

UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO SUL
ESCOLA DE ENGENHARIA
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA DE MINAS, METALÚRGICA
E DE MATERIAIS – PPGE3M

GUSTAVO DE GODOY JOSÉ

AVALIAÇÃO DOS NÍVEIS DE ACELERAÇÃO VERTICAL E FREQUÊNCIAS DE
VIBRAÇÃO NO CHASSI DE UM IMPLEMENTO RODOVIÁRIO CONSIDERANDO
TIPOS DE PAVIMENTO E CONDIÇÕES DE CARGA

Porto Alegre

2017

GUSTAVO DE GODOY JOSÉ

AVALIAÇÃO DOS NÍVEIS DE ACELERAÇÃO VERTICAL E FREQUÊNCIAS DE
VIBRAÇÃO NO CHASSI DE UM IMPLEMENTO RODOVIÁRIO CONSIDERANDO
TIPOS DE PAVIMENTO E CONDIÇÕES DE CARGA

Dissertação apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia de Minas, Metalúrgica e de Materiais – PPGE3M da Universidade Federal do Rio Grande do Sul como requisito para obtenção do título de Mestre em Engenharia de Materiais.

Orientador: Prof. Dr. Telmo Roberto Strohaecker

Porto Alegre
2017

CIP - Catalogação na Publicação

José, Gustavo de Godoy

AVALIAÇÃO DOS NÍVEIS DE ACELERAÇÃO VERTICAL E
FREQUÊNCIAS DE VIBRAÇÃO NO CHASSI DE UM IMPLEMENTO
RODOVIÁRIO CONSIDERANDO TIPOS DE PAVIMENTO E
CONDIÇÕES DE CARGA / Gustavo de Godoy José. -- 2017.
119 f.

Orientador: Telmo Roberto Strohaecker.

Dissertação (Mestrado) -- Universidade Federal do
Rio Grande do Sul, Escola de Engenharia, Programa de
Pós-Graduação em Engenharia de Minas, Metalúrgica e de
Materiais, Porto Alegre, BR-RS, 2017.

1. Análise vibracional. 2. Aceleração vertical. 3.
Implementos rodoviários. 4. Densidade espectral. 5.
Teste automotivo. I. Strohaecker, Telmo Roberto,
orient. II. Título.

Dedico este trabalho aos meus amigos e familiares, que tanto me apoiaram nessa iniciativa e acreditaram em meu potencial para concluí-la. Dedico à minha mãe Conceição, meu pai Edno e meus irmãos Cesar e Thiago, que sempre estiveram ao meu lado, mesmo distantes fisicamente, e me incentivaram a buscar meu crescimento acadêmico, não medindo esforços para me suportar no que fosse preciso. Dedico também à minha esposa Eduarda Fonseca, uma pessoa muito especial que esteve ao meu lado durante grande parte desse trajeto e me deu apoio incondicional para finalizar esse trabalho.

AGRADECIMENTOS

Ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia de Minas, Metalúrgica e de Materiais, PPGE3M, pela oportunidade de realização deste trabalho e todo suporte realizado pelo Prof. Dr. Telmo Roberto Strohaecker (in memorian) nesse período.

Aos colegas de Caxias do Sul e região, com os quais viajei semanalmente para Porto Alegre e compartilhei horas de estudo para finalizar este trabalho.

Às Empresas Randon por todo apoio prestado a este trabalho com disponibilização de carga horária de trabalho, softwares para tratamento dos dados e toda a estrutura do Campo de Provas das Empresas Randon, pois sem esses recursos não seria possível atingir os níveis de detalhamento que foram atingidos por esse trabalho.

E por fim, novamente, aos amigos e familiares que seguiram me apoiando durante todo esse processo de aprendizado e de execução do trabalho.

RESUMO

O desenvolvimento de componentes para veículos comerciais geralmente é uma tarefa bastante complexa, principalmente quando se trata de transporte pesado, considerando que são necessários uma série de simulações e diversos testes em campo, em vários tipos de pavimento e condição de carga, onde muitas vezes é necessário rodar milhares de quilômetros para validar um único componente ou subsistema. Este trabalho apresenta uma série de testes realizados com um implemento rodoviário em diferentes tipos de pavimento e condições de carga, bem como o tratamento e avaliação dos dados coletados, com o objetivo de caracterizar o comportamento do chassi do implemento rodoviário nas diferentes aplicações através de suas densidades espectrais. Através de uma avaliação de dados do transporte rodoviário nacional foi definida uma combinação veicular de carga (CVC) que, instrumentada em toda sua extensão longitudinal, foi submetida a uma série de pavimentos como estrada não pavimentada, rodovia pavimentada, pista de buracos, paralelepípedos, seixo rolado, costeletas, pista de torção e lombada, a fim de coletar os níveis de aceleração vertical e frequências de vibração aos quais a massa suspensa do implemento rodoviário é submetida. Para a aplicação em questão, foi definida a faixa de frequência de interesse entre zero e 30Hz. Os sinais foram tratados através de um filtro Butterworth passa-baixa com frequência ótima de corte igual a 45Hz e, por fim, foram geradas PSDs utilizando função janela de Hanning com sobreposição de 50%. Os resultados do trabalho permitiram a diferenciação das aplicações com maior clareza, com vibrações mais críticas na condição vazio entre 2,5Hz e 10Hz, para massa suspensa e na condição carregada entre 9Hz e 14Hz, para massa não suspensa.

Palavras-chaves: Análise vibracional. Aceleração vertical. Implementos rodoviários. Densidade espectral. Teste automotivo.

ABSTRACT

Commercial vehicle parts development usually is a quite complex task, mainly for heavy cargo transportation, considering that are necessary several analysis and durability tests, in different roads and load conditions, that commonly requires thousands of kilometers to approve a single component or subsystem. This work presents a truck trailer test series using different pavement types and load conditions, as well as data processing and evaluation, aiming to describe the truck trailer chassis behavior on different applications through its spectral density. Based on the Brazilian road transport data, a load vehicle combination was chosen, instrumented throughout its length and submitted to different pavements as an off-road pavement, highway road pavement, pot holes, Belgian blocks, cobblestones, washboard, body twist track and a single bump track, seeking information regarding to the truck trailer sprung mass vertical acceleration and vibration frequencies. For the application studied, an interest frequency band was defined between zero and 30Hz. The acceleration data was processed using a Butterworth low pass filter with an optimal cutoff frequency at 45Hz and, finally, power spectral densities were created using Hanning window function and 50% as overlap value. The results allowed a clearer detailing of the application efforts, once the most critical sprung mass vibrations occurs at empty condition and are between 2,5Hz and 10Hz, and the most critical unsprung mass vibrations occurs at loaded condition and are between 9Hz and 14Hz.

Keywords: Vibration analysis. Vertical acceleration. Truck trailers. Power spectral density. Automotive Test.

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1 - Componentes do chassi de implementos rodoviários sujeitos a vibrações severas.	20
Figura 2 - Sistema SAE de eixos de um veículo e representação do CG	25
Figura 3 - Modelo <i>quarter-car</i>	27
Figura 4 - Sistema linear com um grau de liberdade.....	28
Figura 5 - Vibração livre de um sistema com um grau de liberdade com $u_0 = 0$	29
Figura 6 - Vibração livre de um sistema de um grau de liberdade com amortecimento viscoso	30
Figura 7 - Efeito do nível de amortecimento para vibrações livres.....	31
Figura 8 - Fatores de amplificação dinâmica para um sistema de um grau de liberdade, sem amortecimento com $p_t = p_0 \sin \Omega t$	33
Figura 9 - Fator de amplificação dinâmica, para várias magnitudes de amortecimento (ζ), em relação à razão de frequência (r)	34
Figura 10 - Transmissibilidade, resposta absoluta à excitação de base.....	36
Figura 11 - Resposta relativa	37
Figura 12 - Natureza cíclica de W_{Nln} para $N = 8$	43
Figura 13 - Função janela de Hanning no domínio do tempo	45
Figura 14 - Características de sobreposição para a função janela de Hanning. Estabilidade de amplitude (rosa), estabilidade de energia (linha pontilhada) e correlação com o esforço computacional (verde).....	45
Figura 15 - Modelo espectral básico da representação da superfície de uma estrada	48
Figura 16 - Densidade espectral do modelo ISO.....	48
Figura 17 - Densidade espectral do deslocamento desenvolvido pelo perfil de pista em função da frequência para várias velocidades numa estrada classificada entre B e C, conforme ISO 8696:1995	50
Figura 18 - Densidade espectral de quatro tipos de terreno com preparação	53
Figura 19 - Densidade espectral de dois tipos de terreno sem preparação	53
Figura 20 - Faixas características de frequência de vibração automotiva	54
Figura 21 - Fluxo experimental para desenvolvimento de produto.....	59
Figura 22 - Exemplos de CVC's	60
Figura 23 - Esquema da CVC e suas medidas principais.....	60
Figura 24 - Combinação escolhida para o teste.....	61

Figura 25 - Componentes de massa suspensa (azul) e massa não-suspensa (amarelo).....	62
Figura 26- Componentes da massa suspensa sujeitos a grandes esforços relacionados a vibrações verticais	62
Figura 27 - Localização dos pontos de instrumentação do implemento rodoviário.....	63
Figura 28 – Ponto de instrumentação N° 1	64
Figura 29 - Ponto de instrumentação N° 2 - lado esquerdo	65
Figura 30 - Ponto de instrumentação N° 2 - lado direito	65
Figura 31 - Ponto de instrumentação N° 3.....	66
Figura 32 - Ponto de instrumentação N° 4.....	66
Figura 33 - Ponto de instrumentação N° 5.....	67
Figura 34 - Ponto de instrumentação N° 6.....	68
Figura 35 - Pista de teste: Estrada de terra	69
Figura 36 - Pista de teste: Costeletas	70
Figura 37 - Pista de teste: Seixo rolado	70
Figura 38 - Pista de teste: Paralelepípedos	71
Figura 39 - Pista de teste: Torção de chassi.....	71
Figura 40 - Pista de teste: Buracos	72
Figura 41 - Pista de teste: Rodovia.....	72
Figura 42 - Comparativo de filtros, TERRA, ponto N° 3, vazio.	74
Figura 43 - Comparativo de filtros, TERRA, ponto N° 3, carregado.	74
Figura 44 - Comparativo de filtros, COST, ponto N° 3, vazio.	75
Figura 45 - Comparativo de filtros, COST, ponto N° 3, carregado.	75
Figura 46 - Comparativo de filtros, BURA, ponto N° 3, vazio.	75
Figura 47 - Comparativo de filtros, BURA, ponto N° 3, carregado.	76
Figura 48 - Comparativo de filtros, TERRA, ponto N° 6, vazio	76
Figura 49 - Comparativo de filtros, TERRA, ponto N° 6, carregado.	76
Figura 50 - Comparativo de filtros, COST, ponto N° 6, vazio.	77
Figura 51 - Comparativo de filtros, COST, ponto N° 6, carregado.	77
Figura 52 - Comparativo de filtros, BURA, ponto N° 6, vazio.	77
Figura 53 - Comparativo de filtros, BURA, ponto N° 6, carregado.	78
Figura 54 - Análise Residual Ponto N° 5, TERRA: a.Vazio $f_c=47\text{Hz}$; b.Carregado $f_c=45\text{Hz}$.	80
Figura 55 - Análise Residual Ponto N° 5, COST: a.Vazio $f_c=44,5\text{Hz}$; b.Carregado $f_c=45\text{Hz}$.	80
Figura 56 - Análise Residual Ponto N° 5, BURA: a.Vazio $f_c=47\text{Hz}$; b.Carregado $f_c=43,5\text{Hz}$.	80

Figura 57 - Análise Residual Ponto N° 6, TERRA: a.Vazio $f_c=44\text{Hz}$; b.Carregado $f_c=47,5\text{Hz}$	81
Figura 58 - Análise Residual Ponto N° 6, COST: a.Vazio $f_c=43\text{Hz}$; b.Carregado $f_c=48\text{Hz}$	81
Figura 59 - Análise Residual Ponto N° 6, BURA: a.Vazio $f_c=43\text{Hz}$; b.Carregado $f_c=48\text{Hz}$	81
Figura 60 – PSD, TERRA, vazio.....	85
Figura 61 - PSD, COST, vazio.	86
Figura 62 - PSD, SEIXO, vazio.....	86
Figura 63 - PSD, PARA, vazio.....	86
Figura 64 - PSD, TORÇÃO, vazio.....	87
Figura 65 - PSD, BURA, vazio.	87
Figura 66 - PSD, RODO, vazio.	87
Figura 67 - PSD, LOMB, vazio.....	88
Figura 68 - PSD, TERRA, carregado.	89
Figura 69 - PSD, COST, carregado.	89
Figura 70 - PSD, SEIXO, carregado.....	89
Figura 71 - PSD, PARA, carregado.....	90
Figura 72 - PSD, TORÇÃO, carregado.....	90
Figura 73 - PSD, BURA, carregado.	90
Figura 74 - PSD, RODO, carregado.	91
Figura 75 - PSD, LOMB, carregado.....	91
Figura 76 - PSDs para condição "vazio", ponto N°5 em azul escuro e ponto N°6 em vermelho.	92
Figura 77 - PSDs para condição "carregado", ponto N°5 em azul claro e ponto N°6 em marrom.....	92
Figura 78 - PSDs ponto N°5, "vazio" em azul escuro e "carregado" em azul claro.	93
Figura 79 - PSDs ponto N°6, "vazio" vermelho e "carregado" em marrom.....	93
Figura 80 - Comparativo lado direito e esquerdo, TERRA, ponto N° 2, vazio.....	95
Figura 81 - Comparativo lado direito e esquerdo, TERRA, ponto N° 2, carregado.....	95
Figura 82 - Comparativo lado direito e esquerdo, COST, ponto N° 2, vazio.....	96
Figura 83 - Comparativo lado direito e esquerdo, COST, ponto N° 2, carregado.....	96
Figura 84 - Comparativo lado direito e esquerdo, SEIXO, ponto N° 2, vazio.	96
Figura 85 - Comparativo lado direito e esquerdo, SEIXO, ponto N° 2, carregado.	97
Figura 86 - Comparativo lado direito e esquerdo, PARA, ponto N° 2, vazio.	97
Figura 87 - Comparativo lado direito e esquerdo, PARA, ponto N° 2, carregado.	97

Figura 88 - Comparativo lado direito e esquerdo, TORÇÃO, ponto N° 2, vazio.....	98
Figura 89 - Comparativo lado direito e esquerdo, TORÇÃO, ponto N° 2, carregado.	98
Figura 90 - Comparativo lado direito e esquerdo, BURA, ponto N° 2, vazio.	98
Figura 91 - Comparativo lado direito e esquerdo, BURA, ponto N° 2, carregado.....	99
Figura 92 - Comparativo lado direito e esquerdo, RODO, ponto N° 2, vazio.....	99
Figura 93 - Comparativo lado direito e esquerdo, RODO, ponto N° 2, carregado.....	99
Figura 94 - Comparativo lado direito e esquerdo, LOMB, ponto N° 2, vazio.	100
Figura 95 - Comparativo lado direito e esquerdo, LOMB, ponto N° 2, carregado.	100
Figura 96 – Aceleração nos pontos N° 5 e N° 6, TERRA, vazio.....	101
Figura 97 – Aceleração nos pontos N° 5 e N° 6, TERRA, carregado.....	101
Figura 98 – Aceleração nos pontos N° 5 e N° 6, COST, vazio.....	102
Figura 99 – Aceleração nos pontos N° 5 e N° 6, COST, carregado.	102
Figura 100 – Aceleração nos pontos N° 5 e N° 6, SEIXO, vazio.....	103
Figura 101 – Aceleração nos pontos N° 5 e N° 6, SEIXO, carregado.....	103
Figura 102 – Aceleração nos pontos N° 5 e N° 6, PARA, vazio.	104
Figura 103 – Aceleração nos pontos N° 5 e N° 6, PARA, carregado.....	104
Figura 104 – Aceleração nos pontos N° 5 e N° 6, TORÇÃO, vazio.	105
Figura 105 – Aceleração nos pontos N° 5 e N° 6, TORÇÃO, carregado.....	105
Figura 106 – Aceleração nos pontos N° 5 e N° 6, BURA, vazio.....	106
Figura 107 – Aceleração nos pontos N° 5 e N° 6, BURA, carregado.....	106
Figura 108 – Aceleração nos pontos N° 5 e N° 6, RODO, vazio.	107
Figura 109 – Aceleração nos pontos N° 5 e N° 6, RODO, carregado.	107
Figura 110 – Aceleração nos pontos N° 5 e N° 6, LOMB, vazio.	108
Figura 111 – Aceleração nos pontos N° 5 e N° 6, LOMB, carregado.	108

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Implementos rodoviários emplacados (unidades)	19
Tabela 2 – Densidade espectral para comprimento de onda 2π	49
Tabela 3 – Valores da constante CSP para as classes de estrada da ISO 8606:1995.....	50
Tabela 4 – Valores da constante CSP e N para várias superfícies	52
Tabela 5 – Frequências ótimas de corte.....	82
Tabela 6 - Pesagem da CVC de teste nas condições vazio e carregado	83
Tabela 7 - Pesagem do cavalo mecânico desacoplado	83
Tabela 8 - Massas individuais da CVC	84
Tabela 9 - Detalhamento massa não-suspensa do implemento	84
Tabela 10 - Comparativo massa suspensa e massa não-suspensa	84
Tabela 11 – PSD (condição vazio)	88
Tabela 12 – PSD (condição carregado)	91
Tabela 13 - Comparativo dos lados - Acelerações máximas e mínimas	94
Tabela 14 - Matriz do transporte de carga anual de 2014	117
Tabela 15 - Malha rodoviária (km).....	118
Tabela 16 - Frota de veículos rodoviários de carga.....	118
Tabela 17 - Idade média dos veículos (anos)	119

LISTA DE SÍMBOLOS

m	Massa
c	Constante de amortecimento
k	Constante de rigidez
u	Função deslocamento
\dot{u}	Função velocidade
\ddot{u}	Função aceleração
$p(t)$	Excitação externa
t	Tempo
u_0	Deslocamento inicial
\dot{u}_0	Velocidade inicial
ω_n	Frequência natural não-amortecida
ζ	Fator de amortecimento viscoso
c_{cr}	Coefficiente de amortecimento crítico
A_1	Constante auxiliar
A_2	Constante auxiliar
T_n	Período natural não-amortecido
f_n	Frequência natural não-amortecida
ω_d	Frequência angular natural amortecida
T_D	Período amortecido
p_0	Excitação de amplitude inicial
Ω	Frequência de excitação
u_p	Função deslocamento (resposta forçada)
U	Amplitude de deslocamento
U_0	Deflexão estática
r	Razão de frequência
$H(\Omega)$	Resposta em frequência
D_S	Fator de amplificação dinâmica do sistema amortecido
D	Fator total de amplificação dinâmica
α	Ângulo de fase
\dot{u}_p	Função velocidade (resposta forçada)
\ddot{u}_p	Função aceleração (resposta forçada)

f_{tr}	Força transmitida para a base de um sistema
TR	Transmissibilidade
w	Função deslocamento relativo
z	Função deslocamento de base
W	Amplitude de deslocamento relativo
Z	Amplitude de deslocamento de base
$p(t)$	Função de carga periódica
T_1	Período de carga periódica
Ω_1	Frequência fundamental
n	Número do período
a_0	Componente harmônico
a_n	Componente harmônico
b_n	Componente harmônico
τ	Tempo arbitrário
P_n	Amplitude excitação periódica
f	Frequência
Δt	Intervalo de tempo de amostragem da função contínua
N	Número finito de valores de amostragem da função contínua
t_l	Tempo de amostragem da função periódica (função contínua aproximada)
l	Razão de tempo de amostragem (contínua para periódica)
A_l	Simplificação (Transformada Rápida de Fourier)
B_n	Simplificação (Transformada Rápida de Fourier)
W_N	Simplificação (Transformada Rápida de Fourier)
f_s	Taxa de aquisição
f_{Ny}	Máxima frequência útil
f_{res}	Resolução de frequência
j	Índice de janelamento
J_j	Função janela
p'_j	Série temporal após janelamento
λ_R	Comprimento de onda (estrada senoidal)
f_{SR}	Frequência espacial (estrada senoidal)
ω_{SR}	Frequência espacial angular (estrada senoidal)

S_{SR}	Densidade espectral espacial (estrada senoidal)
C_{SP}	Constante de perfil de pista (estrada senoidal)
q	Constante adimensional (estrada senoidal)
S_{SRref}	Densidade espectral espacial de referência
f_{SRref}	Frequência espacial de referência
R	Índice de imperfeição dos perfis de pista
V	Velocidade longitudinal constante
T_R	Período de vibração
f_R	Frequência de vibração
ω_R	Frequência angular
S_R	Densidade Espectral
x	Deslocamento longitudinal
$y_n(x)$	Componente harmônica de deslocamento longitudinal
Y_n	Amplitude da componente harmônica de deslocamento longitudinal
\bar{y}_n^2	Média quadrática da componente harmônica de deslocamento longitudinal
$\Delta\omega_{SR}$	Intervalo de frequência espacial angular
ω_{SR0}	Primeira frequência espacial angular
$S_R(n\omega_{SR0})$	Densidade espectral da componente harmônica de deslocamento longitudinal
g	Aceleração da gravidade
f_c	Frequência de corte

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	19
1.1	OBJETIVOS.....	21
1.2	ESTRUTURA DO TRABALHO	22
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	25
2.1	DINÂMICA BÁSICA E VIBRAÇÕES	27
2.1.1	Vibrações Livres	27
2.1.1.1	Sistemas de um grau de liberdade sem amortecimento.....	27
2.1.2	Vibrações Harmônicas	31
2.1.2.1	Sistemas de um grau de liberdade sem amortecimento.....	31
2.1.2.2	Sistemas de um grau de liberdade com amortecimento	33
2.1.3	Transmissibilidade e Excitação De Base	35
2.1.4	Vibrações Periódicas	38
2.1.4.1	Série real de Fourier	38
2.1.4.2	Série Complexa de Fourier.....	39
2.1.5	Vibrações Não-periódicas	40
2.1.5.1	Integral de Fourier	40
2.1.5.2	Transf. Discreta de Fourier (DFT) e Transf. rápida de Fourier (FFT)	41
2.1.6	PSD e Funções de Janelamento	43
2.2	MODELAMENTO DE PERFIS DE PISTA.....	46
2.3	DINÂMICA VEICULAR APLICADA	53
3	PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL	59
3.1	COMBINAÇÃO DE VEÍCULOS DE CARGA (CVC)	59
3.2	COMPONENTES DE MASSA SUSPensa E NÃO SUSPensa	61
3.3	INSTRUMENTAÇÃO	63
3.3.1	Ponto De Instrumentação N° 1: Acoplamento	63
3.3.2	Ponto De Instrumentação N° 2: Quinta Travessa Do Chassi	64
3.3.3	Ponto De Instrumentação N° 3: Região Central	65
3.3.4	Ponto De Instrumentação N° 4: Primeiro Suporte Da Suspensão	66
3.3.5	Ponto De Instrumentação N° 5: Último Suporte Da Suspensão	66
3.3.6	Ponto De Instrumentação N° 6: Primeiro Eixo	67
3.4	EQUIPAMENTOS UTILIZADOS	68

3.5	PAVIMENTOS DE TESTE	69
3.5.1	Estrada De Terra/Leito Natural (TERRA)	69
3.5.2	Costeletas (COST)	69
3.5.3	Seixo Rolado (SEIXO)	70
3.5.4	Paralelepípedos (PARA)	71
3.5.5	Torção De Chassi (TORÇÃO)	71
3.5.6	Pista De Buracos (BURA)	72
3.5.7	Rodovia (RODO)	72
3.5.8	Lombada (LOMB)	73
3.6	TRATAMENTO DE DADOS.....	73
3.6.1	Filtro Passa-Baixa	73
3.6.2	Definição de Frequência de Corte	79
4	RESULTADOS E DISCUSSÃO	83
4.1	PESAGEM	83
4.2	DISTRIBUIÇÃO DE MASSA SUSPensa E MASSA NÃO-SUSPensa.....	84
4.3	DENSIDADES ESPECTRAIS (PSD).....	85
4.4	COMPARATIVO DE CONDIÇÕES DE CARREGAMENTO.....	100
4.4.1	Estrada de Terra / Leito Natural (TERRA)	101
4.4.2	Costeletas (COST)	102
4.4.3	Seixo Rolado (SEIXO)	103
4.4.4	Paralelepípedos (PARA)	104
4.4.5	Torção De Chassi (TORÇÃO)	105
4.4.6	Pista De Buracos (BURA)	106
4.4.7	Rodovia (RODO)	107
4.4.8	Lombada (LOMB)	108
5	CONCLUSÕES	109
5.2	CONSIDERAÇÕES GERAIS.....	110
5.3	SUGESTÕES PARA CONTINUIDADE DO TRABALHO	111
	REFERÊNCIAS	113
	APÊNDICE A – TRANSPORTE DE CARGA NO BRASIL	117

1 INTRODUÇÃO

Após um breve mapeamento da situação do transporte de cargas no Brasil, bem como um detalhamento do transporte rodoviário e das condições da malha rodoviária e da frota circulante no país (APÊNDICE A), é possível observar que, além das dificuldades econômicas e comerciais, existem dificuldades técnicas no desenvolvimento de componentes para o mercado de transporte pesado, isto é, existe um grande paradigma na definição da estratégia de validação de componentes. Enquanto o mercado exige durabilidade, mas também exige o preço baixo para garantir o retorno de seu investimento, as boas práticas de engenharia nos levam ao projeto de um componente adequado à vida do produto, porém, raramente é possível saber por quanto tempo o produto será usado efetivamente, pois cada segmento do transporte e cada região do mercado possuem requisitos e práticas muito diferentes.

A tabela 1 apresenta dados da CNT, baseados nos emplacamentos dos implementos rodoviários do ano de 2014, e ilustra a grande gama de aplicações presente dentro desse segmento.

Tabela 1 - Implementos rodoviários emplacados (unidades)

Família de produto	2014	%
Basculante	10.277	18,18
Porta contêiner	2.401	4,25
Granelero/Carga seca	15.693	27,76
Canaveiro	2.963	5,24
Baú carga geral	5.259	9,30
Dolly	2.609	4,62
Florestal	2.298	4,07
Baú frigorífico	1.552	2,75
Baú lonado	3.150	5,57
Silo	599	1,06
Tanque carbono	4.833	8,55
Tanque inox	1.504	2,66
Tanque alumínio	27	0,04
Outros	3.364	5,95
Total	56.529	100,00

Fonte: Adaptado de CNT (2015)

O cenário se torna ainda pior quando se discute sobre os esforços sofridos pelos componentes em campo, pois cada aplicação e cada região do país conta com condições de relevo e pavimento completamente distintas, o que altera as condições de contorno da aplicação, interferindo na vida útil do produto e requerendo uma estratégia de validação específica. Porém, mesmo dentro dessas famílias de produto, podem existir diversas aplicações que podem ocorrer regiões distintas do país. Por exemplo, um semirreboque

basculante pode ser usado para transportar minério em Minas Gerais, transportar grãos em Mato Grosso, transportar areia em Pernambuco e transportar fertilizante no Paraná.

Considerando o desenvolvimento de um componente genérico para implementos rodoviários, que pode ser empregado em qualquer família de produto, para qualquer aplicação, e que pode ocorrer em qualquer região do país, torna-se muito complicado cumprir todos os conjuntos de requisitos de todas as aplicações. Geralmente é criada uma condição de teste que represente a aplicação mais severa, tornando o componente excessivamente robusto para a maioria das aplicações e penalizando seu custo, ou estima-se uma condição de teste mista tornando o componente mais adequado à aplicação principal, aceitando, porém, que apresente diferentes resultados em diferentes aplicações, mesmo que isso resulte em gastos com garantia e insatisfação de alguns clientes específicos.

Em ambas as alternativas, a criação de uma condição de teste ainda envolve muito empirismo e conhecimento tácito, bem como conservadorismo que favorece a segurança do superdimensionamento ao risco de desenvolver algo mais adequado à aplicação do produto. As incertezas aumentam ainda mais quando se fala de componentes que sofrem vibrações severas, por ser uma análise mais complexa e demandar investigações no âmbito da frequência natural e amplificação dinâmica, onde nem sempre é óbvio adicionar um reforço ou aumentar a massa do componente. A Figura 1, apresenta o chassi de um semirreboque basculante com os componentes sujeitos a vibrações severas destacados em azul.

Figura 1 - Componentes do chassi de implementos rodoviários sujeitos a vibrações severas



Fonte: Autor, 2015

Ao contrário da utilização dos caminhões, que também transportam motoristas e passageiros, os implementos rodoviários transportam exclusivamente cargas. Estudos de

conforto de carga são extremamente raros e os projetos de suspensão para implementos rodoviários priorizam os requisitos estruturais, devido à alta carga a qual são submetidos. Logo, dificilmente se justificam esforços para reduzir os níveis de vibração da massa suspensa do veículo, o que também reduziria as solicitações sofridas pelos componentes e acessórios, aumentando sua vida útil.

Considerando todas as dificuldades expostas para o desenvolvimento e validação de componentes de implementos rodoviários sujeitos a vibrações, é intuitivo concluir que esse processo é lento e ineficiente. O primeiro ponto a considerar é que para validar um componente, geralmente é necessário realizar uma coleta de dados, ou um teste completo, utilizando toda uma combinação de caminhão-trator com um implemento rodoviário acoplado e carregado, o que envolve grandes custos com equipamento e combustível. Além do próprio equipamento, é necessário um motorista capacitado e, muitas vezes, uma pista de testes.

Devido às grandes incertezas envolvidas nesse processo, geralmente é escolhida uma estratégia conservadora de validação, onde é realizada uma correlação de severidade entre uma pista de teste e a aplicação real alvo. Então, coloca-se uma combinação veicular completa a rodar por milhares de quilômetros até que sejam atendidos os parâmetros de aprovação definidos, ou até a falha do componente, processo que pode se estender por meses. Por mais que essa estratégia configure um teste de vida acelerado, não atende às necessidades que esse mercado competitivo impõe. Por fim, e talvez o ponto mais crítico desse processo, se um componente apresenta falhas, em qualquer estágio do teste, o teste deve ser reiniciado com o componente revisado de forma praticamente empírica.

1.1 OBJETIVOS

O presente trabalho tem como principal objetivo a análise vibratória das aplicações de um implemento rodoviário do tipo graneleiro, considerando diferentes tipos de pavimento e condições de carga. Com foco principal no dimensionamento e validação de componentes de massa suspensa, sujeitos a esforços vibracionais severos, usualmente fixados às longarinas centrais do produto.

Para tal, será definida e validada uma metodologia para coleta, tratamento e análise de dados, que incluem a definição de pontos para instrumentação, definição de frequências de interesse, definição de filtros para eliminação de ruídos dos sinais de aceleração coletados, definição de frequência de corte e a interpretação de dados através de PSDs, o que

possibilitará a avaliação dos níveis de vibração transferidos da estrutura do chassi para os componentes no eixo vertical, bem como a análise das frequências predominantes para cada aplicação e condição de carregamento, com o intuito de definir faixas críticas de frequência de ressonância. Isso permitirá orientar o desenvolvimento de novos produtos, além de auxiliar a investigação de falhas em campo.

Uma série de objetivos específicos também está presente neste trabalho como:

- Avaliação dos níveis de vibração considerando o eixo longitudinal do implemento, avaliando as melhores posições para fixações dos acessórios e componentes, bem como a definição de pontos críticos;
- Comparar estratégias para definição de frequência ótima de corte;
- Comparar diferentes filtros para eliminação de ruídos avaliando a perda de dados dentro da faixa de frequência de interesse;
- Aumentar o entendimento sobre densidades espectrais e como a leitura dos resultados, e suas combinações, podem auxiliar na caracterização de aplicações e a organização;
- Avaliar a implicação dos resultados do trabalho no desenvolvimento de novos componentes aplicados a massa suspensa de implementos rodoviários;
- Classificação de todos os dados coletados em campo, levando em consideração as condições de carga e pavimento utilizados em cada teste.
- Comparar o comportamento da massa suspensa e da massa não-suspensa.

1.2 ESTRUTURA DO TRABALHO

O trabalho se divide em cinco capítulos. O primeiro introduz as motivações para o trabalho e informações básicas sobre os problemas de engenharia que serão encontrados. Na sequência, o segundo capítulo traz uma revisão bibliográfica com conceitos de vibrações, dinâmica veicular, durabilidade e a avaliação de trabalhos já desenvolvidos nessas áreas.

Os detalhes sobre os procedimentos experimentais realizados, bem como as condições de carga utilizadas, pavimentos e trajetos envolvidos nos testes estão detalhados no capítulo 3, que também traz informações sobre a instrumentação do produto e equipamentos utilizados. Neste capítulo também estão dispostas informações sobre as estratégias utilizadas para a definição do formato dos testes.

O quarto capítulo conta com a apresentação dos resultados dos testes, seguido de diversas análises. Algumas constatações acerca das diferentes aplicações testadas em relação aos dados esperados para cada teste também estão expostas, juntamente com uma proposta de organização e classificação dos sinais que melhor representem as aplicações testadas.

O quinto, e último capítulo, traz as conclusões do trabalho com as sugestões para sua continuidade. Os apêndices reunidos no fim do trabalho reúnem os dados obtidos no trabalho de forma detalhada, além de documentos complementares.

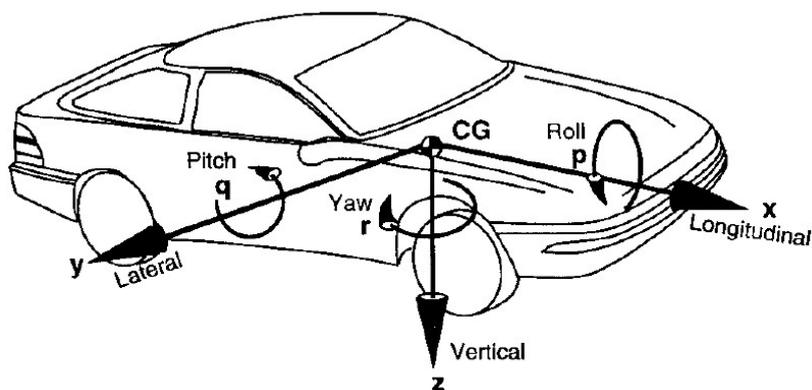
2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Todo o conhecimento gerado e aplicado ao desenvolvimento e validação de veículos de transporte terrestre, seja para transporte de pessoas ou de mercadorias, é usualmente atribuído a uma área de conhecimento denominada engenharia automotiva. Devido a sua grande abrangência, a engenharia automotiva se divide em várias subáreas complementares de conhecimento como a dinâmica veicular, que segundo Gillespie, 1992, tem como base o movimento dos veículos – automóveis, caminhões, ônibus e veículos especiais – sobre a superfície de uma via.

Ainda segundo Gillespie, 1992, o comportamento dinâmico é determinado pelas forças impostas ao veículo pelos pneus, gravidade e aerodinâmica. Dessa forma, o veículo e seus componentes devem ser estudados para determinar quais forças são produzidas por cada uma dessas fontes em manobras específicas e como o veículo responderá a esses estímulos. Como uma grande diversidade de eventos relacionados ao movimento dos veículos podem ser citados como objetos de estudo da dinâmica veicular, é essencial estabelecer uma abordagem rigorosa para o modelamento dos sistemas e das convenções que serão utilizadas para descrever os movimentos.

Veículos em geral, possuem alta complexidade no que se refere ao número de componentes e suas configurações no chassi ou carroceria do veículo. Dessa forma, em análises mais elementares da dinâmica veicular, considera-se o veículo como um corpo rígido, uma única estrutura onde todos os seus componentes executam os mesmos movimentos e considera-se, também, que sua massa esteja concentrada no centro de gravidade do veículo (CG), como ilustrado na Figura 2 abaixo:

Figura 2 - Sistema SAE de eixos de um veículo e representação do CG



Fonte: Gillespie, 1992

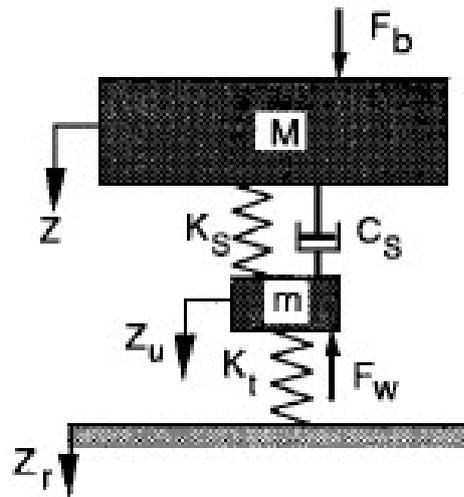
Para outros tipos de análises, frequentemente é necessário dividir o veículo em dois grupos de massas, a massa não-suspensa, considerando rodas, pneus, eixos e parte da suspensão como uma massa separada do todo e massa suspensa, que engloba o restante da massa do veículo. Essa abordagem permite que sejam considerados os efeitos das suspensões dos veículos no comportamento e é principalmente utilizada em análises de *ride*.

Na Figura 2, também estão ilustrados movimentos bastante comuns ao estudo do comportamento automotivo, como a rolagem (*roll*), caracterizada por rotações em torno do eixo x , a guinada (*yaw*), caracterizada por rotações em torno do eixo z , e a arfagem (*pitch*), caracterizada por rotações em torno do eixo y . Além de eixos e direções básicas da dinâmica veicular, conforme definição da Sociedade dos Engenheiros da Mobilidade (SAE), que também denominam três das principais divisões da dinâmica veicular: dinâmica lateral, dinâmica longitudinal e dinâmica vertical.

Cada uma dessas divisões possui sua parcela de importância no desenvolvimento de um veículo. Considerando um implemento rodoviário, porém, e as diferentes condições de pavimento as quais são submetidos, destaca-se a importância da dinâmica vertical, que tem como principal foco as translações no eixo z , além de movimentos gerados por rolagem e arfagem, provenientes de manobras realizadas pelo veículo ou irregularidades nas vias que geram forças através dos contatos do pneu com o solo. Segundo Vargas, 2011, a aquisição de cargas para dimensionamento de componentes de implementos rodoviários, fixados ao chassi, suspensão ou caixa de carga, é realizada através de análises em dinâmica vertical.

Dessa forma, para avaliar a dinâmica vertical na estrutura de um veículo, são de extrema importância os estudos dos perfis, e imperfeições, dos pavimentos, mas também do comportamento dos pneumáticos e dos sistemas de suspensão, que atuam na transformação das cargas de entrada, influenciando o comportamento do veículo, segmentado em massa suspensa e massa não-suspensa.

O modelo *quarter-car* (Figura 3) é largamente utilizado na dinâmica vertical, pois, segundo Gillespie, 1992, representa a dinâmica essencial, que consiste no modelamento do comportamento dinâmico para um primeiro nível de isolamento das imperfeições de pista, simplificando a representação de um veículo, considerando o deslocamento de entrada proveniente do perfil do pavimento, a rigidez dos pneus, o movimento vertical da massa não-suspensa, rigidez e amortecimento do sistema suspensão e o movimento vertical da massa suspensa.

Figura 3 - Modelo *quarter-car*

Fonte: Gillespie, 1992

Craig, 1981, ressalta que engenheiros automotivos executam extensas análises e testes para determinar o comportamento dinâmico do conceito de um novo veículo. Os resultados das análises e testes frequentemente levam a alterações de projeto para atingir melhores níveis de segurança, desempenho e confiabilidade.

2.1 DINÂMICA BÁSICA E VIBRAÇÕES

As teorias apresentadas a seguir são teorias já consagradas e utilizadas por vários autores. Neste trabalho, porém, foi utilizada uma abordagem apresentada por Craig, 1981, com adaptações e simplificações para torná-la adequada aos objetivos da dissertação.

2.1.1 Vibrações Livres

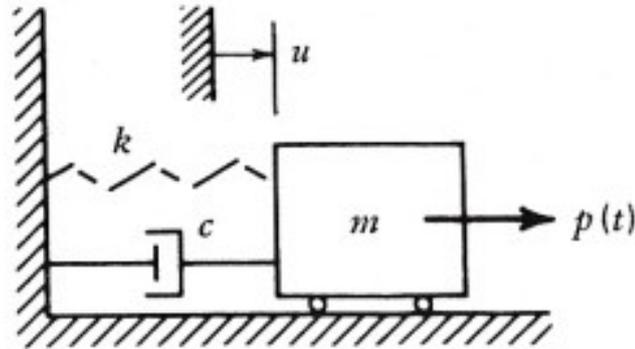
2.1.1.1 Sistemas de um grau de liberdade sem amortecimento

Considerando um sistema linear com um grau de liberdade, a equação de movimento pode ser construída como (1).

$$m\ddot{u} + c\dot{u} + ku = p(t) \quad (1)$$

Onde m é a massa do sistema, c é a constante de amortecimento e k é a rigidez do sistema, na direção em questão. O deslocamento é representado pela função $u(t)$ e a excitação sofrida pelo sistema é representada por $p(t)$, conforme ilustrado na Figura 4.

Figura 4 - Sistema linear com um grau de liberdade



Fonte: Craig, 1981

Para estudar a resposta de um sistema, deve-se primeiro analisar as condições iniciais do sistema, por exemplo, deslocamento e velocidade em $t = 0$, representados por u_0 e \dot{u}_0 , respectivamente, em (2).

$$u(0) = u_0 \quad \dot{u}(0) = \dot{u}_0 \quad (2)$$

Considerando as expressões da frequência angular natural não-amortecida (ω_n), fator de amortecimento viscoso (ζ) e coeficiente de amortecimento crítico (c_{cr}), dispostas em (3), (4) e (5), respectivamente, é possível dividir a equação (1) por m e obter a relação (6).

$$\omega_n^2 = \frac{k}{m} \quad (3)$$

$$\zeta = \frac{c}{c_{cr}} \quad (4)$$

$$c_{cr} = 2m\omega_n = \frac{2k}{\omega_n} \quad (5)$$

$$\ddot{u} + 2\zeta\omega_n\dot{u} + \omega_n^2u = \left(\frac{\omega_n^2}{k}\right)p(t) \quad (6)$$

Para sistemas não-amortecidos, sujeitos a vibrações livres, a equação (6) pode ser simplificada em (7).

$$\ddot{u} + \omega_n^2u = 0 \quad (7)$$

Através de uma sucessão de cálculos, envolvendo transformadas de Laplace e a equação de Euler, pode-se encontrar uma solução geral, em termos de funções trigonométricas, para $u(t)$, expressa por (8), que, quando aplicada para u_0 e \dot{u}_0 , torna possível expressar $u(t)$ em função das condições iniciais do sistema (9).

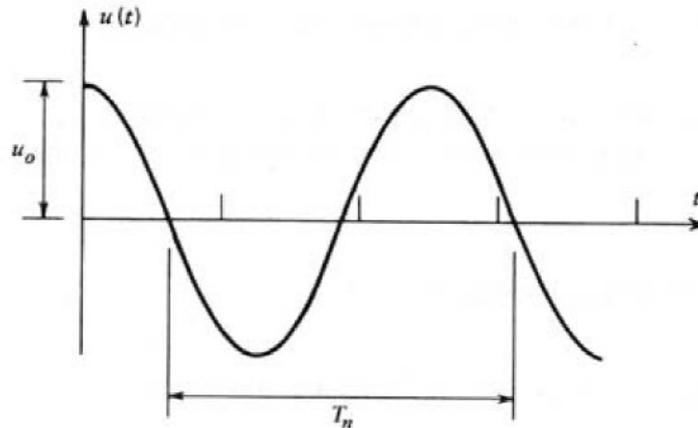
$$u(t) = A_1 \cos \omega_n t + A_2 \sin \omega_n t \quad (8)$$

$$u(t) = u_0 \cos \omega_n t + \left(\frac{\dot{u}_0}{\omega_n} \right) \sin \omega_n t \quad (9)$$

Para um caso onde o sistema partiu de um estado de equilíbrio, ou seja, $\dot{u}_0 = 0$, a relação (9) pode ser simplificada para (10), a qual está plotada na Figura 5.

$$u = u_0 \cos \omega_n t \quad (10)$$

Figura 5 - Vibração livre de um sistema com um grau de liberdade com $\dot{u}_0 = 0$



Fonte: Craig, 1981

Na Figura 5 é possível observar uma resposta representada por um movimento harmônico simples, com amplitude u_0 , período natural não-amortecido (T_n) e frequência natural não-amortecida (f_n), explicitados respectivamente pela equação (11), em segundos, e pela equação (12), em Hertz.

$$T_n = \frac{2\pi}{\omega_n} \quad (11)$$

$$f_n = \frac{1}{T_n} = \frac{\omega_n}{2\pi} \quad (12)$$

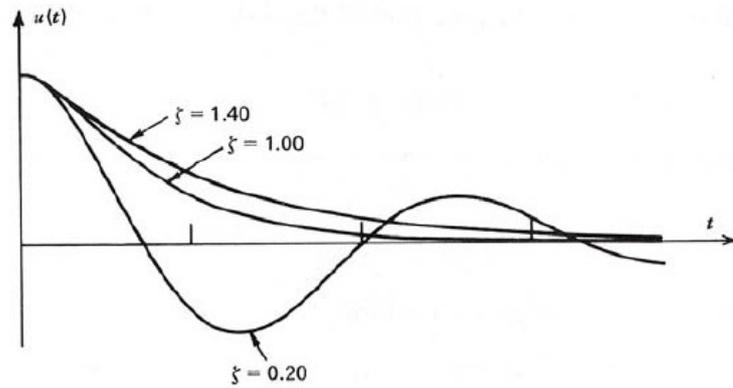
2.1.1.2 Sistemas de um grau de liberdade com amortecimento

Para vibrações livres de sistemas de um grau de liberdade com amortecimento viscoso, a relação (6) pode ser simplificada para (13).

$$\ddot{u} + 2\zeta\omega_n\dot{u} + \omega_n^2 u = 0 \quad (13)$$

E sua resposta pode ser representada pela Figura 6.

Figura 6 - Vibração livre de um sistema de um grau de liberdade com amortecimento viscoso



Fonte: Craig, 1981

A presença do amortecimento causa a perda de energia cinética, o que, obviamente, reduz as amplitudes do deslocamento. Além da atenuação da vibração, outro fenômeno pode ser visualizado na Figura 6, que é a relação do fator de amortecimento viscoso com a resposta do sistema.

Para o caso de um sistema criticamente amortecido ($\zeta = 1$), não há oscilação e a amplitude do deslocamento é reduzida no menor tempo possível para o sistema. Em um sistema superamortecido ($\zeta > 1$), também não há oscilação, mas a amplitude cai mais lentamente e quando o sistema é subamortecido ($0 < \zeta < 1$), o sistema oscila enquanto reduz a amplitude do deslocamento, o que, segundo Craig, 1981, é o caso mais importante para aplicações de dinâmica de estruturas. Além disso, apresentam maior relevância para este trabalho, uma vez que sistemas veiculares de suspensão frequentemente apresentam este tipo de comportamento.

Para um sistema subamortecido, também é possível expressar a frequência angular natural amortecida (ω_d) e o período amortecido (T_D), respectivamente em (14) e (15).

$$\omega_d = \omega_n \sqrt{1 - \zeta^2} \quad (14)$$

$$T_d = \frac{2\pi}{\omega_d} \quad (15)$$

Através de um processo similar ao utilizado para definir (8) e (9), é possível encontrar uma solução geral para $u(t)$ em (16) e uma expressão para $u(t)$ em função das condições iniciais do sistema (17).

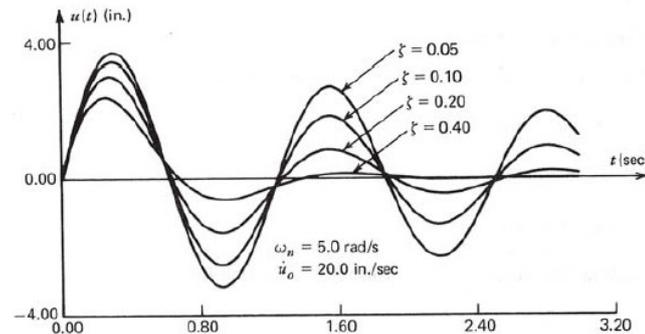
$$u(t) = e^{-\zeta\omega_n t} [A_1 \cos \omega_d t + A_2 \sin \omega_d t] \quad (16)$$

$$u(t) = e^{-\zeta\omega_n t} \left[u_0 \cos \omega_d t + \left(\frac{\dot{u}_0 + \zeta\omega_n u_0}{\omega_d} \right) \sin \omega_d t \right] \quad (17)$$

Para um caso onde $u_0 = 0$, a resposta do sistema pode ser simplificada para (18), ilustrada na Figura 7 com valores de um exemplo prático, onde é possível visualizar o efeito do amortecimento subcrítico em vibrações livres.

$$u(t) = \left(\frac{\dot{u}_0}{\omega_d}\right) e^{-\zeta\omega_n t} \sin \omega_d t \quad (18)$$

Figura 7 - Efeito do nível de amortecimento para vibrações livres



Fonte: Craig, 1981

Nota-se que o amortecimento também tem sua parcela de interferência na frequência da resposta do sistema, apesar de seu efeito mais evidente estar na taxa de atenuação da vibração, através do termo $e^{-\zeta\omega_n t}$.

Segundo Craig, 1981, o amortecimento em um sistema geralmente é resultante de perdas em articulações, amortecimento interno dos materiais, entre outros e não necessariamente de um amortecedor.

2.1.2 Vibrações Harmônicas

2.1.2.1 Sistemas de um grau de liberdade sem amortecimento

Para um sistema sem amortecimento, sujeito a uma vibração harmônica, onde se pode assumir que a excitação de amplitude (p_0) e frequência de excitação (Ω) são constantes, sua equação de movimento (1) pode ser simplificada para (19).

$$m\ddot{u} + ku = p_0 \cos \Omega t \quad (19)$$

Como a equação (19) só apresenta derivadas de ordem par do lado esquerdo, pode-se expressar a resposta forçada (u_p) do sistema por (20).

$$u_p = U \cos \Omega t \quad (20)$$

Substituindo (20) em (19), pode-se chegar a relações para a amplitude (U) e para a deflexão estática (U_0), respectivamente (21) e (22).

$$U = \frac{p_0}{k - m\Omega^2} \quad (21)$$

$$U_0 = \frac{p_0}{k} \quad (22)$$

Dessa forma pode escrever uma expressão para a função de resposta em frequência de duas formas, a primeira (23) através das amplitudes e a segunda (24) através da razão de frequência (r), explicitado em (25).

$$H(\Omega) = \frac{U}{U_0} \quad (23)$$

$$H(\Omega) = \frac{1}{1 - r^2} \quad (24)$$

$$r = \frac{\Omega}{\omega_n} \quad (25)$$

Através de $H(\Omega)$ é possível definir uma relação (26) para o fator de amplificação dinâmica do sistema amortecido (D_S).

$$D_S = |H(\Omega)| \quad (26)$$

Combinando as equações (20), (21), (22) e (24) é possível formular a relação (27) para a resposta forçada (u_p) do sistema.

$$u_p = \left(\frac{U_0}{1 - r^2} \right) \cos \Omega t \quad r \neq 1 \quad (27)$$

Dessa forma, combinando a relação (8) com (27), é possível encontrar uma solução geral para $u(t)$, para sistemas com um grau de liberdade sem amortecimento, expressa em (28).

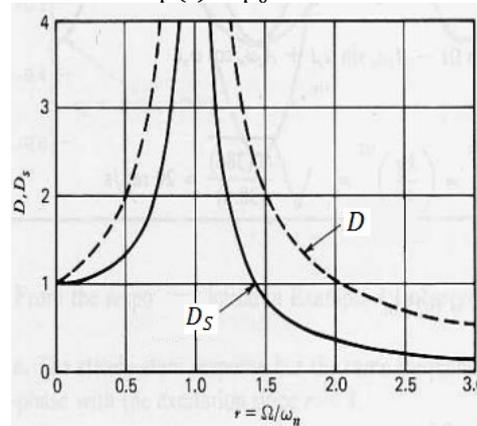
$$u(t) = \left(\frac{U_0}{1 - r^2} \right) \cos \Omega t + A_1 \cos \omega_n t + A_2 \sin \omega_n t \quad (28)$$

E, por fim, é possível definir uma relação que represente o fator total de amplificação dinâmica, D , definido por (29).

$$D = \max \frac{|u(t)|}{U_0} \quad (29)$$

Tanto D_S , quanto D , estão apresentados na Figura 8, em relação aos valores de r , para um sistema de um grau de liberdade, sem amortecimento, sujeito a uma excitação harmônica.

Figura 8 - Fatores de amplificação dinâmica para um sistema de um grau de liberdade, sem amortecimento com $p(t) = p_0 \sin \Omega t$



Fonte: Adaptado de Craig, 1981

Algumas interpretações podem ser realizadas com as relações dadas até o momento para sistemas de um grau de liberdade sem amortecimento, considerando os valores de r que o sistema pode apresentar. Se $r = 1$, condição denominada como ressonância, o valor do fator de amplificação dinâmica tende a infinito e, obviamente, como pode ser verificado na Figura 8, frequências próximas da frequência de ressonância vão causar respostas com grandes amplitudes. Além disso, através de (27), pode-se atestar que para $r < 1$, a resposta do sistema será em fase com a excitação, pois $(1 - r^2)$ é positivo. O contrário acontece para quando $r > 1$ e o sistema apresentará resposta 180° defasada em relação à excitação.

2.1.2.2 Sistemas de um grau de liberdade com amortecimento

Esse tipo de sistema possui equação de movimento definida por (30).

$$m\ddot{u} + c\dot{u} + ku = p_0 \cos \Omega t \quad (30)$$

Devido à presença do amortecimento na equação (30), o sistema não apresentará uma resposta em fase com a excitação. Porém, utilizando o ângulo de fase (α), é possível determinar uma relação (31) para a resposta forçada do sistema (u_p).

$$u_p = U \cos(\Omega t - \alpha) \quad (31)$$

A relação (31) representa um movimento harmônico, com a mesma frequência de excitação. Derivando a equação (31) para obter relações que representem \dot{u}_p e \ddot{u}_p , substituindo em (30), chega-se à equação (32).

$$m\Omega^2 U \cos(\Omega t - \alpha) + c\Omega U \sin(\Omega t - \alpha) + kU \cos(\Omega t - \alpha) = p_0 \cos \Omega t \quad (32)$$

Utilizando técnicas vetoriais e trigonométricas em (32), pode-se chegar a (33) e (34).

$$p_0^2 = (kU - m\Omega^2 U)^2 + (c\Omega U)^2 \quad (33)$$

$$\tan \alpha = \frac{c\Omega}{k - m\Omega^2} \quad (34)$$

E, por fim, admitem-se as relações (35) e (36).

$$D_s = \frac{U}{U_0} = \frac{1}{\sqrt{[(1 - r^2)^2 + (2\zeta r)^2]}} \quad (35)$$

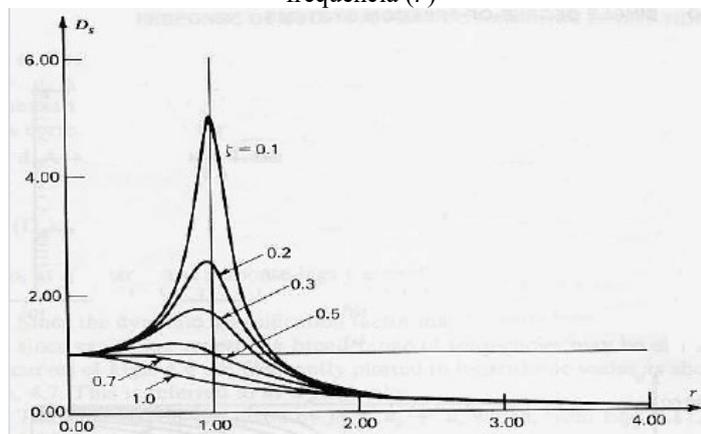
$$\tan \alpha = \frac{2\zeta r}{1 - r^2} \quad (36)$$

A equação (35) demonstra que a resposta do sistema é uma função da amplitude e frequência de excitação, bem como da frequência natural e amortecimento do sistema.

A resposta forçada e a excitação estão defasadas, ou seja, não atingem seus valores máximos ao mesmo tempo. A resposta está defasada da excitação pelo ângulo α , o que corresponde a um atraso no tempo igual a α/Ω , em segundos.

Os valores do fator de amplificação dinâmica amortecido (D_s) estão representados na Figura 9, para vários valores de ζ , em função de r .

Figura 9 - Fator de amplificação dinâmica, para várias magnitudes de amortecimento (ζ), em relação à razão de frequência (r)



Fonte: Craig, 1981

Através do gráfico da Figura 9, pode-se notar que para $r = 1$, o valor máximo da amplitude do fator de amplificação dinâmica é limitada somente pela força de amortecimento, para qual é possível assumir a relação (37), ao contrário dos sistemas não amortecidos, onde a magnitude do fator de amplificação tende ao infinito.

$$(D_S)_{r=1} = \frac{1}{2\zeta} \quad (37)$$

2.1.3 Transmissibilidade e Excitação De Base

Segundo Craig, 1981 existem inúmeros problemas relacionados à transmissibilidade e excitação de base, sendo que um exemplo bastante representativo é o movimento de um veículo sobre uma estrada com imperfeições.

A força transmitida para a base de um sistema (f_{tr}) é a soma das forças exercidas pela rigidez e pelo amortecimento, representados na figura 9, e pode ser expressa por (38), através da simplificação da equação complexa de movimento (39).

$$m\ddot{\bar{u}} + c\dot{\bar{u}} + k\bar{u} = \bar{p} = p_0 e^{i\Omega t} \quad (38)$$

$$\bar{f}_{tr} = k\bar{u} + c\dot{\bar{u}} \quad (39)$$

A solução para (38) pode ser assumida como (40), que substituída em (38), origina a relação (41), que pode ser reescrita como (42).

$$\bar{u} = \bar{U} e^{i\Omega t} \quad (40)$$

$$\bar{U} = \frac{p_0}{(k - m\Omega^2) + ic\Omega} \quad (41)$$

$$\bar{H}(\Omega) = \frac{\bar{U}}{U_0} = \frac{1}{(1 - r^2) + i(2\zeta r)} \quad (42)$$

Através das condições acima, é possível utilizar cálculos com números complexos e técnicas vetoriais para expressar \bar{f}_{tr} por (43) e, posteriormente, pelas equações (44) ou (45).

$$\bar{f}_{tr} = (k + ic\Omega)\bar{U} e^{i\Omega t} \quad (43)$$

$$\bar{f}_{tr} = \left[\frac{(k + ic\Omega)U_0}{(1 - r^2) + i(2\zeta r)} \right] e^{i\Omega t} \quad (44)$$

$$\bar{f}_{tr} = \left[\frac{1 + i(2\zeta r)}{(1 - r^2) + i(2\zeta r)} \right] kU_0 e^{i\Omega t} \quad (45)$$

Aplicando o módulo em ambos os lados de (45), chega-se a (46).

$$|\bar{f}_{tr}| = \frac{kU_0\sqrt{1 + (2\zeta r)^2}}{\sqrt{(1 - r^2)^2 + (2\zeta r)^2}} \quad (46)$$

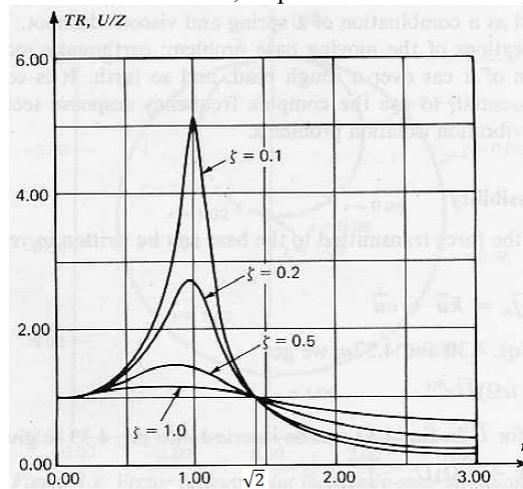
E utilizando (46), pode-se chegar à equação da transmissibilidade (TR), representada por (47).

$$TR = \frac{|\bar{f}_{tr}|}{kU_0} = D_s\sqrt{1 + (2\zeta r)^2} \quad (47)$$

Uma ilustração do valor de TR em função dos valores de r pode ser visto na Figura 10 e duas conclusões básicas podem ser realizadas sobre as curvas apresentadas.

- A força transmitida para a base dinamicamente é menor que a força transmitida estaticamente somente quando $r > \sqrt{2}$;
- Reduzindo o amortecimento, reduz-se a força transmitida, desde que $r > \sqrt{2}$, apresentando valores que representam a transmissibilidade de forças menores, mesmo em relação às forças transmitidas estaticamente. O comportamento contrário pode ser verificado para $r < \sqrt{2}$.

Figura 10 - Transmissibilidade, resposta absoluta à excitação de base



Fonte: Adaptado de Craig, 1981

Adicionalmente, dois conceitos devem ser introduzidos relacionados à excitação de base, sendo a resposta absoluta, utilizando o movimento absoluto (u) e a resposta relativa do sistema, utilizando o movimento relativo ($w = u - z$), sendo $z(t)$ a função que determina o movimento da base. As equações complexas de movimento para ambos os casos podem ser representadas pelas equações (48) e (49).

$$m\ddot{u} + c\dot{u} + k\bar{u} = c\dot{z} + k\bar{z} = (k + ic\Omega)Z e^{i\Omega t} \quad (48)$$

$$m\ddot{\bar{w}} + c\dot{\bar{w}} + k\bar{w} = -m\ddot{\bar{z}} = \Omega^2 Z e^{i\Omega t} \quad (49)$$

Assumindo as respostas complexas como em (50).

$$\bar{u} = \bar{U} e^{i\Omega t} \quad \bar{w} = \bar{W} e^{i\Omega t} \quad (50)$$

Torna-se possível obter as funções complexas de resposta em frequência para ambas as situações em (51) e (52).

$$\frac{\bar{U}}{\bar{Z}} = \frac{k + ic\Omega}{(k - m\Omega^2) + ic\Omega} = \frac{1 + i(2\zeta r)}{(1 - r^2) + i(2\zeta r)} \quad (51)$$

$$\frac{\bar{W}}{\bar{Z}} = \frac{m\Omega^2}{(k - m\Omega^2) + ic\Omega} = \frac{r^2}{(1 - r^2) + i(2\zeta r)} \quad (52)$$

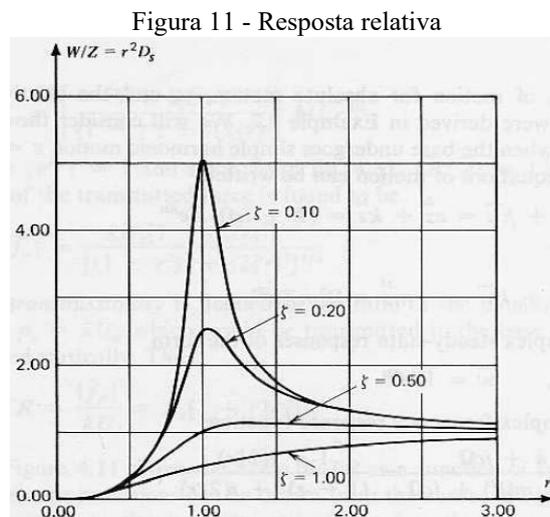
Aplicando o módulo em (51) e (52) é possível determinar a magnitude das respostas absoluta e relativa em função da frequência, respectivamente em (53) e (54).

$$\frac{U}{Z} \equiv \frac{|\bar{U}|}{Z} = D_s \sqrt{1 + (2\zeta r)^2} \quad (53)$$

$$\frac{W}{Z} \equiv \frac{|\bar{W}|}{Z} = r^2 D_s \quad (54)$$

A relação U/Z dada por (53) é igual à expressão (47) para TR , dessa forma o gráfico da resposta absoluta também pode ser verificado através da Figura 10, com as mesmas constatações em relação à magnitude do amortecimento e em torno de $r = \sqrt{2}$.

O gráfico da resposta relativa em relação aos valores de r está disposto na Figura 11.



Fonte: Craig, 1981

Algumas considerações devem ser registradas em relação à Figura 11 e aos valores da resposta relativa.

- Quando $\Omega \ll \omega_n$, ou seja, $r \ll 1$, existe um movimento relativo muito pequeno entre a massa e a base, ou, em outras palavras, a massa se move praticamente junto com a base;
- Quando $\Omega = \omega_n$, pode-se observar o fenômeno da ressonância, o que significa que uma pequena excitação de base leva a massa a grandes deslocamentos relativos, com amplitude limitada somente pelo amortecimento;
- Quando $\Omega \gg \omega_n$, a inércia da massa a impede de realizar grandes movimentos, de forma que o movimento relativo praticamente consiste no movimento da base.

2.1.4 Vibrações Periódicas

Em muitas situações reais, forças atuando em estruturas são periódicas, ou podem ser muito bem representadas por funções periódicas. Craig, 1981, afirma que as forças atuantes em um veículo, que trafega a uma velocidade constante, sobre certos tipos de pavimento podem ser consideradas periódicas.

2.1.4.1 Série real de Fourier

Considerando um sistema submetido a uma carga periódica $p(t)$, com período T_1 , para a qual é possível definir a relação (55).

$$p(t + T_1) = p(t) \quad (55)$$

Pode-se também expandir a função $p(t)$, através de seus componentes harmônicos como termos de uma série de Fourier, definindo a relação (56).

$$p(t) = a_0 + \sum_{n=1}^{\infty} a_n \cos(n\Omega_1 t) + \sum_{n=1}^{\infty} b_n \sin(n\Omega_1 t) \quad (56)$$

Onde o valor da frequência fundamental, Ω_1 , pode ser calculado por (57).

$$\Omega_1 = \frac{2\pi}{T_1} \quad (57)$$

E os valores de a_0 e dos coeficientes dos enésimos harmônicos, a_n e b_n , relacionados à equação (56), podem ser definidos por (58), (59) e (60), respectivamente, considerando um tempo arbitrário τ .

$$a_0 = \frac{1}{T_1} \int_{\tau}^{\tau+T_1} p(t) dt \quad (58)$$

$$a_n = \frac{2}{T_1} \int_{\tau}^{\tau+T_1} p(t) \cos(n\Omega_1 t) dt \quad (n \neq 0) \quad (59)$$

$$b_n = \frac{2}{T_1} \int_{\tau}^{\tau+T_1} p(t) \sin(n\Omega_1 t) dt \quad (60)$$

Apesar do fato de uma representação por série de Fourier exigir um número infinito de termos, é possível trabalhar de forma representativa com um baixo número de termos para diversas aproximações de situações reais, tornando possível a representação de respostas de sistemas de um grau de liberdade para vibrações periódicas, principalmente para sistemas sem amortecimento.

2.1.4.2 Série Complexa de Fourier

Para sistemas amortecidos, a utilização da resposta complexa em frequência do sistema, $\bar{H}(\Omega)$, pode ser conveniente, de forma que as relações (40) e (42) podem ser reescritas como (61) e (62), respectivamente.

$$\bar{u}(t) = \bar{U} e^{i\Omega t} = \bar{H}(\Omega) p_0 e^{i\Omega t} \quad (61)$$

$$\bar{H}(\Omega) = \frac{\bar{U}}{U_0} = \frac{1/k}{\left[1 - \left(\frac{\Omega}{\omega_n}\right)^2\right] + i \left(\frac{2\zeta\Omega}{\omega_n}\right)} \quad (62)$$

Para uma excitação periódica, pode-se utilizar a série complexa de Fourier, representada por (63) e seu termo \bar{P}_n , representado por (64).

$$p(t) = \sum_{n=-\infty}^{\infty} \bar{P}_n e^{i(n\Omega_1 t)} \quad (63)$$

$$\bar{P}_n = \frac{1}{T_1} \int_{\tau}^{\tau+T_1} p(t) e^{-i(n\Omega_1 t)} dt \quad (64)$$

E a resposta do sistema pode ser escrita como (65), com base nas relações (66) e (67).

$$u(t) = \sum_{n=-\infty}^{\infty} \bar{U}_n e^{i(n\Omega_1 t)} \quad (65)$$

$$\bar{U}_n = \bar{H}_n \bar{P}_n = |\bar{H}_n| |\bar{P}_n| e^{i(\alpha_{H_n} + \alpha_{P_n})} \quad (66)$$

$$\bar{H}_n(\Omega) = \frac{1/k}{\left[1 - \left(\frac{n\Omega_1}{\omega_n}\right)^2\right] + i\left(\frac{2\zeta n\Omega_1}{\omega_n}\right)} \quad (67)$$

2.1.5 Vibrações Não-periódicas

2.1.5.1 Integral de Fourier

Diferentemente das funções periódicas, que podem ser representadas por séries de Fourier, as funções não periódicas devem ser representadas por integrais de Fourier, que são basicamente obtidas de uma série de Fourier com o período T_1 tendendo ao infinito.

Através de uma alteração de notação, apresentada em (68), (69) e (70), pode-se reescrever (63) e (64), com as expressões (71) e (72).

$$\Omega_1 = \Delta\Omega \quad (68)$$

$$n\Omega_1 = \Omega_n \quad (69)$$

$$\bar{P}_n(\Omega_n) = T_1 \bar{P}_n = \left(\frac{2\pi}{\Delta\Omega}\right) \bar{P}_n \quad (70)$$

$$p(t) = \frac{1}{2\pi} \sum_{n=-\infty}^{\infty} \bar{P}(\Omega_n) e^{i\Omega_n t} \Delta\Omega \quad (71)$$

$$\bar{P}_n(\Omega_n) = \int_{-\frac{T_1}{2}}^{\frac{T_1}{2}} p(t) e^{-i\Omega_n t} dt \quad (72)$$

Como $T_1 \rightarrow \infty$, Ω_n torna-se uma variável contínua Ω e $\Delta\Omega$ torna-se o diferencial $d\Omega$, possibilitando a representação de (71) e (72) por (73) e (74), respectivamente.

$$p(t) = \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{\infty} \bar{P}(\Omega) e^{i\Omega t} d\Omega \quad (73)$$

$$\bar{P}(\Omega) = \int_{-\infty}^{\infty} p(t) e^{-i\Omega t} dt \quad (74)$$

As equações (73) e (74) são denominadas como um par de transformadas de Fourier, onde $\bar{P}(\Omega)$ é a transformada de Fourier de $p(t)$, que por sua vez é a transformada inversa de Fourier de $\bar{P}(\Omega)$. Se (73) e (74) forem reescritas em termos da frequência $f = \Omega/2\pi$, pode-se chegar a uma forma mais simétrica, com (75) e (76).

$$p(t) = \int_{-\infty}^{\infty} \bar{P}(f) e^{i(2\pi ft)} df \quad (75)$$

$$\bar{P}(f) = \int_{-\infty}^{\infty} p(t) e^{-i(2\pi ft)} dt \quad (76)$$

Combinando (65) e (66), pode-se chegar a uma nova expressão (77) para a resposta de um sistema de um grau de liberdade, submetida a uma carga periódica.

$$u(t) = \sum_{n=-\infty}^{\infty} |\bar{H}_n| |\bar{P}_n| e^{i(n\Omega_1 t)} \quad (77)$$

Seguindo o mesmo procedimento realizado entre as equações (71) a (74), é possível chegar ao par de transformadas de Fourier para a resposta de um sistema de grau de liberdade, expressas em (78) e (79), onde $\bar{U}(f)$ também é definido como (80), ou seja o produto da função complexa da resposta em frequência pela transformada de Fourier da excitação.

$$\bar{U}(f) = \int_{-\infty}^{\infty} u(t) e^{-i(2\pi ft)} dt \quad (78)$$

$$u(t) = \int_{-\infty}^{\infty} \bar{U}(f) e^{i(2\pi ft)} df \quad (79)$$

$$\bar{U}(f) = \bar{H}(f) \bar{P}(f) \quad (80)$$

Substituindo (79) em (80), pode-se chegar a (81).

$$u(t) = \int_{-\infty}^{\infty} \bar{H}(f) \bar{P}(f) e^{i(2\pi ft)} df \quad (81)$$

Onde, por exemplo, para um sistema amortecido, $\bar{H}(f)$ é dado por (82).

$$\bar{H}(f) = \frac{1/k}{\left[1 - \left(\frac{f}{f_n}\right)^2\right] + i \left(\frac{2\zeta f}{f_n}\right)} \quad (82)$$

2.1.5.2 Transf. Discreta de Fourier (DFT) e Transf. rápida de Fourier (FFT)

Para o tratamento numérico de uma transformada de Fourier, é necessário determinar um par de transformadas discretas de Fourier, correspondente ao par de transformadas de Fourier formado pelas equações (75) e (76). Primeiramente, deve-se realizar uma amostragem da função contínua a ser transformada em intervalos de tempos discretos Δt e, posteriormente,

deve-se considerar somente um número finito, N , dos valores da amostragem, devido às limitações de memória computacional e tempo de execução.

O resultado da amostragem e da truncagem é a aproximação da função contínua a um sinal periódico com período $T_1 = N\Delta t$ amostrado em um tempo $t_l = l\Delta t$.

Considerando as relações acima, unidas à relação (57), a integral da relação (74) pode ser substituída pela soma finita (83).

$$\bar{P}(\Omega_n) = \Delta t \sum_{l=0}^{N-1} p(t_l) e^{i\left(\frac{2\pi l n}{N}\right)} \quad n = 0, 1, \dots, N-1 \quad (83)$$

Da mesma forma, a DFT inversa pode ser obtida a partir da relação (71), resultando em (84).

$$p(t_l) = \frac{1}{T_1} \sum_{n=0}^{N-1} \bar{P}(\Omega_n) e^{i\left(\frac{2\pi l n}{N}\right)} \quad n = 0, 1, \dots, N-1 \quad (84)$$

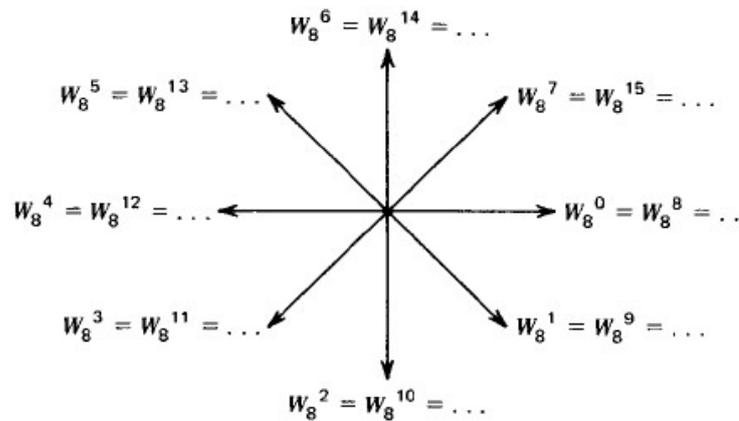
As equações (83) e (84) definem uma par de transformadas discretas de Fourier e a precisão de sua representação depende do intervalo de amostragem (Δt) e do número de amostras (N).

A transformada rápida de Fourier não é um novo tipo de transformada, mas sim um algoritmo numérico eficiente para validação da DFT, eliminando grande parte das repetições presentes em seu cálculo, reduzindo seu tempo de cálculo e, conseqüentemente, processamento. Para tal, pode-se escrever tanto a equação (83), como (84), na forma da expressão (85), considerando a igualdade (86).

$$A_l = \sum_{n=0}^{N-1} B_n W_N^{ln} \quad n = 0, 1, \dots, N-1 \quad (85)$$

$$W_N = e^{-i\left(\frac{2\pi}{N}\right)} \quad (86)$$

A quantidade de cálculos envolvidos na equação (85) é o número de produtos complexos dados pela equação e pelo valor de l . Pode-se dizer que são N equações com N produtos complexos cada, ou seja, os cálculos de A_x requerem o cálculo de N^2 produtos complexos. Utilizando a natureza cíclica das potências de W_N , o esforço computacional pode ser consideravelmente reduzido. A Figura 12 apresenta o ciclo repetitivo para W_8^{ln} .

Figura 12 - Natureza cíclica de W_N^{ln} para $N = 8$ 

Fonte: Craig, 1981

O número total de produtos complexos para o algoritmo de uma transformada rápida de Fourier (FFT) é dado por $(N/2) \log_2 N$. Para $N = 512$, por exemplo, o número de operações para calcular uma FFT é menos de 1% do número de operações necessárias para o cálculo de uma DFT original.

2.1.6 PSD e Funções de Janelamento

Segundo Heinzl, 2002, a simples variação do valor de N não considera a taxa de amostragem e faixas de frequência, apesar de serem de fundamental importância para a correta interpretação dos dados coletados. Assumindo o valor f_s para a taxa de aquisição, o teorema de Nyquist define que a máxima frequência útil de um sinal é $f_{Ny} = f_s/2$.

Dessa forma, a largura das faixas de frequência, também chamada de resolução de frequência, é definida por (87).

$$f_{res} = \frac{f_s}{N} \quad (87)$$

Pode-se dizer que em uma aproximação prática obtém-se uma saída com $N/2$ faixas de frequência com largura f_s/N . A perda aparente de informação pode ser explicada pelo fato da entrada ser composta por números reais, mas a saída consiste num arranjo de números complexos.

A FFT assume, implicitamente, que o sinal é periódico, ou seja, que a série temporal de extensão N se repete de forma cíclica infinitamente, porém, para uma excitação periódica, onde a frequência de entrada não é um múltiplo exato da resolução de frequência (f_{res}), essa hipótese não é verdadeira e a transformada de Fourier vai encontrar uma descontinuidade

entre o último valor de um trecho de amostragem e o primeiro valor do próximo trecho de amostragem. De acordo com Wickramarachi, 2003, quando a amostragem contém um número não-inteiro de períodos resulta em um fenômeno chamado “*leakage*”, caracterizado pela dispersão do espectro e que, segundo Abed, 2012, é a dispersão da energia da frequência real para frequências próximas e que também afeta a representação da amplitude do sinal, com valores menores que o real. Esse fenômeno certamente pode ser verificado para FFTs de sinais aleatórios, como os coletados em um teste automotivo em diversos tipos de pavimento.

Para reduzir os efeitos de “*leakage*” e aprimorar a representação um espectro de frequência, multiplica-se a série temporal por uma função periódica, com valor inicial e final iguais ou próximos a zero, antes de aplicar a FFT. Esse processo é conhecido por janelamento, uma vez que essas funções periódicas são denominadas funções janela. Existem inúmeras teorias de janelamento criadas para cada tipo de aplicação, como sinais aleatórios, periódicos ou mistos e diferentes necessidades relacionadas à resolução de frequência, “*leakage*” e precisão de amplitude.

Considerando uma DFT, de comprimento N , uma função janela pode ser definida por um vetor de números reais $\{J_j\}$, $j = 0 \dots N - 1$. Aplica-se o janelamento multiplicando uma série temporal p_n pelo vetor w_j antes de aplicar a DFT, ou seja, $p'_j = p_j \times J_j$ é a entrada para a DFT. Entre as funções janela mais utilizadas está a função janela de Hanning. Abed, 2012, recomenda que se comece utilizando a função janela de Hanning, principalmente quando não se conhece a natureza do sinal, também salienta que a função janela de Hanning apresenta resultados satisfatórios em 95% dos casos, devido à sua boa resolução de frequência e bom desempenho na redução do “*leakage*”. Wickramarachi, 2003, cita que a função janela de Hanning pode ser aplicada com eficácia a sinais aleatórios e conclui definindo-a como uma escolha bastante superior quando o objetivo é identificar um padrão mascarado por uma base aleatória em um sinal.

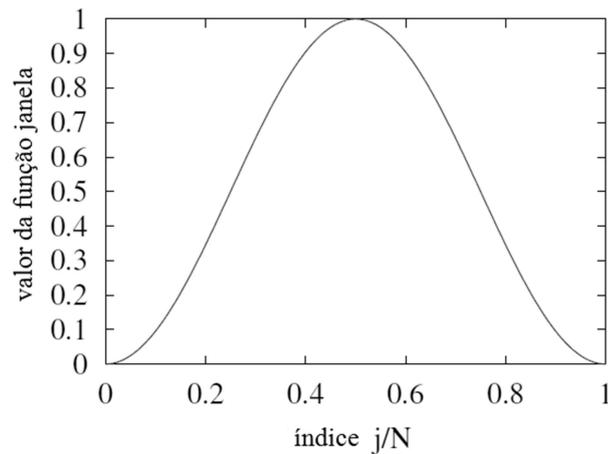
A função janela de Hanning é definida por (88) e por ser simétrica respeita a igualdade (89).

$$J_j = \frac{1}{2} \left[1 - \cos \frac{2\pi j}{N} \right] \quad j = 0 \dots N - 1 \quad (88)$$

$$J_j = J_{N-j} \quad (89)$$

A Figura 13 ilustra o gráfico da função janela de Hanning no domínio do tempo.

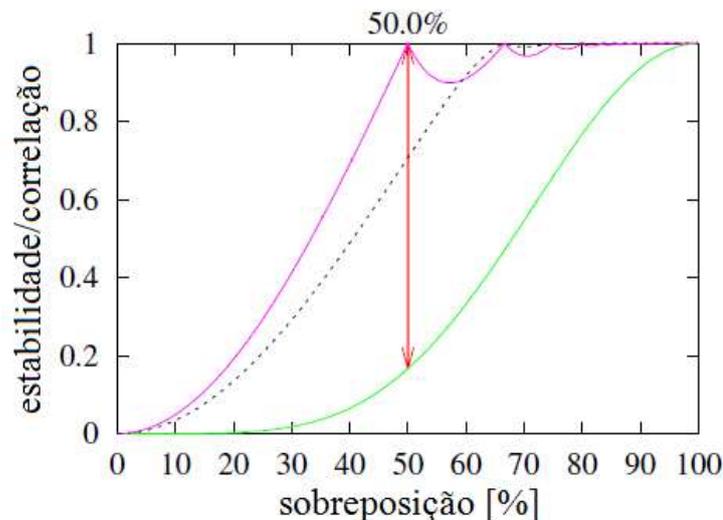
Figura 13 - Função janela de Hanning no domínio do tempo



Fonte: Adaptado de Heinzl, 2002

Uma das limitações do janelamento é o fato de que o início e o fim do sinal são atenuados no cálculo do espectro de frequência. Para minimizar esses efeitos, lança-se mão da sobreposição da função janela, com o intuito de preservar a amplitude do sinal. Cada tipo de função janela também tem um valor ótimo de sobreposição, pois, segundo Heinzl, 2002, um compromisso deve ser encontrado entre as estabilidades de amplitude e energia do sinal e sua correlação com o esforço computacional necessário. Através desses parâmetros é possível criar um gráfico para verificar o comportamento da função janela conforme sua sobreposição varia, como na Figura 14, que ilustra o gráfico citado para a função janela de Hanning.

Figura 14 - Características de sobreposição para a função janela de Hanning. Estabilidade de amplitude (rosa), estabilidade de energia (linha pontilhada) e correlação com o esforço computacional (verde)



Fonte: Adaptado de Heinzl, 2002

De acordo com recomendações de Heinzl, 2002, é desejável que a estabilidade de amplitude e energia tenham os maiores valores possíveis, para conferir maior proporção aos

dados, por outro lado também é interessante que a correlação com esforço computacional assuma os menores valores possíveis, evitando o desperdício de esforço computacional calculando dados desnecessários. Por fim, Heinzl, 2002, define que o valor de sobreposição que resultar na maior diferença entre a estabilidade de amplitude e a correlação de esforço computacional apresenta o melhor compromisso para a utilização da função janela em análise. Considerando o gráfico da Figura 14, para a função janela de Hanning, o valor ótimo de sobreposição é de 50% levando a um resultado com ótima estabilidade de amplitudes utilizando um esforço computacional relativamente baixo.

Análises de Fourier são comumente utilizadas para estimar valores espectrais de sinais colhidos, ou seja, valores em função da frequência, porém, segundo Abed, 2012, a representação que descreve o comportamento de um sinal em função da frequência pode ser dividida em duas categorias: representação linear, através das transformadas de Fourier, e representação quadrática como espectros de energia. Um espectro de energia, ou uma densidade espectral de energia, que vem do inglês *power spectrum density* (PSD), caracteriza a distribuição de energia de um sinal no domínio da frequência e pode responder se a maior parte da energia de um sinal encontra-se nas frequências mais altas ou mais baixas, por exemplo. Através de uma análise espectral, características importantes dos sinais podem ser exploradas, o que nem sempre é óbvio, ou intuitivo, quando se analisa os sinais no domínio do tempo. Ainda segundo Abed, 2012, um espectro de energia representa a energia como a amplitude média quadrada para cada valor de frequência, porém, não inclui informações relativas à fase e devido a isso deve-se utilizar a FFT para visualizar as informações de frequência e de fase de um sinal, caso a fase seja de interesse.

De acordo com Bendat e Piersol, 1971, carregamentos dinâmicos aplicados a estruturas automotivas são aleatórios por natureza e podem ser convenientemente caracterizados como processos aleatórios em termos de funções PSD.

2.2 MODELAMENTO DE PERFIS DE PISTA

Ao longo dos anos, muitos sistemas foram desenvolvidos para catalogar as imperfeições dos pavimentos e que, segundo Gillespie et al, 1980, geralmente podem ser classificados em duas classes de equipamentos: equipamentos que medem a característica de um perfil longitudinal de pista diretamente e equipamentos que medem a resposta de um veículo ao perfil longitudinal do pavimento, através da inclusão de um eixo auxiliar especificamente projetado para isso, ou utilizando os sistemas do próprio veículo, e que

comumente são denominados como *response-type road roughness measure systems* (RTRRM systems).

De acordo com Dixon, 2007, qualquer trajeto através de uma estrada tem um perfil longitudinal que representa sua seção vertical. Esse perfil pode ser analisado e usado de várias formas, tipicamente submetido a uma transformada de Fourier para revelar suas características em função de uma frequência espacial. Para estudos mais simples, considera-se que a estrada possui somente uma frequência espacial, denominada estrada senoidal, com comprimento de onda λ_R , frequência espacial da estrada f_{SR} , definida por (90) em ciclos/m e frequência espacial angular ω_{SR} , definida por (91) em rad/m.

$$f_{SR} = \frac{1}{\lambda_R} \quad (90)$$

$$\omega_{SR} = 2\pi f_{SR} = \frac{2\pi}{\lambda_R} \quad (91)$$

Segundo Genta e Morello, 2009, a densidade espectral do perfil de pista pode ser definida por (92) e é expressa por uma linha reta em um gráfico logarítmico em m^3/rad ou m^3/ciclos .

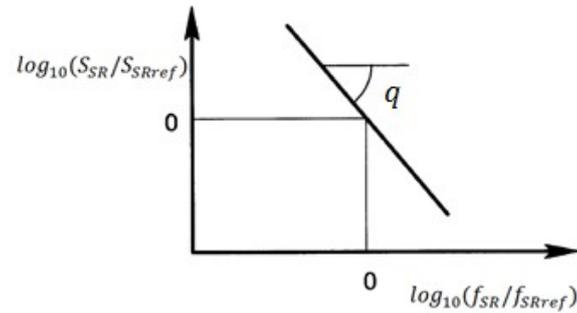
$$S_{SR} = C_{SP} \omega_{SR}^{-q} \quad (92)$$

Em 1972, uma proposta da ISO sugeriu a diferenciação entre as imperfeições de pista, denominando ondulação, para perturbações com comprimento de onda maior que 6m ($q = 2$), e irregularidade, para comprimentos de onda menores que 6m ($q = 1,37$), variando valores de C_{SP} para cada tipo da estrada. Uma abordagem mais recente, segundo Genta e Morello, 2009, abdicam da diferenciação entre ondulações e irregularidades e estipula valores como representados em (93) para a equação (92).

$$\begin{aligned} C_{SP} &= 4,7 \times 10^{-6} \text{ m}^3 & q &= 2,1 & \text{Rodovia} \\ C_{SP} &= 8,1 \times 10^{-7} \text{ m}^3 & q &= 2,1 & \text{Estrada em condições precárias} \end{aligned} \quad (93)$$

Dixon, 2007, destaca que estradas reais, quando submetidas à transformada de Fourier, geralmente possuem uma distribuição espectral de imperfeição declinando rapidamente com o aumento da frequência espacial e ilustra um modelo comumente utilizado, representado na Figura 15, com densidade espectral definida por (94) e valores de referência expressados por (95), (96) e (97).

Figura 15 - Modelo espectral básico da representação da superfície de uma estrada



Fonte: Adaptado de Dixon, 2007

$$S_{SR} = S_{SRref} \left(\frac{f_{SR}}{f_{SRref}} \right)^{-q} \quad (94)$$

$$S_{SRref} = 64 \times 10^{-6} \text{ m}^3/\text{ciclo} = 64 \text{ cm}^3/\text{ciclo} \quad (95)$$

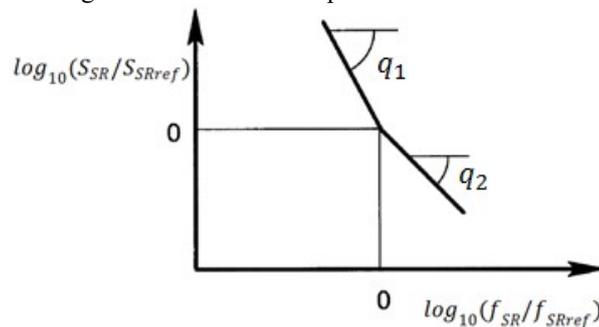
$$f_{SRref} = \frac{1}{2\pi} \text{ ciclos/m} = 0,1592 \text{ ciclos/m} \quad (96)$$

$$q = 2,5 \quad \text{ou} \quad q = 2,7 \quad (97)$$

Um modelo ISO de superfície de pista, também citado por Dixon, 2007, e ilustrado na Figura 16, possui dois gradientes, com um ponto de referência na frequência angular espacial de 1 rad/m, que corresponde ao comprimento de onda de 2π . Também utiliza valores de frequência espacial e densidade espectral de referência definidos por (95) e (96), dessa vez com dois gradientes, com valores expressos em (98).

$$q_1 = 3,0 \quad q_2 = 2,4 \quad (98)$$

Figura 16 - Densidade espectral do modelo ISO



Fonte: Adaptado de Dixon, 2007

Dixon, 2007, ainda salienta que é válido considerar uma classificação para as estradas quando o objetivo é trabalhar com simulações, uma vez que a grande variação da qualidade dos pavimentos é evidente e, baseado em um modelo ISO, define um modelo de estrada que possui um ou dois gradientes, com um ponto de referência no comprimento de

onda igual a 2π ($\omega_{SR} = 1$ rad/m), onde a densidade espectral é 2^R cm³/ciclo, onde R é um índice de imperfeição dos perfis de pista, definido na Tabela 2 para diferentes qualidade de estrada.

Tabela 2 – Densidade espectral para comprimento de onda 2π

Índice	Descrição	Densidade espectral (cm ³ /ciclo)
3	Muito boa	8
4	Boa	16
5	Média-boa	32
6	Média	64
7	Média-ruim	128
8	Ruim	256
9	Muito ruim	512

Fonte: Dixon (2007)

Nota-se que o índice definido para uma estrada com um nível médio de imperfeições, de acordo com modelo de Dixon, 2007, onde $R = 6$, correspondem exatamente ao modelo ISO citado por ele mesmo.

Abordagens mais modernas sobre perfis de pista consideram uma velocidade longitudinal constante V para o veículo e definem o período T_R (em segundos), frequência de vibração f_R (Hz), frequência angular ω_R (rad/s) e densidade espectral S_R em (99), (100), (101) e (102), respectivamente.

$$T_R = \frac{\lambda_R}{V} \quad (99)$$

$$f_R = \frac{1}{T_R} = \frac{V}{\lambda_R} = V f_{SR} \quad (100)$$

$$\omega_R = V \omega_{SR} \quad (101)$$

$$S_R = \frac{S_{SR}}{V} \quad (102)$$

Dessa forma, torna-se simples definir através da equação (103), qual velocidade, ou comprimento de onda, que vai estimular ressonâncias no veículo na frequência natural f_n .

$$V = \lambda_R f_n \quad (103)$$

Através das equações (92), (101) e (102), é possível definir a relação (104).

$$S_R = C_{SP} V^{q-1} \omega_R^{-q} \quad (104)$$

Uma proposta mais recente da ISO 8696:1995, conforme Genta e Morello, 2009, classifica as estradas em 8 grupos. De A a D, estradas pavimentadas, com A para estradas muito lisas e regulares. Grupos E e F para estradas com superfície natural, ou estradas em más

condições como pavimentos com manutenção precária e G e H, portanto, agrupam estradas com superfície muito irregular. A classificação é realizada através da definição de valores máximos, mínimos e médios de C_{SP} , exibidos na Tabela 3, a serem substituídos em (104), com $q = 2$, conforme a recomendação da maioria das normas mais modernas ISO.

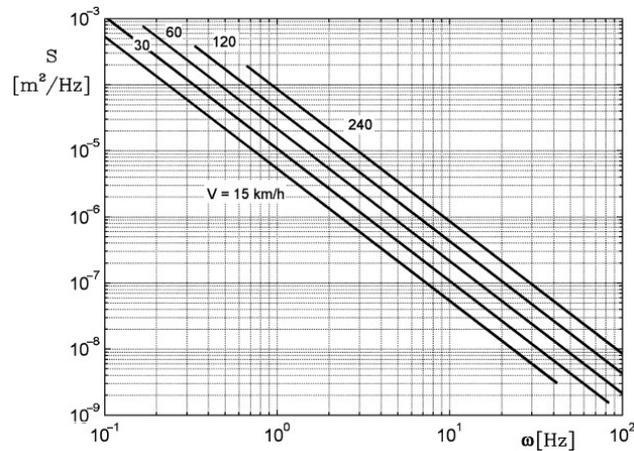
Tabela 3 – Valores da constante C_{SP} para as classes de estrada da ISO 8606:1995

Classe	$C_{SP_{min}}$	$C_{SP_{med}}$	$C_{SP_{max}}$
A	-	$1,6 \times 10^{-7}$	$3,2 \times 10^{-7}$
B	$3,2 \times 10^{-7}$	$6,4 \times 10^{-7}$	$1,28 \times 10^{-6}$
C	$1,28 \times 10^{-6}$	$2,56 \times 10^{-6}$	$5,12 \times 10^{-6}$
D	$5,12 \times 10^{-6}$	$1,024 \times 10^{-5}$	$2,048 \times 10^{-5}$
E	$2,048 \times 10^{-5}$	$4,096 \times 10^{-5}$	$8,192 \times 10^{-5}$
F	$8,192 \times 10^{-5}$	$1,6384 \times 10^{-4}$	$3,2768 \times 10^{-4}$
G	$3,2768 \times 10^{-4}$	$6,5536 \times 10^{-4}$	$1,31072 \times 10^{-3}$
H	$1,31072 \times 10^{-3}$	$2,62144 \times 10^{-3}$	-

Fonte: Adaptado de Genta e Morello (2009)

A Figura 17 é uma ilustração da influência da velocidade do veículo na densidade espectral do perfil de pista, expressa em m^2/Hz , considerando uma estrada de classificação entre B e C, conforme ISO 8696:1995, onde é possível observar a influência da velocidade na magnitude da densidade espectral do deslocamento desenvolvido pelo perfil de pista, potencializado em casos de velocidades maiores.

Figura 17 - Densidade espectral do deslocamento desenvolvido pelo perfil de pista em função da frequência para várias velocidades numa estrada classificada entre B e C, conforme ISO 8696:1995



Fonte: Genta e Morello, 2009

Segundo Wong, 2001, investigar as excitações provenientes do solo através de funções senoidais pode viabilizar uma validação comparativa para vários tipos de estudo, mas não pode ser utilizado como uma estratégia válida para estudar o real comportamento dos veículos, uma vez que perfis de estrada raramente apresentam formas simples, e que podem ser representados de forma mais realista como uma função aleatória.

Os valores instantâneos de uma função aleatória não podem ser definidos de uma maneira determinística, no entanto, certas propriedades das funções aleatórias podem ser descritas estatisticamente. Após a obtenção do perfil longitudinal da superfície da pista, pode-se realizar uma análise em frequência para estimar as amplitudes de variados comprimentos de onda contidos no sinal.

Em vibrações aleatórias, o valor da média quadrática de sua amplitude é de primordial importância, uma vez que está associada à média energética. Para chegar até a média quadrática, uma componente harmônica $y_n(x)$, com amplitude Y_n e comprimento de onda λ_R , pode ser expressa pela equação (105).

$$y_n(x) = Y_n \sin\left(\frac{2\pi x}{\lambda_R}\right) = Y_n \sin(\omega_{SR}x) \quad (105)$$

Logo, o valor da média quadrática da componente, \bar{y}_n^2 , pode ser definido pela equação (106).

$$\bar{y}_n^2 = \frac{1}{\lambda_R} \int_0^{\lambda_R} \left[Y_n \sin\left(\frac{2\pi x}{\lambda_R}\right) \right]^2 dx = \frac{Y_n^2}{2} \quad (106)$$

Em linhas gerais, a contribuição da média quadrática de cada componente deve ser considerada. Para tal, pode-se considerar um número limitado de frequências e trabalhar com funções discretas ou assumir um grande número de frequências válidas e trabalhar com funções contínuas. Na engenharia automotiva, considera-se trabalhar com funções contínuas, com um número infinito de frequências, em grande parte das aplicações.

Assumindo $S_R(n\omega_{SR0})$ como a densidade espectral do valor da média quadrática no intervalo $\Delta\omega_{SR}$, na primeira frequência espacial angular ω_{SR0} , pode-se criar a relação (107) e expressar uma equação para a densidade espectral discreta em (108).

$$S_R(n\omega_{SR0})\Delta\omega_{SR} = \frac{Y_n^2}{2} = \bar{y}_n^2 \quad (107)$$

$$S_R(n\omega_{SR0}) = \frac{Y_n^2}{2\Delta\omega_{SR}} = \frac{\bar{y}_n^2}{\Delta\omega_{SR}} \quad (108)$$

Dessa forma, uma expressão para o valor da densidade espectral contínua da amplitude do perfil longitudinal de pista, pode ser expressa por (109).

$$\bar{y}^2 = \int_0^{\infty} S_R(\omega_{SR})d\omega_{SR} \quad (109)$$

E a média quadrática em uma faixa de frequência de interesse, como $\omega_{SR1} \rightarrow \omega_{SR2}$, pode ser calculada por (110).

$$\bar{y}_{\omega_{SR1} \rightarrow \omega_{SR2}}^2 = \int_{\omega_{SR1}}^{\omega_{SR2}} S_R(\omega_{SR}) d\omega_{SR} \quad (110)$$

Wong, 2001, salienta que a determinação de densidades espectrais de dados aleatórios foi muito facilitada pelo advento dos analisadores digitais de densidade espectral, que realizam operações de filtragem dos sinais através de um filtro passa-faixa com uma faixa consideravelmente estreita. Com o valor instantâneo resultante do filtro é possível calcular a média quadrática e dividindo o valor da média quadrática pela faixa de frequência utilizada pelo filtro pode-se encontrar o valor da densidade espectral média para a frequência em questão.

O trabalho de Wong, 2001, tem grande foco em veículos fora de estrada, fato que não pode ser desconsiderado, uma vez que implementos rodoviários trafegam por todos os tipos de pavimentos, além disso, dependendo da aplicação e da região de atuação, podem trafegar a maior parte do tempo por vias sem pavimento. Dessa forma, Wong, 2001, apresenta uma proposta de classificação de pavimentos, com novos valores para os parâmetros C_{SP} e q , que compõem a relação (104), dispostos na Tabela 4 para variados tipos de estrada.

Tabela 4 – Valores da constante C_{SP} e q para várias superfícies

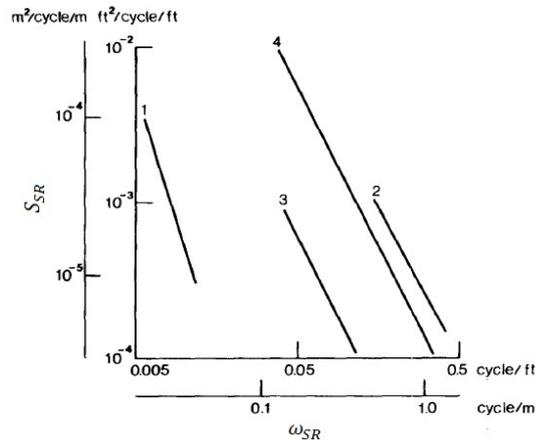
Classe	Descrição	q	C_{SP}
1	Rodovia uniforme	3,8	$4,3 \times 10^{-11}$
2	Rodovia irregular	2,1	$8,1 \times 10^{-6}$
3	Estrada uniforme	2,1	$4,8 \times 10^{-7}$
4	Estrada com cascalho	2,1	$4,4 \times 10^{-6}$
5	Pastagem	1,6	$3,0 \times 10^{-4}$
6	Campo arado	1,6	$6,5 \times 10^{-4}$

Fonte: Adaptado de Wong (2001)

Wong, 2001, também apresenta os gráficos da densidade espectral, em $m^3/ciclo$, das diferentes superfícies citadas na Tabela 4, em relação a valores de frequência espacial angular, divididos em terrenos com preparação (Figura 18) e terrenos sem preparação (Figura 19).

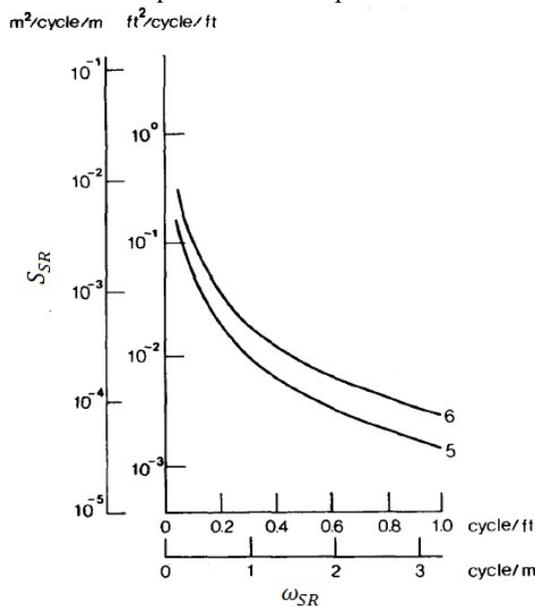
Através das Figuras 18 e 19, é possível notar uma grande diferença de magnitudes de densidade espectral, em $m^3/ciclo$, entre vias com pavimento, mesmo que com manutenção precária, e vias sem pavimento. Essa variação torna-se de suma importância quando se considera a aplicação de implementos rodoviários no Brasil, que, em uma mesma aplicação, podem trafegar em uma grande gama de terrenos, desde uma grande rodovia com pavimento de ótima qualidade, e ótimas condições de conservação, até estradas abertas entre lavouras e florestas.

Figura 18 - Densidade espectral de quatro tipos de terreno com preparação



Fonte: Adaptado de Wong, 2001

Figura 19 - Densidade espectral de dois tipos de terreno sem preparação



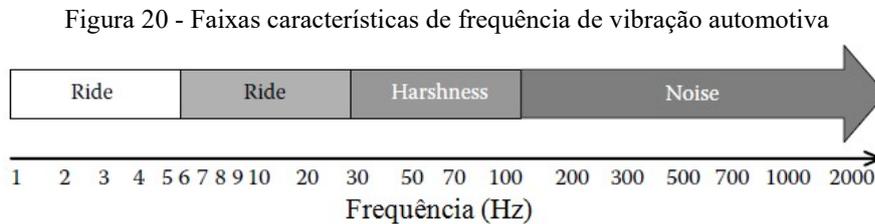
Fonte: Adaptado de Wong, 2001

Wong, 2001, ainda ressalta que para analisar a vibração de um veículo é mais conveniente expressar a densidade espectral em função da frequência temporal, ou seja, expressa em Hz, o que corrobora com as abordagens mais modernas relacionadas à definição e classificação de perfis de pista.

2.3 DINÂMICA VEICULAR APLICADA

Inúmeros trabalhos são realizados todos os anos envolvendo a dinâmica veicular, tendo como principal foco os próprios veículos, ou a resposta dos veículos às manobras e excitações de pista. Mastinu e Ploechl (2014), classificam diferentes tipos de vibrações que acontecem em um veículo e ilustram as faixas características de frequência que cada uma

ocorre, através da Figura 20, onde são representadas duas faixas denominadas como ride, entre 1Hz e 5Hz e entre 5Hz e 30Hz, uma faixa de aspereza (harshness) entre 30Hz e 100Hz e ruído (noise) acima de 100Hz.



Fonte: Adaptado de Mastinu e Ploechl, 2014

A classificação das vibrações é extremamente importante para definir o foco dos trabalhos e limitar a abrangência dos estudos. Este trabalho se deterá às considerações referentes às faixas de ride, principalmente pelo fato de que implementos rodoviários não transportam pessoas e, dessa forma, não exige uma grande profundidade de estudos em conforto, pois o foco é avaliar os esforços dinâmicos aos quais a estrutura e os componentes do implemento rodoviário estão sujeitos.

Dixon (2007) faz algumas considerações sobre as vibrações de ride, definindo-as como os movimentos de arfagem e rolagem forçados pelas vibrações causadas pelos perfis de pista. Também evidencia que o comportamento de ride pode ser analisado no domínio do tempo ou no domínio da frequência. A análise no domínio do tempo prevê deslocamentos, velocidades e acelerações como funções do tempo, com resultados frequentemente dispostos em gráficos, já a análise no domínio da frequência prevê essas características como funções da frequência e seus resultados são, geralmente, dispostos em espectros. Dixon (2007) também ressalta o principal propósito do sistema de suspensão de um veículo, o qual não é objeto de estudo deste trabalho, mas seus parâmetros são responsáveis por eventuais diferenças de desempenho entre manobras em altas velocidades em estradas de boa qualidade e manobras em estradas não pavimentadas ou de paralelepípedos, por exemplo.

Segundo Farrar et al., 1999, testes de vibração acelerados visam comprimir grandes exposições à vibrações de trabalho em um teste de laboratório de curta duração com amplitudes, e vibrações, aumentadas em relação às identificadas na aplicação real do produto. Em seu trabalho, focado nos métodos de desenvolvimento de testes acelerados, salienta que, geralmente, existem duas formas de acelerar um teste de vibração, sendo a primeira envolvendo um baixo número de ciclos com uma alta amplitude e a segunda forma que envolve altas frequências de teste.

De acordo com Vaes et al., 2005, durante o desenvolvimento de um novo veículo, testes de vibração em um protótipo ou um de seus componentes, utilizando atuadores hidráulicos, são importantes para ajustar propriedades de conforto e durabilidade. Porém, para conferir representatividade aos testes vibracionais, sinais de referência (acelerações e forças) são medidos submetendo os veículos a passagens em pistas de teste.

Azrulhisham et al., 2011, destacam que apesar de, no passado, a durabilidade de um veículo fosse determinada através do teste de um protótipo em testes de campo, essa estratégia se tornou inapropriada devido às necessidades de um ciclo de desenvolvimento enxuto e focado em redução de custos. Dessa forma, a replicação precisa da aplicação em um teste de laboratório pode acelerar o processo de desenvolvimento, além da oportunidade de observação das amostras de teste durante todo o processo de validação em um ambiente controlado de um laboratório, o que contribui com a repetibilidade dos testes, o que corrobora com o objetivo de seu trabalho, no qual foi realizada uma avaliação de durabilidade da replicação de dados da aplicação automotiva em testes com um *four-post test rig*.

Jiménez e Martínez, 2011, salientam que testes de validação são importantes para verificar o desempenho, segurança e durabilidade dos componentes de um veículo em sua configuração final, sujeito a diferentes condições de carga, antes de seu lançamento no mercado. Em seu trabalho também abordam questões relativas à definição de uma aplicação real e todo o processo de definição de um teste de durabilidade, que inicia com a aquisição de dados em um veículo instrumentado com acelerômetros uniaxiais para medir aceleração vertical submetido a um *four post test rig*. Seguido de análise e tratamento dos dados buscando definir o melhor sinal a ser reproduzido em um dispositivo de teste com atuadores hidráulicos, a fim de cumprir os requisitos relacionados à frequência e resistência mecânica necessários para testar os componentes selecionados entre zero e 35Hz, que, em sua configuração final, permite o teste de variados componentes dispensando a necessidade de montagem no veículo completo. Também concluem que dispositivos com atuadores hidráulicos modernos permitem a aplicação de praticamente qualquer histórico de cargas e, contudo, podem ser utilizados inclusive para determinar a vida útil dos componentes.

Chang et al., 2011, em seu trabalho sobre especificação de testes de vibração e análise de confiabilidade, destaca que a principal técnica aplicada a testes de vibração é a conversão de um sinal no domínio do tempo, proveniente de um campo de provas ou a aplicação de um cliente, para sinais no domínio da frequência (espectros). Utilizando-se dessa técnica é possível criar especificações de teste de vibração e aumentar a confiabilidade do produto.

Hougaz, 2005, em sua tese explora análises probabilísticas de durabilidade aplicada a veículos de carga rodoviária e, para isso, utiliza espectros de pista segunda uma proposta da ISO de 1972, mas com valores similares aos apresentados na Tabela 3.

Berhanu, 2011, explora questões relacionadas a testes vibracionais de durabilidade e validação de caminhões para o transporte rodoviário pesado, levantando as desvantagens dos testes de campo com protótipos completos e as vantagens da avaliação da aplicação para viabilizar a validação de componentes e subsistemas em laboratório, com testes vibracionais de vida acelerada.

Soares et al., 2014, desenvolveram um banco de testes para suspensões de veículos comerciais de transporte, onde um produto é instrumentado e aplicado a diferentes eventos de teste para depois reproduzir os eventos em um banco de testes com capacidade para validar diferentes combinações de aplicações reduzindo, assim, o tempo de desenvolvimento de componentes do subsistema da suspensão.

Kipp, 2000, discursa sobre as diferentes formas de estruturar um teste vibracional e afirma que diferentes veículos e condições de transporte podem ser relacionados a PSDs com diferentes formatos e amplitudes, sendo que um teste com vibrações aleatórias é a única estratégia que pode representar a realidade dos veículos de transporte. Além disso, faz considerações sobre a equivalência entre a duração do teste e a sua representatividade na vida real do veículo, bem como estratégias para estruturar um teste acelerado, aumentando sua intensidade.

Tũma, 2003, avalia os resultados da resposta em frequência e medidas de conforto em ride de um assento de um caminhão. Para isso faz considerações sobre os modelos que representam os perfis das estradas, coleta das nos componentes de um caminhão e avalia os resultados através de das densidades espectrais.

Ishikawa et al, 2010, instrumentaram um caminhão carregado com vinte toneladas e o submeteram a um trajeto específico de estradas japonesas. Os dados foram coletados e analisados através de suas PSDs, com o intuito de avaliar quais os melhores intervalos de amostragem para representar estradas locais e rodovias.

Můčka, 2017, sumariza dados de testes com veículos relacionando o índice internacional de aspereza dos pavimentos (IRI) com as vibrações medidas na estrutura dos veículos e a velocidade na qual o teste aconteceu, os resultados foram utilizados para quantificar o conforto e segurança das aplicações veiculares, além da carga dinâmica aplicada aos veículos e aos pavimentos.

Cantisani e Loprencipe, 2010, também avaliaram a relação de vibrações veiculares com ondulações dos pavimentos, realizando medições com um scanner de perfis com sensores laser, o que possibilitou a montagem de um diagrama que relacionasse os níveis de vibrações com a velocidade do veículo e com o índice internacional de aspereza do pavimento, definindo limites de conforto para cada aplicação.

Yu et al., 2016, estudaram as vibrações aleatórias às quais os trens são submetidos em ferrovias com pontes, devido ao desalinhamento dos trilhos. Para isso, utilizaram densidades espectrais para determinar os valores de frequência mais representativos e relacionar a influência da velocidade dos trens e das irregularidades dos trilhos no comportamento das combinações ferroviárias.

Loutridis et al., 2011, realizaram testes com um trator agrícola em um percurso asfaltado e um percurso de campo arado, com acelerômetros verticais no assento do motorista, em três velocidades diferentes para cada pavimento, afim de identificar a eficácia de um regulador eletrônico de rotação do motor para reduzir o nível de vibração ao qual o trator está exposto. Utilizando gráficos de densidades espectrais, concluíram que as influências do regulador no pavimento asfáltico é praticamente nula, porém, no percurso de campo arado reduz em até 8,6% o nível de vibração ao qual o motorista está exposto.

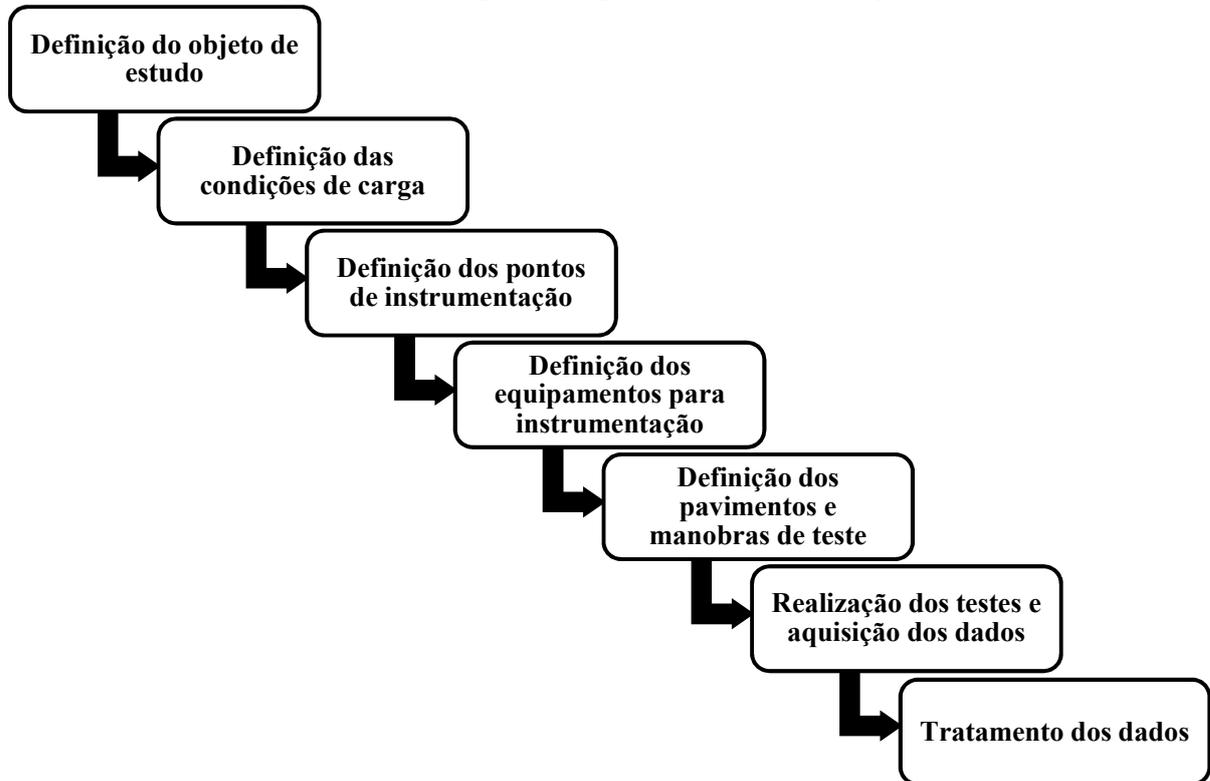
Soleimani e Ahmadi, 2014, avaliaram a aplicação do transporte rodoviário de frutas e vegetais, que podem ser danificadas devido pelas vibrações durante o transporte. Para isso, instrumentaram dois tipos diferentes de caminhões, com suspensão mecânica com molas parabólicas e com suspensão pneumática, e instrumentaram diferentes regiões da plataforma do caminhão em diferentes níveis de empilhamento (embaixo, meio e em cima). As PSDs resultantes para cada posição foram analisadas e revelaram que os níveis de vibração são dependentes da posição da carga no caminhão, sendo que os maiores níveis de vibração foram registrados para caixas alocadas acima da pilha e para suportar os resultados foi executado um teste ANOVA que apresentou $p < 0,05$.

Pazooki et al, 2012, realizaram esforços analíticos e experimentais para desenvolver um modelo de dinâmica vertical para um veículo fora de estrada, utilizando modelos de pavimentos de pista e análise de PSDs de massa suspensa e não suspensa. Barbosa, 2011, buscou desenvolver um modelo *half-car* para prever o comportamento de um veículo, baseado nos modelos de pavimento da Tabela 3 e em PSDs de medições realizadas em duas estradas reais. O modelo permite identificar os principais modos de vibração de um veículo proposto e investigar a influência da velocidade e das ondulações da estrada no conforto dos passageiros.

3 PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL

O desenvolvimento do trabalho seguiu o fluxo padrão utilizado para desenvolvimentos de componentes para implementos rodoviários, conforme a Figura 21.

Figura 21 - Fluxo experimental para desenvolvimento de produto



Fonte: Autor, 2015

Normalmente, já se tem uma aplicação que é o foco do desenvolvimento e o fluxo é executado de maneira mais natural. Para este trabalho, porém, foram necessárias diversas considerações para convergir o escopo dos testes, de forma que os tornassem possíveis, mas sem limitar seus resultados, atendendo os objetivos do trabalho.

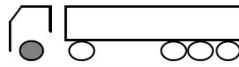
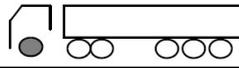
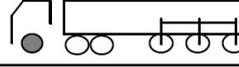
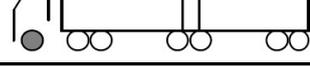
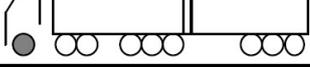
3.1 COMBINAÇÃO DE VEÍCULOS DE CARGA (CVC)

A norma NBR 9672, 2005, define a terminologia utilizada para o transporte rodoviário de cargas, sendo que, para a grande maioria das aplicações do transporte rodoviário pesado de cargas, os termos caminhão-trator, implemento rodoviário e rebocado são os mais comumente utilizados. Caminhão-trator consiste no veículo automotor equipado com quinta-roda destinado a tracionar um implemento rodoviário que, por sua vez, consiste em um veículo rebocado acoplável a caminhão-trator ou equipamento veicular complemento de

veículo automotor incompleto. A definição de rebocado é bastante ampla, mas para este trabalho pode se restringir a um implemento rodoviário semirreboque que se move tracionado por um cavalo-trator.

Utilizando-se desses termos principais, a portaria DENATRAN nº 63, 2009, apresenta uma infinidade de combinações possíveis com esses veículos, denominadas combinações de veículos de carga, CVC's, como pode ser visto na Figura 22, que apresenta uma breve amostra do anexo da portaria DENATRAN nº 63, que ilustra as CVC's permitidas para o transporte de cargas no Brasil.

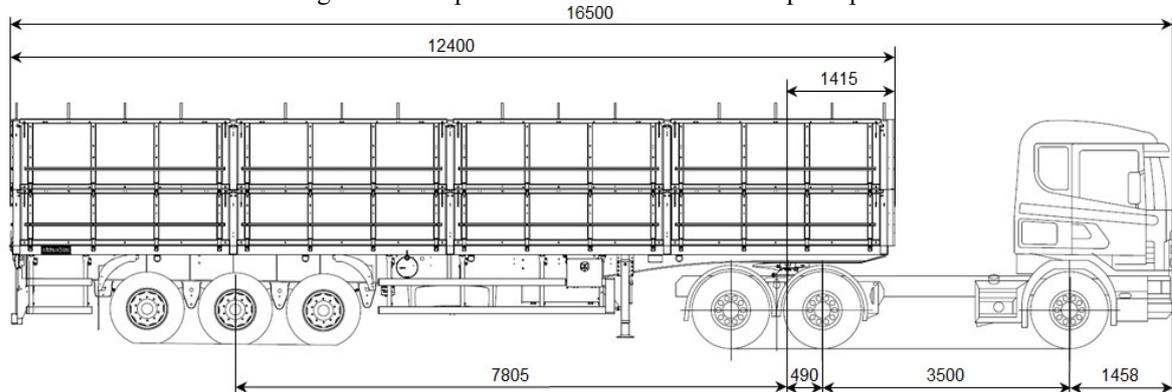
Figura 22 - Exemplos de CVC's

I-12		
I-18		
I-22		
I-64		
II-19		

Fonte: Adaptado de DENATRAN, 2009

Para os testes realizados, foi utilizada uma combinação do tipo I-18, conforme a Figura 22, que é formada por um caminhão-trator acoplado a um semirreboque com três eixos em tandem. O modelo de cavalo mecânico utilizado foi o Scania G420 6x2, acoplado a um semi-reboque do tipo graneleiro equipado com três eixos em tandem. A Figura 23, apresenta um layout esquemático da CVC em vista lateral com as medidas principais.

Figura 23 - Esquema da CVC e suas medidas principais



Fonte: Autor, 2015

Muitas variáveis estão envolvidas na escolha dessa combinação, como, por exemplo, o tipo de implemento, definido através da Tabela 1, onde a aplicação graneleiro/carga seca

representa aproximadamente 28% dos implementos rodoviários emplacados no ano de 2014. Outros parâmetros como o tipo de suspensão e o número de eixos foram definidos utilizando dados das vendas realizadas pelas empresas do Grupo Randon, onde a suspensão mecânica representa 95% do mercado e a composição com três eixos representa 76% dos produtos comercializados. A combinação escolhida para o teste pode ser vista na Figura 24, durante as primeiras verificações realizadas no Campo de Provas das Empresas Randon.

Figura 24 - Combinação escolhida para o teste



Fonte: Autor, 2015

Os testes foram realizados em duas condições de carregamento, denominadas condição “vazio” e condição “carregado”, sendo a segunda condição realizada através do carregamento do implemento com pouco mais de 31.000kg de fardos de papelão, deixando a CVC próxima de seu limite de carga permitido pela legislação vigente, conforme define a resolução DENATRAN nº 210, 2006, em seu artigo 2º, parágrafo 1º, item d, que o valor máximo do peso bruto total combinado (PBTC) para combinações de veículos articulados com duas unidades, do tipo caminhão-trator e semirreboque com eixos em tandem triplo, com comprimento superior a 16m, é 48,5 toneladas.

3.2 COMPONENTES DE MASSA SUSPensa E NÃO SUSPensa

A diferenciação entre massa suspensa e massa não-suspensa é de extrema importância para a definição dos objetivos do teste, bem como da estratégia de instrumentação. A Figura 25, abaixo, diferencia os componentes de massa suspensa (azul) e

massa não-suspensa (amarelo). É fundamental salientar que toda a massa da carga transportada pelo implemento rodoviário é integrante da massa suspensa, dessa forma, é esperada uma grande diferença entre as proporções de massa suspensa e massa não-suspensa para as condições vazio e carregado.

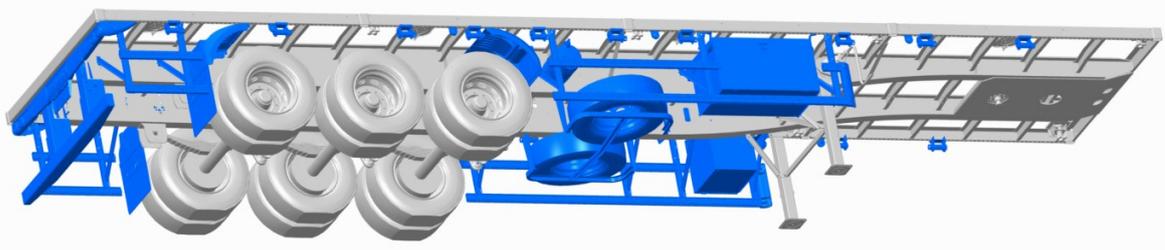
Figura 25 - Componentes de massa suspensa (azul) e massa não-suspensa (amarelo)



Fonte: Autor, 2015

Conforme ilustrado na Figura 1, existe uma grande variedade de componentes que usualmente são montados na estrutura do chassi de um implemento rodoviário, com tamanhos, massas e posições de montagem variadas. De acordo com objetivo deste trabalho, que consiste na avaliação de componentes que integrem a massa suspensa de um implemento rodoviário e, considerando o semirreboque designado para a bateria de testes, é possível identificar os componentes integrantes da massa suspensa do implemento de teste sujeitos a grandes esforços relacionados a vibrações verticais durante sua utilização, conforme destacado na Figura 26 abaixo.

Figura 26- Componentes da massa suspensa sujeitos a grandes esforços relacionados a vibrações verticais



Fonte: Autor, 2015

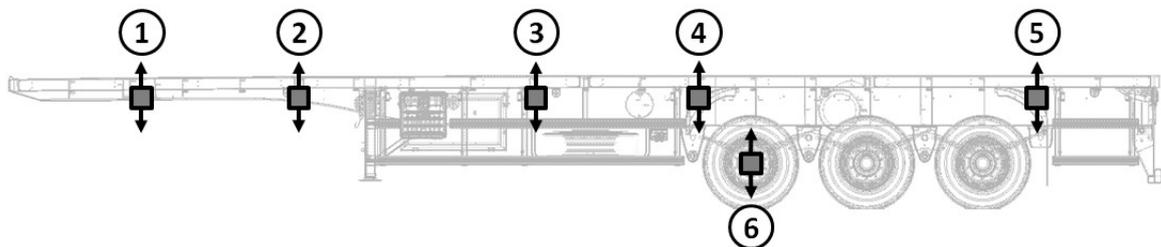
Avaliando a Figura 26, torna-se clara a inviabilidade de instrumentar todos os itens em todas as posições de montagem que podem assumir, mesmo porque, existem inúmeros componentes que podem ser aplicados a outros tipos de implementos que não estão contemplados na configuração deste implemento de teste.

3.3 INSTRUMENTAÇÃO

O plano de instrumentação foi definido com base na diversidade de posições de montagem que um componente pode assumir quando fixado à massa suspensa do implemento rodoviário, na grande maioria das vezes fixado às vigas do chassi. Considerando que a principal orientação de vibração à qual os componentes de massa suspensa são submetidos seja a vertical, que também é a vibração que mais acarreta em quebras e danos aos componentes, foram utilizados acelerômetros uniaxiais para captar sinais de aceleração vertical.

Dessa forma, o principal objetivo da instrumentação foi cobrir a maior área do chassi do implemento rodoviário, considerando seu comprimento (eixo longitudinal), com acelerômetros, para obter os diferentes níveis de vibração vertical em diferentes pontos do chassi. A Figura 27, abaixo, ilustra como foram distribuídos os pontos de instrumentação, sendo cinco pontos fixados à viga do chassi (massa suspensa) e um ponto fixado ao primeiro eixo do implemento (massa não-suspensa) para ser considerado no estudo como base de comparação.

Figura 27 - Localização dos pontos de instrumentação do implemento rodoviário



Fonte: Autor, 2015

Cada ponto da instrumentação possui particularidades que justificam sua escolha. Com exceção do ponto N° 5, todos os pontos foram instrumentados do lado esquerdo do produto. O ponto N° 2, porém, foi instrumentado tanto na viga esquerda, quanto na viga direita, para proporcionar a comparação das vibrações atuantes em ambos os lados do chassi.

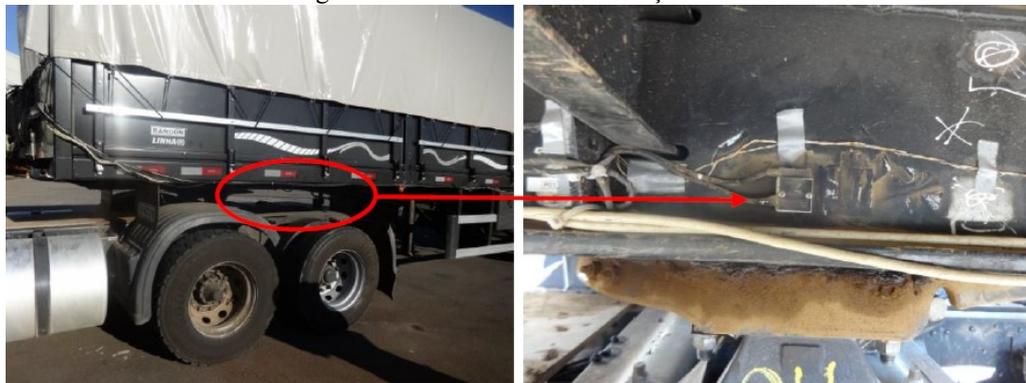
3.3.1 Ponto De Instrumentação N° 1: Acoplamento

A região de acoplamento consiste na área do chassi destinada ao acoplamento com o cavalo mecânico através dos componentes pino-rei (implemento) e quinta-roda (cavalo mecânico), por onde os movimentos do cavalo mecânico são transmitidos para o implemento, tanto forças longitudinais de tração e frenagem, quanto forças verticais e laterais provenientes

de manobras, bem como imperfeições e obstáculos do pavimento atenuados pelo sistema de suspensão do cavalo mecânico. A quinta-roda possui um grau de liberdade favorecendo os movimentos de pitch entre cavalo mecânico e implemento rodoviário e atenuando a transferência desse tipo de movimento entre um veículo e outro.

Considerando que as vibrações em um implemento rodoviário têm basicamente duas fontes, o acoplamento com o cavalo mecânico e o contato com o solo, esse ponto é de fundamental importância para as aquisições de vibrações, uma vez que o acoplamento é uma fonte de vibração que atua diretamente na estrutura do veículo, ou seja, na massa suspensa, não sofrendo efeitos do sistema de suspensão. A instrumentação desse ponto foi realizada conforme a Figura 28.

Figura 28 – Ponto de instrumentação N° 1



Fonte: Autor, 2015

3.3.2 Ponto De Instrumentação N° 2: Quinta Travessa Do Chassi

Quando se fala em falhas estruturais por fadiga, a região da quinta travessa do chassi é uma região crítica da estrutura. Vigas de chassi de implementos rodoviários possuem, usualmente, duas alturas, uma maior na região de fixação da suspensão e outra menor na região do acoplamento, para permitir tanto a função de acoplar aos cavalos-mecânicos quanto a capacidade de transportar grandes cargas, conferindo inércia suficiente para suportar a flexão da viga bi-apoiada. A alta criticidade dessa região é dada por se tratar do centro da transição de seção que a viga do chassi possui, dessa forma, recomenda-se que sejam evitadas furações ou a fixação de componentes que possam resultar em um esforço adicional na estrutura do chassi em casos de grandes níveis de vibração. Por esse motivo, aproveitou-se a oportunidade da instrumentação para caracterizar os níveis de vibração atuantes nessa região da estrutura do implemento. A instrumentação do ponto N° 2 foi realizada conforme as Figuras 29 e 30, para o lado esquerdo e direito, respectivamente.

Figura 29 - Ponto de instrumentação N° 2 - lado esquerdo



Fonte: Autor, 2015

Figura 30 - Ponto de instrumentação N° 2 - lado direito



Fonte: Autor, 2015

3.3.3 Ponto De Instrumentação N° 3: Região Central

A região central do chassi é a principal região de fixação de componentes e corresponde à região entre o aparelho de levantamento e o primeiro eixo da suspensão, onde muito frequentemente são fixados componentes como caixa de ferramentas, caixa de rancho, barril d'água e porta-estepe, além do protetor lateral, que possui sua parcela fixada nessa região. Na maioria dos casos, é a única região do chassi com espaço suficiente para a fixação de alguns componentes grandes como caixas de rancho e porta-estepes. Em alguns produtos específicos, onde o comprimento é menor e a suspensão é posicionada muito próxima ao final do implemento, a região central é a única região disponível para a fixação de componentes.

Outros tipos de implementos rodoviários utilizam componentes específicos que também são fixados nessa região, como caixa de extintor, porta-cones, reservatório de combustível, porta-mangote, entre outros. A caracterização dos níveis de vibração vertical aos quais os componentes fixados nessa região do chassi estão sujeitos é fundamental para o objetivo desse trabalho e sua instrumentação foi realizada conforme a Figura 31.

Figura 31 - Ponto de instrumentação N° 3



Fonte: Autor, 2015

3.3.4 Ponto De Instrumentação N° 4: Primeiro Suporte Da Suspensão

As regiões próximas dos suportes de fixação da suspensão são regiões críticas devido ao alto nível de excitação transmitido pelo sistema de suspensão, após filtrar as imperfeições do pavimento. O ponto N° 4 foi posicionado acima do primeiro suporte de fixação da suspensão, conforme a Figura 32, onde é fixado o suporte do para-lama do primeiro eixo, principal componente fixado na região dos eixos. Em implementos rodoviários que não possuem plataforma, como tanques, basculantes e florestais, são instalados para-lamas maiores, que cobrem uma ou mais rodas, componentes com uma massa maior e que apresentam maior criticidade quando se fala em esforços relacionados à vibração vertical.

Figura 32 - Ponto de instrumentação N° 4



Fonte: Autor, 2015

3.3.5 Ponto De Instrumentação N° 5: Último Suporte Da Suspensão

De forma similar ao ponto N° 4, o ponto em questão foi posicionado na região do chassi próxima dos eixos, acima do último suporte de fixação da suspensão, onde é fixado o

suporte do para-lama do último eixo, conforme a Figura 33. Além das questões já citadas, referentes a para-lamas maiores, a instrumentação de um ponto próximo ao primeiro suporte de fixação da suspensão (Nº 4) e outro ponto próximo ao último suporte de fixação da suspensão (Nº 5) possibilita a comparação de dados de vibração de regiões imediatamente anteriores e posteriores à suspensão e, de certa forma, a avaliação da própria configuração da suspensão e sua capacidade em atenuar as vibrações ao longo de seus eixos, uma vez que esse tipo de suspensão possui as molas interligadas através de balancins, o que induz um movimento relativo entre os eixos, auxiliando a transposição de obstáculos, comumente referenciado como conceito de suspensão com eixos em tandem.

Figura 33 - Ponto de instrumentação Nº 5



Fonte: Autor, 2015

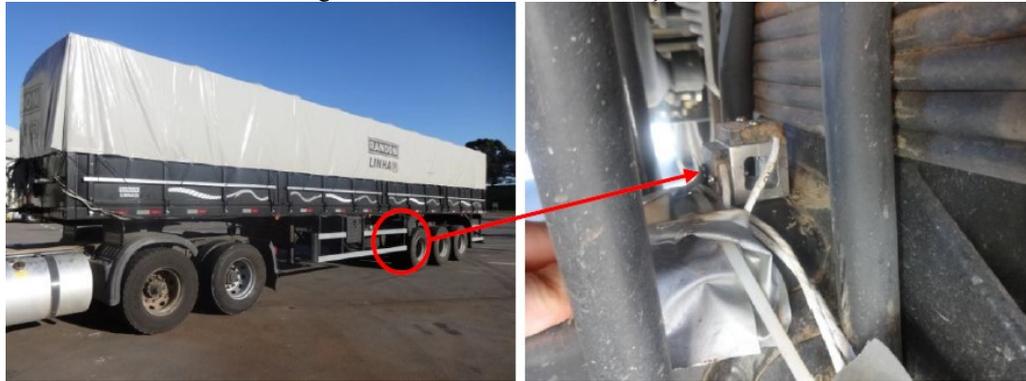
3.3.6 Ponto De Instrumentação Nº 6: Primeiro Eixo

Como único ponto de instrumentação realizado em componentes de massa não-suspensa, o ponto Nº 6 foi posicionado junto ao apoio de mola à esquerda do primeiro eixo da suspensão, a fim de representar a vibração na massa não-suspensa, antes do filtro realizado pela suspensão. Representa a aceleração vertical à qual está submetida a massa não-suspensa, como ilustra a Figura 3 (modelo quarter-car) e pode caracterizar, de forma aproximada, as vibrações impostas pelos diferentes perfis de pista ao implemento rodoviário, se desconsiderarmos o trabalho realizado pela rigidez dos pneus, podendo ser utilizado como um parâmetro de severidade entre os diferentes terrenos de teste.

Uma grande motivação para a inclusão desse ponto no plano de instrumentação foi a oportunidade de comparar os níveis de vibração vertical atuantes na massa não-suspensa, com os atuantes na massa suspensa, a fim de avaliar a configuração do conjunto de suspensão e seu desempenho em diferentes terrenos, nas condições vazio e carregado. Além disso, também possibilitou a verificação dos níveis de vibração aos quais os componentes fixados à massa

não-suspensa estão expostos, o que pode ser utilizado como base para eventuais trabalhos futuros nessa área. A instrumentação do único ponto da massa não-suspensa foi realizada conforme a Figura 34.

Figura 34 - Ponto de instrumentação N° 6



Fonte: Autor, 2015

3.4 EQUIPAMENTOS UTILIZADOS

Em relação a testes práticos realizados em área externa, tanto a instrumentação do produto, quanto a aquisição de dados, requerem muita atenção e cuidado, uma vez que uma falha nessas etapas pode inviabilizar parte do teste e demandar que seja realizado novamente.

Além de toda a estrutura do Campo de Provas das Empresas Randon, com sua oficina e pistas de teste, também foram disponibilizados inúmeros recursos para viabilizar a realização do teste, além do caminhão-trator e o implemento rodoviário citados anteriormente.

Desse modo, para cumprir o plano de instrumentação definido e garantir o sucesso da aquisição de dados, foram utilizados os seguintes equipamentos:

- Cavalo-trator Scania G420 6x2;
- Semirreboque Graneleiro/Carga Seca 12,4m 3 eixos tandem;
- Notebook Dell Intel Core I5, memória 4Gb;
- Sistema de aquisição de dados MGC Plus (HBM);
 - Taxa de aquisição: 400Hz
- Software de aquisição de dados Catman AP, versão 4.0 (HBM);
- Duas balanças 2180 especiais com módulo Jagxtreme (Toledo);
 - Capacidade máxima: 20.000kg
- Acelerômetros monoaxiais capacitivos (Silicon Designs) dispostos de acordo com suas faixas de frequência de operação, onde acelerômetros com maior resolução foram aplicados a pontos com vibrações mais severas:

- Ponto N° 1: 2210-025 (resolução: 25g)
- Ponto N° 2 (direita e esquerda): 2210-010 (resolução: 10g)
- Pontos N° 3,4 e 5: 2210-050 (resolução: 50g)
- Ponto N° 6: 2210-100 (resolução: 100g)

3.5 PAVIMENTOS DE TESTE

Para a realização da aquisição de dados, referente a este trabalho, foram selecionados alguns tipos específicos de pavimento, nos quais foi realizado um número mínimo de três passagens para cada condição de carga da CVC, sendo que a coleta mais próxima da média de todas as coletas foi utilizada para o prosseguimento do trabalho:

3.5.1 Estrada De Terra/Leito Natural (TERRA)

Consiste em um trecho com 6,5 km de comprimento totalmente sem pavimento, composto por uma estrada de terra em leito natural, comumente denominada como pista *off-road*, onde os testes são realizados a uma velocidades constante de 40km/h. Esse pavimento está representado na Figura 35 e será referenciado pela abreviatura TERRA.

Figura 35 - Pista de teste: Estrada de terra



Fonte: Autor, 2015

3.5.2 Costeletas (COST)

Consiste em um trecho com 190m de comprimento composto por obstáculos de concreto com amplitude relativamente baixa, dispostos em mesma fase e com espaçamentos

variados, denominados costeletas, ou *washboard*, onde os testes são realizados a uma velocidade constante de 40km/h. Esse pavimento está representado na Figura 36 e será referenciado pela abreviatura COST.

Figura 36 - Pista de teste: Costeletas



Fonte: Autor, 2015

3.5.3 Seixo Rolado (SEIXO)

Consiste em um trecho com 150m de comprimento com pavimento composto por seixos rolados, popularmente chamados de pedras de rio, ou *cobblestones*, onde os testes são realizados a uma velocidade constante de 30km/h. Esse pavimento está representado na Figura 37 e será referenciado pela abreviatura SEIXO.

Figura 37 - Pista de teste: Seixo rolado



Fonte: Autor, 2015

3.5.4 Paralelepípedos (PARA)

Consiste em um trecho com 150m de comprimento com pavimento composto por paralelepípedos, ou *Belgian blocks*, onde os testes são realizados a uma velocidade constante de 25km/h. Esse pavimento está representado na Figura 38 e será referenciado pela abreviatura PARA.

Figura 38 - Pista de teste: Paralelepípedos



Fonte: Autor, 2015

3.5.5 Torção De Chassi (TORÇÃO)

Consiste em um trecho com 180m de comprimento composto por obstáculos de concreto com amplitude média, dispostos em fases diferentes, com o intuito de induzir a torção do chassi, ou *body twist*, onde os testes são realizados a uma velocidade constante de 5km/h. Esse pavimento está representado na Figura 39 e será referenciado pela abreviatura TORÇÃO.

Figura 39 - Pista de teste: Torção de chassi



Fonte: Autor, 2015

3.5.6 Pista De Buracos (BURA)

Consiste em um trecho com 120m de comprimento com uma sequência de cavidades, em mesma fase, com o intuito de simular falhas e buracos no pavimento, ou *pot holes*, onde os testes são realizados a uma velocidade constante de 20km/h. Esse pavimento está representado na Figura 40 e será referenciado pela abreviatura BURA.

Figura 40 - Pista de teste: Buracos



Fonte: Autor, 2015

3.5.7 Rodovia (RODO)

Consiste em um trecho de 4km de comprimento com asfalto de ótima qualidade, simulando uma aplicação em rodovia, também denominada onde os testes são realizados a uma velocidade constante de 60 km/h. Esse pavimento está representado na Figura 41 e será referenciado pela abreviatura RODO.

Figura 41 - Pista de teste: Rodovia



Fonte: Autor, 2015

3.5.8 Lombada (LOMB)

Consiste em uma faixa de asfalto com um obstáculo metálico que simula uma lombada, popularmente conhecido como quebra-molas, onde os testes são realizados a uma velocidade constante de 15km/h. Esse pavimento será referenciado pela abreviatura LOMB.

3.6 TRATAMENTO DE DADOS

Na grande maioria dos casos, aquisições dinâmicas de dados requerem tratamento de dados, que pode ser realizada sistematicamente durante a aquisição de dados, ou manualmente durante a fase de análise dos sinais. Devido ao grande volume de dados obtidos para a realização deste trabalho, foi necessário dedicar esforços consideráveis na definição da estratégia de tratamento de dados e a realização de alguns testes com filtros, sinais e frequências de corte.

3.6.1 Filtro Passa-Baixa

O próprio sistema de aquisição já realiza um tratamento do sinal, aplicando um filtro passa-baixa do tipo Bessel com frequência de corte correspondente a 100Hz. Considerando que esse valor de frequência está consideravelmente distante das frequências de interesse deste trabalho, este filtro padrão não deve interferir negativamente nos resultados apresentados. Dessa forma, quando se refere aos sinais originais, está implícito que o sistema de aquisição já aplicou sobre ele um filtro passa-baixa do tipo Bessel com frequência de corte igual a 100Hz.

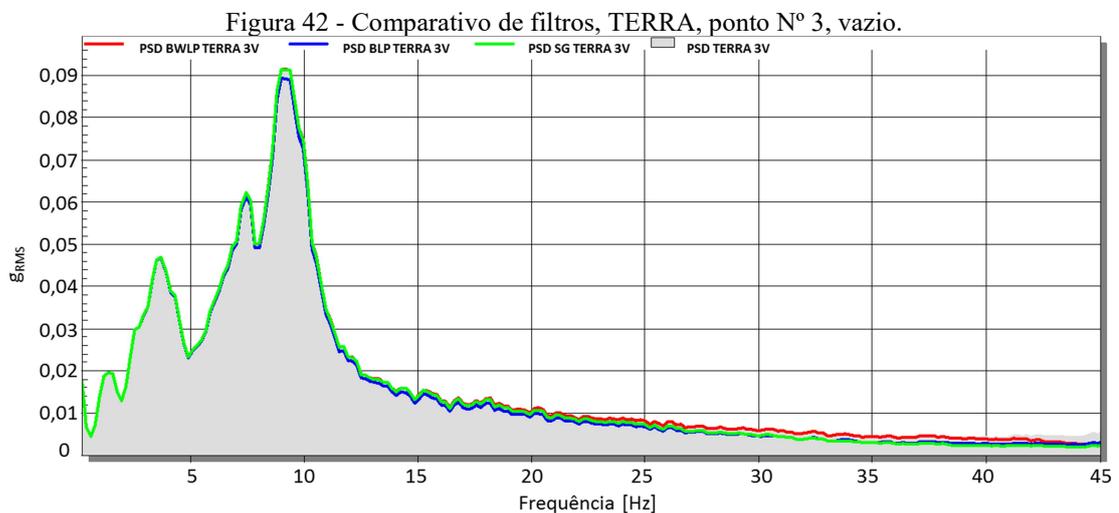
Mesmo com o tratamento preliminar, os sinais ainda precisariam de um tratamento mais adequado à faixa de frequência de interesse, uma vez que testes automotivos geram, frequentemente, diversos tipos de ruídos, além dos impactos que podem ocorrer durante o teste, tanto dos pneus em relação ao solo, quanto dos próprios componentes de suspensão entre si, que podem gerar grandes variações de aceleração em um curto espaço de tempo, distorcendo os sinais e a interpretação dos resultados.

O software utilizado para análise e tratamento dos dados, Catman AP, versão 4.0, apresenta uma vasta lista de filtros que podem ser aplicados nesse tipo de situação, dessa lista, porém, foram analisados somente três tipos de filtros, mais comumente encontrados na

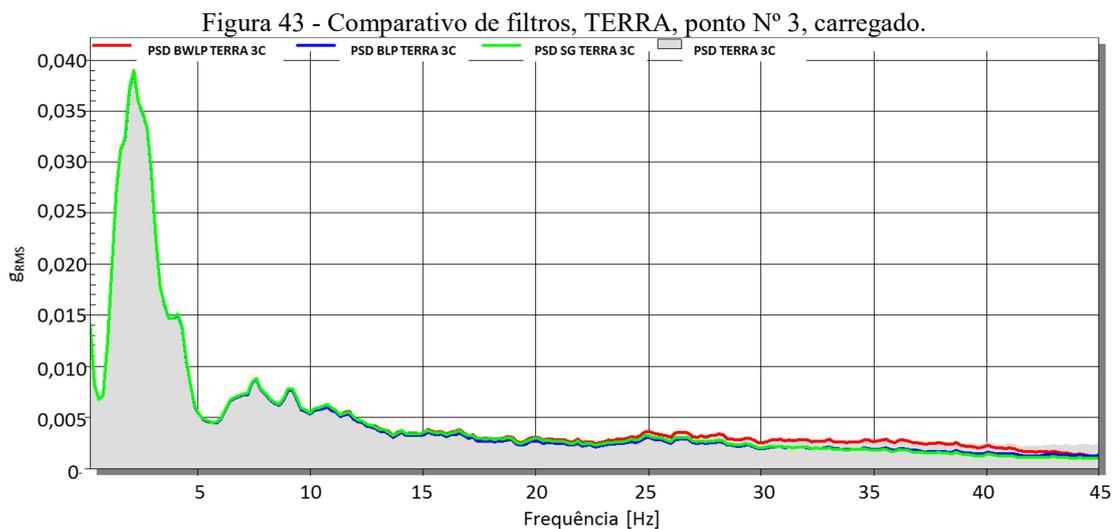
literatura técnica, conforme a lista abaixo, seguidos por suas abreviaturas, através dos quais serão mencionados:

- Passa-baixa Butterworth (BWLP);
- Passa-baixa Bessel (BLP);
- Atenuador Savitzky-Golay (SG).

As Figuras 42 a 53 ilustram os resultados obtidos para as diferentes pistas de teste, com as plotagens da PSD do sinal original (cinza), PSD do sinal filtrado com passa-baixa Butterworth (BWLP), de oitava ordem e frequência de corte 45Hz (vermelho), PSD do sinal filtrado com passa-baixa Bessel (BLP), com ordem 8 e frequência de corte 45Hz (azul) e PSD do sinal filtrado com atenuador Savitzky-Golay (SG), com janela de 20 pontos (verde).

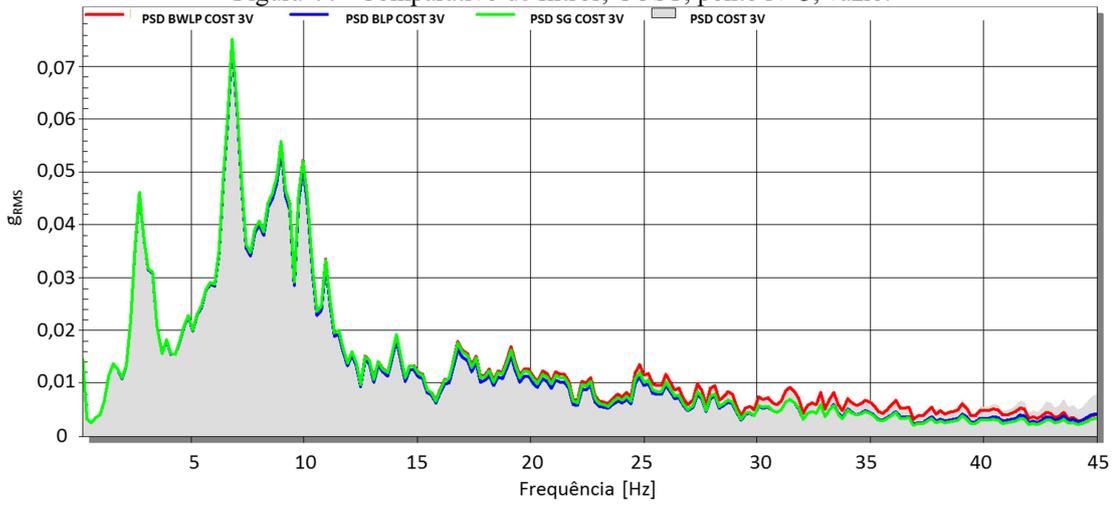


Fonte: Autor, 2015



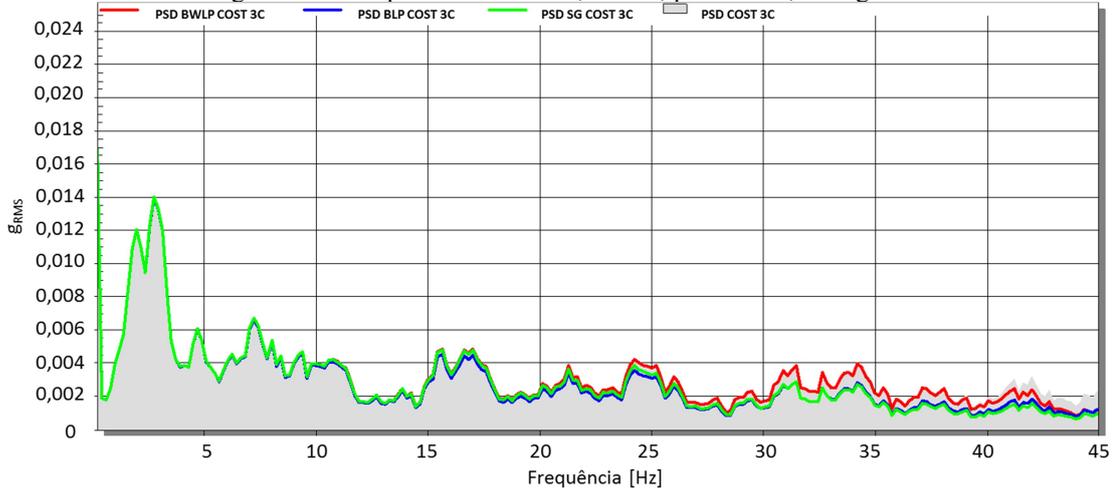
Fonte: Autor, 2015

Figura 44 - Comparativo de filtros, COST, ponto N° 3, vazio.



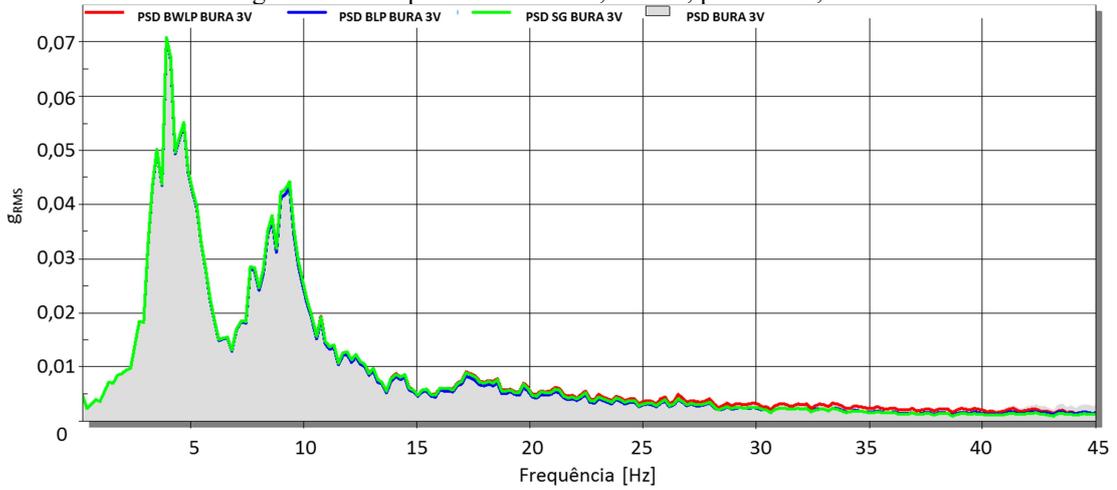
Fonte: Autor, 2015

Figura 45 - Comparativo de filtros, COST, ponto N° 3, carregado.



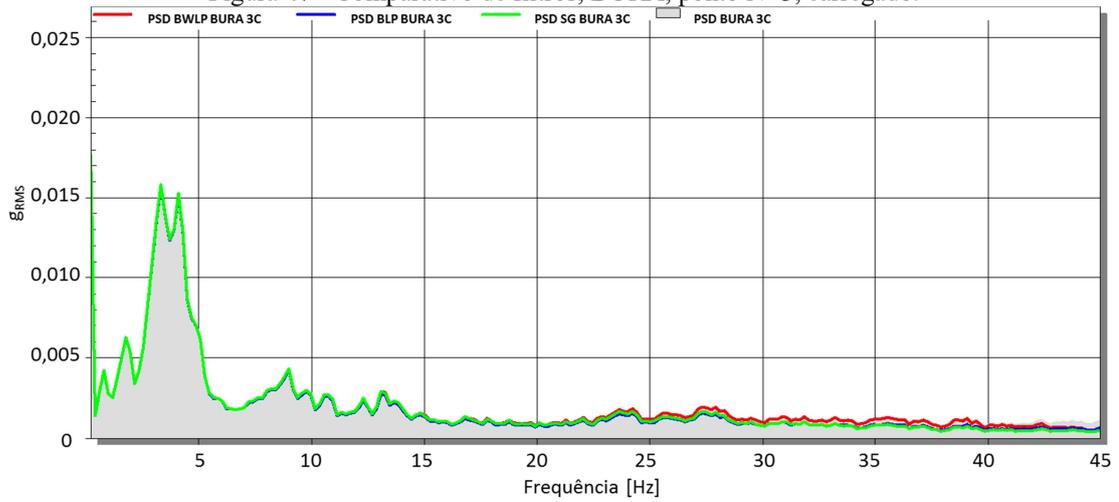
Fonte: Autor, 2015

Figura 46 - Comparativo de filtros, BURA, ponto N° 3, vazio.



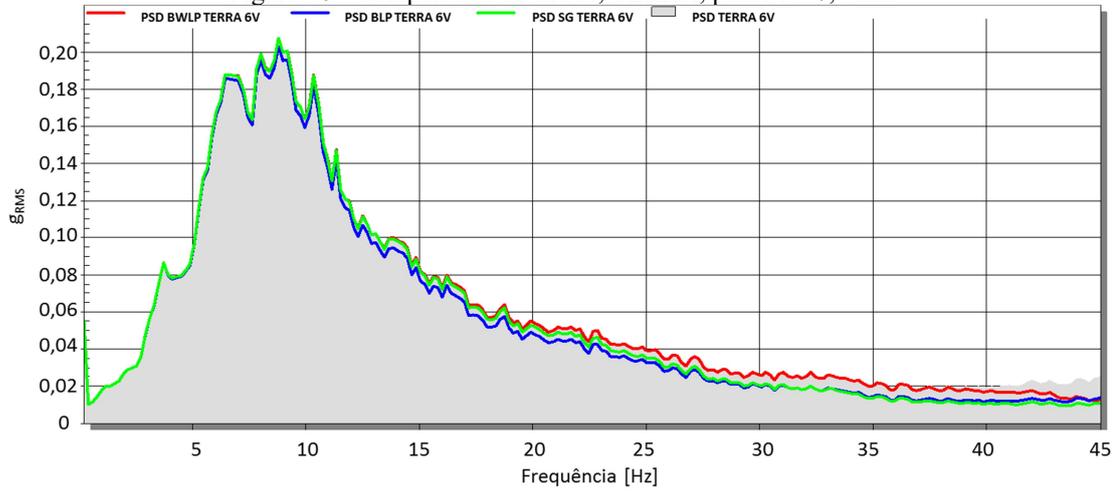
Fonte: Autor, 2015

Figura 47 - Comparativo de filtros, BURA, ponto N° 3, carregado.



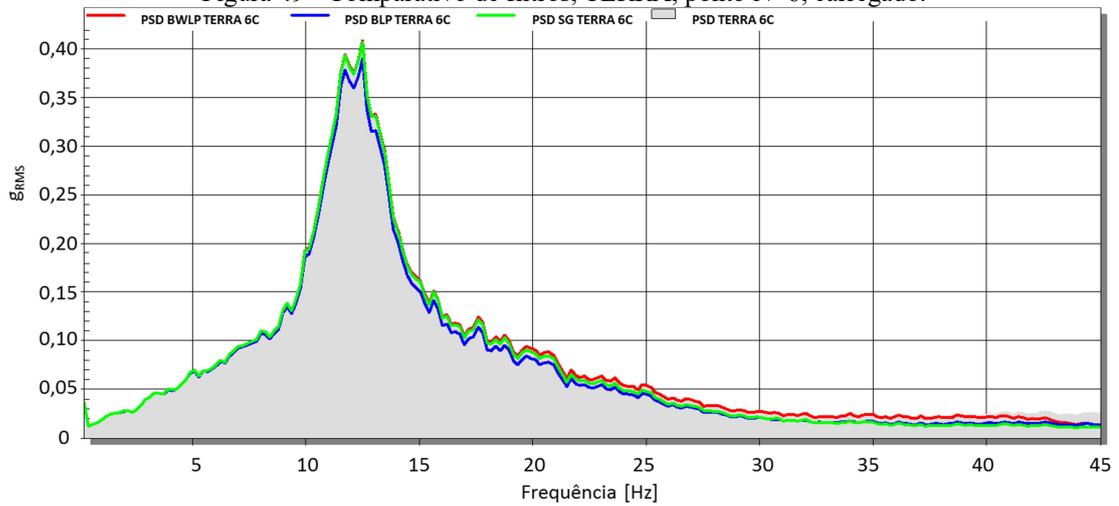
Fonte: Autor, 2015

Figura 48 - Comparativo de filtros, TERRA, ponto N° 6, vazio



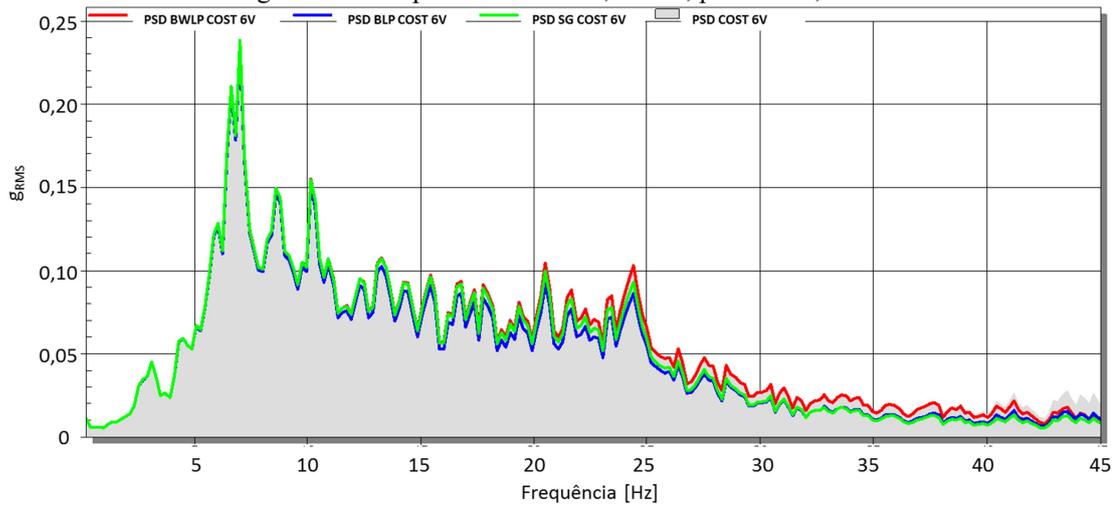
Fonte: Autor, 2015

Figura 49 - Comparativo de filtros, TERRA, ponto N° 6, carregado.



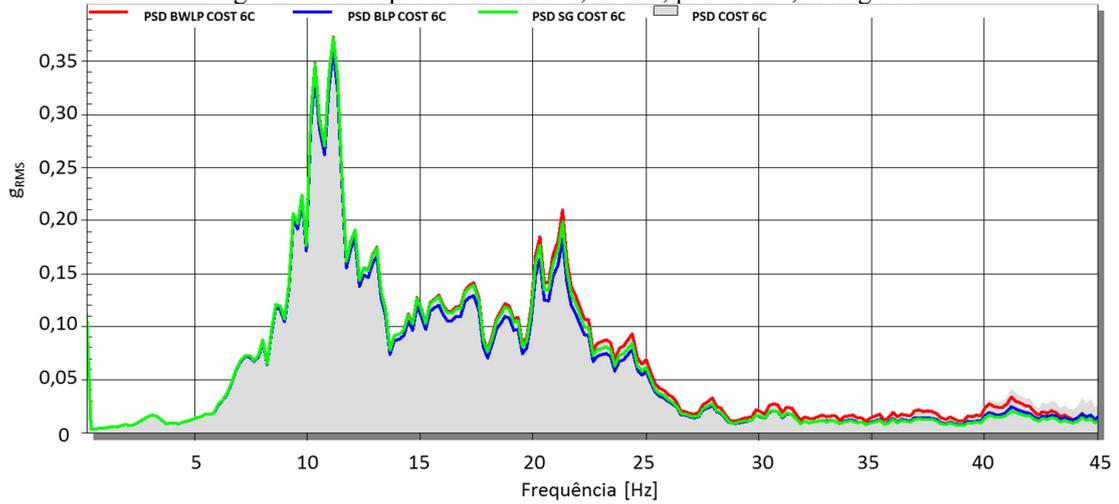
Fonte: Autor, 2015

Figura 50 - Comparativo de filtros, COST, ponto N° 6, vazio.



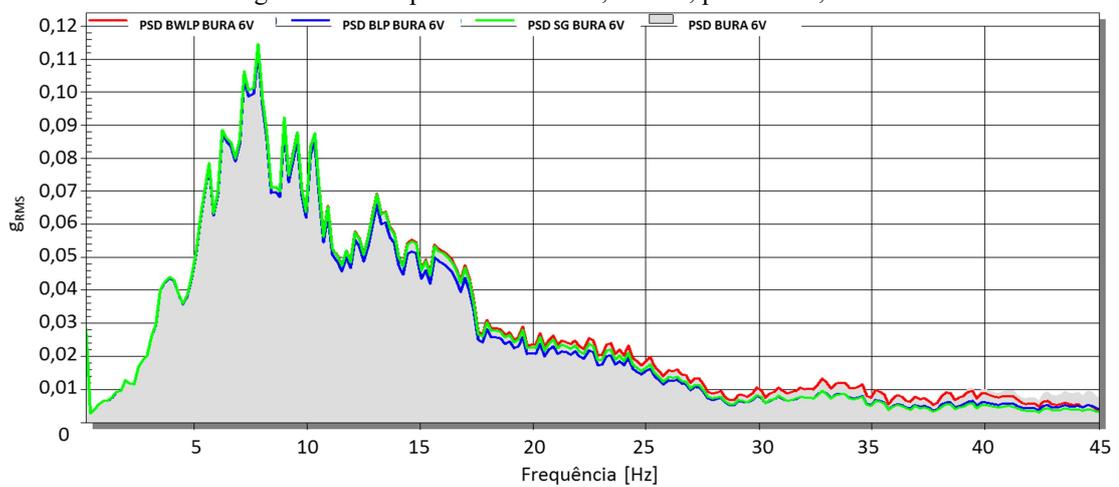
Fonte: Autor, 2015

Figura 51 - Comparativo de filtros, COST, ponto N° 6, carregado.

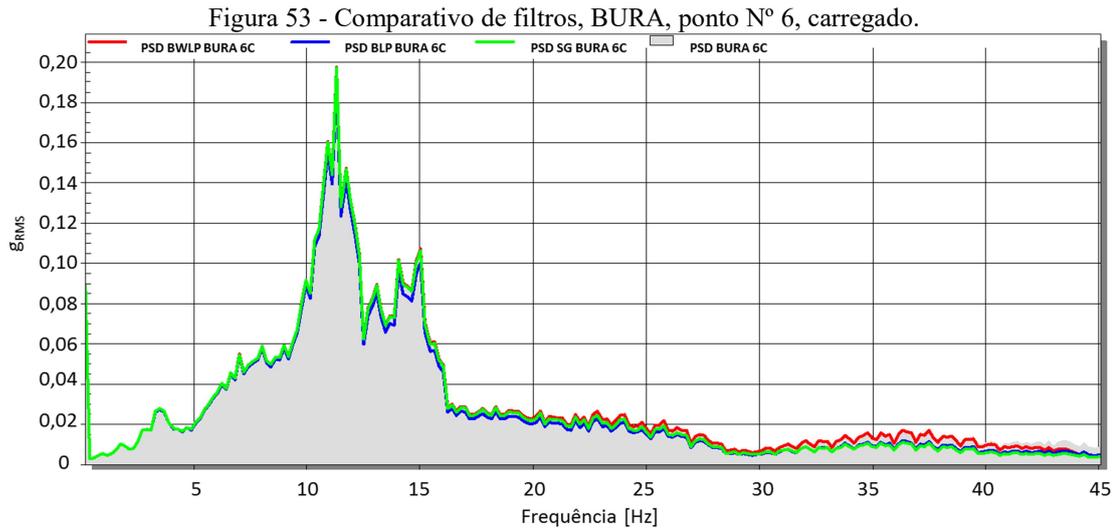


Fonte: Autor, 2015

Figura 52 - Comparativo de filtros, BURA, ponto N° 6, vazio.



Fonte: Autor, 2015



Todos os filtros foram aplicados com frequência de corte igual a 45Hz. Para esta avaliação foram utilizados os sinais de três pistas de teste, fora de estrada (TERRA), costeletas (COST) e pista de buracos (BURA), nos pontos N° 3 e N° 6, em ambas as condições de carregamento, com o intuito de validar a análise para os pontos de massa suspensa e não-suspensa, para as pistas com os sinais que apresentaram maior índice de vibração em variadas frequências. Os dados originais foram filtrados com os três diferentes filtros e posteriormente foi gerada a densidade espectral (PSD) de cada sinal filtrado para que fossem realizadas as análises necessárias, em comparação com a densidade espectral (PSD) do sinal original.

O principal objetivo da comparação das densidades espectrais dos sinais filtrados em relação às densidades espectrais dos sinais originais foi avaliar a possível perda de dados no intervalo de interesse (0-30Hz).

Em todos os gráficos é possível avaliar a perda de dados dos filtros passa-baixa Bessel e atenuador Savitzky-Golay abaixo de 30Hz, principalmente nos dados referentes ao ponto N° 6 que, por se tratar de um ponto da massa não-suspensa, apresentam maiores níveis de energia e facilitam a visualização das diferenças geradas pelos diferentes tipos de filtro.

O filtro passa-baixa Butterworth apresentou perda de dados acima dos 37Hz, em média, e em nenhum caso apresentou perda de dados abaixo de 30Hz, o que demonstrou sua eficiência para este tipo de análise, garantindo a integridade dos dados no intervalo de interesse do trabalho. Dessa forma, optou-se por utilizar o filtro passa-baixa Butterworth para realizar o tratamento dos dados, anteriormente ao cálculo das densidades espectrais e da análise e comparação dos resultados.

3.6.2 Definição de Frequência de Corte

Apesar de o trabalho apresentar uma faixa de frequência de interesse bem estabelecida, conforme a Figura 20, não é simples definir a frequência de corte para um filtro passa-baixa e, geralmente, cada empresa define uma estratégia particular para cada tipo de aquisição e, ao mesmo tempo que deve-se tomar cuidado para não adotar uma abordagem conversadora, que considere picos irreais aumentando a severidade da aplicação, não se deve executar filtros com parâmetros arbitrários, que podem atenuar demais os sinais, reduzindo a severidade da aplicação, de forma imprudente.

Foram investigadas duas abordagens diferentes para definição das frequências de corte, que, surpreendentemente, apresentaram resultados similares.

A abordagem proposta por PIERSOL, 1992, sugere que a frequência de corte seja 1,5 vezes a maior frequência de interesse. Como a faixa de frequência de interesse deste trabalho está entre 0Hz e 30Hz, uma frequência de corte interessante para o tratamento dos dados seria igual a 45Hz.

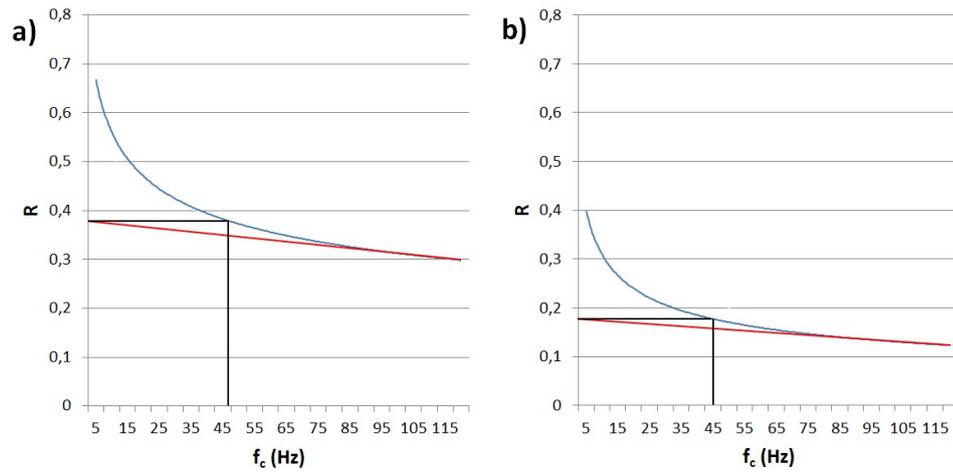
Para avaliar a utilização da análise residual para definir a frequência de corte, proposta por WINTER, 1990, foi necessário realizar sucessivos filtros passa-baixa Butterworth no sinal original, utilizando valores de frequência de corte entre 5Hz e 120Hz, com intervalos de 5Hz, através do software Catman AP, versão 4.0, seguido de uma plotagem dos valores obtidos do resíduo, em cada frequência de corte, para, enfim, estimar o valor ótimo de frequência de corte de acordo com a análise residual.

Foram selecionados os pontos N° 5 e 6 para a realização dessa avaliação, por serem pontos considerados críticos, uma vez que o ponto N° 5 é localizado próximo ao último suporte de suspensão e o ponto N° 6 é localizado no primeiro eixo, possibilitando a avaliação da análise residual tanto na massa suspensa, quanto na massa não-suspensa.

Os dados selecionados para análise foram dos testes realizados nas seguintes pistas: fora de estrada (TERRA), costeletas (COST) e de buracos (BURA). Essas três pistas foram selecionadas devido ao seu alto índice de vibração, em variadas frequências, de forma que fosse possível atestar a eficiência da análise. Pelo mesmo motivo, foram considerados os dados em ambas as condições de carregamento, vazio e carregado.

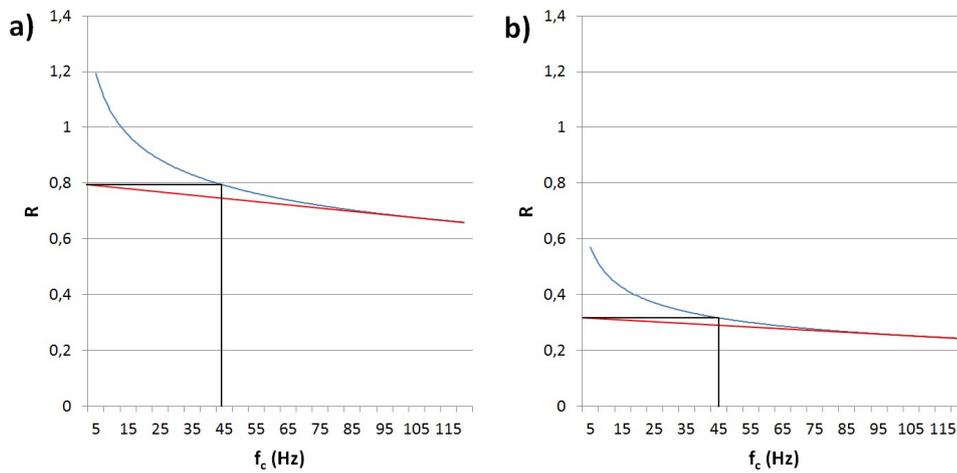
As figuras de 54 a 59 ilustram os resultados das análises residuais realizadas para as condições selecionadas, sempre com a condição vazio do lado esquerdo (item a) e com a condição carregado do lado direito (item b).

Figura 54 - Análise Residual Ponto N° 5, TERRA: a.Vazio $f_c=47\text{Hz}$; b.Carregado $f_c=45\text{Hz}$



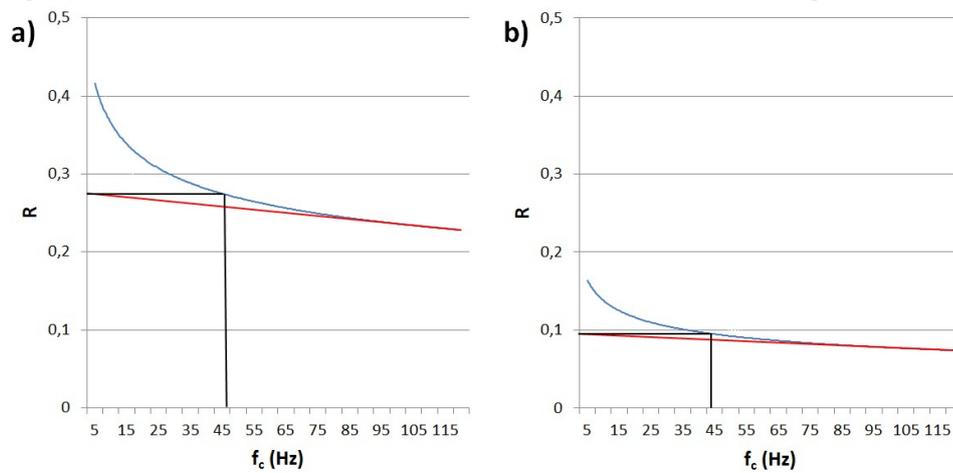
Fonte: Autor, 2015

Figura 55 - Análise Residual Ponto N° 5, COST: a.Vazio $f_c=44,5\text{Hz}$; b.Carregado $f_c=45\text{Hz}$



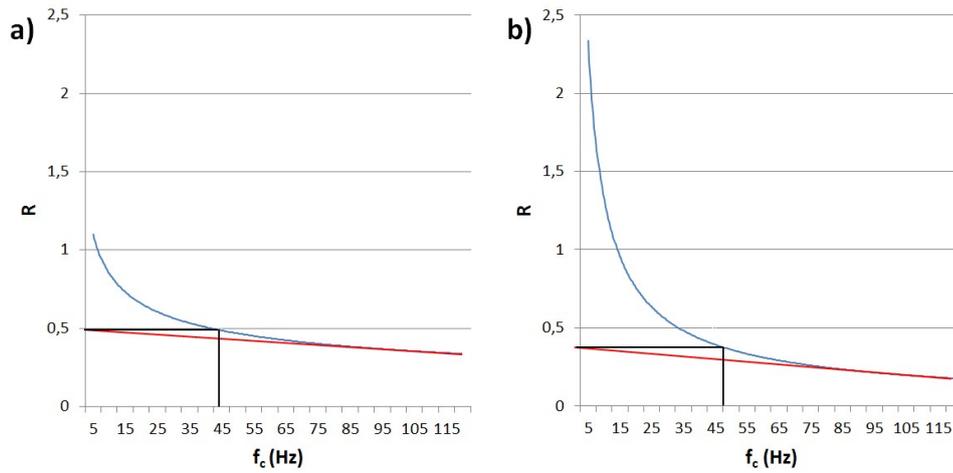
Fonte: Autor, 2015

Figura 56 - Análise Residual Ponto N° 5, BURA: a.Vazio $f_c=47\text{Hz}$; b.Carregado $f_c=43,5\text{Hz}$



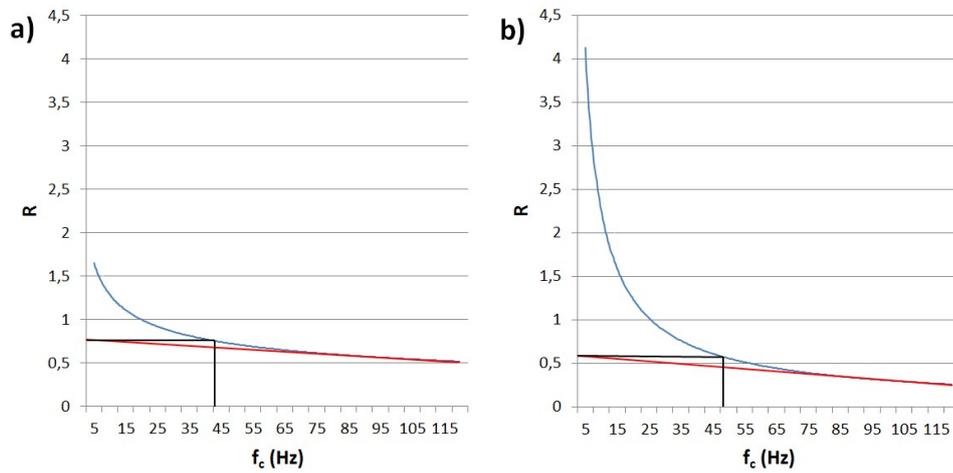
Fonte: Autor, 2015

Figura 57 - Análise Residual Ponto N° 6, TERRA: a. Vazio $f_c=44\text{Hz}$; b. Carregado $f_c=47,5\text{Hz}$



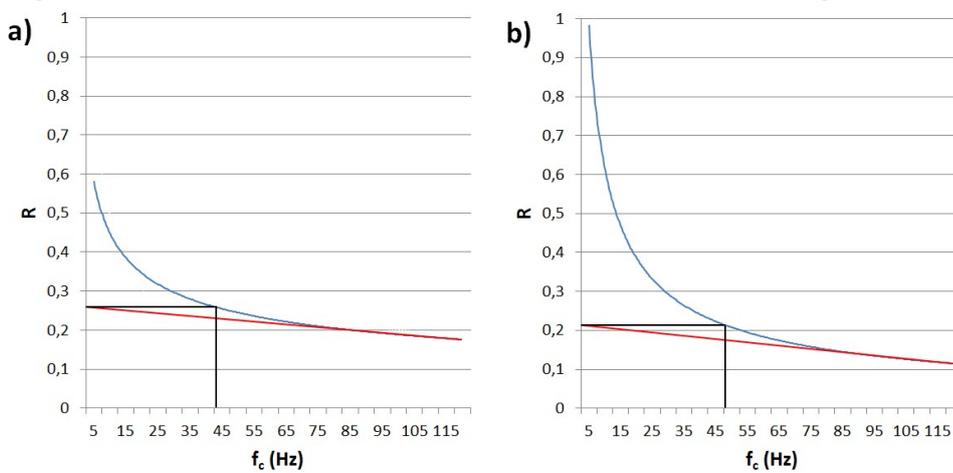
Fonte: Autor, 2015

Figura 58 - Análise Residual Ponto N° 6, COST: a. Vazio $f_c=43\text{Hz}$; b. Carregado $f_c=48\text{Hz}$



Fonte: Autor, 2015

Figura 59 - Análise Residual Ponto N° 6, BURA: a. Vazio $f_c=43\text{Hz}$; b. Carregado $f_c=48\text{Hz}$



Fonte: Autor, 2015

Em todos os casos, as frequências ótimas de corte resultaram em valores entre 43Hz e 48Hz. Os casos mais severos apresentaram maiores valores de frequência de corte, como as

análises para condição vazio no ponto N° 5 e para condição carregado no ponto N° 6. As análises para a pista de costeletas apresentaram maiores valores de resíduo devido à grande gama de frequências de vibração imposta pelos obstáculos. A diferença de resíduo entre as condições vazio e carregado foi maior para o ponto N° 5, pois existe uma grande diferença de comportamento da massa suspensa do implemento entre as duas condições de carga, devido ao desempenho do sistema de suspensão, o que não ocorre com o comportamento da massa não-suspensa. Foram calculadas as médias das frequências ótimas de corte utilizando diferentes grupos de dados com o intuito de avaliar se houve variação em alguma condição específica, conforme resultados na Tabela 5.

Tabela 5 – Frequências ótimas de corte

Grupo de dados	Média (Hz)
Condição Vazio	45,58
Condição Carregado	45,33
Pista Fora de Estrada (TERRA)	45,88
Pista de Costeletas (COST)	45,13
Pista de Buracos (BURA)	45,38
Todos os dados	45,46

Fonte: Autor (2015)

Todas as médias resultaram em valores próximos a 45,5Hz, um valor surpreendentemente próximo aos 45Hz estimados na abordagem de acordo com PIERSOL, 1992. Conseqüentemente, considerando que as duas abordagens resultaram em valores muito próximos, definiu-se como um valor ótimo para a frequência de corte dos filtros passa-baixa Butterworth o valor de 45Hz, a ser aplicado em todas as análises de dados.

4 RESULTADOS E DISCUSSÃO

Antes de iniciar a discussão sobre os resultados dinâmicos, é necessário entender e discutir os resultados estáticos referentes à pesagem da CVC e de sua distribuição de massa suspensa e não-suspensa.

4.1 PESAGEM

Um registro primordial para testes com CVC é a pesagem, onde são aferidas as reações de cada lado de cada eixo, para que sejam verificadas as condições de carga, bem como sua distribuição na CVC, se estão conforme a legislação. A Tabela 6, abaixo, apresenta o resultado da pesagem dos eixos da CVC de teste em ambas as condições (vazio e carregado):

Tabela 6 - Pesagem da CVC de teste nas condições vazio e carregado

Veículo	Eixo	Lado	Vazio (kg)	Carregado (kg)
Cavalo Mecânico	1º eixo	Esquerdo	2.900	3.125
		Direito	2.690	3.330
	2º eixo	Esquerdo	1.625	5.190
		Direito	1.655	4.965
	3º eixo	Esquerdo	1.210	4.215
		Direito	1.090	3.935
Semirreboque	1º eixo	Esquerdo	500	3.200
		Direito	505	3.010
	2º eixo	Esquerdo	1.120	4.260
		Direito	1.070	4.135
	3º eixo	Esquerdo	1.320	4.400
		Direito	1.265	4.335
Total			16.950	48.100

Fonte: Autor (2015)

Uma forma simples encontrada para estimar a massa do implemento rodoviário desacoplado e vazio, foi realizar a pesagem do cavalo mecânico desacoplado, com os dados apresentados na Tabela 7:

Tabela 7 - Pesagem do cavalo mecânico desacoplado

Veículo	Eixo	Lado	Desacoplado (kg)
Cavalo Mecânico	1º eixo	Esquerdo	2.545
		Direito	2.780
	2º eixo	Esquerdo	1.141
		Direito	1.096
	3º eixo	Esquerdo	726
		Direito	756
Total			9.044

Fonte: Autor (2015)

Com os dados apresentados nas tabelas 6 e 7, também foi possível estimar a massa do semirreboque e estimar, através da Tabela 8, as massas que compõem a CVC de teste.

Tabela 8 - Massas individuais da CVC

Componente da CVC	Massa (kg)
Cavalo Mecânico	9.044
Semirreboque	7.906
Carga	31.150

Fonte: Autor (2015)

4.2 DISTRIBUIÇÃO DE MASSA SUSPensa E MASSA NÃO-SUSPensa

Através da desmontagem e pesagem de alguns componentes da massa não-suspensa separadamente, foi possível estimar a massa não-suspensa do implemento, conforme listado na Tabela 9, abaixo:

Tabela 9 - Detalhamento massa não-suspensa do implemento

Componente	Quantidade	Massa unitária (kg)	Massa total (kg)
Eixo	3	348	1044
Grampo de mola	6	8	48
Conjunto Roda e Pneu	12	113,5	1362
Suspensão	0,5	412	206
Câmara Freio Serviço	2	4	8
Câmara Freio Serviço/Emergência	4	9,5	38
Massa não-suspensa total			2706

Fonte: Autor (2015)

A massa não-suspensa é a mesma tanto para a condição vazio, quanto para a condição carregado, uma vez que a carga transportada integra a massa suspensa do semirreboque.

Utilizando os valores das Tabelas 8 e 9 pode-se estimar os valores de massa suspensa para as condições vazio e carregado através da Tabela 10, bem como as proporções de massa suspensa e massa não-suspensa em ambas as condições de carregamento.

Tabela 10 - Comparativo massa suspensa e massa não-suspensa

Tipo de massa	Vazio (kg)	%	Carregado (kg)	%
Massa não-suspensa	2.706	34,22	2.706	6,93
Massa suspensa	5.200	65,78	36.350	93,07
Total	7.906	100	39.056	100

Fonte: Autor (2015)

Através dos dados apresentados na Tabela 10, é possível verificar a grande diferença entre a proporção de massa suspensa e não-suspensa entre as duas condições de carregamento, como já era esperado. O implemento descarregado, ou seja, na condição vazio, possui uma

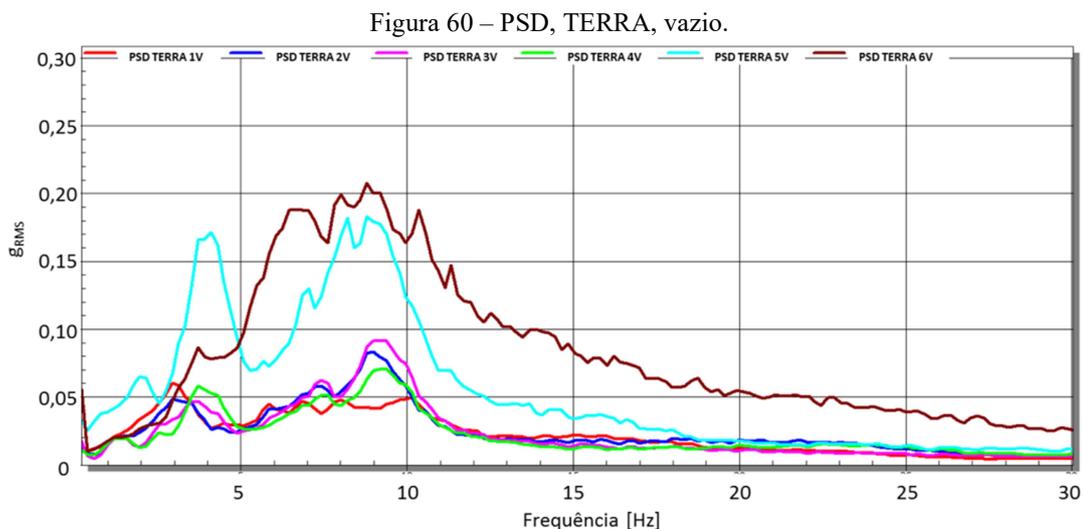
proporção quase cinco vezes maior de massa não-suspensa que na condição carregado, em relação à sua massa total, para a mesma condição de carregamento. Obviamente, essa discrepância afeta o comportamento do semirreboque, e da CVC, nas diferentes condições de carregamento, gerando diferentes respostas a um mesmo conjunto de obstáculos.

4.3 DENSIDADES ESPECTRAIS (PSD)

Com os parâmetros de tratamento de dados definidos, foram carregados no software Catman AP, versão 4.0, os coletados em todas as oito pistas de teste, nas condições de carga vazio e carregado, foram realizados os filtros passa-baixa e, posteriormente, foram calculadas as densidades espectrais (PSD) conforme os parâmetros definidos após a revisão bibliográfica, ou seja, utilização da função janela de Hanning e valor de sobreposição de 50%.

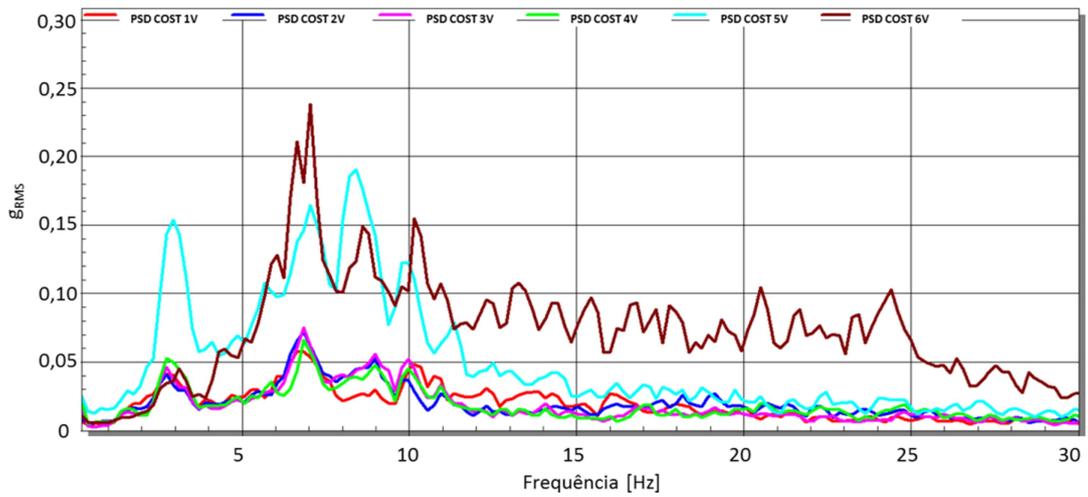
Os resultados com as PSDs de todos os seis pontos instrumentados estão representados em um diagrama para cada pista de teste e cada condição de carregamento, com a representação dos pontos de número 1 a 6 através das cores vermelho, azul escuro, rosa, verde, azul claro e marrom, respectivamente.

Os resultados para a condição de carregamento vazio estão representados nas figuras 60 a 67, com o eixo vertical com limites padronizados entre 0 e 0,3 g_{RMS} , para facilitar a comparação entre os resultados. Os resultados para a condição de carregamento carregado, por sua vez, estão representados nas figuras 68 a 75, mas com o eixo vertical com limites padronizados entre 0 e 0,45 g_{RMS} .



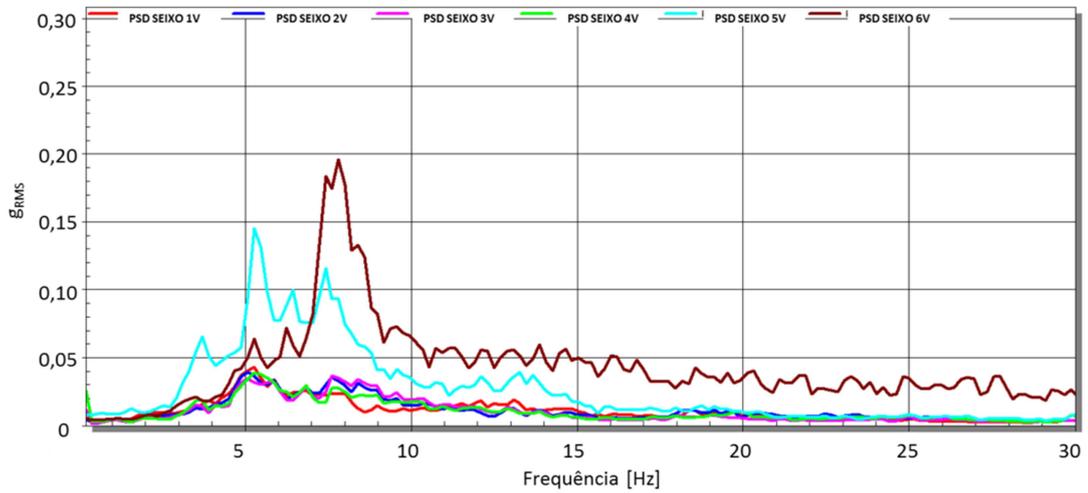
Fonte: Autor, 2015

Figura 61 - PSD, COST, vazio.



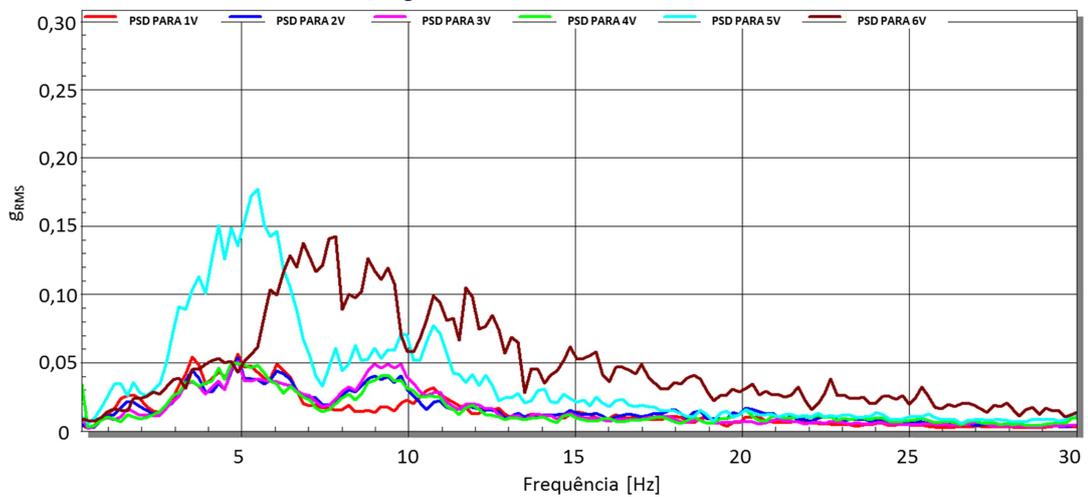
Fonte: Autor, 2015

Figura 62 - PSD, SEIXO, vazio.



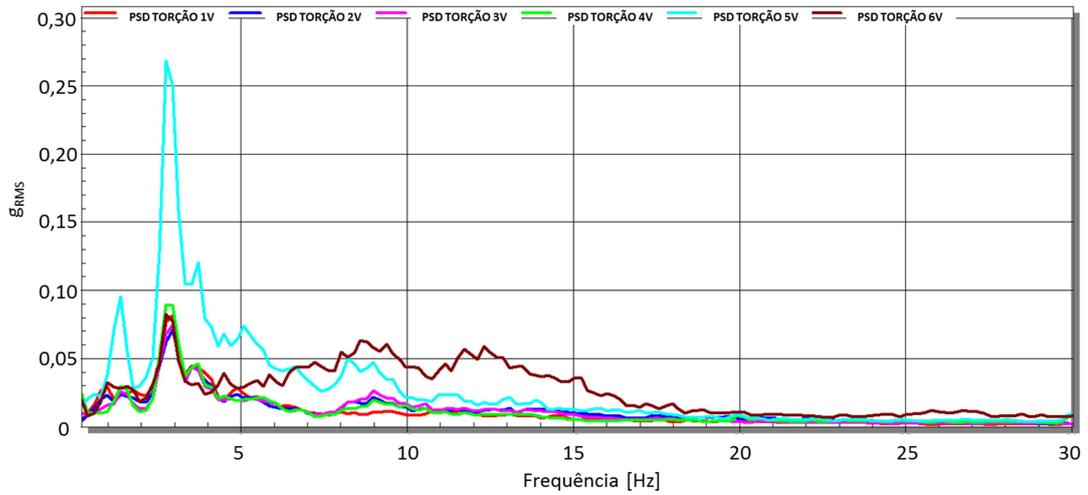
Fonte: Autor, 2015

Figura 63 - PSD, PARA, vazio.



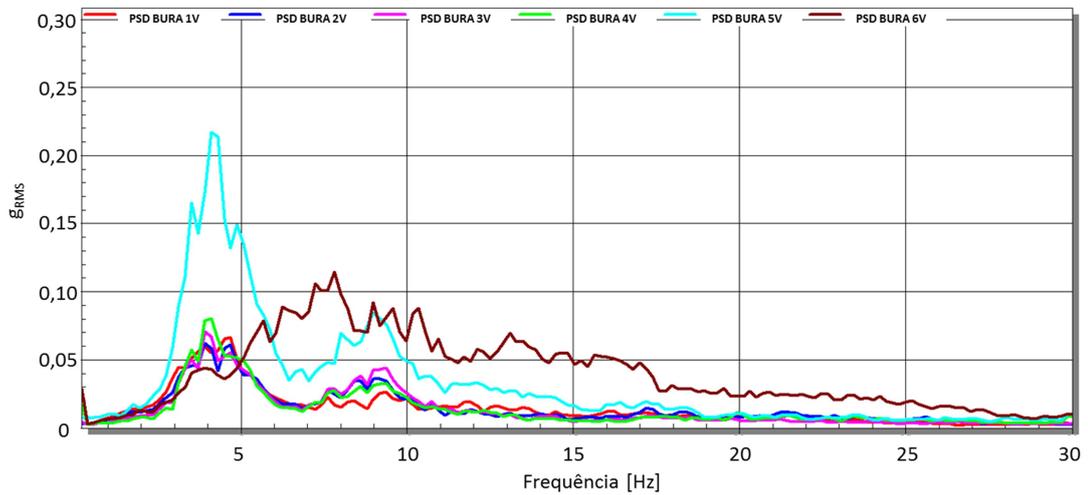
Fonte: Autor, 2015

Figura 64 - PSD, TORÇÃO, vazio.



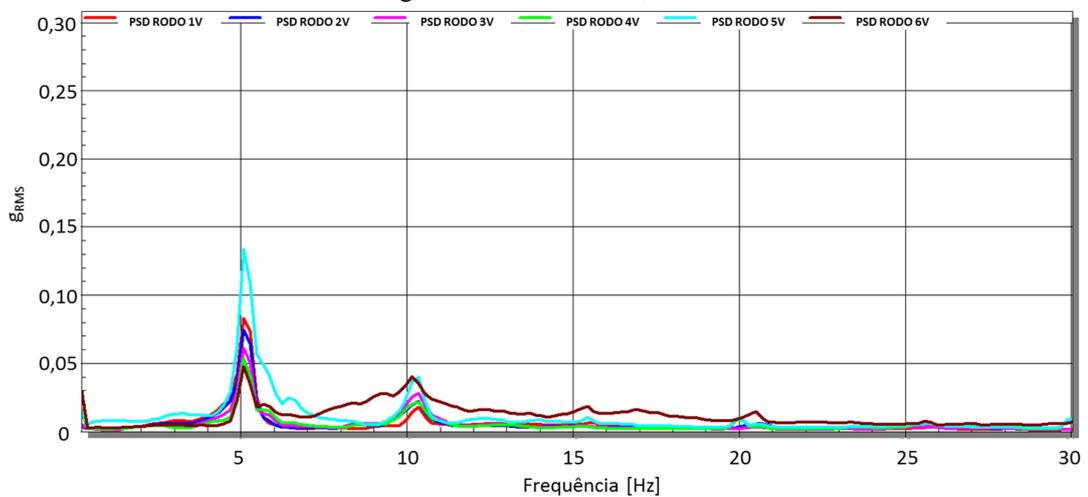
Fonte: Autor, 2015

Figura 65 - PSD, BURA, vazio.



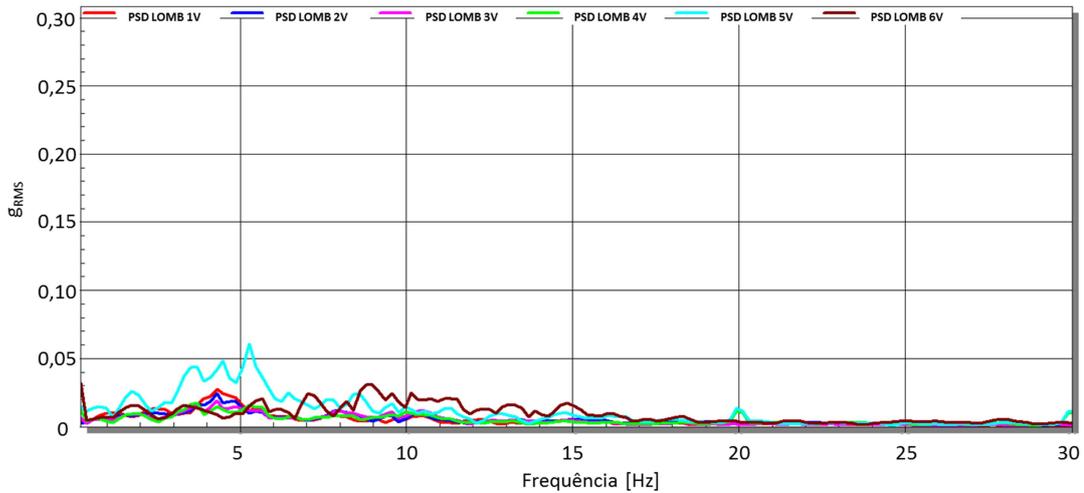
Fonte: Autor, 2015

Figura 66 - PSD, RODO, vazio.



Fonte: Autor, 2015

Figura 67 - PSD, LOMB, vazio.



Fonte: Autor, 2015

A interpretação dos resultados se torna complexa, quando existem vários pontos de vista que podem ser tomados, como o das diferentes pistas de teste, massa suspensa versus massa não-suspensa e também os diferentes comportamentos relacionados às duas condições de carga avaliadas. O próprio formato das PSDs resultantes pode aumentar a complexidade dessa leitura de resultados, pois alguns sinais apresentam um pico único de energia, alguns com mais leakage, outros com menos. Outras PSDs, porém, apresentam diversos picos, ou regiões com grande nível de energia. Como foram mantidas as escalas dos eixos para todos os gráficos, torna-se simples identificar que alguns tipos de pavimentos geraram PSDs com mais energia que outros, evidenciando a grande importância da caracterização da aplicação rodoviária no desenvolvimento de um novo produto.

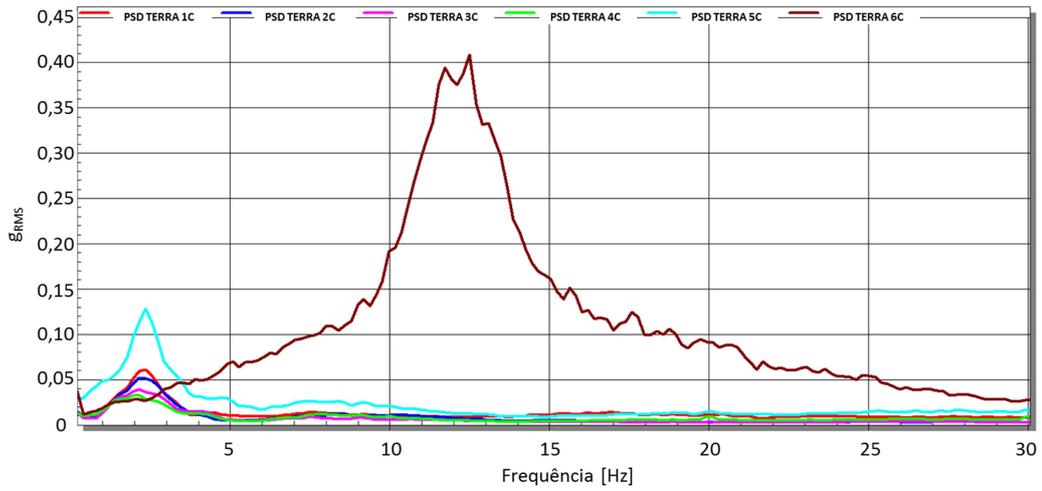
Para simplificar a interpretação dos resultados, iniciando pelos diferentes tipos de pista, a Tabela 11 reúne as principais características dos sinais avaliados para a condição vazia.

Tabela 11 – PSD (condição vazia)

Pista de teste	Ponto crítico	Massa suspensa		Massa não-suspensa	
		Freq. de máxima energia (Hz)	Freq. de mínima energia (Hz)	Freq. de máxima energia (Hz)	Freq. de mínima energia (Hz)
TERRA	5	3,7- 4,2; 8-9,3	>12,2	6,3- 10,3	> 22,9
COST	5	3; 7; 8,4	>12,4	6,7; 8,5; 10,1	>26,3
SEIXO	5	5,2; 7,3	>8,9	7,3-8	>16,1
PARA	5	4,1-6	>11,3	6,1-9,5	>17
TORÇÃO	5	3,9	>9	3,9	>13
BURA	5	3,4-5	>10,2	7,1-8	>16,5
RODO	5	5,1; 10,2	>11,5	5,1; 10,2	>11,5
LOMB	5	3,4-5,2	>9	8,5-11,6	>13

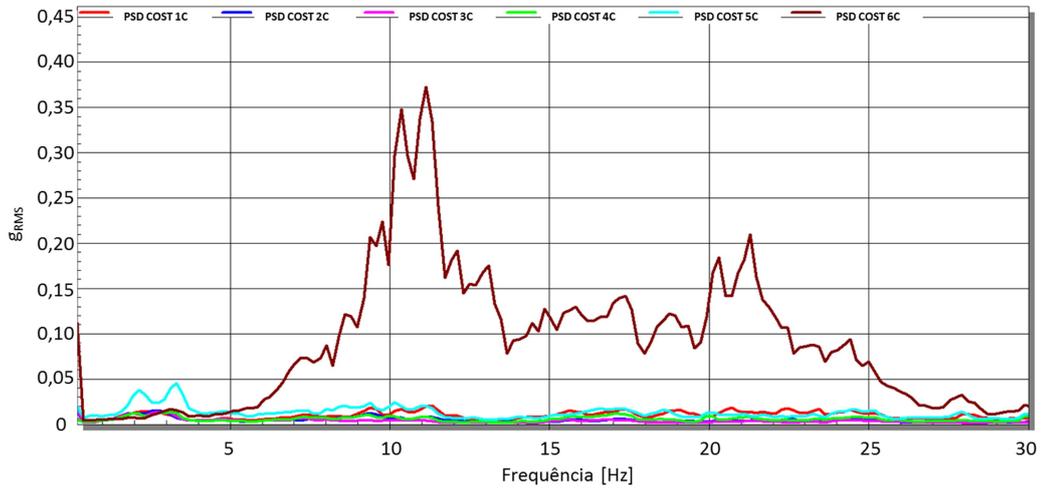
Fonte: Autor (2015)

Figura 68 - PSD, TERRA, carregado.



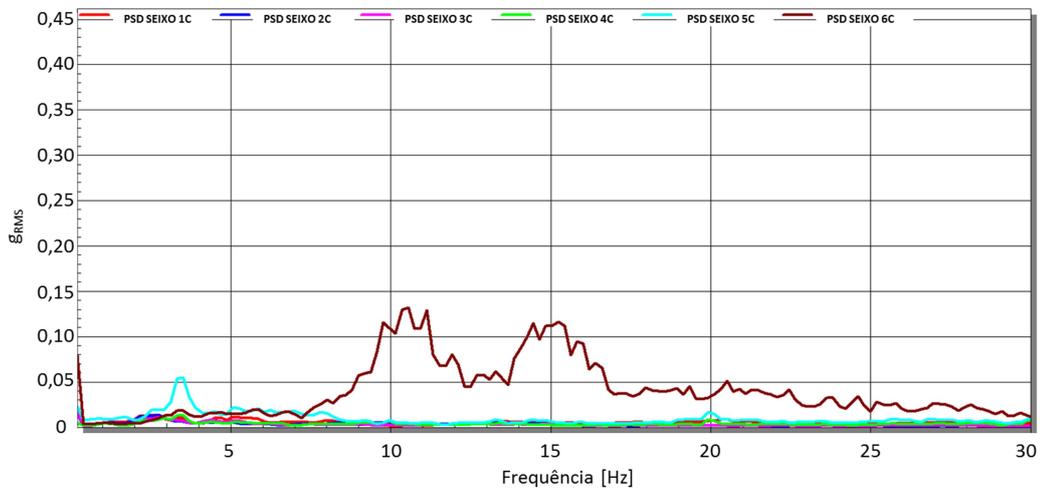
Fonte: Autor, 2015

Figura 69 - PSD, COST, carregado.



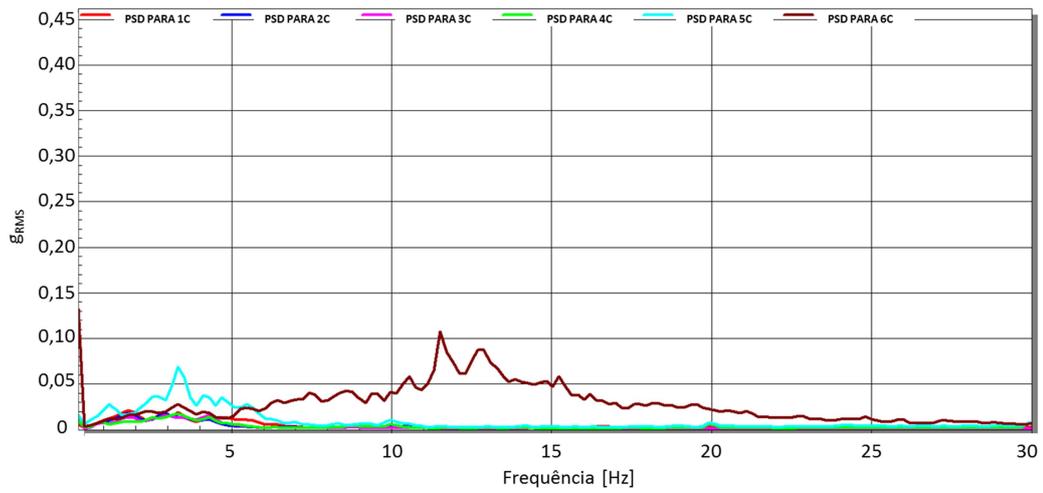
Fonte: Autor, 2015

Figura 70 - PSD, SEIXO, carregado.



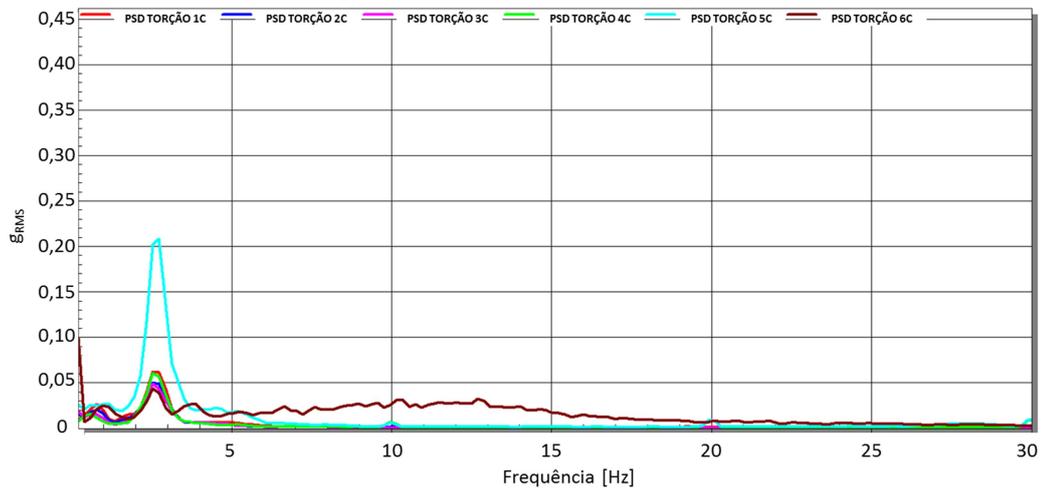
Fonte: Autor, 2015

Figura 71 - PSD, PARA, carregado.



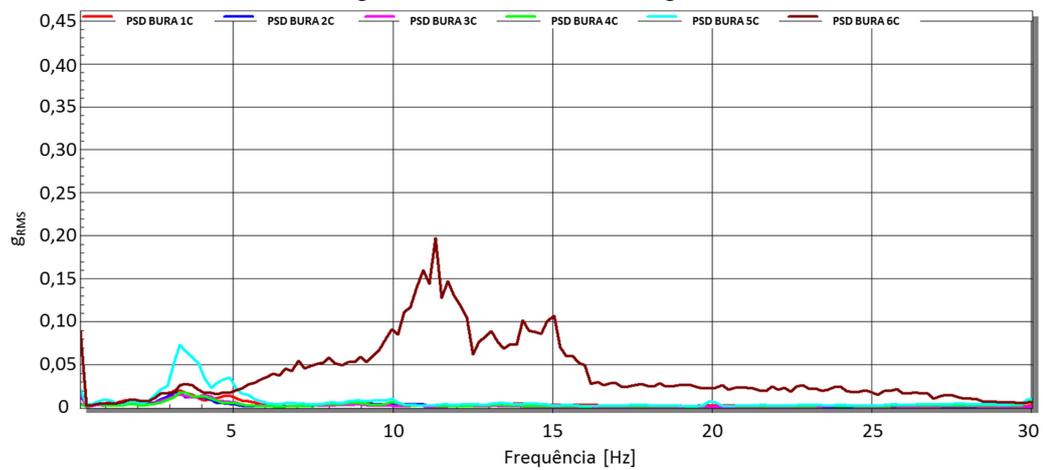
Fonte: Autor, 2015

Figura 72 - PSD, TORÇÃO, carregado.



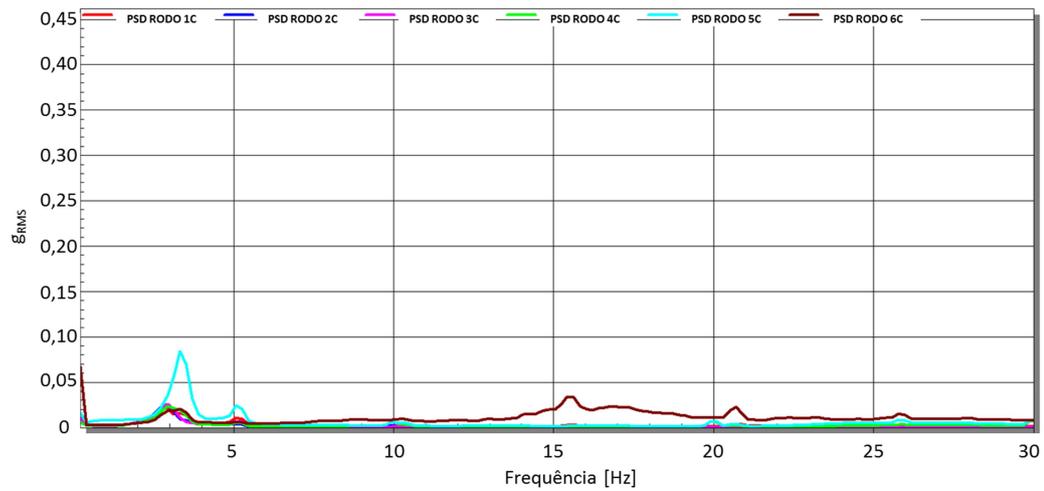
Fonte: Autor, 2015

Figura 73 - PSD, BURA, carregado.



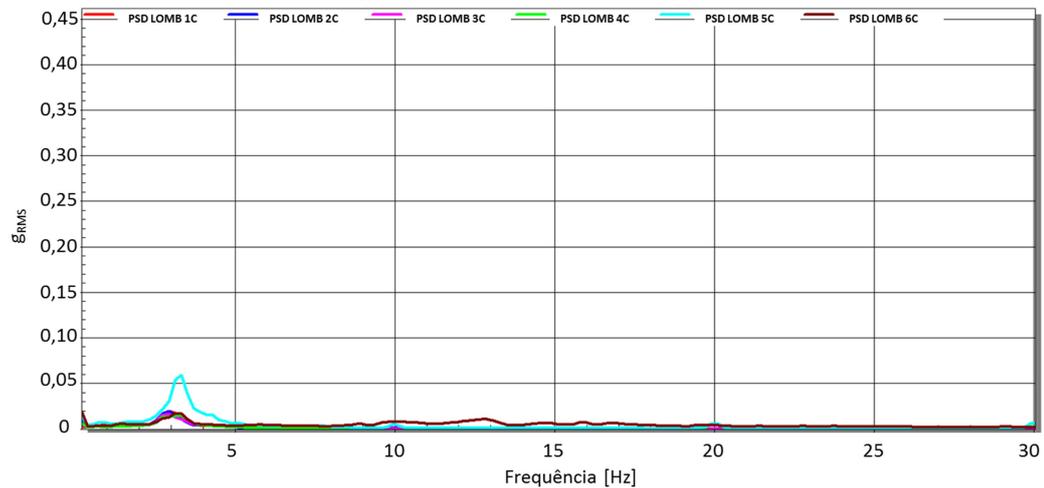
Fonte: Autor, 2015

Figura 74 - PSD, RODO, carregado.



Fonte: Autor, 2015

Figura 75 - PSD, LOMB, carregado.



Fonte: Autor, 2015

De forma análoga à Tabela 11, a Tabela 12 reúne as principais características dos sinais avaliados para a condição carregado.

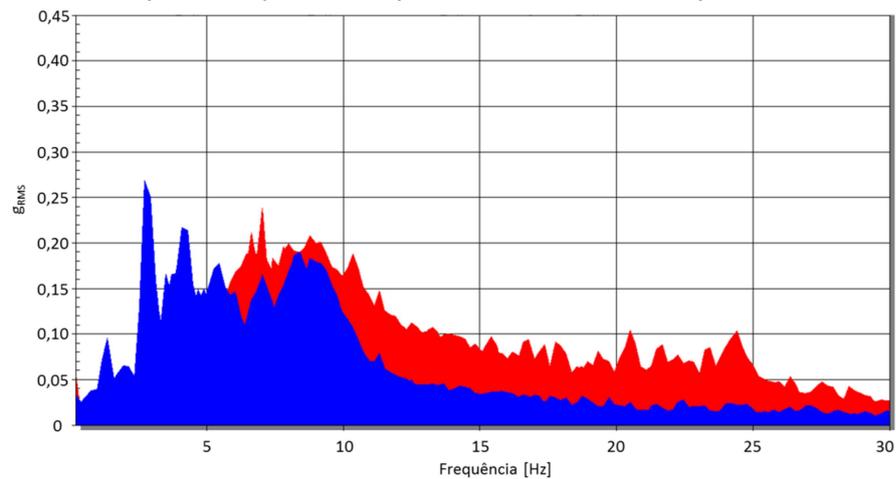
Tabela 12 – PSD (condição carregado)

Pista de teste	Ponto crítico	Massa suspensa		Massa não-suspensa	
		Freq. de máxima energia (Hz)	Freq. de mínima energia (Hz)	Freq. de máxima energia (Hz)	Freq. de mínima energia (Hz)
TERRA	5	2,2	>3,8	11,3-13,1	>25,4
COST	5	2,2; 3,2	>4	10-11,5; 20-21,7	>25,3
SEIXO	5	3,4	>4	9,8-11,1; 14,5-15,3	>22,8
PARA	5	3,2	>6	11,5; 12,5	>17
TORÇÃO	5	2,7	>6	2,7	>15,7
BURA	5	3,2	>6	10,3-11,8; 14-15,1	>16,3
RODO	5	3,2	>6	3,2; 15,5; 20,7	>21,2
LOMB	5	3,2	>4,7	3,2	>4

Fonte: Autor (2015)

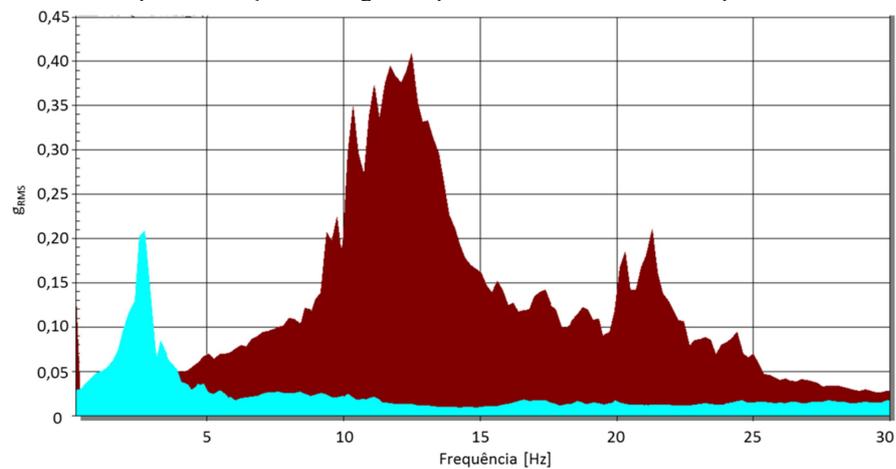
Para simplificar a interpretação dos resultados e identificar as frequências características atuantes na massa suspensa e massa não-suspensa para cada condição de carga, foram gerados gráficos com a sobreposição de todas as curvas apresentadas para os pontos N°5 e N°6, conforme as figuras 76 e 77. Para a condição vazio, as PSDs do ponto N°5 estão representadas em azul escuro e as do ponto N°6 em vermelho, já para a condição carregado, o ponto N°5 está representado em azul claro e o ponto N°6 em marrom.

Figura 76 - PSDs para condição "vazio", ponto N°5 em azul escuro e ponto N°6 em vermelho.



Fonte: Autor, 2015

Figura 77 - PSDs para condição "carregado", ponto N°5 em azul claro e ponto N°6 em marrom.



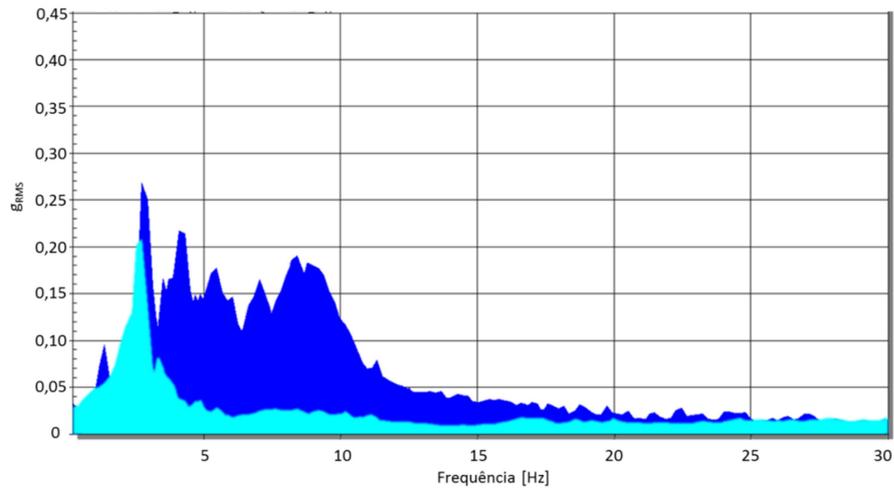
Fonte: Autor, 2015

A diferença entre as duas condições de carregamento tornam-se evidentes avaliando as figuras 76 e 77, tanto para a massa suspensa, quanto para a massa não-suspensa. Para a condição vazio, a PSD do ponto N°5 apresenta alto nível de energia entre 2,5Hz e 10Hz, principalmente, com picos em vários valores, incluindo o maior pico de todo o gráfico, em torno de 3Hz, já para a condição carregado, apresenta bom nível de energia somente entre 2Hz e 4Hz, com pico único em torno de 3Hz. A tendência da PSD do ponto N°6 também se

altera de acordo com a condição de carga, para a condição vazio, apresenta bom nível de energia entre 6Hz e 11Hz, mas para a condição carregado, apresenta altos níveis de energia em duas regiões, entre 9Hz e 14Hz, com o maior pico, em torno de 12,5Hz, e entre 20Hz e 22Hz, com picos menores, mas equivalentes aos apresentados pela PSD do ponto N°5.

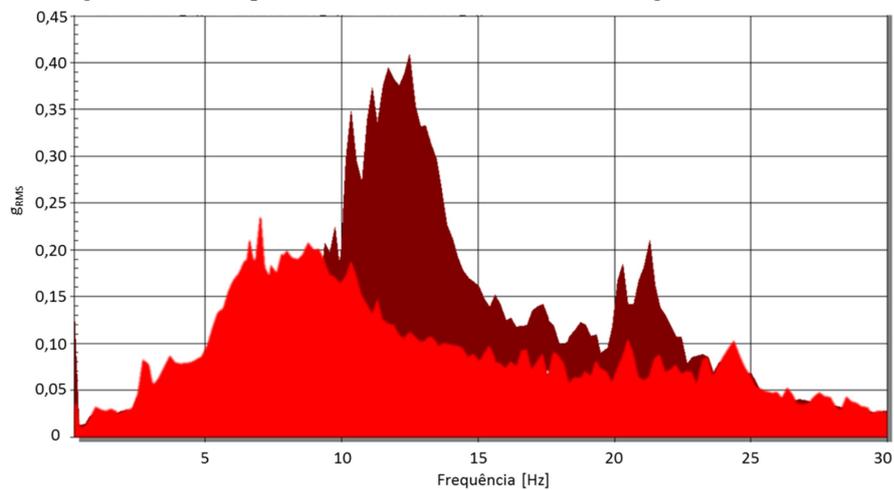
Também foram criados gráficos, combinando os sinais apresentados pelas figuras 76 e 77 de uma forma diferente, dividindo-os pelo ponto instrumentado, N°5 e N°6, como pode ser verificado nas figuras 78 e 79, mantendo a legenda de cores das figuras 76 e 77.

Figura 78 - PSDs ponto N°5, "vazio" em azul escuro e "carregado" em azul claro.



Fonte: Autor, 2015

Figura 79 - PSDs ponto N°6, "vazio" vermelho e "carregado" em marrom.



Fonte: Autor, 2015

As figuras 78 e 79, só reiteram o que foi verificado nas figuras 76 e 77, facilitando a comparação entre as PSDs do mesmo ponto. Para o ponto N°5, a PSD de mais energia é a da condição vazio, apresentando energia significativa entre 4Hz e 12,5Hz somente para esta condição de carga. Para o ponto N°6, a condição carregado apresenta maior energia, principalmente nos trechos entre 9Hz e 23Hz.

A fim de certificar a eficiência da instrumentação em somente um dos lados do implemento rodoviário, também foram plotados gráficos com os resultados da PSD obtida para o ponto N° 2 em ambos os lados do chassi, facilitando a comparação entre os níveis de energia e as faixas de frequências características das vibrações exercidas nesse ponto em todas as oito pistas de teste, para ambas as condições de carregamento (vazio e carregado).

Avaliando os sinais originais de ambos os lados, foram avaliados os valores máximos e mínimos de aceleração ocorridos para cada condição de teste, com o intuito de avaliar o sinal, além da PSD, pois os valores máximos de aceleração podem ser usados para caracterização da aplicação do implemento, representando os valores extremos de aceleração aos quais um componente pode estar submetido. A Tabela 13 dispõe os valores máximos e mínimos de aceleração obtidos para cada aplicação.

Tabela 13 - Comparativo dos lados - Acelerações máximas e mínimas

Pista	Condição: Vazio				Condição: Carregado			
	N° 2 - Esquerdo		N° 2 - Direito		N° 2 - Esquerdo		N° 2 - Direito	
TERRA	-2,392	2,198	-2,074	1,941	-0,8932	0,6536	-0,9138	0,6466
COST	-3,029	3,377	-3,074	3,368	-1,235	0,9387	-1,261	0,999
SEIXO	-1,337	1,431	-1,183	1,178	-0,376	0,3047	-0,3599	0,3371
PARA	-1,94	1,731	-1,795	1,644	-0,5458	0,5144	-0,5288	0,4799
TORÇÃO	-0,9463	0,894	-0,9776	0,7229	-0,4977	0,3497	-0,3852	0,3997
BURA	-3,039	3,062	-2,745	2,974	-0,5653	0,5761	-0,5373	0,4632
RODO	-0,5051	0,4901	-0,5659	0,4449	-0,3402	0,2438	-0,3426	0,2588
LOMB	-1,284	1,048	-1,203	0,8058	-0,4608	0,3049	-0,4176	0,2916

Fonte: Autor (2016)

Em uma análise mais aprofundada dos dados da Tabela 13, é possível identificar a máxima variação de 0,32g entre os lados do mesmo ponto, que ocorre na pista fora de estrada, na condição vazio, uma diferença pequena, considerando os níveis de aceleração encontrados, que corresponde a aproximadamente 7% da maior variação de acelerações encontradas para o ponto em questão. A variação média entre os valores encontrados para cada lado foi de 0,09g, um valor consideravelmente baixo, chegando a ser desprezível para o presente trabalho.

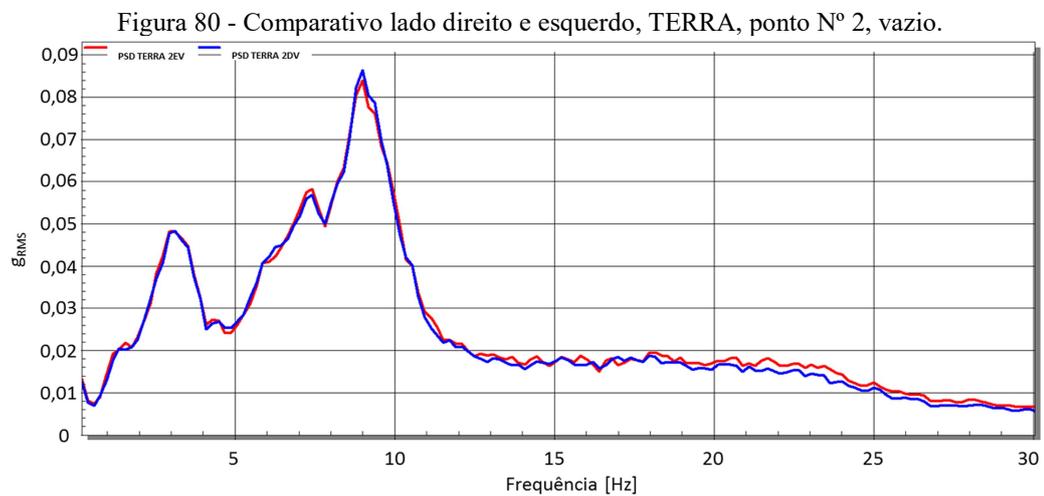
Os resultados obtidos para comparação das PSDs obtidas para o lado direito e esquerdo do produto estão representados nas figuras 80 a 95, com a PSD do lado esquerdo na cor vermelha e a PSD do lado direito na cor azul.

Em todas as situações avaliadas, ambos os lados apresentaram comportamentos similares, com valores de frequência e níveis de aceleração compatíveis. Os picos ocorrem sempre nos mesmos valores de frequência, de forma que as curvas apresentam variações

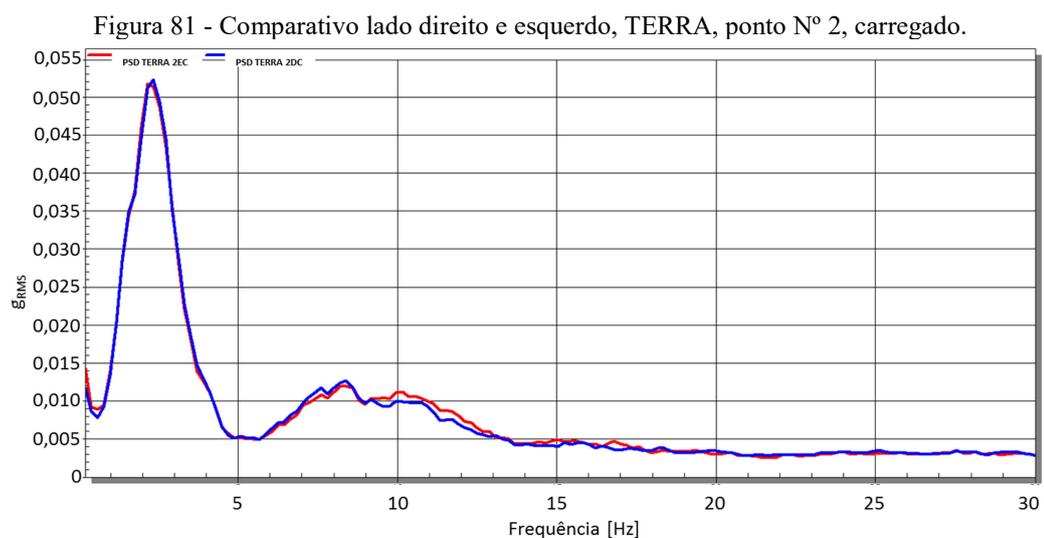
mínimas entre si. Os dados não apresentam grandes discrepâncias em nenhuma situação específica, seja de carregamento, ou do terreno testado.

Esse comportamento deve-se ao fato do implemento rodoviário geralmente possuir seu centro de massa localizado no centro do produto, considerando seu eixo lateral, além de estar equipado com suspensão dependente, onde variações do terreno atuantes na rodas de um lado podem gerar esforços em ambos os lados do chassi.

Dessa forma, conclui-se que a instrumentação e análise, de somente um lado do implemento rodoviário é consistente e representativa, sendo que os resultados obtidos por este trabalho poderão ser aplicados ao desenvolvimento de componentes para implementos rodoviários, independentemente do lado ao qual serão instalados.

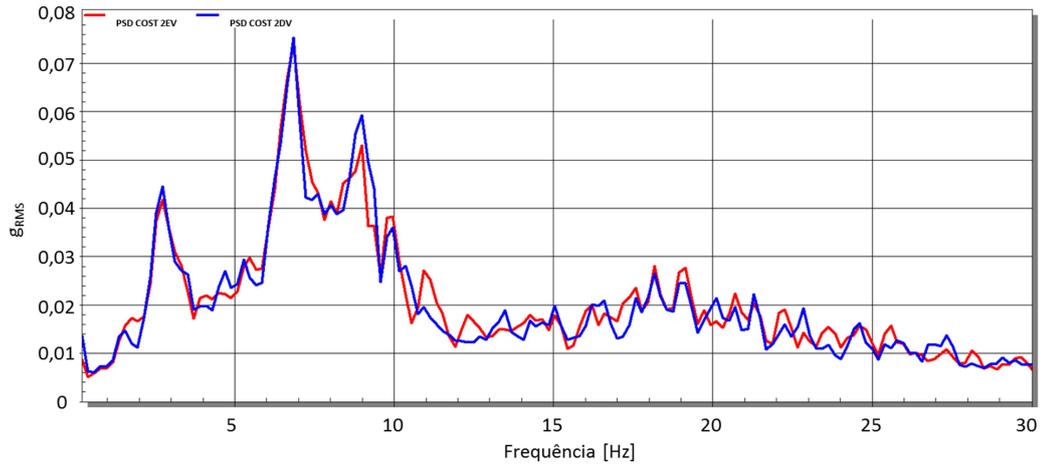


Fonte: Autor, 2015



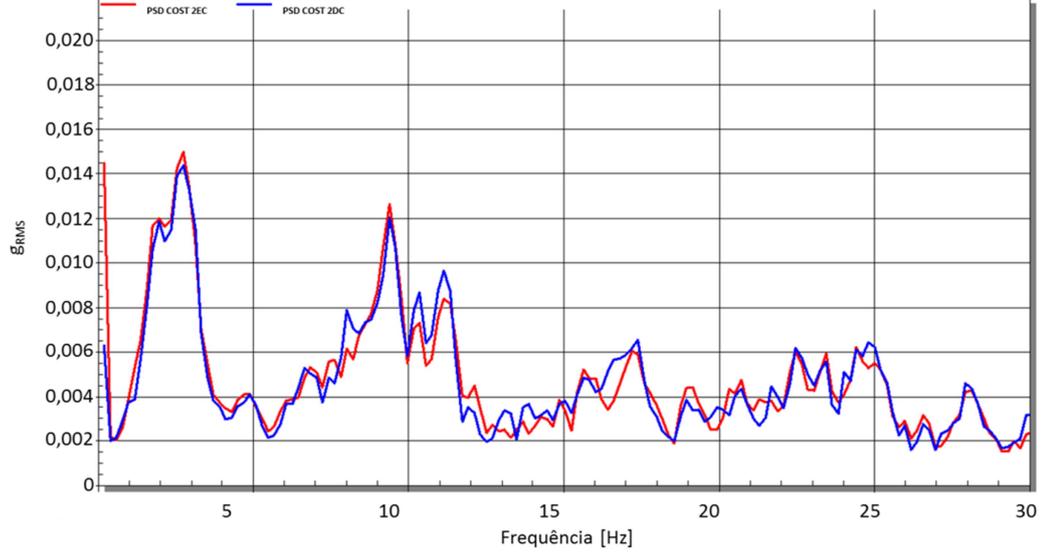
Fonte: Autor, 2015

Figura 82 - Comparativo lado direito e esquerdo, COST, ponto N° 2, vazio.



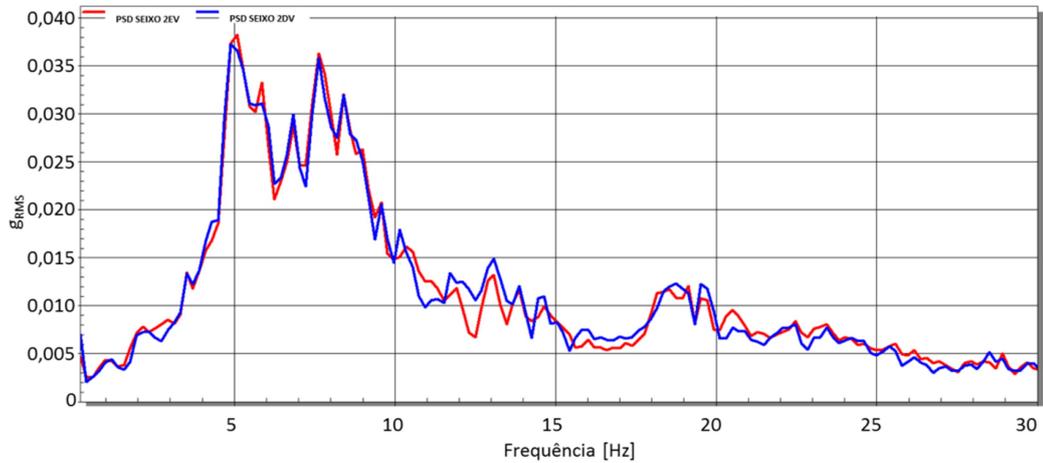
Fonte: Autor, 2015

Figura 83 - Comparativo lado direito e esquerdo, COST, ponto N° 2, carregado.



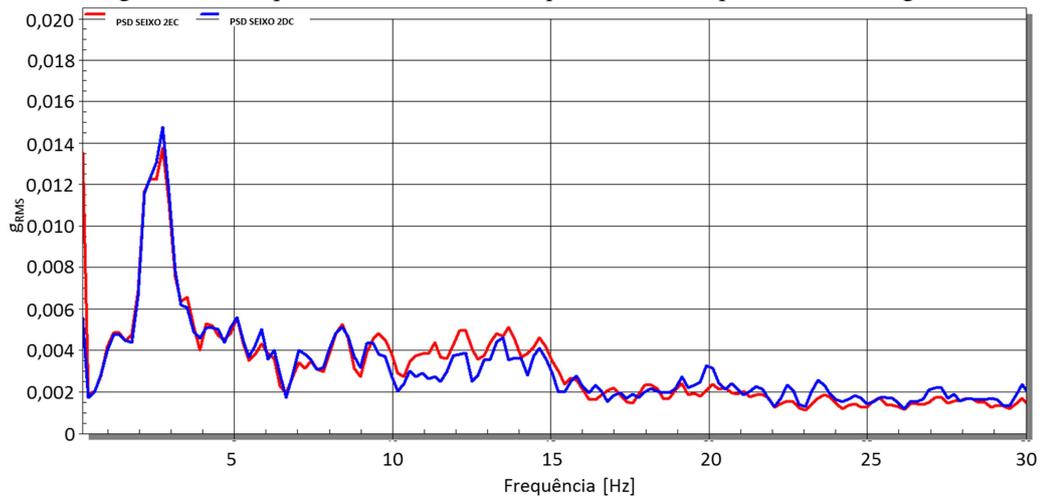
Fonte: Autor, 2015

Figura 84 - Comparativo lado direito e esquerdo, SEIXO, ponto N° 2, vazio.



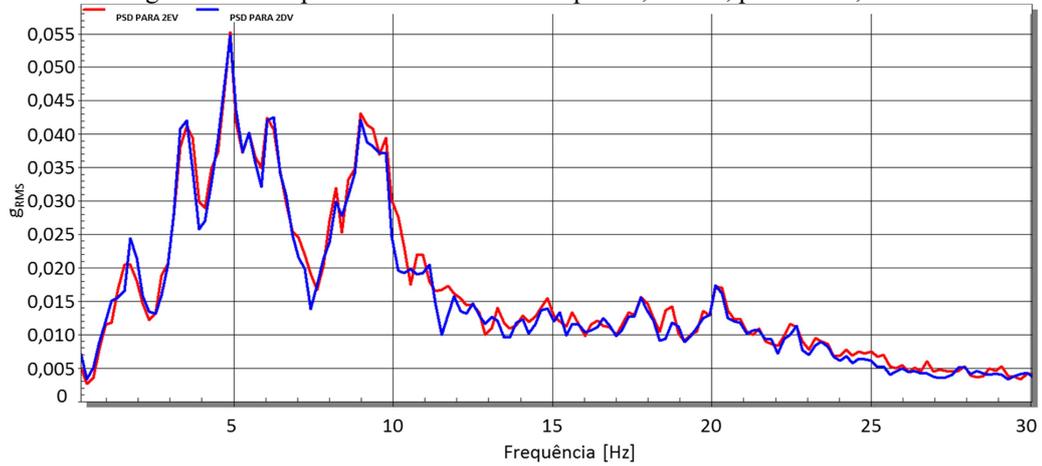
Fonte: Autor, 2015

Figura 85 - Comparativo lado direito e esquerdo, SEIXO, ponto N° 2, carregado.



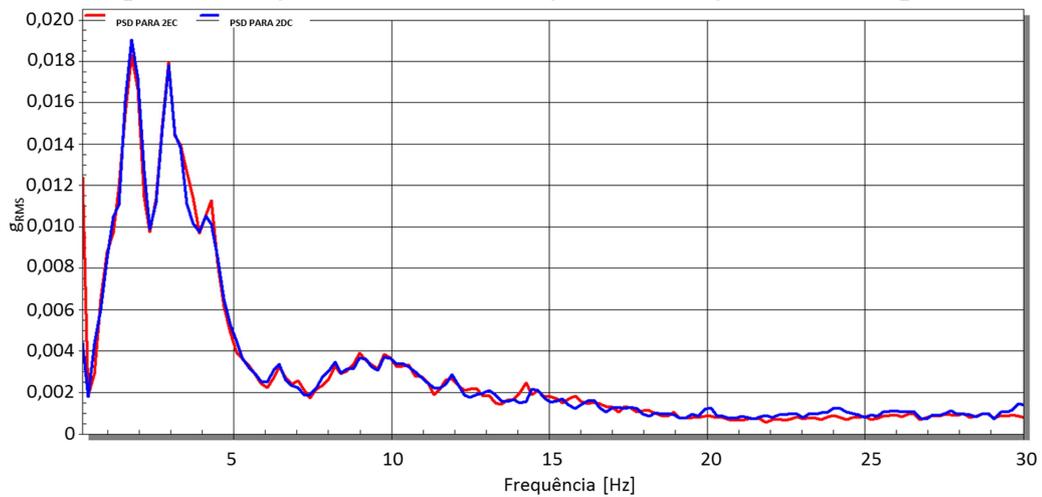
Fonte: Autor, 2015

Figura 86 - Comparativo lado direito e esquerdo, PARA, ponto N° 2, vazio.



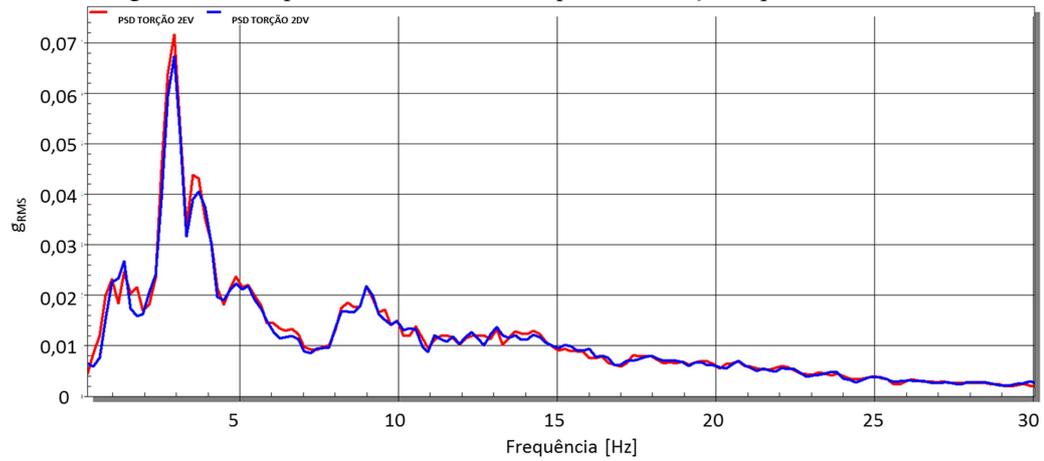
Fonte: Autor, 2015

Figura 87 - Comparativo lado direito e esquerdo, PARA, ponto N° 2, carregado.



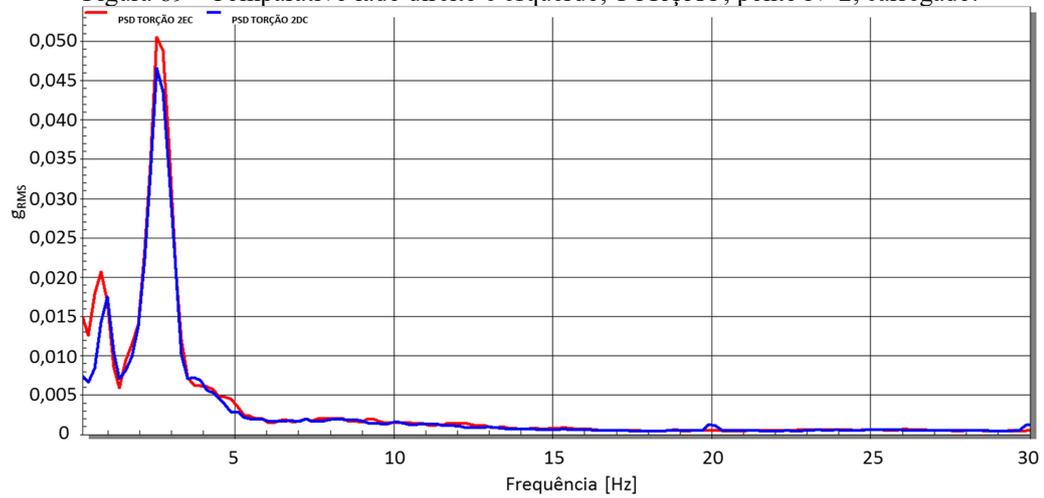
Fonte: Autor, 2015

Figura 88 - Comparativo lado direito e esquerdo, TORÇÃO, ponto N° 2, vazio.



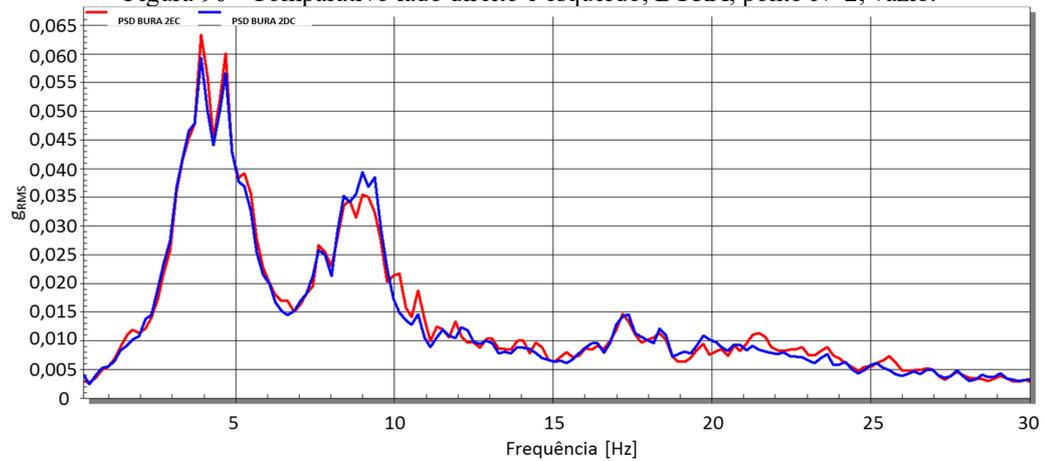
Fonte: Autor, 2015

Figura 89 - Comparativo lado direito e esquerdo, TORÇÃO, ponto N° 2, carregado.



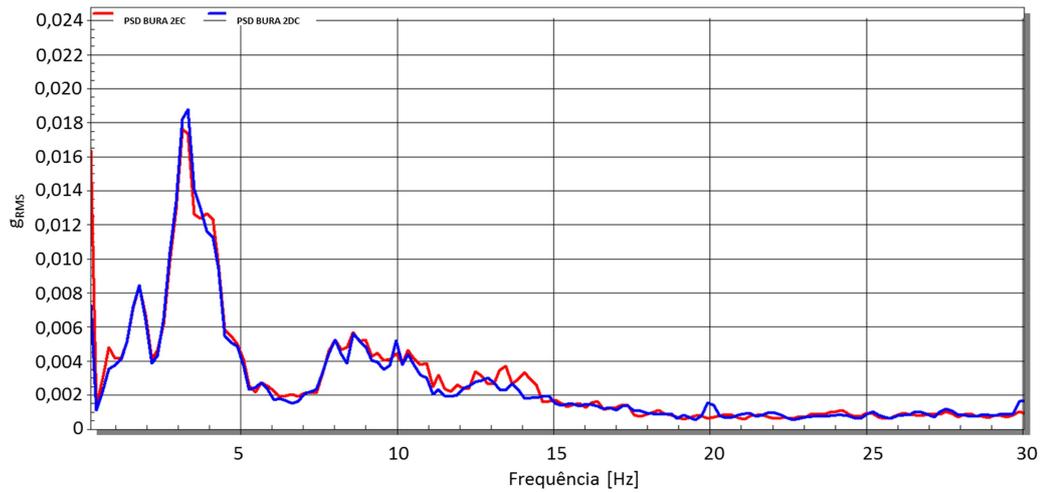
Fonte: Autor, 2015

Figura 90 - Comparativo lado direito e esquerdo, BURA, ponto N° 2, vazio.



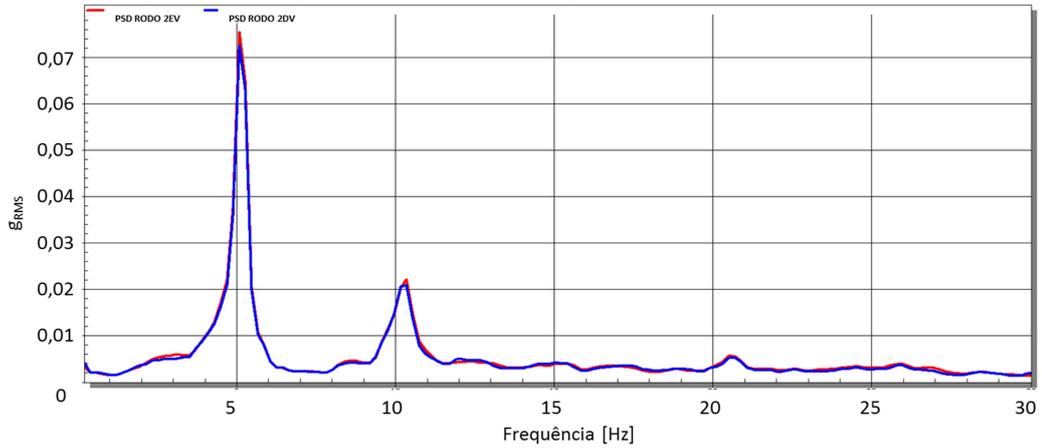
Fonte: Autor, 2015

Figura 91 - Comparativo lado direito e esquerdo, BURA, ponto N° 2, carregado.



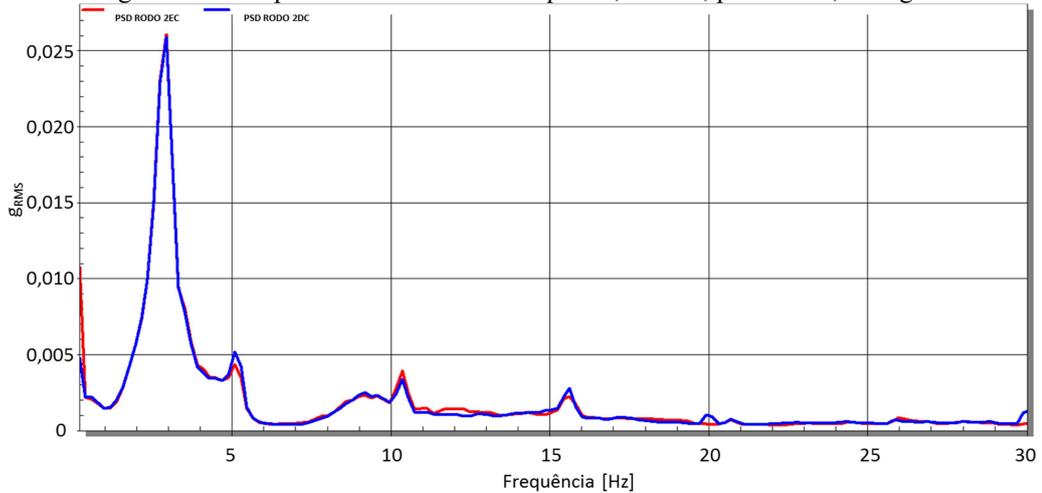
Fonte: Autor, 2015

Figura 92 - Comparativo lado direito e esquerdo, RODO, ponto N° 2, vazio.



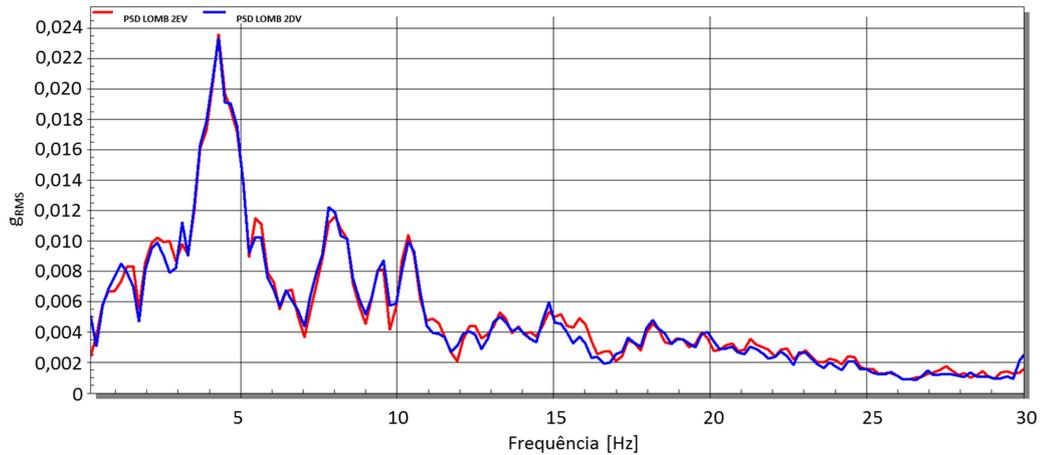
Fonte: Autor, 2015

Figura 93 - Comparativo lado direito e esquerdo, RODO, ponto N° 2, carregado.



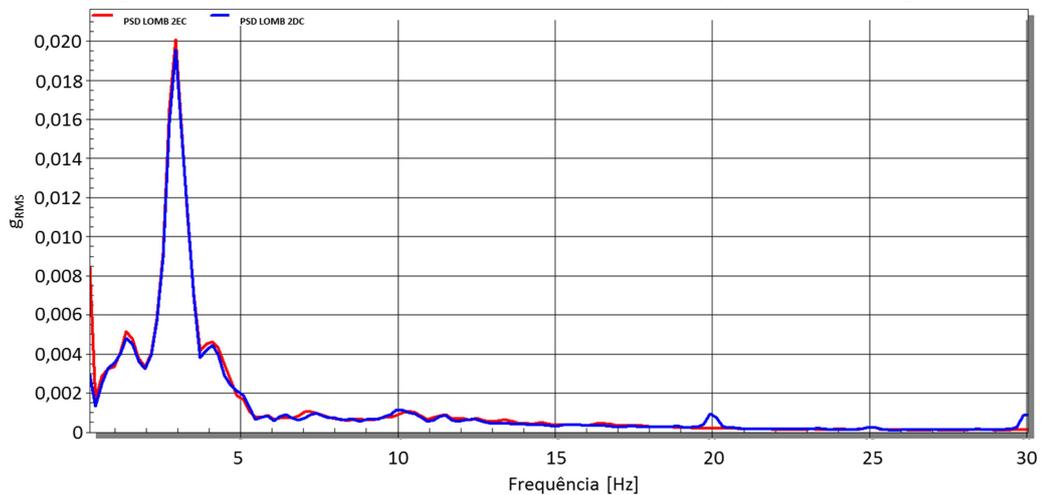
Fonte: Autor, 2015

Figura 94 - Comparativo lado direito e esquerdo, LOMB, ponto N° 2, vazio.



Fonte: Autor, 2015

Figura 95 - Comparativo lado direito e esquerdo, LOMB, ponto N° 2, carregado.



Fonte: Autor, 2015

4.4 COMPARATIVO DE CONDIÇÕES DE CARREGAMENTO

Devido à grande diferença de carga das condições de carregamento vazio e carregado, como mencionado no item 4.2, já era esperada uma variação no comportamento do implemento para cada condição de carga, uma vez que a proporção entre massa suspensa e não-suspensa são consideravelmente diferentes.

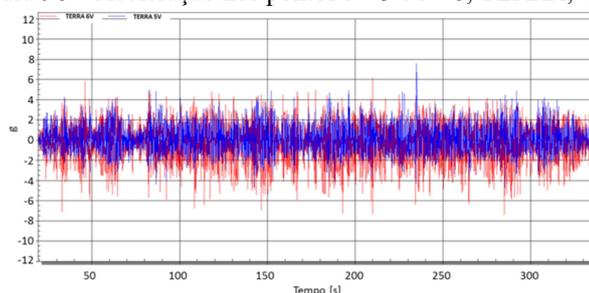
Como foi identificado nas imagens 59 a 74, o ponto da estrutura sujeito às vibrações mais severas é o ponto N° 5, dessa forma, a avaliação do comportamento das diferentes condições de carregamento será baseada na comparação entre os sinais de aceleração coletados para os pontos N° 5 e N° 6, que serão representados nos gráficos nas cores azul e

vermelho, respectivamente. A escolha destes dois pontos também permite a avaliação das diferenças entre os comportamentos da massa suspensa e massa não-suspensa.

4.4.1 Estrada de Terra / Leito Natural (TERRA)

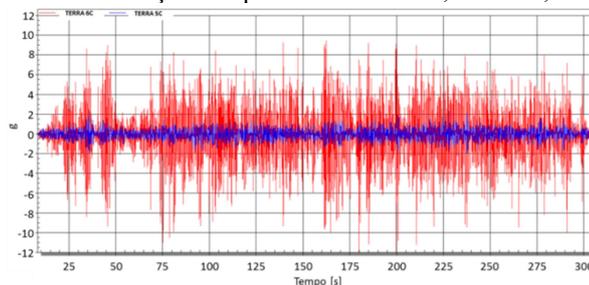
Amostras dos resultados para os testes realizados na pista de teste fora de estrada estão dispostos nas figuras 96 e 97, ambas com o eixo vertical (aceleração) com a escala padronizada entre -12g e 12g, para facilitar a comparação entre ambas as condições.

Figura 96 – Aceleração nos pontos N° 5 e N° 6, TERRA, vazio.



Fonte: Autor, 2015

Figura 97 – Aceleração nos pontos N° 5 e N° 6, TERRA, carregado.



Fonte: Autor, 2015

Na condição vazio, o ponto N° 6 atinge acelerações com valores absolutos, em média, de 4g, com picos de até 7,5g. No ponto N° 5, as acelerações atingem, em média, os mesmos 4g, mas com picos um tanto menores, que raramente ultrapassam os 5g. Esse comportamento significa que tanto a massa suspensa quanto a massa não-suspensa estão sujeitas a níveis muito próximos de vibração, sendo que a massa não-suspensa sofre mais com impactos, por isso tem picos maiores de aceleração. Além disso, demonstra que para a condição vazio, o sistema de suspensão não está filtrando adequadamente as vibrações impostas pelo terreno de uma pista fora de estrada.

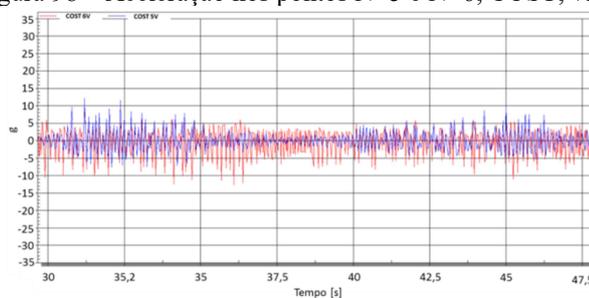
Já para a condição carregado, o ponto N° 6 atinge frequentemente, em valores absolutos, a marca de 6,5g, com picos de até 11g. O ponto N° 5, por sua vez, dificilmente ultrapassa os 2g de aceleração. Esse novo panorama demonstra um alto nível vibracional ao

qual está exposta a massa não-suspensa de um implemento rodoviário, na condição carregado, em um terreno não-pavimentado, bem como a eficiência do sistema de suspensão, para esta condição de carregamento, que consegue atenuar as vibrações atuantes na massa não-suspensa, mantendo um nível relativamente baixo de vibrações no chassi do produto.

4.4.2 Costeletas (COST)

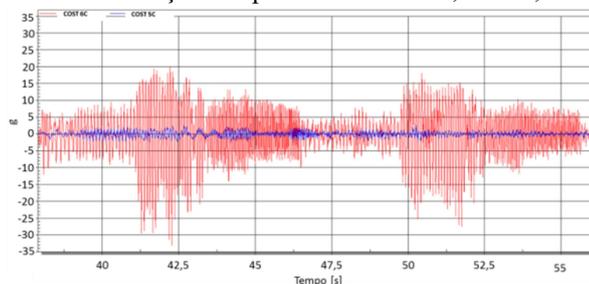
Amostras dos resultados para os testes realizados na pista de teste de costeletas estão dispostos nas figuras 98 e 99, ambas com o eixo vertical (aceleração) com a escala padronizada entre -35g e 35g, para facilitar a comparação entre ambas as condições.

Figura 98 – Aceleração nos pontos N° 5 e N° 6, COST, vazio.



Fonte: Autor, 2015

Figura 99 – Aceleração nos pontos N° 5 e N° 6, COST, carregado.



Fonte: Autor, 2015

Os sinais coletados apresentaram comportamentos completamente distintos para as duas condições de carregamento diferentes. Para a condição vazia, tanto as acelerações atuantes no ponto N° 5, quanto do ponto N° 6, oscilam de acordo com a região da pista, chegando até 12,5g, em valores absolutos. Na condição carregado, o ponto N° 6 apresenta valores altíssimos de aceleração, ultrapassando os 30g em casos extremos. As acelerações apresentadas pelo ponto N° 5, porém, não ultrapassam a marca de 2,5g.

A pista de teste em costeletas apresenta obstáculos com espaçamento variável ao longo de seu comprimento, o que varia a frequência de entrada das excitações provenientes do solo e, obviamente, acarreta em comportamentos diferentes em trechos diferentes da pista. É

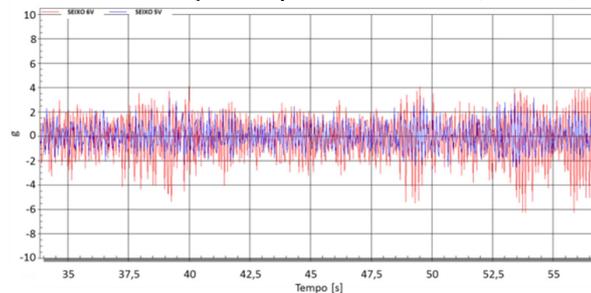
possível perceber que, na condição vazio, o sistema de suspensão trabalha de forma eficiente na região central da pista, o que não ocorre na porção inicial e final do trajeto, onde as acelerações atingem altos níveis de aceleração, sendo, inclusive maior no ponto N° 5.

O comportamento apresenta para a condição carregado é exatamente o comportamento esperado para um veículo equipado com um sistema de suspensão, onde este atenua severamente as vibrações atuantes na massa não-suspensa, mantendo a aceleração da massa suspensa em níveis baixos. Este comportamento se repete em todos os trechos da pista, evidenciando a eficiência do sistema de suspensão mesmo com a variação da frequência de excitação imposta pelo pavimento.

4.4.3 Seixo Rolado (SEIXO)

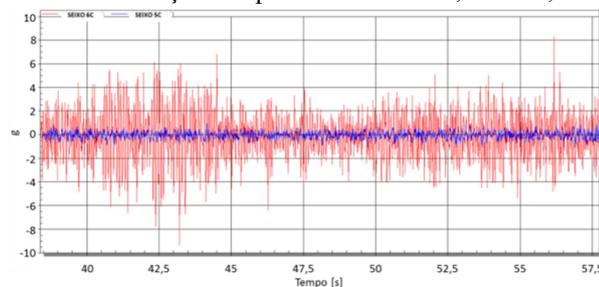
Amostras dos resultados para os testes realizados na pista de teste de seixo rolado estão dispostos nas figuras 100 e 101, ambas com o eixo vertical (aceleração) com a escala padronizada entre -10g e 10g, para facilitar a comparação entre ambas as condições.

Figura 100 – Aceleração nos pontos N° 5 e N° 6, SEIXO, vazio.



Fonte: Autor, 2015

Figura 101 – Aceleração nos pontos N° 5 e N° 6, SEIXO, carregado.



Fonte: Autor, 2015

O comportamento encontrado na pista de seixo rolado é similar ao comportamento encontrado na pista fora de estrada, porém, com níveis diferentes de aceleração. Para a condição vazia, as acelerações no ponto N°5 variam em torno de 2g e raramente ultrapassam os 3g. Já no ponto N° 6 elas também variam em torno de 2g, mas apresentam picos de 4g,

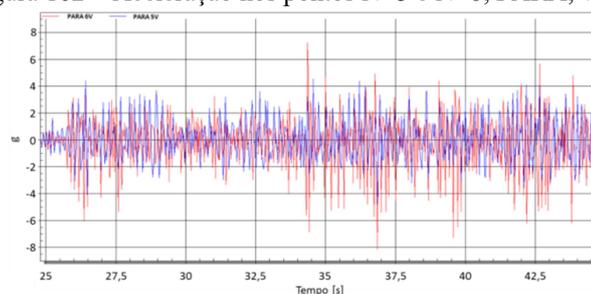
chegando até os 6g. Para a condição carregado, o ponto N° 6 apresenta acelerações oscilando em torno de 4g, atingindo picos que superam 8g, enquanto o ponto N° 5 apresenta acelerações máximas em torno de 1g.

Esses resultados remetem à mesma conclusão sobre o sistema de suspensão, que tem grande eficiência para a condição carregado, atenuando as vibrações que passam para o chassi do implemento rodoviário. Quando vazio, porém, transmite o mesmo nível de vibrações dos eixos para a estrutura do chassi.

4.4.4 Paralelepípedos (PARA)

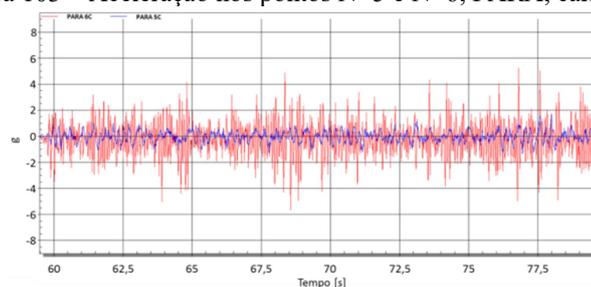
Amostras dos resultados para os testes realizados na pista de teste de paralelepípedos estão dispostos nas figuras 102 e 103, ambas com o eixo vertical (aceleração) com a escala padronizada entre -9g e 9g, para facilitar a comparação entre ambas as condições.

Figura 102 – Aceleração nos pontos N° 5 e N° 6, PARA, vazio.



Fonte: Autor, 2015

Figura 103 – Aceleração nos pontos N° 5 e N° 6, PARA, carregado.



Fonte: Autor, 2015

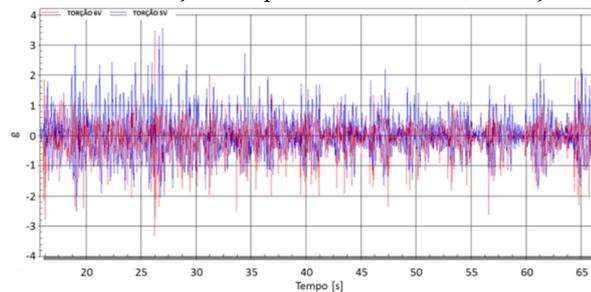
A pista de paralelepípedos apresenta obstáculos de baixa amplitude e alta frequência e, nesse caso, as figuras 101 e 102 deixam claro, mais uma vez, que o sistema de suspensão não desempenha sua função corretamente para a condição vazia, onde a aceleração do ponto N° 5 se aproxima dos 4g, valor muito próximo dos valores apresentados pela aceleração do ponto N° 6, apesar de apresentar alguns picos que ultrapassam os 6Hz. Para a condição

carregado o ponto N° 6 apresenta acelerações com picos próximos dos 4g, mas o ponto N° 5 apresenta picos que raramente ultrapassam 1g, para a mesma condição.

4.4.5 Torção De Chassi (TORÇÃO)

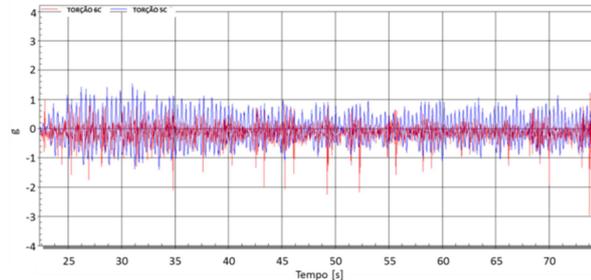
Amostras dos resultados para os testes realizados na pista de teste de torção de chassi estão dispostos nas figuras 104 e 105, ambas com o eixo vertical (aceleração) com a escala padronizada entre -9g e 9g, para facilitar a comparação entre ambas as condições.

Figura 104 – Aceleração nos pontos N° 5 e N° 6, TORÇÃO, vazio.



Fonte: Autor, 2015

Figura 105 – Aceleração nos pontos N° 5 e N° 6, TORÇÃO, carregado.



Fonte: Autor, 2015

A pista de torção de chassi, ao contrário das demais, apresenta obstáculos de grande amplitude e baixa frequência e, devido a isso, o comportamento encontrado também é diferenciado. É de fácil identificação nas figuras 103 e 104 que, para ambas as condições de carregamento, a aceleração do ponto N° 5, em azul, apresenta valores maiores que as acelerações do ponto N° 6, em vermelho.

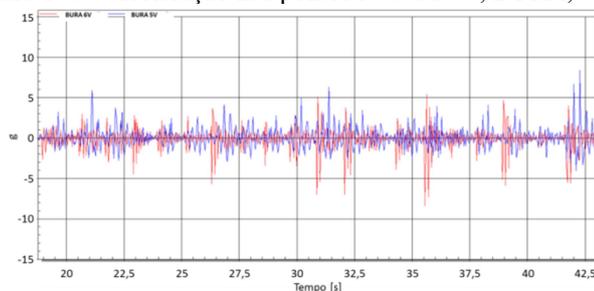
O comportamento que se espera de um veículo é justamente o contrário, porém, como os obstáculos desta pista são bastante espaçados e o teste é realizado a uma velocidade de somente 5km/h, as entradas de deslocamento ocorrem em uma frequência muito baixa, de forma que o sistema de suspensão acaba não sendo eficiente. Além disso, esse teste gera uma grande torção do chassi, o que acarreta movimentos similares a uma rolagem e podem amplificar as acelerações verticais e laterais que ocorrem na massa suspensa do veículo.

Também é possível notar que o sinal de aceleração para o ponto N° 6 apresenta picos de aceleração negativa, para ambas as condições de carregamento, que não ocorrem para o ponto N° 5 e que, muito provavelmente, são provenientes do impacto de saída dos obstáculos da pista.

4.4.6 Pista De Buracos (BURA)

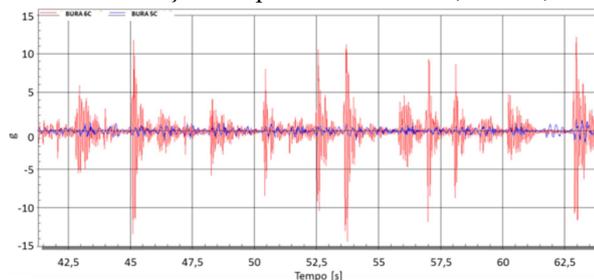
Amostras dos resultados para os testes realizados na pista de teste de buracos estão dispostos nas figuras 106 e 107, ambas com o eixo vertical (aceleração) com a escala padronizada entre -15g e 15g, para facilitar a comparação entre ambas as condições.

Figura 106 – Aceleração nos pontos N° 5 e N° 6, BURA, vazio.



Fonte: Autor, 2015

Figura 107 – Aceleração nos pontos N° 5 e N° 6, BURA, carregado.



Fonte: Autor, 2015

Os resultados da pista de buracos tornam clara a atuação do sistema de suspensão para ambas as condições de carregamento, pois são obstáculos de entrada abrupta, que forçam a deflexão do sistema de suspensão. Porém, para a condição vazia, nota-se que o sinal para o ponto N° 6 apresenta grandes picos, que ultrapassam os 5g, mas logo perde amplitude, enquanto o sinal do ponto N° 5 também apresenta picos em torno dos 5g, mas demora mais a perder amplitude, tornando-se mais visível na figura 105.

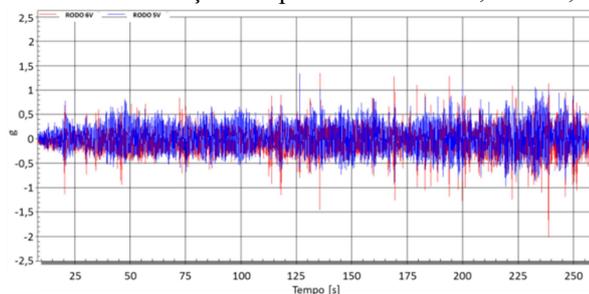
Para a condição carregado, a situação é inversa e apresenta exatamente o comportamento que se espera para um sistema de suspensão, absorvendo as vibrações provenientes da massa não-suspensa, onde o sinal do ponto N° 6 apresenta picos que

ultrapassam os 10g sucedido de uma perda de amplitude e o sinal do ponto N° 5 raramente ultrapassa a marca de 1g, o que é um ótimo resultado para acelerações de massa suspensa.

4.4.7 Rodovia (RODO)

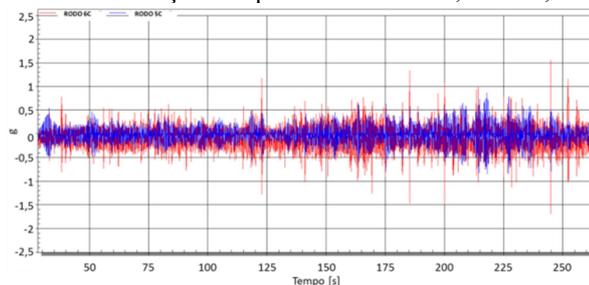
Amostras dos resultados para os testes realizados na pista de teste em rodovia estão dispostas nas figuras 108 e 109, ambas com o eixo vertical (aceleração) com a escala padronizada entre -2,5g e 2,5g, para facilitar a comparação entre ambas as condições.

Figura 108 – Aceleração nos pontos N° 5 e N° 6, RODO, vazio.



Fonte: Autor, 2015

Figura 109 – Aceleração nos pontos N° 5 e N° 6, RODO, carregado.



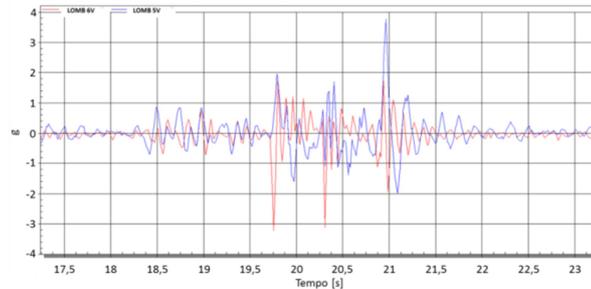
Fonte: Autor, 2015

Apesar dos baixos níveis de aceleração apresentados para os sinais do teste em uma pista que simula uma rodovia em ótimas condições, ainda é possível perceber os efeitos do sistema de suspensão para ambas as condições de carga. Para a condição vazio, por exemplo, o sinal do ponto N° 5 apresenta valores maiores de aceleração em relação ao ponto N° 6, com magnitudes em torno de 0,5g, eventualmente chegando a 1g em alguns picos. Para a condição carregado é possível perceber que o sinal do ponto N° 5 apresenta amplitudes menores que o sinal do ponto N° 6, raramente ultrapassando 0,5g. Esse comportamento evidencia, novamente, que as variáveis do sistema de suspensão estão mais adequadas para a operação do implemento rodoviário carregado, sacrificando a operação vazio.

4.4.8 Lombada (LOMB)

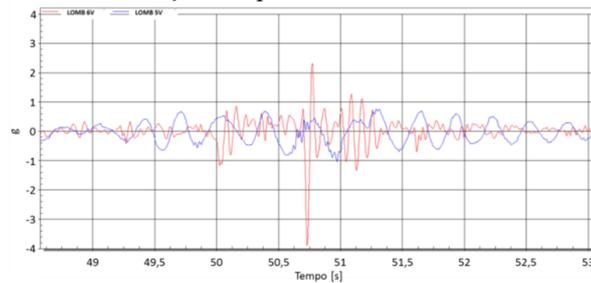
Amostras dos resultados para os testes realizados na pista de teste de passagem em lombada estão dispostas nas figuras 110 e 111, ambas com o eixo vertical (aceleração) com a escala padronizada entre $-4g$ e $4g$, para facilitar a comparação entre ambas as condições.

Figura 110 – Aceleração nos pontos N° 5 e N° 6, LOMB, vazio.



Fonte: Autor, 2015

Figura 111 – Aceleração nos pontos N° 5 e N° 6, LOMB, carregado.



Fonte: Autor, 2015

No caso da passagem em uma lombada, o comportamento segue o mesmo padrão já visto anteriormente, mas por ser um evento pontual, que submete estímulos aos pneus da combinação veicular somente em um local da pista, sendo que um eixo vai sendo estimulado por vez, até a passagem do último eixo pela lombada.

Enquanto para a condição vazio, o sinal de aceleração para o ponto N° 5 chega a atingir a marca de $4g$ e apresenta amplitudes maiores que o ponto N° 6, com muitas oscilações. Para a condição carregado o ponto N° 6 apresenta acelerações maiores, mas o ponto N° 5 apresenta uma variação de aceleração parecida com um sinal senoidal, centrada em zero, com amplitude máxima de $1g$, mantendo o mesmo comportamento durante toda a passagem da combinação veicular. Novamente comprova-se que a condição carregado é muito mais favorável para os pontos de massa suspensa. Na condição vazio, por sua vez, ocorre uma amplificação das acelerações, tornando a condição mais crítica para os pontos de massa suspensa.

5 CONCLUSÕES

Para o caso estudado, deve-se considerar frequências menores que 12,4Hz, para condição vazio, e frequências menores que 6Hz, para a condição carregado. Para componentes de massa não-suspensa, deve-se considerar frequências menores que 26,3Hz, para condição vazio, e frequências menores que 25,4Hz, para condição carregado. Frequências maiores que esses valores apresentam valores de energia muito baixas em todas as pistas de teste, para ambas as condições de carregamento, o que comprova que a escolha do intervalo de frequências de interesse entre zero e 30Hz foi bem sucedido.

As figuras 75 a 78 evidenciam que a condição vazio é mais crítica para a massa suspensa, com frequências críticas entre 2,5Hz e 10Hz, sendo o maior pico em 3Hz. A condição “carregado” é mais crítica para massa não-suspensa, com frequências críticas entre 9Hz e 14Hz e entre 20Hz e 22Hz, com maior pico em 12,5Hz.

Para a condição vazio, em todos os casos, as acelerações apresentadas pela massa suspensa são maiores que as acelerações apresentadas pela massa não-suspensa, pois são amplificadas pelo sistema de suspensão, que foi projetado para favorecer a condição carregado, que acontece na maior parcela da aplicação.

Os resultados apontam para a possibilidade de instrumentar somente um lado do implemento rodoviário e aplicar os resultados para ambos os lados, pois apresentam comportamentos muito similares, tanto considerando acelerações máximas, quanto níveis de energia (PSD).

Dentre os pontos avaliados da massa suspensa, o ponto N°5, localizado próximo ao último suporte de suspensão, se mostrou o ponto mais crítico em todas as pistas de teste e condições de carregamento, com os maiores níveis de energia.

A estratégia de WINTER, 1990, para definição da frequência de corte, através da utilização da análise residual, resultou em valores muito próximos ao calculado utilizando a estratégia de PIERSOL, 1992, multiplicando a maior frequência de interesse pelo fator de 1,5 e que, por sua simplicidade, pode ser considerada uma estratégia mais adequada de definição da frequência de corte.

O filtro passa-baixa Butterworth, na oitava ordem, com frequência de corte igual a 45Hz, mostrou-se o filtro mais adequado por não apresentar perda de dados no intervalo de frequências de interesse.

Além dos dados levantados e dos resultados, uma importante contribuição do presente trabalho é a estratégia de tratamento de dados, até então pouco discutida e entranhada

em subjetividades. A definição do intervalo de interesse inicia essa estratégia, definindo o foco e o escopo para este tipo de análise, onde a faixa de frequência entre zero e 30Hz é definida como o intervalo para estudos de frequências de ride, que é o principal objetivo desse trabalho, seguida pela aplicação do filtro Butterworth passa-baixa, de oitava ordem, com frequência de corte de 45Hz, resultante da multiplicação da máxima frequência de interesse por 1,5. A posterior geração de PSDs, utilizando a função janela de Hanning, com sobreposição de 50%, de acordo com posição instrumentada, condição de carga e pista de teste, se mostrou uma ferramenta muito poderosa para comparação e entendimento das aplicações.

5.2 CONSIDERAÇÕES GERAIS

Em geral, para a condição carregado, as acelerações sofridas pela massa suspensa são consideravelmente menores que as acelerações sofridas pela massa não-suspensa, pois o sistema de suspensão consegue absorver a maioria das vibrações quando o implemento está carregado. A única exceção é a pista de torção de chassi, por apresentar obstáculos com grande amplitude e baixa frequência, que, durante o teste a 5km/h, não são suficientes para impor deformações ao sistema de suspensão.

Em um desenvolvimento de componentes para a massa suspensa de um implemento rodoviário deve-se, claramente, considerar a participação da condição vazio na aplicação, bem como a posição de montagem e o tipo de pavimento predominante na aplicação. Com os dados levantados por este trabalho, é possível considerar faixas de frequência e aceleração para caracterizar uma aplicação e realizar análises virtuais para auxiliar e acelerar o desenvolvimento.

Os dados obtidos e os resultados das análises efetuadas formam uma base de dados que representam muito bem a aplicação para o tipo de implemento rodoviário considerado, com suspensão com molas trapezoidais em tandem triplo, duas condições de carregamento (vazio e carregado) para os cinco pontos de massa suspensa instrumentados nos oito tipos de pavimentos/obstáculos estudados. Se combinados, podem definir o nível de aceleração vertical e as frequências de vibração da massa suspensa da aplicação de um implemento rodoviário graneleiro/carga-seca, equipado com o mesmo tipo de suspensão, em qualquer região do Brasil.

Ainda que não seja o objetivo principal deste trabalho, a coleta de dados e avaliação dos níveis de aceleração e das frequências de vibração de um ponto da massa não-suspensa

abre um leque ainda maior de possibilidades, pois conhecendo o comportamento da massa não-suspensa, pode-se utilizar seus resultados para calcular o desempenho de outros sistemas de suspensão, ou implementos com massa-suspensa diferentes.

5.3 SUGESTÕES PARA CONTINUIDADE DO TRABALHO

É possível definir uma nova estratégia de validação para componentes que são fixados à massa suspensa do implemento rodoviário, com critérios baseados na aplicação real. Essa nova estratégia viabilizaria a criação de uma bancada vibratória, com atuadores hidráulicos, capaz de reproduzir vibrações que respeitem a PSD da aplicação real considerada, que é criada através da parametrização e combinação das PSDs resultantes desse trabalho.

A utilização de uma bancada de testes proporcionaria a oportunidade de padronização dos testes, que passariam a ser realizados em um ambiente controlado e com monitoramento de ciclagem. Além de dispensar a utilização de uma CVC completa, os gastos com óleo diesel e tornar o teste independente das condições climáticas.

A criação de um banco de dados, somada à criação de uma bancada vibratória para validação de componentes de massa suspensa, dispensam, inclusive, a coleta de dados inicial que é realizada atualmente, para que seja feita a estimativa de vida e a definição da severidade do teste. Com um banco de dados padrão, os testes seriam realizados sempre com a mesma base de dados, evitando distorções devidas aos diferentes momentos que os dados foram coletados, padronizando as referências para os cálculos de vida em fadiga e severidade.

Com as análises realizadas, ficou evidente que a estratégia de realizar filtros passa-baixa Butterworth com frequência de corte igual a 45Hz, apresenta bons resultados para o tipo de dado coletado, considerando o intervalo de frequências de interesse, sem perda de dados e com bom poder de eliminar picos de alta frequência, que causam grandes picos de aceleração. A execução da PSD também apresentava grandes lacunas, muitas vezes desconsiderada nas avaliações pela falta de robustez em sua elaboração. Os estudos realizados por este trabalho definem alguns parâmetros como melhor função-janela e sobreposição, bem como alguns detalhes da interpretação dos resultados como o vazamento. Com essas contribuições pode-se garantir a geração robusta e padronizada das PSDs dos sinais obtidos, uma ótima ferramenta para definição e comparação de aplicações automotivas.

Conhecendo todas as variáveis do sistema de suspensão é possível utilizar todo o equacionamento desenvolvido no trabalho para avaliar, teoricamente, o comportamento de um novo implemento rodoviário. Além disso, conhecendo os dados de vibração de massa

suspensa e massa não-suspensa, como foi explanado por esse trabalho, pode-se desenvolver projetos focados no sistema de suspensão, onde o cenário atual já está todo detalhado e já se possui uma base de dados para comparação de desempenho.

REFERÊNCIAS

- Abed, S. T.; Dallalbashi, Z. E.; Taha, F. A. Studying the Effect of Window Type on Power Spectrum Based on Matlab, *Tikrit Journal of Engineering Sciences*, Vol. 19, N° 2, junho 2012, (63-70).
- AGÊNCIA NACIONAL DE TRANSPORTES TERRESTRES, Relatório Transportadores: Frota / Tipo de veículo, mai. 2015.
- Azrulhisham, E.; Asri, Y. M.; Dzuraidah, A. W.; Nik Abdullah N. M.; Che Hassan, C. H.; Shahrom, A. Application of Road Simulator Service Loads in Automotive Component Durability Assesment, *The Open Industrial and Manufacturing Journal*, 2011, 4, 1-7.
- Barbosa, R. S. Vehicle Dynamic Response Due To Pavement Roughness, *Journal of Brazilian Association of Mechanical Science and Engineering*, Vol. XXXIII, 2011, 302-307.
- Bendat, J. S. e Piersol, A. G. *Randon Data: Analysis and Measurement Procedures*, John Wiley, New York, 1971.
- Berhanu, G. Vibration Durability Testing and Design Validation Based on Narrow Frequency Band, *Dissertação de mestrado, Department of Mechanical Engineering, Blekinge Institute of Technology, Karlskrona, Suécia*, 2011.
- BRASIL. Departamento Nacional de Trânsito. Portaria N° 63, de 31 de março de 2009. Homologa os veículos e as combinações de veículos de transporte de carga e de passageiros, com seus respectivos limites de comprimento, Peso Bruto Total - PBT e Peso Bruto Total Combinado - PBTC. 31 mar. 2009.
- Cantisani, G., Loprencipe, G. Road Roughness and Whole Body Vibration: Evaluation Tools and Comfort Limits, *Journal of Transportation Engineering*, American Society of Civil Engineers, 2010, 818-826.
- Chang, W. L.; Lin, K. Y.; Hsueh C. D.; Chang, J. M. Vibration Test Specification Design and Reliability Analysis, *SAE Papers 2011-01-0491*, 2011.
- CONFEDERAÇÃO NACIONAL DO TRANSPORTE, *Boletim Estatístico*, mar. 2015.
- Craig, R.R. Jr. *Structural Dynamics*, JohnWiley & Sons, 1981.
- Dixon, J.C. *The Shock Absorber Handbook*, John Wiley & Sons, 2007.
- Farrar, C. R.; Duffey, T.A.; Cornwell, P. J.; Bement M. T. A Review of Methods for Developing Accelerated Testing Criteria, *SPIE - The International Society for Optical Engineering* · Julho 2003.
- Genta, G.; Morello, L. *The Automotive Chassis, Volume 2*, Springer, 2009.

Gillespie, T.R.; Sayers, M. W.; Segel, L. Calibration and Correlation of Response-Type Road Roughness Measuring Systems, Highway Safety Research Institute, University of Michigan Ann Arbor, Michigan, 1980.

Heinzel, G.; Rüdger, A.; Schilling R. Spectrum and Spectral Density Estimation by the Discrete Fourier Transform (DFT), Including a Comprehensive List of Window Functions and Some New Flat-top Windows, Max-Planck-Institut für Gravitationsphysik, Hannover, 2002.

Hougaz, A. B. Análise Probabilística de Durabilidade Aplicada a Veículos de Carga Rodoviária, Tese de Doutorado, Escola Politécnica, Universidade de São Paulo, São Paulo, 2005.

Ishikawa, F. L. Y., Kitazawa, H., Satake, T. Effect of Sampling Parameters on Shock and Vibration Levels in Truck Transport, 17th IAPRI World Conference on Packaging, 2010.

Jiménez, M.; Martínez, J. Durability Tests, 13^o World Congress in Mechanism and Machine Science, Guanajuato, Junho 2011.

Kipp, W. I. Vibration Testing Equivalence, International Safe Transit Association, (ISTA Con), 2000.

Loutridis, S., Gialamas, T., Gravalos I., Moshou, D., Kateris, D., Xyradakis, P., Tsiropoulos, Z. A Study On The Effect Of Electronic Engine Speed Regulator On Agricultural Tractor Ride Vibration Behavior, Journal Of Terramechanics, 48, 2011, 139-147.

Mastinu, G.; Ploechl, M. Road and Off-road Vehicle System Dynamics Handbook, CRC Press, 2014.

Můčka, P. Road Roughness Limit Values Based on Measured Vehicle Vibration, Journal of Infrastructure Systems, American Society of Civil Engineers, 2017, 23(2).

Pazooki, A., Rakheja, S., Cao, D. Modeling and Validation of Off-road Vehicle Dynamics, Mechanical Systems and Signal Processing, 28, 2012, 679-695.

Soares, E. J.; Oliva, A. M.; Adas, C. A.; Dusi, F. C.; Santos, P. S. P.; Accurso, M. A. F.; Kliwer, M. Development of a Multiaxial Bench Test for the Suspension of Commercial Vehicles, 8^o SAE Brasil International of Suspensions and Trailer Colloquium & Engineering Exhibition, Caxias do Sul, 2014.

Soleimani, B., Ahmadi, E. Measurement and Analysis of Truck Vibration Levels as a Function of Packages Locations in Truck Bed and Suspension, Computer and Electronics in Agriculture, 109, 2014, 141-147.

Tũma, J. An Experimental Study on the Truck Seat Suspension Frequency Response for Ride Comfort Assessment. 6th International Conference on Vibration Problems, 2003.

Vaes, D.; Smolders, K.; Swevers, J.; Sas, P. Multivariable Control for Reference Tracking on Half Car Test Rig, 44^o IEEE Conference on Decision and Control and the European Control Conference 2005, Sevilha, Dezembro 2005.

Vargas, V.A. Efeitos da Flexibilidade Estrutural em Simulações de Dinâmica Lateral de Veículo de Transporte de Carga, Dissertação de Mestrado, PROMEC-UFRGS, Porto Alegre, 2011.

Wickramarachi, P. Effects of Windowing on the Spectral Content of a Signal, *Sound and Vibration*, San Jose, janeiro 2003, (10-11).

Wong, J.Y. *Theory of Ground Vehicles*, John Wiley & Sons, 2001.

Yu, Z.-w., Mao, J.-f., Guo, F.-q., Guo, W. Non-Stationary Random Vibration Analysis Of a 3D Train-Bridge System Using The Probability Density Evolution Method, *Journal of Sound and Vibration*, 366, 2016, 173-189.

Através deste trabalho de pesquisa foi desenvolvido o seguinte artigo:

- **Vibration Frequencies and Vertical Acceleration Levels Assessment on a Truck Trailer Chassis Considering Various Types of Pavement and Load Conditions:**
 - Autor: Gustavo de Godoy José
 - Co-autores: Mauro Rebelatto, Rui Gustavo L. Schwanke e Telmo Roberto Strohaecker
 - Trabalho publicado no 9º Colloquium Internacional SAE Brasil de Suspensões e Implementos Rodoviários & Mostra de Engenharia (2016). SAE Technical Paper 2016-36-0067, 2016, doi:10.4271/2016-36-0067.

APÊNDICE A – TRANSPORTE DE CARGA NO BRASIL

As civilizações, independentemente de seus estágios evolutivos, sempre apresentaram necessidades relativas ao transporte de cargas. Os meios de transporte, que iniciaram com o uso de animais e até homens escravizados, passaram por veículos com tração animal até a invenção dos motores. As vias de transporte evoluíram de trilhas abertas nas matas a estradas, ferrovias, rios e até linhas imaginárias preenchendo o céu. As cargas transportadas, que nos primórdios poderiam ser estoques de água e comida, hoje apresentam inúmeras possibilidades em tamanhos praticamente ilimitados. A revolução industrial e, sem dúvida, as grandes guerras impulsionaram as tecnologias e as necessidades das civilizações acerca do transporte de cargas. A globalização e o capitalismo também deixaram suas contribuições impulsionando novas descobertas tecnológicas essenciais para as disputas econômicas travadas por países e corporações em um mundo cada vez mais competitivo. Nos dias atuais, basicamente existem cinco modais de transporte de carga: rodoviário, ferroviário, hidroviário, dutoviário e aeroviário.

No Brasil, assim como em muitos países, o transporte de cargas se dá principalmente através das rodovias. Apesar dessa modalidade de transporte estar longe de ser a opção mais eficiente, ainda representa mais de 60% do transporte de cargas em tonelagem por quilômetro útil (TKU), conforme dados da Confederação Nacional do Transporte (CNT) apresentados na Tabela 14.

Tabela 14 - Matriz do transporte de carga anual de 2014

Modal	Carga (1.000.000 TKU)	Participação (%)
Rodoviário	485.625	61,1
Ferrovário	164.809	20,7
Aquaviário	108.000	13,6
Dutoviário	33.300	4,2
Aeroviário	3.169	0,4
Total	794.903	100,0

Fonte: CNT (2015)

Considerando as dimensões continentais do país, a malha rodoviária atual conta com mais de 1,5 milhão de quilômetros, o que inclui trechos mal planejados e executados, trechos com manutenção precária ou inexistente, trechos ainda em pavimentação que já necessitam de reparos e trechos bem executados e com bom estado de conservação, geralmente trechos concedidos à iniciativa privada. O transporte de cargas está sujeito às mais diferentes condições de pavimento, climáticas e de relevo, além da grande variação da qualidade de

conservação das estradas, entre estradas federais, estaduais e municipais, que somam pouco mais de 210 mil quilômetros de estradas pavimentadas, menos 13,5% do total, como pode ser visto na Tabela 15.

Tabela 15 - Malha rodoviária (km)

Modal	Pavimentada	Não pavimentada	Total
Federal	64.045,1	11.944,6	75.989,7
Estadual	119.747,0	105.600,6	225.347,6
Municipal	28.826,7	1.234.918,3	1.261.745,0
Total	210.618,8	1.352.463,5	1.563.082,3
%	13,47	86,53	100,00

Fonte: Adaptado de CNT (2015)

Mesmo com um transporte ineficiente, rodando em uma estrutura precária, fabricantes de caminhões e implementos rodoviários movimentam a economia nacional em um mercado bastante competitivo. Através dos dados expostos na Tabela 16, abaixo, considerando somente a frota de veículos rodoviários de carga, são mais de 5,2 milhões de veículos em atividade no país, o que ilustra o tamanho desse mercado, tanto relacionado à produção de novos produtos, quanto ao mercado de peças de reposição e revenda de veículos usados.

Tabela 16 - Frota de veículos rodoviários de carga

Tipo de veículo	Nº de unidades
Caminhão	2.599.527
Cavalo Mecânico	581.087
Reboque	1.202.008
Semi-reboque	847.648
Total	5.230.270

Fonte: Adaptado de CNT (2015)

Enquanto os *players* no mercado de caminhões e cavalos mecânicos são montadoras multinacionais trabalhando com alta tecnologia e produção em larga escala, o mercado de implementos rodoviários conta com fabricantes nacionais em sua maioria esmagadora, produtos com baixo nível tecnológico e produzidos de forma pouco automatizada, muitas vezes quase artesanal, e com uma grande variedade de aplicações e configurações. O veículo rebocado muitas vezes é um produto de sacrifício, por ter menos tecnologia embarcada, por ter menos valor agregado e por existir um grande mercado de revenda desses veículos, que são repassados em poucos anos, normalmente de grandes transportadoras para transportadoras menores, chegando até caminhoneiros autônomos. Os veículos são utilizados por diferentes mercados, com diferentes níveis de exigência, durante sua vida útil, o que fica evidente observando a diferença entre a idade média de veículos de transportadoras comparada à idade média de veículos de profissionais autônomos, levantada pela ANTT e exposta na Tabela 17.

Essas condições já são usualmente consideradas na concepção dos produtos e, de certa forma, inibe a criação de novas soluções e o avanço tecnológico do mercado de implementos rodoviários.

Tabela 17 - Idade média dos veículos (anos)

Tipo de veículo	Empresa	Cooperativa	Autônomo	Total
Caminhão leve (3,5T a 7,99T)	9,7	10,1	20,5	13,4
Caminhão simples (8T a 29T)	11,0	15,7	23,9	16,9
Caminhão trator	8,1	13,8	18,3	13,4
Caminhão trator especial	5,4	8,4	15,8	9,9
Caminhonete/Furgão (1,5 a 3,49T)	7,0	7,7	10,4	8,4
Reboque	12,1	14,8	20,2	15,7
Semi-reboque	8,9	11,1	15,3	11,7
Semi-reboque com 5ª roda (Bitrem)	7,3	6,6	10,0	8,0
Semi-reboque especial	7,9	9,1	14,7	10,5
Total	9,4	10,8	17,2	12,5

Fonte: Adaptado de ANTT (2015)

O reduzido nível tecnológico ainda gera mais um agravante na competitividade desse mercado, as empresas raramente investem em registro de propriedade industrial e a cópia de projetos é muito praticada entre os fabricantes de implementos rodoviários, onde fabricantes regionais copiam soluções utilizadas por concorrentes em outras regiões. Existem, também, fabricantes de peças especializados em copiar componentes e subsistemas de implementos rodoviários, criando linhas de reposição para o mercado paralelo, tomando fatias consideráveis do mercado de pós-vendas também.