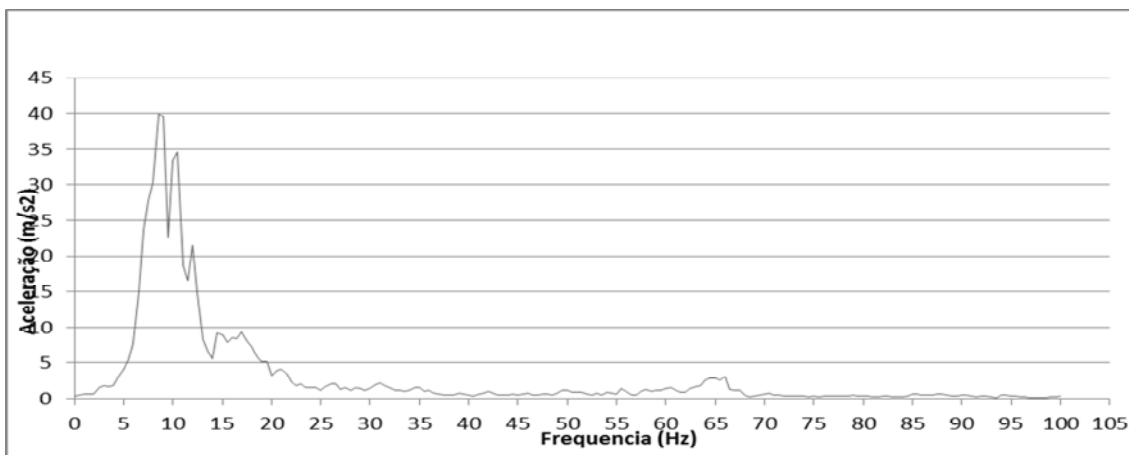


Figura 6.22 Aceleração no domínio da frequência roda dianteira lado direito

Fonte : autor

- Roda traseira lado direito

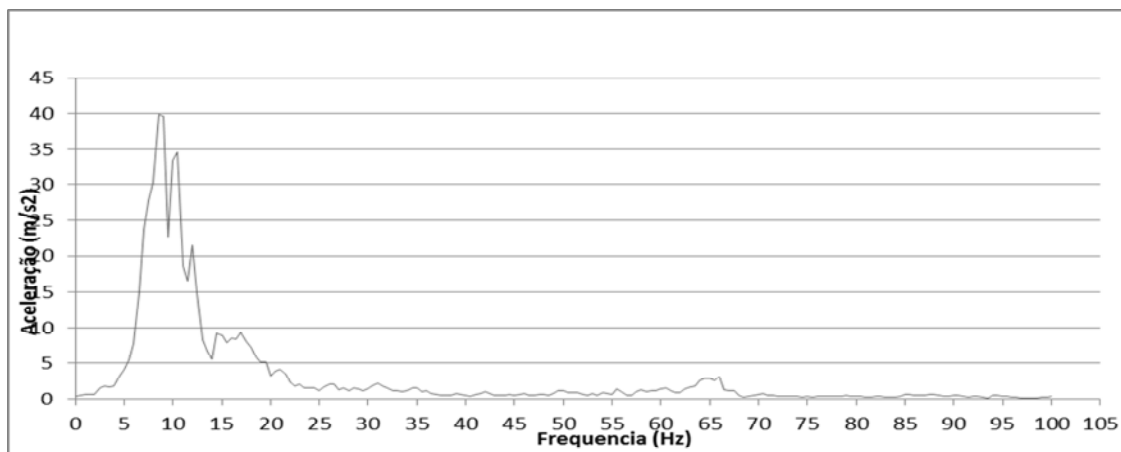


Figura 6.23 Aceleração no domínio da frequência roda traseira lado direito

Fonte : autor

- Roda traseira lado esquerdo

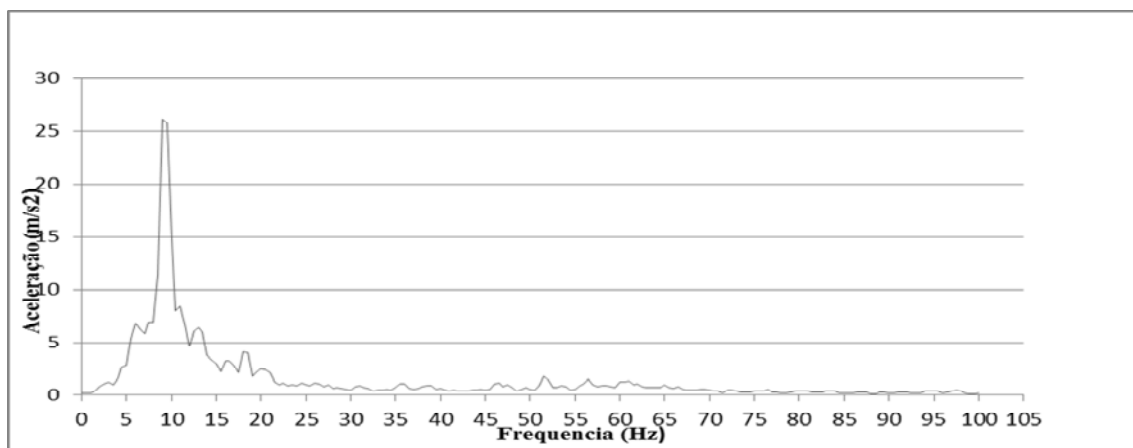


Figura 6.24 Aceleração no domínio da frequência roda traseira lado esquerdo

Fonte : autor

Após coleta dos sinais foi obtida através do método da média quadrada *RMS*, o valor de aceleração para cada perfil e em cada ponto monitorado.

Para um conjunto de números ou valores de distribuição discreta x_1, \dots, x_n , a raiz quadrada média *RMS*, é a raiz quadrada da média dos valores, ou seja:

$$x_{RMS} = \sqrt{\frac{x_1^2 + x_2^2 + \dots + x_n^2}{n}} \quad (6.1)$$

$$x_{RMS} = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n x_i^2}{n}} \quad (6.2)$$

$$x_{RMS} = \sqrt{\overline{x^2}} \quad (6.3)$$

onde $\overline{x^2}$ indica a média dos valores de x_i^2 .

Na Tabela 6.1, será apresentado os valores de aceleração para cada tipo de perfil coletado. Para cálculo de *RMS* utilizou-se os valores obtidos de aceleração no domínio do tempo.

Tabela 6.1 Valores em *RMS* das acelerações para cada pneu

<i>Entrada do sinal</i>	<i>Asfalto (m/s²)</i>	<i>Paralelepipedo (m/s²)</i>	<i>Estrada de chão (m/s²)</i>
<i>Roda dianteira Ld</i>	9,73	9,88	49,85
<i>Roda dianteira Le</i>	7,6	9,82	48,25
<i>Roda traseira Ld</i>	6,17	6,41	25,04
<i>Roda traseira Le</i>	5,90	6,48	25,79
<i>Média por perfil</i>	7,35	8,14	37,24

Verifica-se, que para os três tipos de perfil, as rodas dianteiras obtiveram maiores acelerações em relação às rodas traseiras, esse fenômeno é devido ao centro de gravidade do veículo ficar posicionado do centro para trás. Pode-se dizer que, o perfil que mais solicita a estrutura, é o perfil de estrada de chão devido aos altos valores de aceleração em relação a asfalto e paralelepípedo. O perfil de paralelepípedo, mesmo com acelerações baixas em relação à estrada de chão, é um perfil que transmite muita vibração em varias frequências, como se observa nas Figura 6.17 a Figura 6.20. Analisando o gráfico das acelerações no domínio da frequência, percebe-se que mesmo alterando a velocidade do veículo para os três perfis de pista, os valores das frequências de excitação do sistema ficaram com suas maiores amplitudes de aceleração na faixa de 5 a 20 Hz.

6.4 Análise modal

As Figura 6.25 a Figura 6.31, mostram os setes primeiros modos elásticos do modelo. É considerada a massa total do veículo, as restrições estão nas regiões das rodas da carroceria conforme mostrado no capítulo 5.

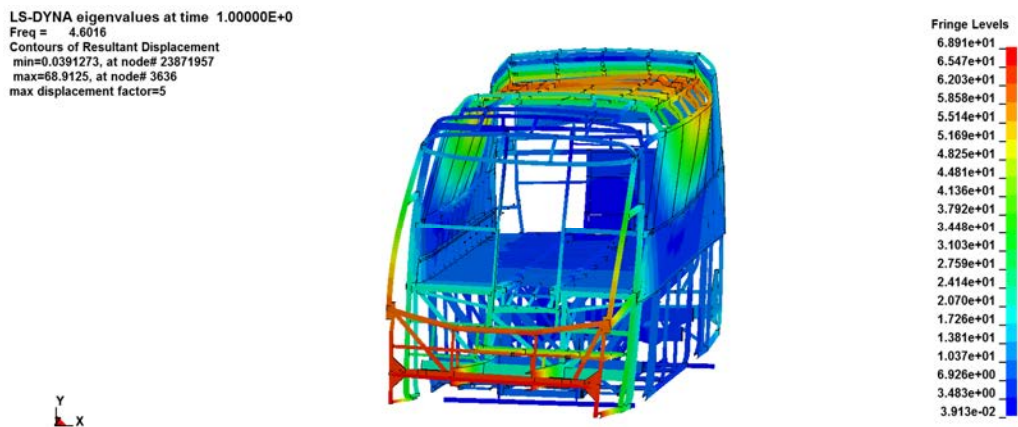


Figura 6.25 Primeiro modo de vibrar da carroceria - $f = 4,6$ Hz

Fonte : autor

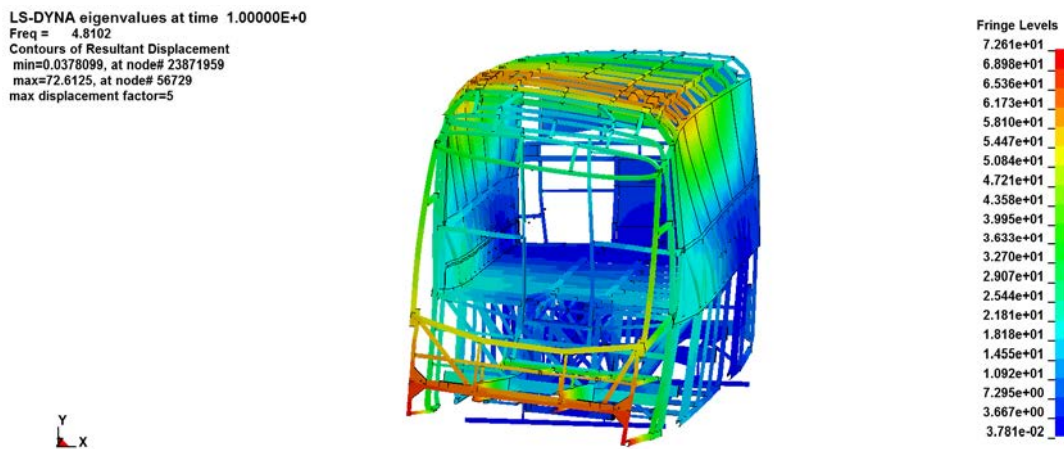


Figura 6.26 Segundo modo de vibrar da carroceria – $f = 4,8$ Hz

Fonte : autor

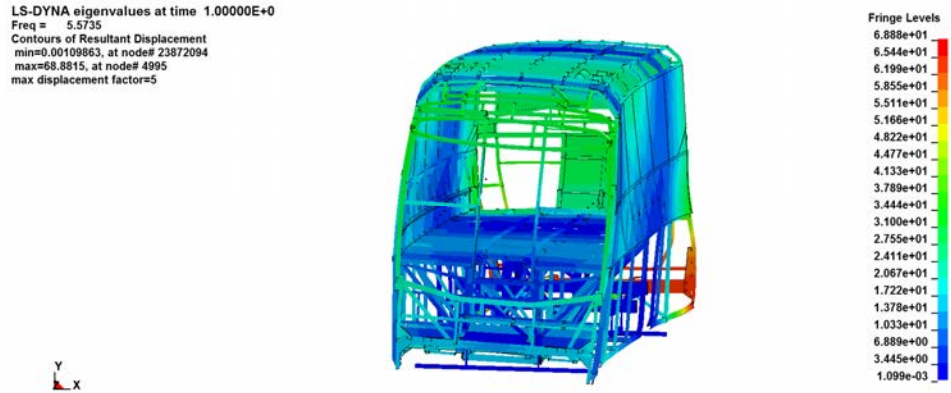


Figura 6.27 Terceiro modo de vibrar da carroceria – $f = 5,57$ Hz

Fonte : autor

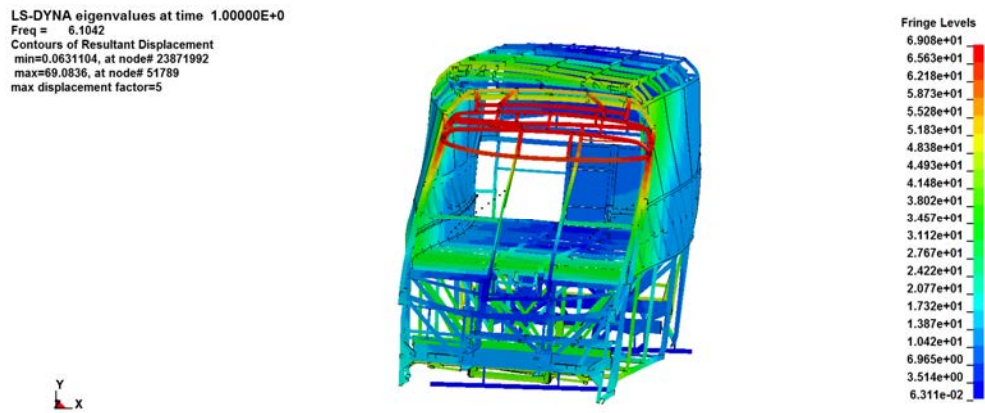


Figura 6.28 Quarto modo de vibrar da carroceria – $f = 6,1$ Hz

Fonte : autor

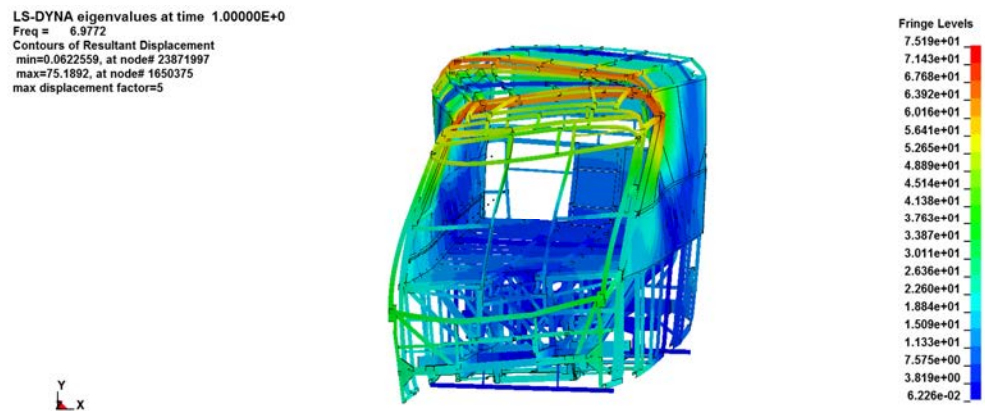
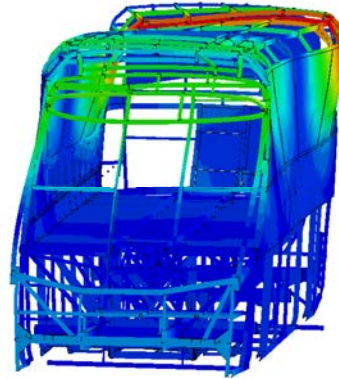


Figura 6.29 Quinto modo de vibrar da carroceria – $f = 6,9$ Hz

Fonte : autor

LS-DYNA eigenvalues at time 1.00000E+0
 Freq = 8.2628
 Contours of Resultant Displacement
 min=0.0283899, at node# 23871958
 max=69.8379, at node# 32373
 max displacement factor=5

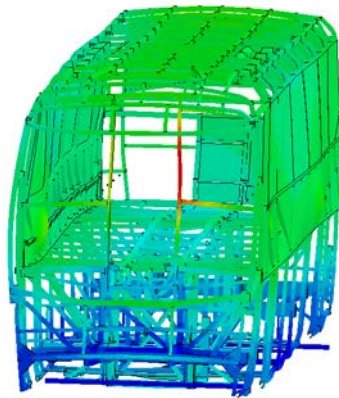


Fringe Levels
 6.984e+01
 6.635e+01
 6.286e+01
 5.937e+01
 5.588e+01
 5.239e+01
 4.890e+01
 4.540e+01
 4.191e+01
 3.842e+01
 3.493e+01
 3.144e+01
 2.795e+01
 2.446e+01
 2.097e+01
 1.748e+01
 1.399e+01
 1.050e+01
 7.009e+00
 3.519e+00
 2.839e-02

Figura 6.30 Sexto modo de vibrar da carroceria – $f = 8,26$ Hz

Fonte : autor

LS-DYNA eigenvalues at time 1.00000E+0
 Freq = 9.0117
 Contours of Resultant Displacement
 min=1.28177, at node# 195398
 max=68.8953, at node# 64389
 max displacement factor=5



Fringe Levels
 6.890e+01
 6.551e+01
 6.213e+01
 5.875e+01
 5.537e+01
 5.199e+01
 4.861e+01
 4.523e+01
 4.185e+01
 3.847e+01
 3.509e+01
 3.171e+01
 2.833e+01
 2.495e+01
 2.157e+01
 1.819e+01
 1.480e+01
 1.142e+01
 8.043e+00
 4.662e+00
 1.282e+00

Figura 6.31 Sétimo modo de vibrar da carroceria – $f = 9,017$ Hz

Fonte : autor

Tabela 6.2 Modos de vibrar *versus* frequência natural da carroceria

<i>Modos de vibrar da carroceria</i>	<i>Frequências naturais do modelo (Hz)</i>
1° modo	4,6
2° modo	4,8
3° modo	5,57
4° modo	6,1
5° modo	6,9
6° modo	8,26
7° modo	9,017
8° modo	10,154
9° modo	11,26
10° modo	12,17

Através das figuras verifica - se que, o primeiro e segundo modo tem características predominantes de torção, os modos seguintes apresentam comportamento de torção e flexão. Nota-se também que, as frequências da carroceria ficaram próximas às frequências de excitação da pista conforme Figura 6.13 a Figura 6.24, no entanto, a análise dinâmica com superposição modal é mais adequada para avaliação das tensões, pois poderá ocorrer o fator de amplificação dinâmica de resposta.

6.5 Análise das tensões

Nas Figura 6.32 a Figura 6.36, é possível visualizar as regiões mais solicitadas da carroceria para os três perfis de pista citados no capítulo 5. Serão apresentadas através das tensões de Von Misses as regiões mais críticas para cada perfil que o mesmo é submetido.

- Tensões de Von Mises na carroceria submetida ao carregamento com perfil de asfalto

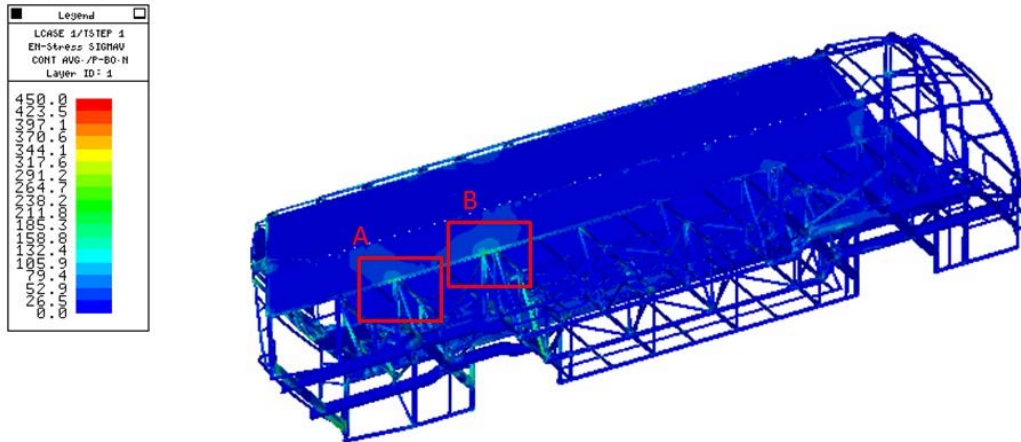
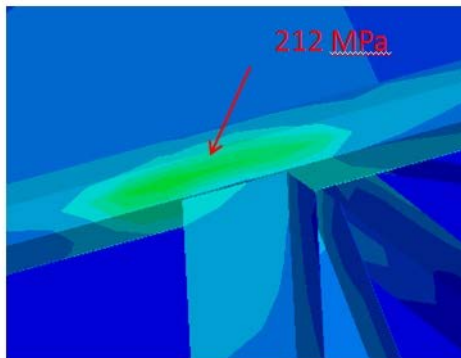


Figura 6.32 Tensões de Von Mises na carroceria perfil asfalto

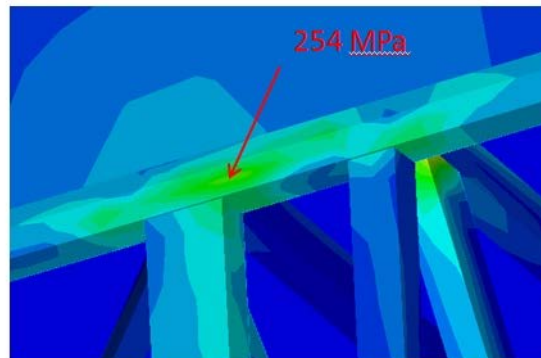
Fonte : autor

Detalhe A



(a) Atrás do rodado traseiro

Detalhe B



(b) Frente ao rodado traseiro

Figura 6.33 Detalhe das tensões região do rodado traseiro perfil asfalto

Fonte : autor

Para a condição de asfalto, a carroceria não sofre grandes solicitações, as tensões para essa condição não ultrapassam a 260MPa.

- Tensões de Von Misses na carroceria submetida ao carregamento com perfil de paralelepípedo.

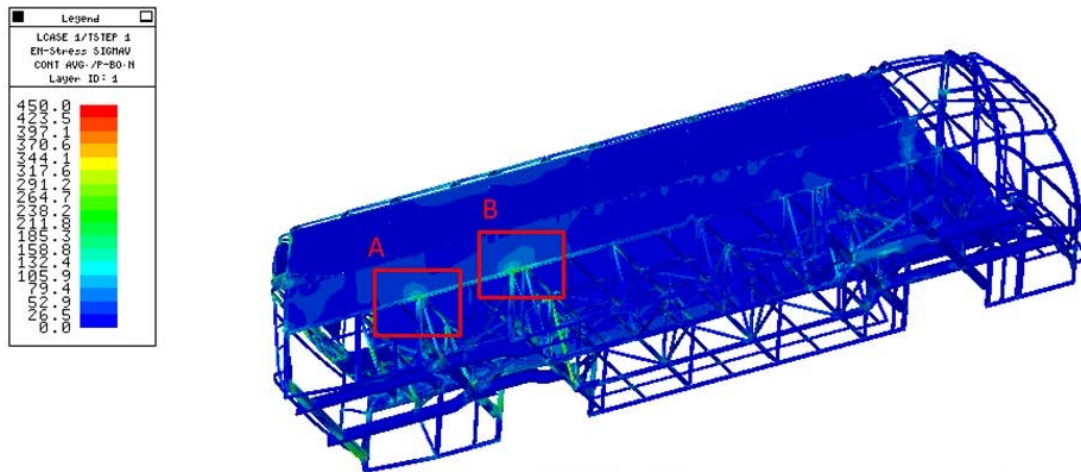
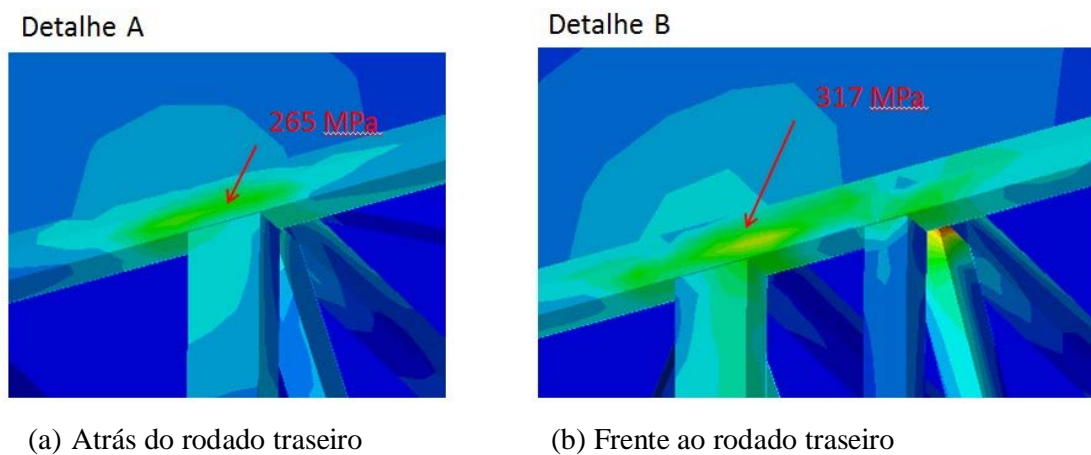


Figura 6.34 Tensões de Von Misses na carroceria perfil paralelepípedo

Fonte : autor



(a) Atrás do rodado traseiro

(b) Frente ao rodado traseiro

Figura 6.35 Detalhe das tensões região do rodado traseiro perfil paralelepípedo

Fonte : autor

Para o caso de paralelepípedo a carroceria é mais solicitada principalmente na região traseira do veículo, união entre casulo e chassi, tubos verticais da base (ligação entre base e chassi), como também as laterais (contraventamentos). Para essa condição as tensões ultrapassaram a 317MPa.

- Tensões de Von Mises na carroceria submetida ao carregamento com perfil de estrada de chão de chão

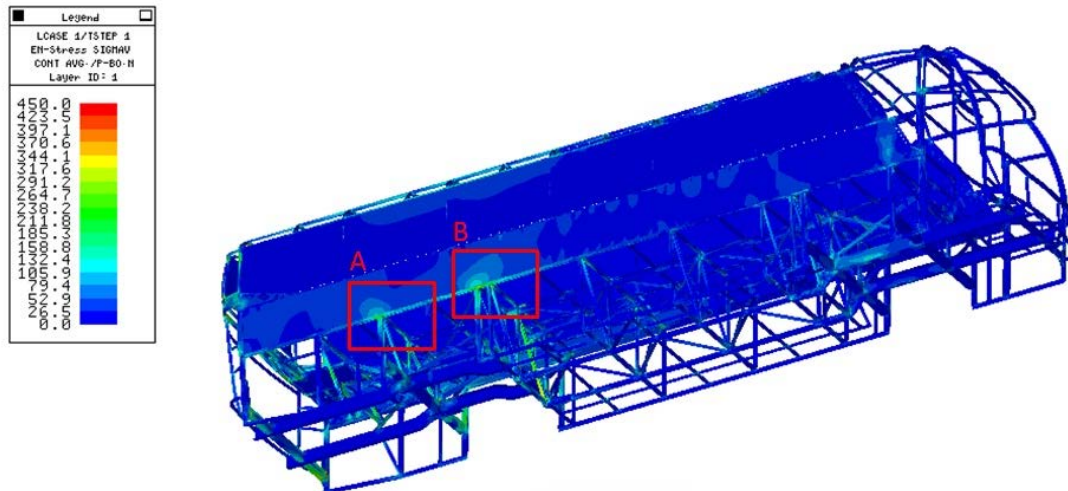
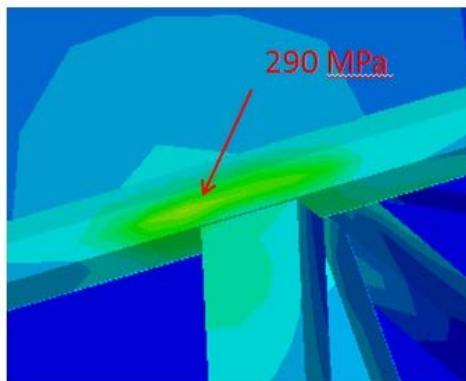


Figura 6.36 Tensões de Von Mises na carroceria perfil estrada de chão

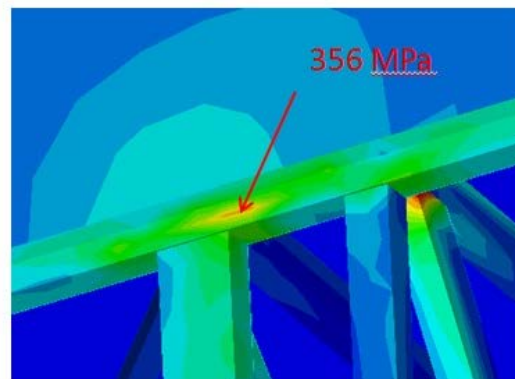
Fonte : autor

Detalhe A



(a) Atrás do rodado traseiro

Detalhe B



(b) Frente ao rodado traseiro

Figura 6.37 Detalhe das tensões região do rodado traseiro perfil paralelepípedo

Fonte : autor

O perfil de estrada de chão é o que mais solicita o casulo do ônibus, as regiões mais solicitadas ficaram semelhantes à condição de paralelepípedo, no entanto, as intensidades das tensões aumentaram chegando a ultrapassar o limite de escoamento do material em algumas regiões.

Para todos os perfis de pistas, as tensões permaneceram nas mesmas regiões, porém para o perfil de estrada de chão foi onde encontramos as maiores amplitudes de tensão. Foram plotadas as tensões de Von Mises, porém para cálculo de fadiga será utilizada as tensões normais e cisalhantes, conforme citado no capítulo 2, item 2.5.8.3.

6.6 Análise de fadiga

Conforme citado no capítulo 4, a carroceria em estudo passou por teste prático de durabilidade, onde a mesma percorreu 150.000 km pelos três tipos de pavimento, correspondente a estrada de terra, paralelepípedo e asfalto. Os carregamentos utilizados para análise dinâmica e fadiga pelo MEF também foram obtidos no percurso de realização do teste.

Inspeções visuais na carroceria foram realizadas a cada 15.000 km, onde durante inspeção do veículo com 90.000 km, observou-se uma trinca na lateral direita e esquerda região do rodado traseiro da carroceria, ver Figura 6.38.



Figura 6.38 Avaliação do veículo após teste de durabilidade

Fonte : autor

Nas Figura 6.39 e Figura 6.40, podemos visualizar a trinca nas laterais direita e esquerda na região da frente e atrás do rodado traseiro.



Figura 6.39 Trinca na carroceria frente ao rodado traseiro

Fonte : autor



Figura 6.40 Trinca na carroceria atrás ao rodado traseiro

Fonte : autor

Verifica-se que os pontos apontados no teste prático foram os mesmos apontados pela análise de fadiga via MEF, ver Figura 6.41.

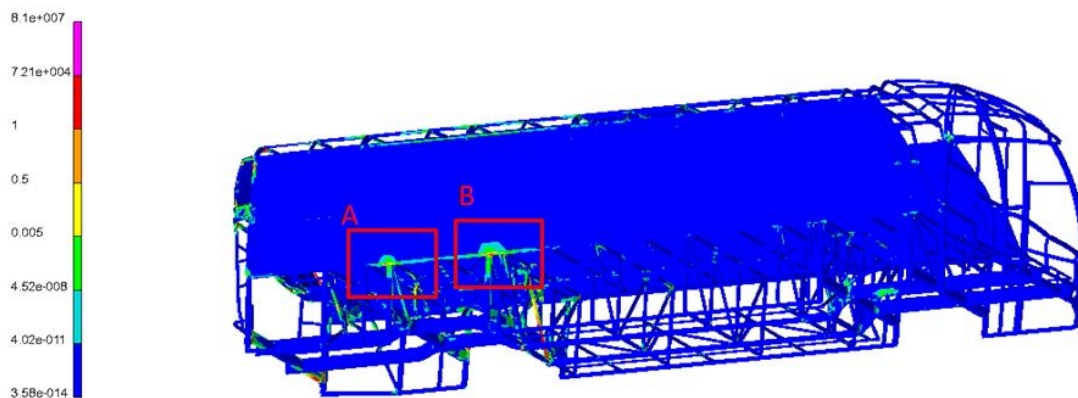


Figura 6.41 Dano acumulado da carroceria via MEF

Fonte : autor

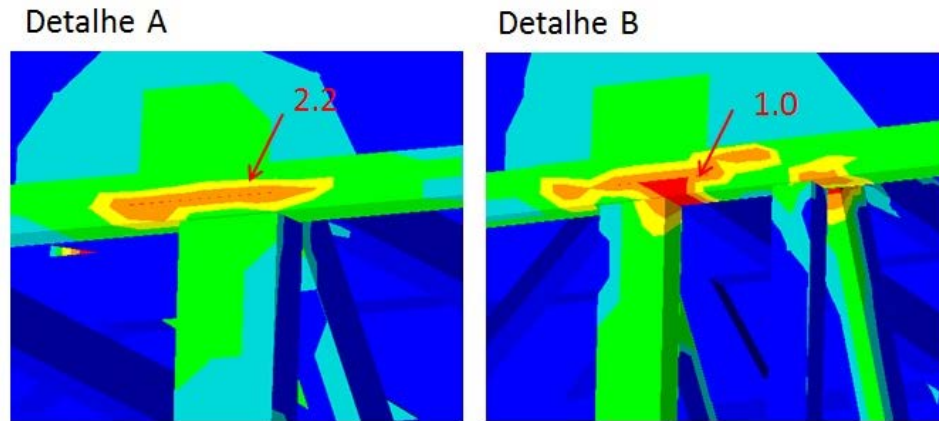


Figura 6.42 Detalhe do dano acumulado na região do rodado traseiro

Fonte : autor

Partindo da resposta das tensões na análise dinâmica, foi obtido o dano na carroceria para uma volta ou um ciclo de carregamento. No entanto para o dano ser igual a um, a mesma deve percorrer 25000 voltas no espectro de pista considerado na análise dinâmica com superposição modal. Verifica-se que, na região do rodado traseiro o dano ficou maior que um para as duas regiões onde foi encontrada a falha no teste prático.

A falha da carroceria no teste prático aconteceu entre 75000 km e 90000 km, no entanto, a simulação mostra que a falha acontece com 25000 voltas na pista considerada para análise. Cada volta é equivalente a 3,16 km, com isso a falha na carroceria pelo método dos elementos finitos ocorreu aproximadamente com 79000 km. Por meio desta relação podemos obter uma boa correlação entre os resultados práticos com os resultados virtuais.

7 CONCLUSÕES E RECOMENDAÇÕES

7.1 Conclusões

Uma carroceria de ônibus é considerada uma estrutura bastante complexa, por ter muitos carregamentos como, carregamentos longitudinais, transversais e verticais que são impostas e ela. No entanto os resultados obtidos na análise pelo MEF apresentaram boa relação aos testes práticos.

Com relação aos objetivos propostos no início do trabalho, podemos afirmar que todos foram alcançados.

Em relação às medições realizadas para obter os diferentes perfis de pista onde trafega a estrutura, verificou-se que, o perfil mais agressivo é o perfil de estrada de chão, pois apresentaram os maiores valores de aceleração em relação a asfalto e paralelepípedo.

O modelo numérico foi desenvolvido de maneira fiel ao projeto de uma carroceria de ônibus. Os elementos utilizados para a modelagem da carroceria foram com elementos de casca, a representação dos eixos na carroceria foi com elemento de viga, e a representação da suspensão com elementos discretos. A suspensão do modelo em elementos finitos foi considerada como linear, devido a grande dificuldade para obter as propriedades de amortecimento e rigidez, e por ser uma suspensão pneumática independente. A análise dinâmica foi realizada utilizando o método implícito com superposição modal, que apresentou melhor rendimento comparado com o método explícito.

Utilizando a metodologia de superposição modal, há uma redução significativa no custo computacional. Neste método foi possível em um único perfil de pista avaliar a carroceria quando submetida pelos três tipos de pavimento coletados, e obter os valores de tensão para cada instante do espectro de pista avaliado.

Para avaliação de fadiga da estrutura foi utilizada o perfil de pista definido pela empresa fabricante da carroceria, perfil utilizado para análise dinâmica, no entanto, devido a condições climáticas esse perfil sempre estará sofrendo alterações nas suas características. Pode-se concluir que, a forma mais correta para avaliação de fadiga de uma carroceria de ônibus, é utilizando uma pista padronizada representando as piores situações encontradas no Brasil.

Para cálculo de fadiga da estrutura foi utilizado software comercial FEMFAT, onde através da fadiga multiaxial utilizando o método do plano crítico foi possível determinar qual o dano acumulado para a estrutura naquela condição adotada. Para este estudo não foi

considerado a contribuição da solda na carroceria, como também a rugosidade do material.

Através dos resultados obtidos neste trabalho, pode-se concluir pela análise modal que as frequências naturais de uma carroceria estão próximas as frequências de excitação de pista, contudo, a melhor forma de avaliar uma carroceria de ônibus é pela análise dinâmica, pois com ela pode-se visualizar possíveis fenômenos de fator amplificadores de respostas.

Por meio da análise dinâmica, foi possível visualizar os pontos mais críticos da estrutura para cada perfil de pista avaliado. Verificou-se que os pontos mais solicitados da carroceria são as laterais próximas a região dos rodados, como também os tubos de levante que fazem as amarrações com o chassi na região do bug traseiro. Essas regiões foram às mesmas para os três tipos de perfis, mudando somente a intensidade de tensão uma em relação à outra, sendo mais crítica para estrada de chão batido.

Ainda nos resultado obtidos, a metodologia utilizada na análise em elementos finitos é validada, pois, com as tensões obtidas na análise dinâmica, foi possível avaliar qual a vida útil da carroceria. Através dos resultados da análise de fadiga no software FEMFAT, podemos perceber uma boa correlação entre os resultados obtidos na prática e comparados com os resultados numéricos. A região com maior dano na análise numérica foi à mesma para o teste prático, como também a proximidade de quilômetros da iniciação da trinca entre o método numérico e o experimental.

Com este estudo foi possível validar a metodologia utilizada para avaliação de fadiga em uma carroceria de ônibus. Também através desta metodologia, pode-se reduzir o tempo de projeto das carrocerias diminuindo o número de testes experimentais de durabilidade e passar a utilizar o método dos elementos finitos para aprovação dos mesmos.

7.2 Trabalhos futuros

- Criar padronização de perfil para avaliação de fadiga em veículos automotivos;
- Utilizar metodologia para avaliação de fadiga em cordões de solda na carroceria;
- Fazer análise dinâmica considerando carregamentos longitudinais e transversais;
- Realizar análise comparativa de fadiga utilizando o método do plano crítico e o método da tensão máxima principal.
- Realizar análise de fadiga comparando o método de Haigh em relação ao método tradicionais (Goodman e Gerber).

8 REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

Alves Filho, A. **Elementos Finitos. A base da tecnologia CAE – Análise Dinâmica.** Editora Érica, 2005.

Azevedo, Álvaro F. M., **Método dos elementos finitos**, <http://www.fe.up.pt/~alvaro>, Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto, Abril 2003.

Ariduru, Seçil. **Fatigue life calculation by rainflow cycle counting method.** Ankara: 2004. Originalmente apresentada como dissertação de mestrado, The graduate school of natural and applied sciences of middle east technical university, 2004.

Baek, S. H.; Cho, S. S.; Joo, W. S. Fatigue life prediction based on the rainflow cycle counting method for the end beam of a freight car bogie. **International Journal of Automotive Technology**, Busan, v. 9. n. 1, p. 95-101, 2008.

Bathe, Klaus- Jürgen. **Finite Element Procedures.** Prentice-Hall, New Jersey, 1996.

Battista, Ronaldo C.; Carvalho, Eliane M. L.; PFEIL, Michèle S.; Varela, Wendell D. Estimativa da vida útil à fadiga de uma torre metálica sob ação do vento. **REM: Revista Escola de Minas**, Ouro Preto, 2007.

Bishop, N.W.M. Vibration fatigue analysis in the finite element environment. XVI ENCUESTRO DEL GRUPO ESPANOL DE FRACTURA. Terromolinos, 1999.

Boésio, M.L.2002. **Análise e dimensionamento de estruturas de ônibus considerando a fadiga e utilizando ferramentas de confiabilidade e otimização.** Tese de Doutorado, Programa de Pós-Graduação em Engenharia Civil, Universidade Federal do Rio Grande do Sul.

Branco, C. Moura; Fernandes, A. Augusto; Castro, Paulo M. S. Tavares de Castro. **Fadiga de estruturas soldadas.** 2. ed. Lisboa: Fundação Calouste Gulbenkian, 1999.

Brown, M W, and Miller, K, J. **A theory for fatigue failure under multiaxial Stress Strain conditions**, Proc IMech E 1973 Vol.187 pg. 745-755.

Bruel & Kjaer, 2000.

Castro, Jaime Tupiassú P.; Meggiolaro, Marco A. **Fadiga sob cargas reais de serviço.** Rio de Janeiro: Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro, 2002.

Colim, G.M. **Fadiga dos materiais.** Escola Politécnica da Universidade de São Paulo. Maio 2006

Dias de Meira Junior., 2010 **Avaliação do comportamento da estrutura de ônibus rodoviário solicitado a impacto frontal.** Tese de Doutorado, Programa de Pós-Graduação em Engenharia Civil, Universidade Federal do Rio Grande do Sul.

Dowling, Norman E. **Mechanical Behavior of Materials: Engineering Methods for**

deformation, fracture and fatigue. 3. ed. New Jersey: Pearson Prentice Hall, 2007.

Finite Element Analysis, Communications in Numerical Methods in Engineer, Vol. 9, p. 745- 766.

Fonseca, Jun. **Ferramentas de Simulação em Mecânica: Elementos finitos**. Apostila de Aula, UFRGS, Porto Alegre 2002 .

Fuchs, H.O. **Fatigue research with discriminating specimens**. Fatigue & Fracture of Engng Mat. Structures, vol 2, No 2 pp 207-215, 1979.

Gillespie, T.D. **Fundamentals of vehicle dynamics**. Warrendale: SAE, 1992.

Historia do ônibus. <http://www.centeronibus.com.br>

Hoffmann, Karl. **Na Introduction to measurements using strain gages**. Darmstadt: Hottinger Baldwin Messtechnik GmbH, 1989.

Hougaz, Augusto B., 2005. **Análise Probabilística de Durabilidade Aplicada a Veículos de Transporte de Carga Rodoviária**, Tese de Doutorado, Escola Politécnica da USP, São Paulo.

Hyvärinen, J. P.; **The Improvement of Full Vehicle Semi-Active Suspension Through Kinematical Model**, University of Oulu, 2004

<http://www.anfavea.com.br>

Johannesson , Pär. **Extrapolation of fatigue loads**. 4th CONFERENCE ON EXTREME VALUE ANALYSIS, 2005, Gothenburg.

Johannesson , Pär. **Extrapolation of load histories and spectra**. ECFC15 EUROPEAN CONFERENCE ON FRACTURE, ago. 2004. Disponível em <http://www.structuralintegrity.eu>.

Johannesson, Pär; Thomas, Jean-Jacques. **Extremes**. Vol. 4. Netherlands: Kluwer Academic Publishers, 2001.

Kyowa. **What's a strain gage? Introduction to Strain Gages**. Tokyo: Kyowa Electronic Instrument Co. LTD, 2003.

Ls-Dyna. **Keyword User's Manual. Version 970**. Livemore Software Technologu Corporation, 1999.

Ls_Dyna Theory manual – March 2006

Mendes, Paulo; Oliveira, Sergio. **Análise Dinâmica de estruturas , utilização integrada de modelos de identificação modal e modelos de elementos finitos**, Lisboa 2008.

LMS Basic Processing – **Signal Processing** – B-3001, 2000 – Arquivo formato pdf.

McDiarmid, D.L. **A general criterion for high cycle multiaxial fatigue failure.** Fatigue & Failure Engng Mat. Struct., Vol. 14 pp 429-453, 1991.

Ministério dos transportes <http://antt.gov.br>

Morgado, T; Branco, C.M.; Infante, V. Previsão de vida à fadiga dos engates (rabetas) dos vagões de transporte de carvão. **Revista da Associação Portuguesa de Análise Experimental de Tensões**, Portugal, 2007. Mecânica Experimental, v. 14, p. 35-43

Morsh, I. B. 2001. **Análise estrutural de veículos comerciais tipo ônibus** Tese de Doutorado, Programa de Pós-Graduação em Engenharia Civil, Universidade Federal do Rio Grande do Sul

Nardello, A., 2005 **Projeto e Desenvolvimento de uma Pista de Testes.** Dissertação de Mestrado, Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre

Neves, F; Button, s.t – **Análise de comportamento microestrutural de um aço microligado por simulação física análogica ao forjamento a quente.** Universidade Federal do Rio Grande do Norte.

Oliveira, Enildo Matos de. **Viabilidade da análise de propagação de trincas de fadiga por extensometria.** Florianópolis: 2007. Originalmente apresentada como dissertação de mestrado, Universidade Federal de Santa Catarina, 2007.

Patrício, L. F. S.; **Desenvolvimento Matemático e Implementação Numérica de um Modelo Tridimensional para Determinação das respostas Dinâmicas de um Veículo Automotor,** Dissertação de Mestrado, Belo Horizonte, novembro de 2005

Paulino, Hertezi L. **Instrumentação e aquisição de dados extensométricos embarcado.** São Paulo: Strain Gage, 2007.

Peres, G., 2006. **Uma metodologia para simulação e análise estrutural de veículos de transporte de carga.** Dissertação de Mestrado, Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre.

Petracconi, César. **Análise comparativa do comportamento de fadiga do gancho reboque posterior de um veículo automotor.** Belo Horizonte: 2008. Dissertação de Mestrado, Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais, 2008.

Rao, Singiresu – **Vibrações Mecânicas.** 4ª edição – São Paulo: Pearson Prentice Hall, 2008.

Revista Milbus <http://www.milbus.com.br>

Ricardo, Luiz Carlos H. **Estimativa da vida sob fadiga de amplitude variável de um componente mecânico.** São Paulo, 1999. Dissertação de Mestrado, Instituto de Pesquisas Energéticas e Nucleares, 1999.

SAE, **Surface vehicle recommended practice warrendale;** SAE J 2340 out 1999.

- Scania 2005. **Manual dos construtores de ônibus**
- Scania,2005 **Manual dos construtores de ônibus**. 2º edição.
- Spyrakos, Constantine C., 1994. **Finite Element Modeling in Engineering Practice**, West Virginia University, Morgantown.
- Stephens, Ralph I.; Fatemi, Ali; Stephens, Robert R.;Fuchs, Henry O. **Metal Fatigue in Engineering**. 2. ed. New York: Wiley Interscience, 2001.
- Shigley, Joseph E.; Mischke, Charles R.; Budynas, Richard G. **Projeto de engenharia mecânica**. 7. ed. Porto Alegre: Bookman, 2005.
- Sines G. Oghi G. (1981). **Fatigue Criteria under combined stresses or strains**, **transactions of the American Society of Mechanical Engineers**, journal of Engineering Materials and technology, 103
- Socie, D.F (1987), **Multiaxial fatigue damage models**. J.of Engineering materials and technolog, ASME. Vol. 109, Oct pp 293-298.
- Suresh, S. **Fatigue of Materials**. 2. ed. Cambridge: Cambridge University Press, 1998.
- Tech, T. 2009. **Proposta de metodologia para otimização estrutural de um ônibus em condição de tombamento**. Dissertação de Mestrado, Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre.
- Varghese, Julian, 2003. **Hierarchical Strategy for Rapid Finite Element Analysis**, Texas A&M University, Texas.
- Walber, Marcio., 2009 **Avaliação dos níveis de vibração existentes em passageiros de ônibus rodoviários intermunicipais, análises e modificações projetual**. Tese de Doutorado, Programa de Pós-Graduação em Engenharia Civil, Universidade Federal do Rio Grande do Sul.
- Wang, Y. S., et al., 2002. **A Study on Nonstationary Random Vibration of a vehicle in Time and Frequency Domains**, International Journal of Automotive Technology, Vol. 3, N. 3, p. 101-109.
- Weber, Albano Luiz. **Metrologia e instrumentação – Extensometria**. Caxias do Sul: Universidade de Caxias do Sul, 2009.
- Whitcomb, John D., Woo, Kyeongsik, 1993. **Application of Iterative Global/Local**

<http://mathworld.wolfram.com/root-mean-square.html>

APÊNDICE A – Resultados adicionais de simulações e testes

A.1 Resultados da calibração do ensaio de torção

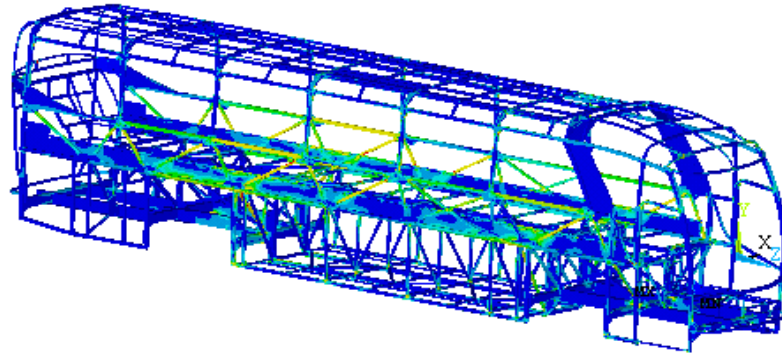


Figura A.1 Tensões de Von Misses da carroceria submetida ao ensaio de torção

Fonte : autor

Tabela A.1 Resultados de tensão ensaio virtual x ensaio prático

<i>Número Strain Gage</i>	<i>Tensão ensaio virtual (MPa)</i>	<i>Tensão ensaio prático (MPa)</i>
40	117	43.05
19	189	116.83
71	-141	-98
68	-11	-9.35
59	-86.21	-64
60	-67.8	-66.36
55	-106	-87.24
53	-35.80	-23
41	-104	-85
39	-58	-57.9
27	-40	-40.26
18	47	6
15	24	18
11	-29	-24.35
5	-18	-16
67	-0.20	-0.92
61	96.4	50.63
38	-60	-51.6
26	-64	-60
17	-91	-53
43	-94	-93.49

44	25.7	20
45	-8.38	-10
48	-54	-52
57	13	0.78
50	29.7	28.16
30	5.3	4.7
21	-5.67	-5.32
70	80.3	56.25
58	-31	-42.88
56	97	81
42	76.5	76.26
16	22	32.07
10	-5.7	-23.6
6	34	21
75	-84	-40
66	-24.2	-39.87
32	15	48.59
33	50	36.46
23	52	21.5
34	-51	-32.42

A.2 Espectro de pista com sinais de deslocamento no domínio do tempo

- *Asfalto:*

Roda dianteira lado esquerdo

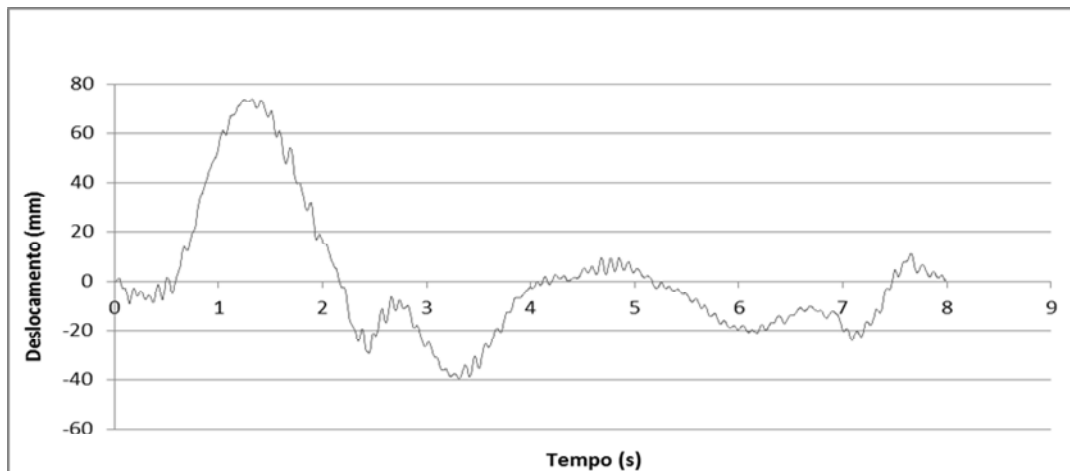


Figura A.2 Desloc. no domínio do tempo roda dianteira lado esquerdo asfalto

Fonte : autor

Roda dianteira lado direito

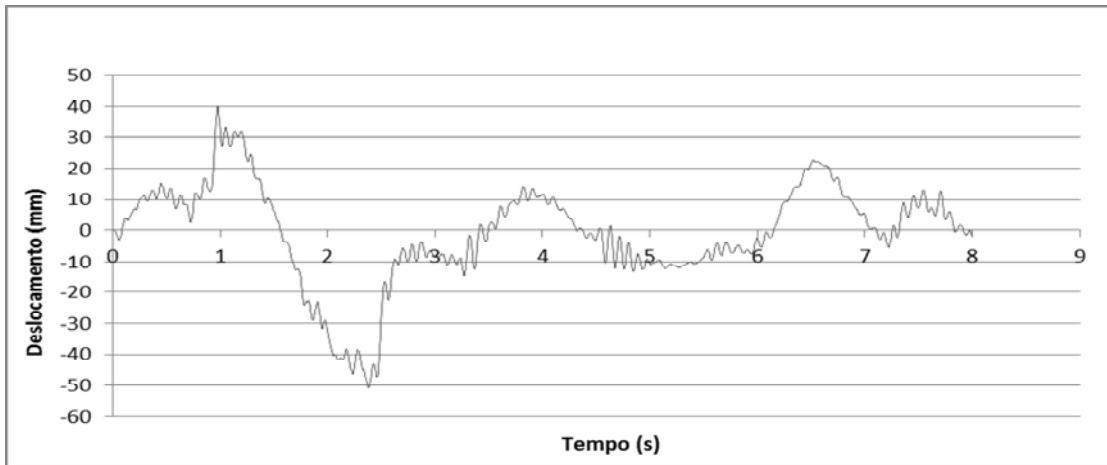


Figura A.3 Desloc. no domínio do tempo roda dianteira lado direito asfalto

Fonte : autor

Roda traseira lado direito

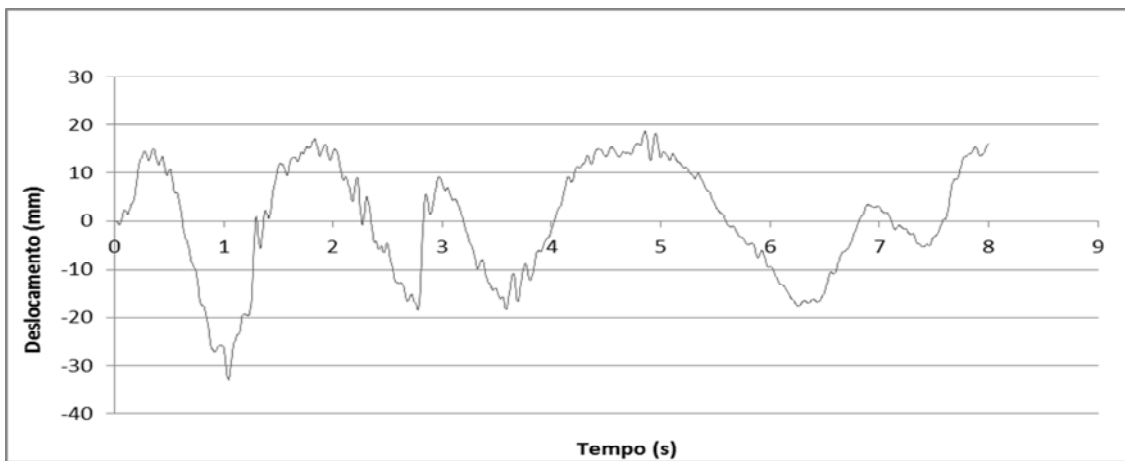


Figura A.4 Desloc. no domínio do tempo roda traseira lado direito asfalto

Fonte : autor

Roda traseiro lado esquerdo

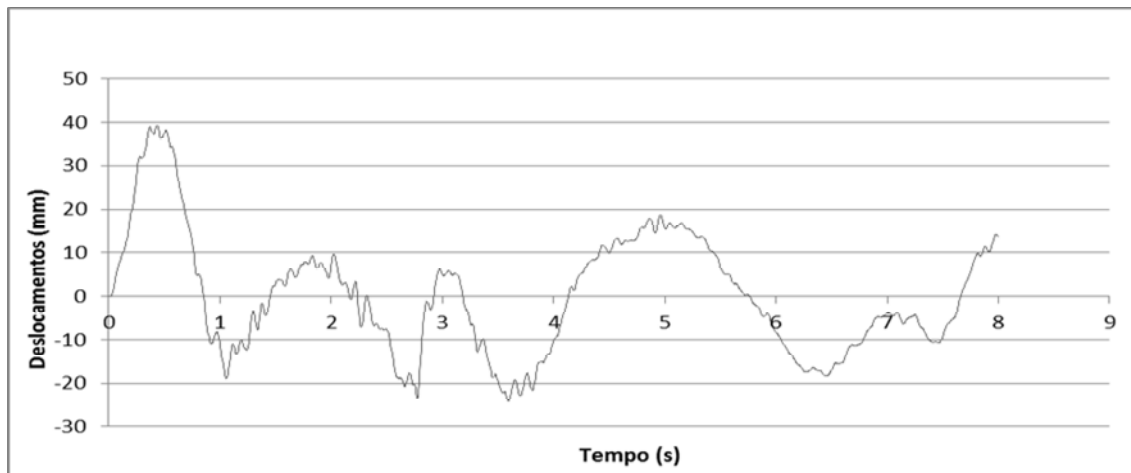


Figura A.5 Desloc. no domínio do tempo roda traseira lado esquerdo asfalto

Fonte : autor

- *Estrada de Paralelepipedo:*

Roda dianteira lado esquerdo

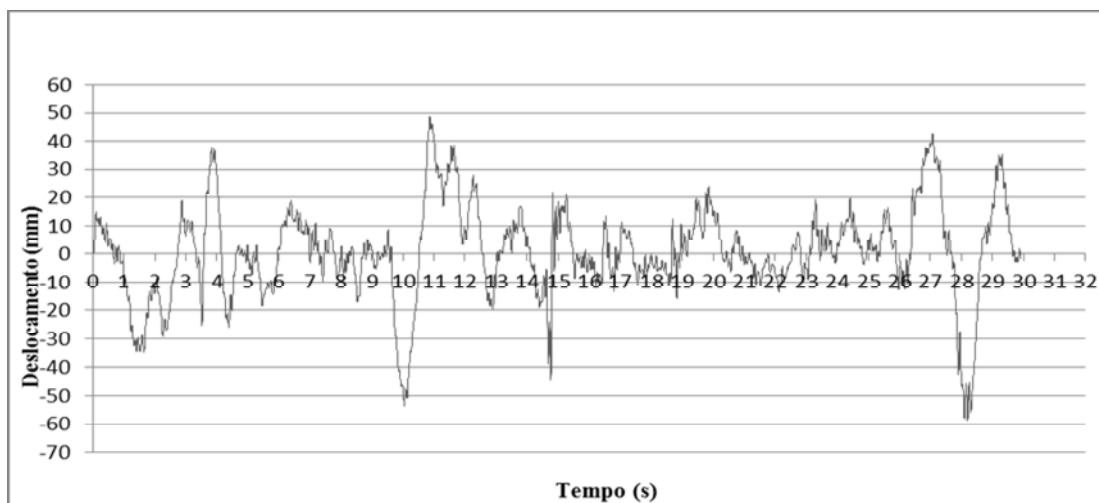


Figura A.6 Desloc. no domínio do tempo roda dianteira lado esquerdo paralelepípedo

Fonte : autor

Roda dianteira lado direito

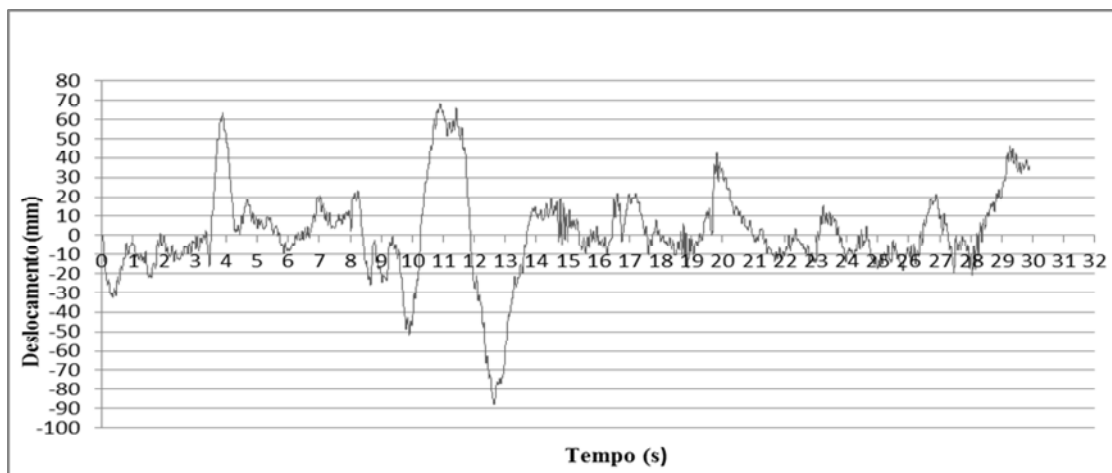


Figura A.7 Desloc. no domínio do tempo roda dianteira lado direito paralelepípedo

Fonte : autor

Roda traseira lado direito

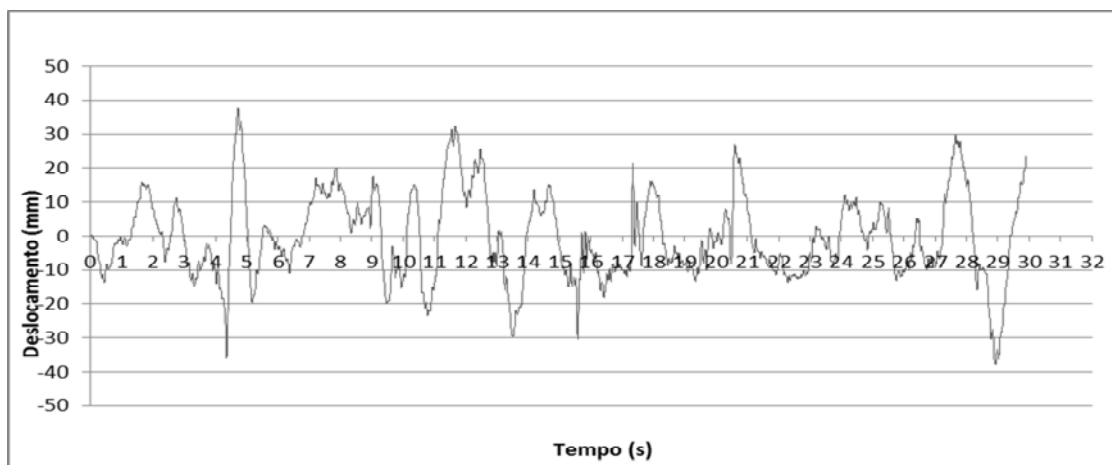


Figura A.8 Desloc. no domínio do tempo roda traseira lado direito paralelepípedo

Fonte : autor

Roda traseira lado esquerdo

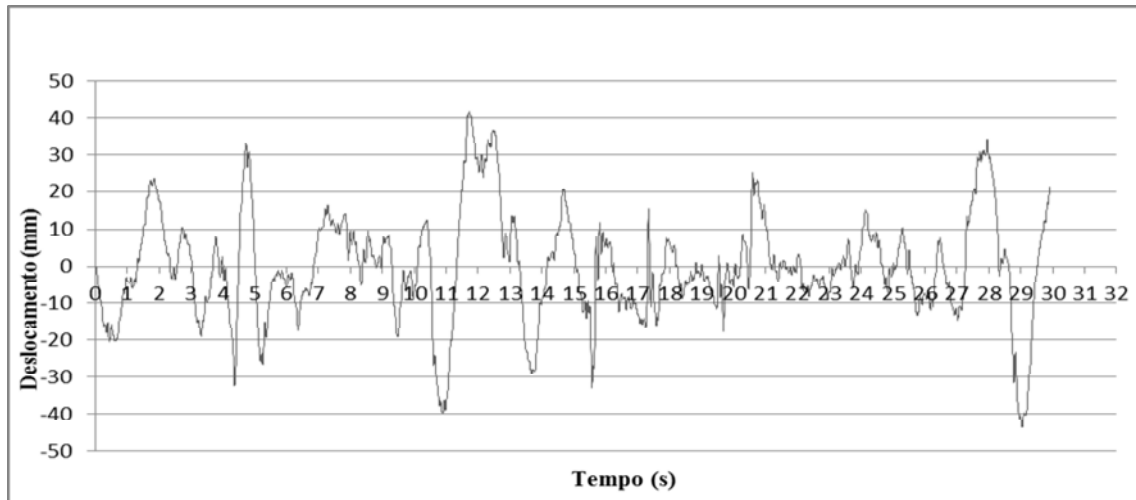


Figura A.9 Desloc. no domínio do tempo roda traseira lado esquerdo paralelepípedo

Fonte : autor

- Estrada de chão batido:

Roda dianteira lado esquerdo

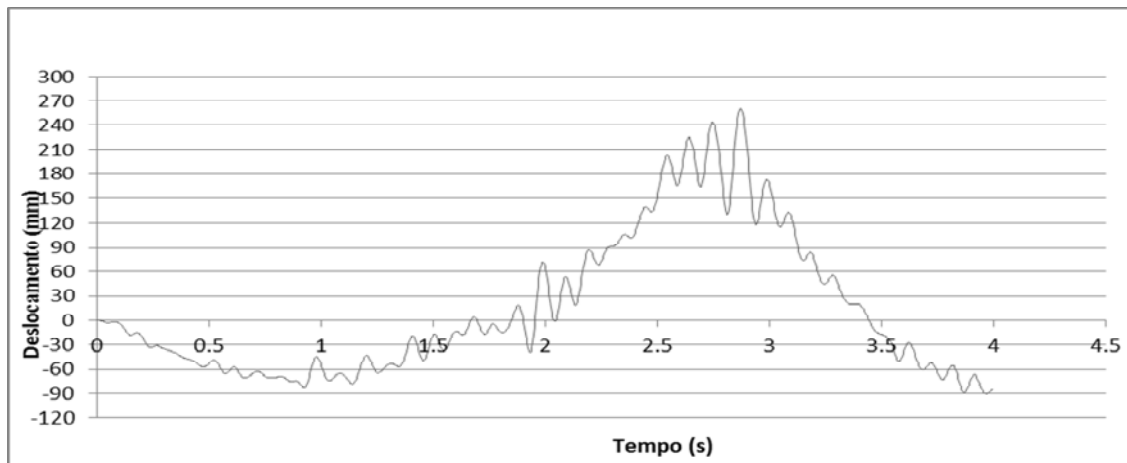


Figura A.10 Desloc. no domínio do tempo roda dianteira lado esquerdo chão batido

Fonte : autor

Roda dianteira lado direito

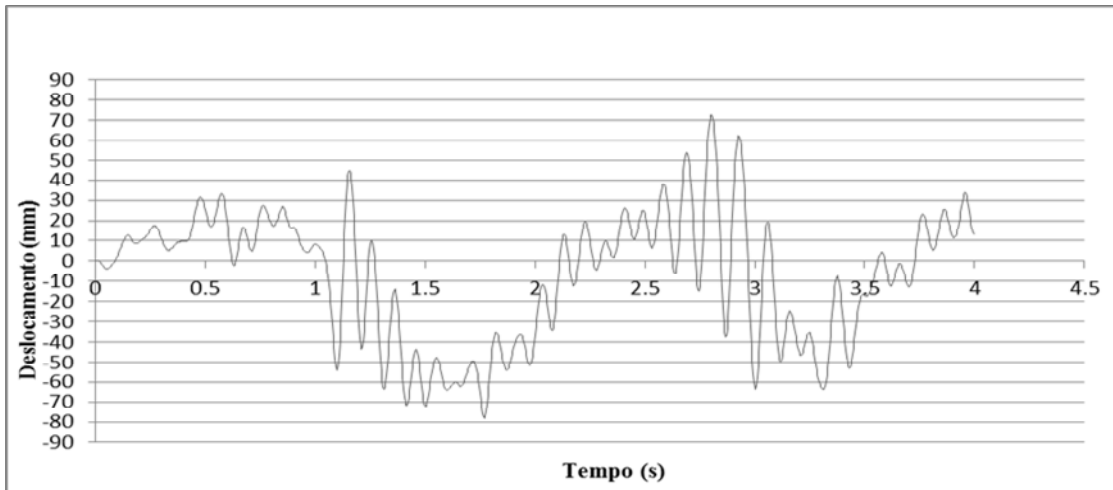


Figura A.11 Desloc. no domínio do tempo roda dianteira lado direito chão batido

Fonte : autor

Roda traseira lado direito

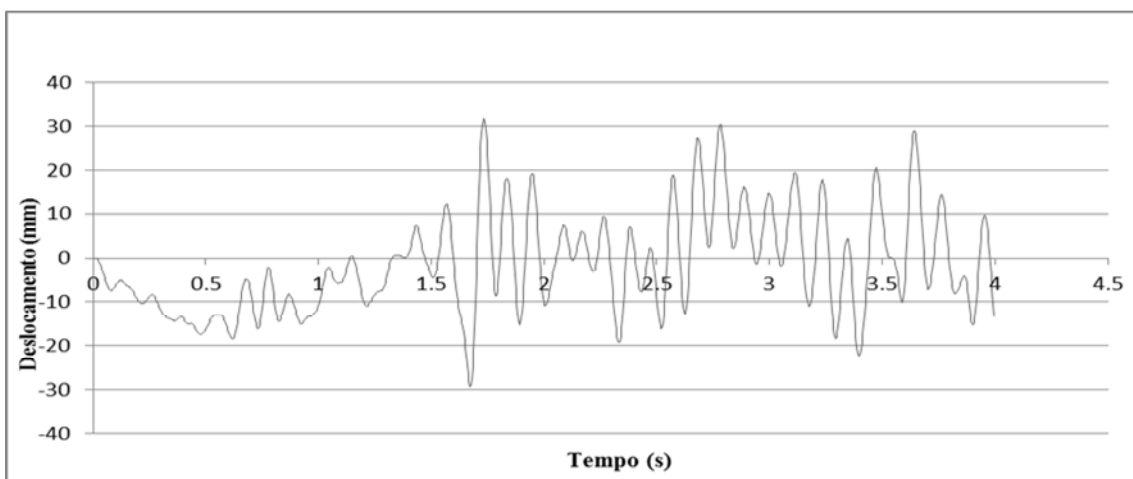


Figura A.12 Desloc. no domínio do tempo roda traseira lado direito chão batido

Fonte : autor

Roda traseira lado esquerdo

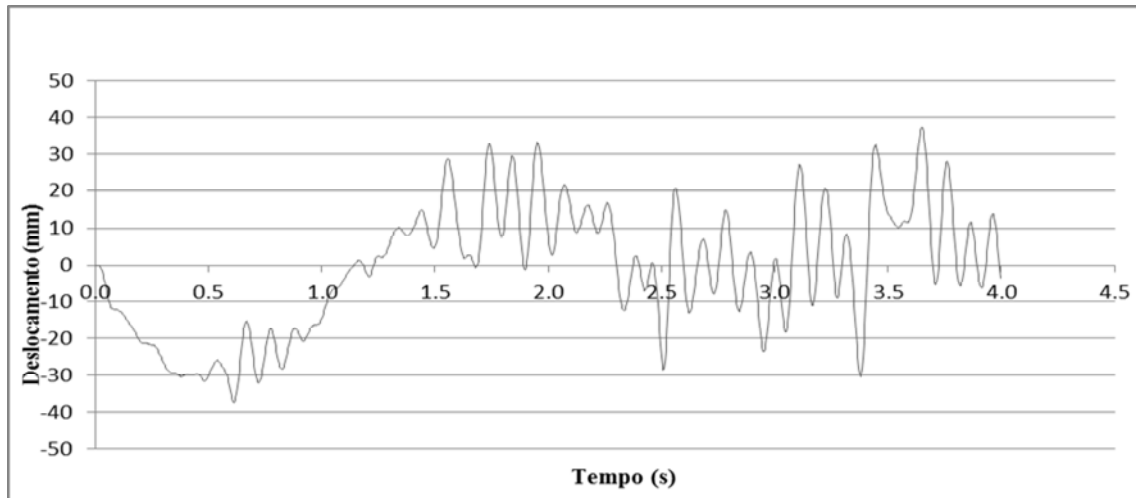


Figura A.13 Desloc. no domínio do tempo roda traseira lado esquerdo est. de chão batido

Fonte : autor

A.3 Resultados de tensões obtidas através da análise explícita pelo método das diferenças finitas centrais.

- *Asfalto:*

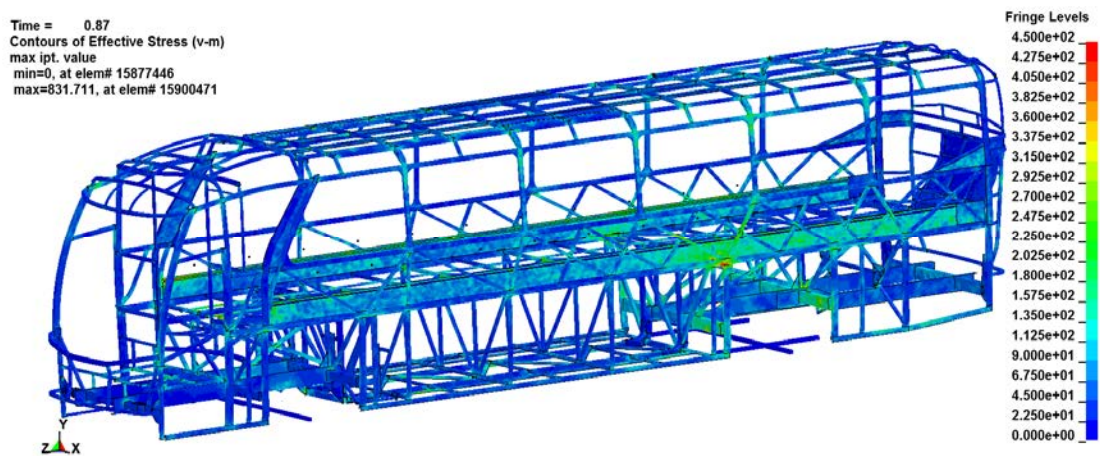


Figura A.14 Tensões de Von Mises na estrutura com perfil de asfalto

Fonte : autor

- *Estrada de Paralelepipedo:*

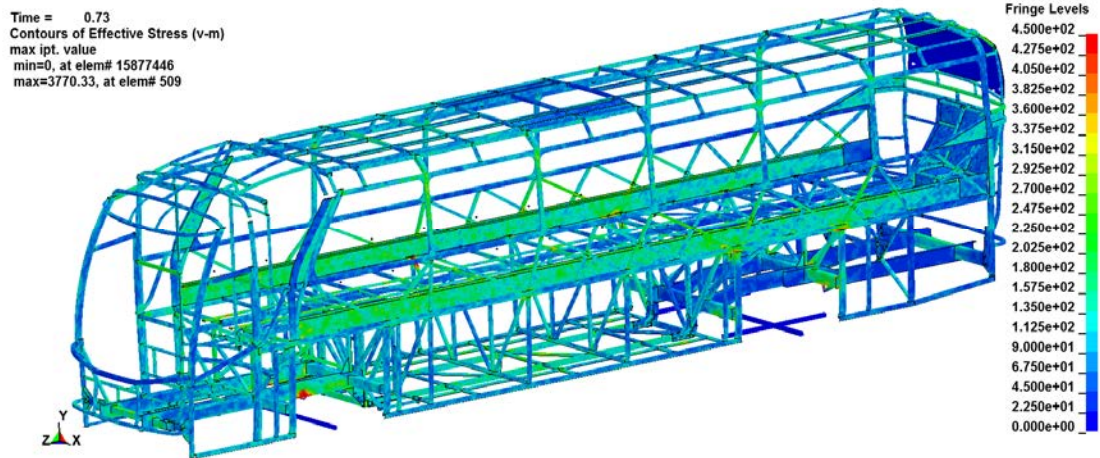


Figura A.15 Tensões de Von Misses na estrutura com perfil paralelepípedo

Fonte : autor

Ao longo deste trabalho foram desenvolvidos os seguintes artigos:

- **Avaliação de uma estrutura de ônibus submetida a diferentes perfis de pista.**

Autores – Joel Vicente Ciapparini, Walter Jesus Paucar Casas

Trabalho publicado e apresentado no XXXII CILAMCE – Iberian Latin American Congress on Computational Methods in Engineering in Ouro Preto –MG, Brazil from November 13 to 16,2011.

- **Análise de fadiga e uma estrutura de ônibus com seção tubular submetida por carregamentos variáveis.**

Autores – Elton João Zanol, Joel Vicente Ciapparini, Alexandre Viecelli

Trabalho publicado e apresentado no 20° Congresso e exposição internacionais SAE Brasil de tecnologia da mobilidade, realizado de 04 a 06 de outubro de 2011, no Expo Center Norte – São Paulo.