

MARCO ANTÔNIO FOGAÇA ACCURSO

**ANÁLISE DO CONFORTO VIBRACIONAL DE
UM CAMINHÃO ATRAVÉS DE UM MODELO E UM
DISPOSITIVO HIDRÁULICO**

Dissertação apresentada à Escola
Politécnica da Universidade de São Paulo
para obtenção do título de Mestre em
Engenharia

São Paulo
2002

04

São Paulo
2002

Orientador:
Prof. Dr. Clóvis de Arruda Martins

Área de Concentração :
Engenharia Mecânica

Dissertação apresentada à Escola
Politécnica da Universidade de São Paulo
para obtenção do título de Mestre em
Engenharia

**ANÁLISE DO CONFORTO VIBRACIONAL DE
UM CAMINHÃO ATRAVÉS DE UM MODELO E UM
DISPOSITIVO HIDRÁULICO**

MARCO ANTÔNIO FOGAÇA ACCURSO

Acurso, Marco Antônio Fogaça
Análise do conforto vibracional de um caminhão através
de um modelo e um dispositivo hidráulico.
São Paulo, 2002.
229p.

Dissertação (Mestrado) – Escola Poli-
técnica da Universidade de São Paulo. De-
partamento de Engenharia Mecânica.

1. Conforto Vibracional 2. Modelo de um
caminhão – Matlab 1. Universidade de
São Paulo. Escola Politécnica. De-
partamento de Engenharia Mecânica II. t

À minha esposa querida e aos meus pais pela
compreensão e incentivo de meu aperfeiçoamento técnico.

AGRADECIMENTOS

Ao orientador Prof. Dr. Clóvis de Arruda Martins pelas
diretrizes claras e permanente apoio e incentivo.

À diretoria e ao corpo gerencial da Daimler Chrysler do
Brasil pela compreensão e apoio fornecido.

Aos meu colegas de trabalho que direta ou indiretamente
colaboraram na execução desse trabalho.

Esses são os 9 modos não amortecidos, referentes aos dados iniciais.

Vale ressaltar, que os autovalores de translação e rotação não são comparáveis

sob uma mesma escala, os gráficos 4.1 a 4.9 são apenas ilustrativos.

Gráfico 4.1 – Autovetor - Primeiro Modo

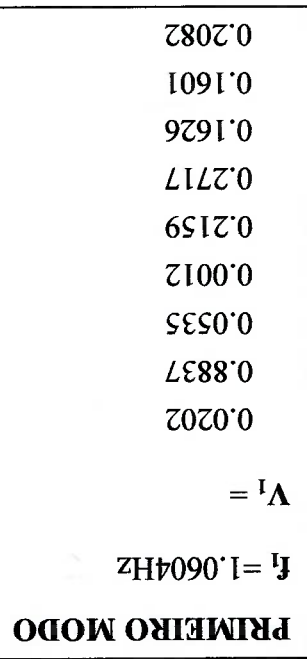
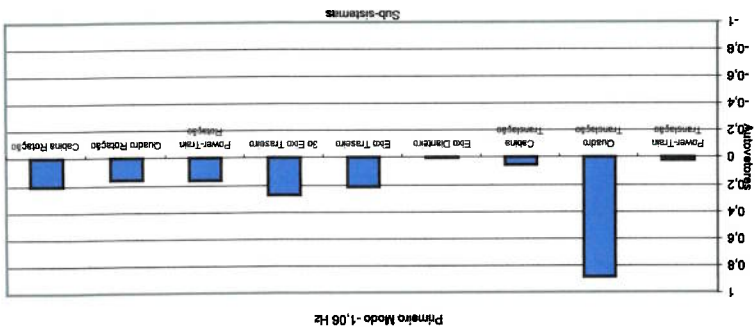


Gráfico 4.2 – Autovetor - Segundo Modo

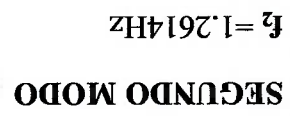
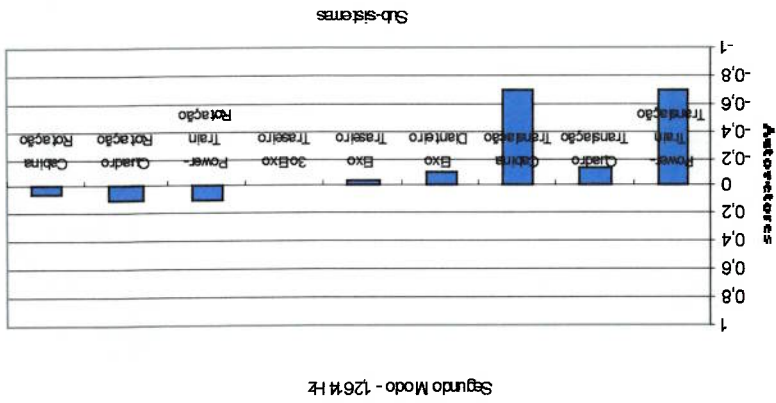


Gráfico 4.3 – Autovetor - Terceiro Modo

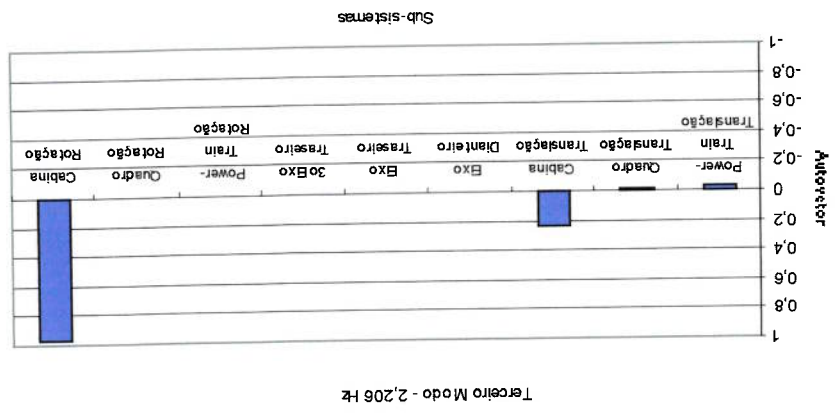
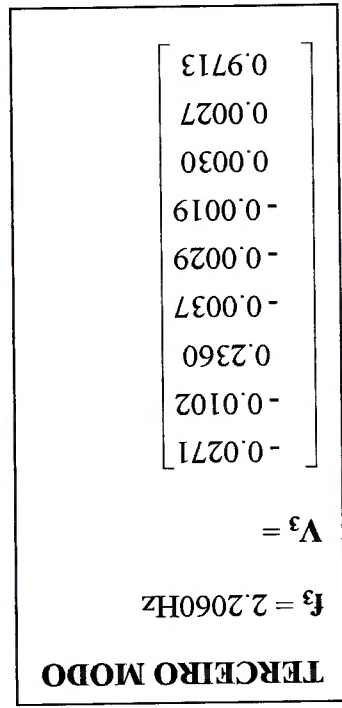
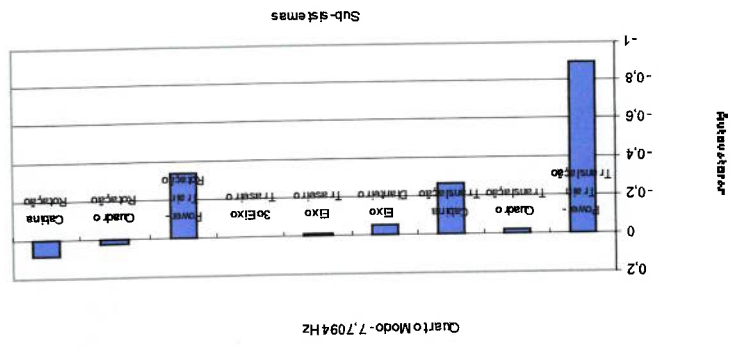
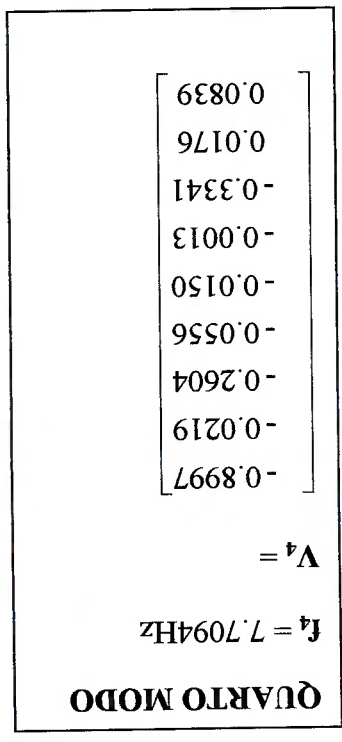


Gráfico 4.4 – Autovetor - Quarto Modo



A tabela 5.1 apresenta a comparação dos resultados obtidos do modelo sem amortecimento e com amortecimento (Cap 4 – pg 4.29). Pode-se concluir que, o resultado obtido foi bastante consistente.

Tabela 5.1 - MODOS DO MODELO

Modos	Freqüência Não Amortecida	Freqüência Amortecida	Diferença
1	1,064 Hz	1,0674 Hz	0 %
2	1,2614 Hz	1,2570 Hz	0,35 %
3	2,206 Hz	Sobre – amortecido	-
4	7,7094 Hz	7,706 Hz	0,04 %
5	8,4112 Hz	8,4064 Hz	0,06 %
6	9,2265 Hz	8,8595 Hz	4 %
7	10,5317 Hz	10,1798 Hz	3,3 %
8	11,1025 Hz	10,5647 Hz	5 %
9	12,5679 Hz	11,9472 Hz	5 %

5.7 OBSERVAÇÕES

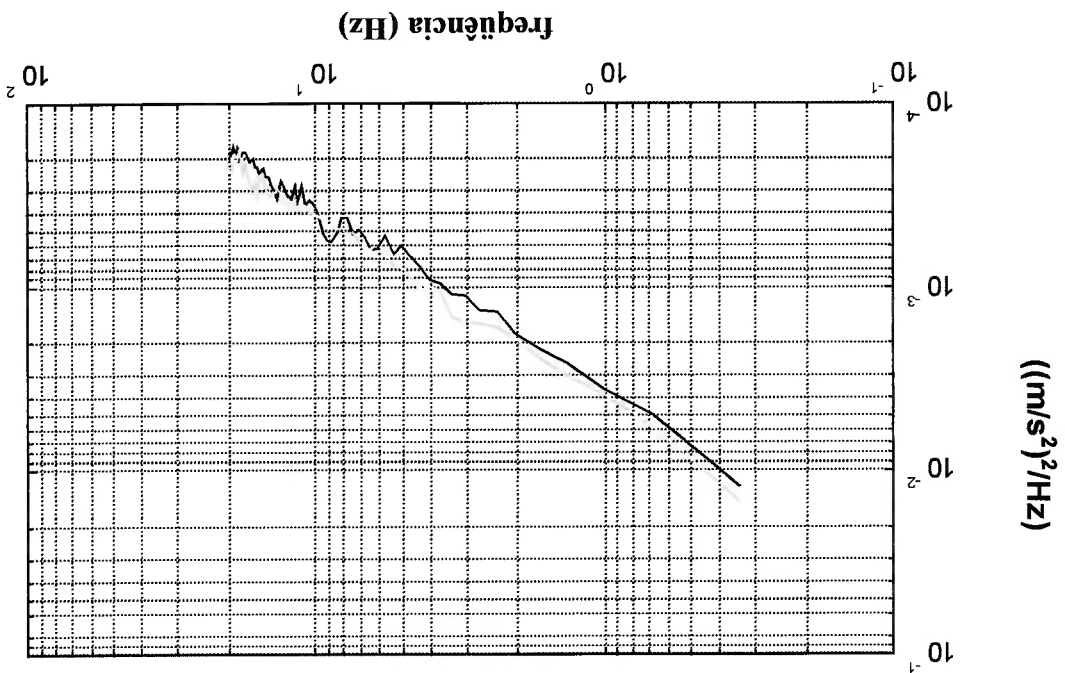
- Por estar sobre amortecido, o terceiro modo relacionado à rotação do quadro/bau, não apareceu na tabela acima

- Pode-se observar também que, quando o amortecimento é levado em consideração, ocorre um deslocamento (redução) no valor da frequência, o que já foi demonstrado no capítulo 4.

- Observa-se que nos autovalores, aparece um acoplamento maior entre os subsistemas, quando se considera o amortecimento .

O gráfico 8.10 representa em escala logarítmica, como normalmente é representado, o perfil de pista:

GRÁFICO 8.10 – PSD-DENSIDADE DE POTÊNCIA - DA PISTA



PRETO – PISTA “DIANTEIRA” CINZA – PISTA “TRASEIRA”

Como pode ser observado no gráfico 8.10, o resultado comprova que os sinais levantados pela roda dianteira e pela roda traseira estão bem próximos um do outro, indicando que os dois procedimentos adotados foram válidos, por se tratar obviamente da mesma pista.

8.6 LEVANTAMENTO DE PERFIL VIRTUAL DA PISTA

Uma outra forma de simular as excitações encontradas no campo, é com a geração de uma pista virtual, através do Simulink (figura 8.6), considerando inclusive o atraso entre a excitação nas rodas dianteiras e nas rodas traseiras ($\tau=V/a_1$, onde a_1 é a distância entre eixos dianteiro e traseiro, conforme figura 5.2):

FIGURA 8.6 – DIAGRAMA PISTA VIRTUAL

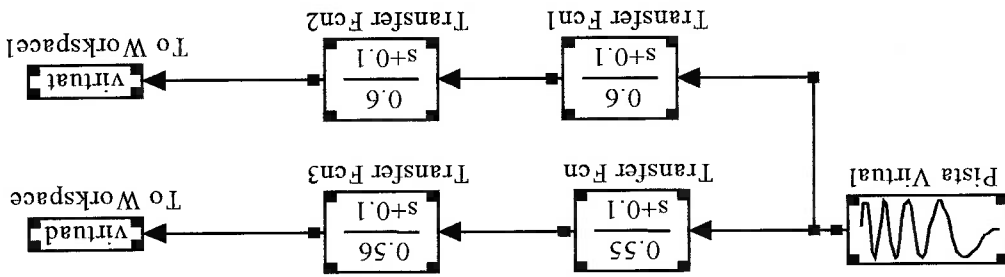


GRÁFICO 8.23 – PSD – DENSIDADE DE POTÊNCIA - PISTA

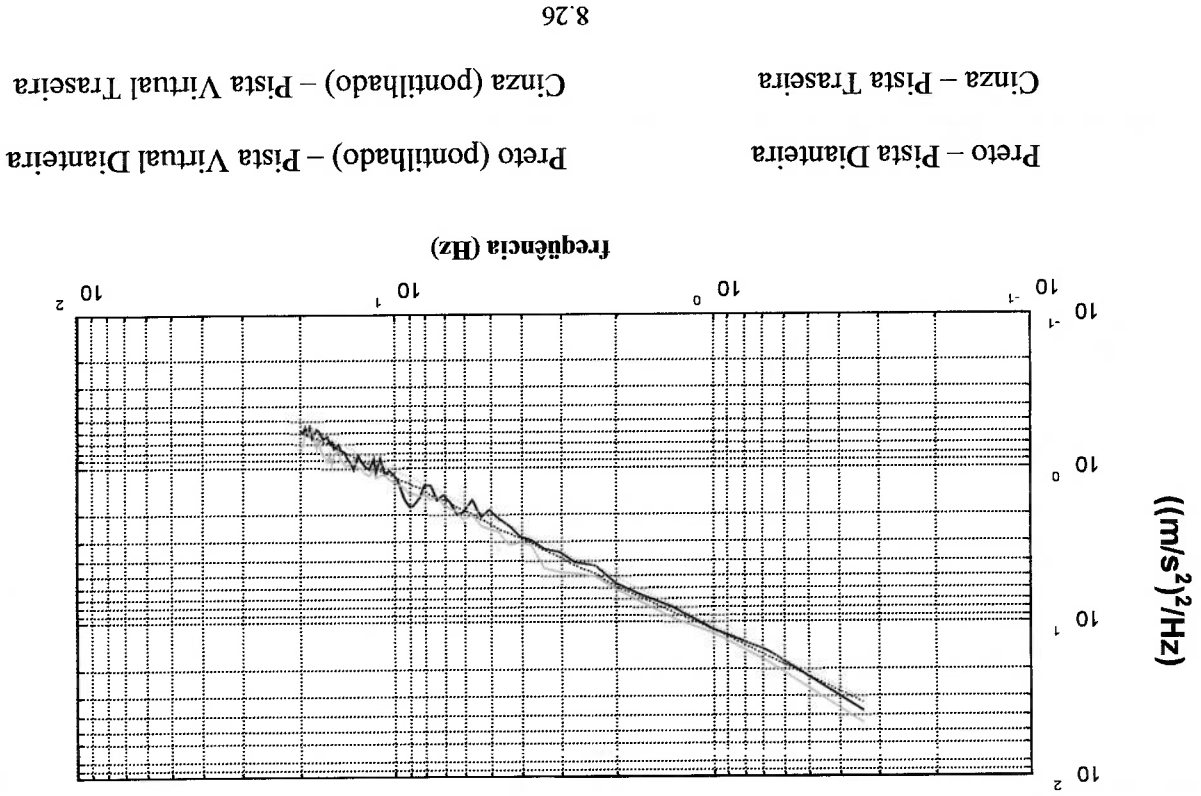
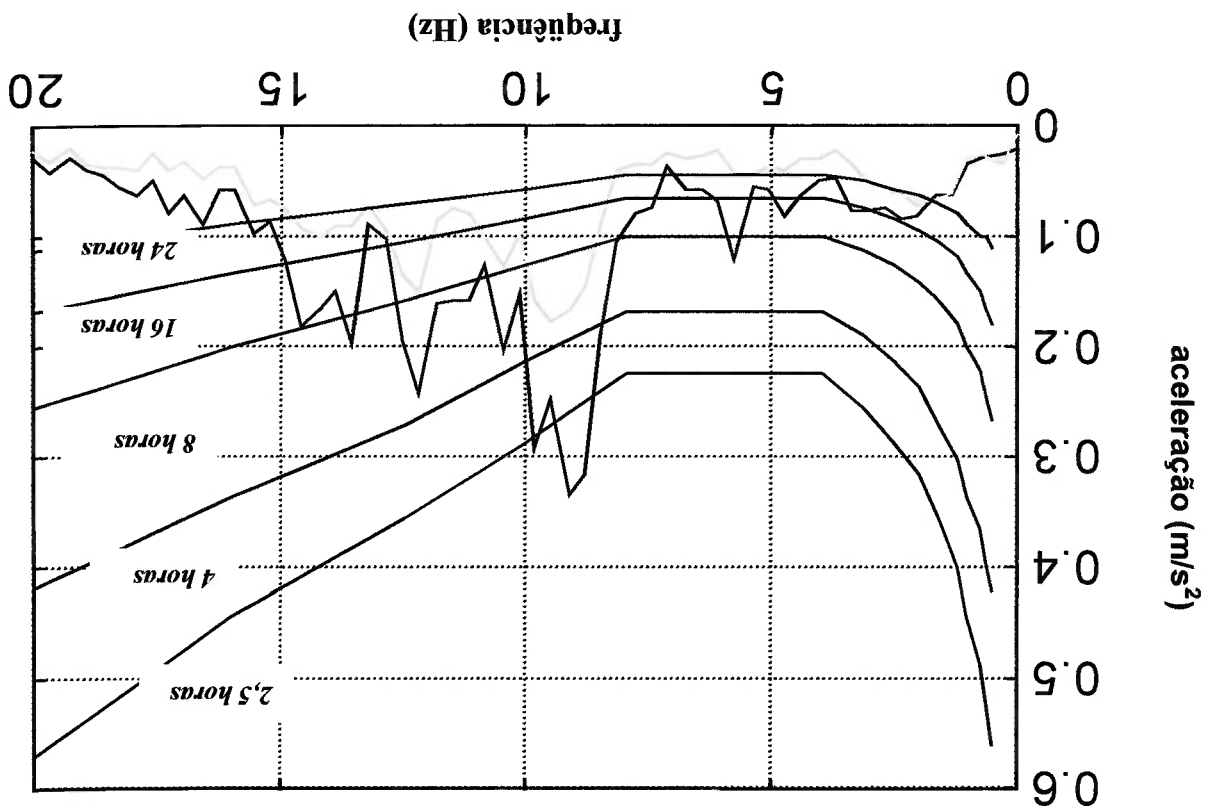


Gráfico 8.33 – Cabina Vertical

$(D_3 \text{ e } D_4) > 15\% \text{ e } (K_1 \text{ e } K_2) < 25\% - 110 \text{ lbf/in}^2$



CINZA - $(D_3, D_4) > 15\% \text{ e } (K_1, K_2) < 25\%$ - PRETO - Original

Observando o gráfico 8.33, pode-se notar que o valor da aceleração na faixa de

7-9 Hz, alcançou o objetivo desejado, ou seja, o conforto vibracional da cabina ficou

entre 4-8 horas.

Isso comprova que a escolha desses parâmetros (K_1 e K_2) e (D_3 e D_4), através da

inspeção dos modos (autovalores e autovalores), conseguiu tornar o veículo confortável,

dentro do padrão normalmente recomendado.

SUMÁRIO

INÍCIO		
Sumário		i
Lista de Figuras		v
Lista de Símbolos		viii
Resumo		xiii
<i>Abstract</i>		xiv
1	INTRODUÇÃO	
1.1	Motivação	1.1
1.2	Objetivos	1.7
1.3	Seqüenciamento dos Capítulos	1.9
2	EFEITO DA VIBRAÇÃO NO CORPO HUMANO	
2.1	Efeito da vibração no corpo humano	2.1
2.2	Parâmetro de Medida e Quantific. do Nível de Vibração	2.2
2.3	Modelo vibracional do corpo humano	2.5
3	FUNDAMENTO DA ANÁLISE VIBRACIONAL	
3.1	Conceitos iniciais	3.2
3.2	Resposta livre do sistema não amortecido	3.3
3.3	Propriedades de ortogonalidade dos modos naturais	3.6
3.4	Resposta forçada sistema amortecido e FRF	3.8

4	MODELO DO CAMINHÃO COM 9 GL	
4.1	Construção do modelo	4.1
4.2	Equações gerais de vínculo do caminhão	4.2
4.3	Equações de movimento sistema livre	4.3
4.4	Equações finais	4.4
4.5	Equações na forma matricial para o sistema livre	4.5
4.6	Dados - caminhão Daimler Chrysler L1622 6x2	4.6
4.7	Cálculo dos autovectores/vetores não amortecidos	4.7
5	EQUAÇÕES DE ESTADO	
5.1	Equações de estado na forma matricial	5.1
5.2	Escrevendo as matrizes de estado	5.2
5.3	Utilizando Matlab / Simulink	5.3
5.4	Diagrama de blocos do sistema no Simulink	5.4
5.5	Aplicação de uma força constante no eixo dianteiro	5.5
5.6	Análise dos resultados obtidos	5.6
5.7	Observações	5.7
5.8	Ortogonalidade dos Modos	5.8
5.8.1	Ortogonalidade dos Modos não Amortec.	5.8.1
5.8.2	Ortogonalidade dos Modos Amortecidos	5.8.2
6	DISPOSITIVO DE ENSAIO	
6.1	Aspectos gerais do dispositivo de ensaio	6.1
6.2	Fotos do dispositivo	6.2
6.3	Medição do veículo no dispositivo de ensaio	6.3
6.3.1	Eixo dianteiro	6.3.1
6.3.2	Eixo traseiro e 3º eixo	6.3.2
6.3.3	Chassis e baú	6.3.3
6.3.4	Power train	6.3.4
6.3.5	Cabina	6.3.5
6.4	Pontos de instalação dos acelerômetros	6.4
6.5	Sinal de excitação	6.5
6.6	Análise Comparativa entre o Modelo e o Dispositivo	6.6

7	PROCESSAMENTO E ANÁLISE DE SINAIS FFT	
7.1	Análise de Sinais no domínio da frequência	7.1
7.2	Classificação dos Sinais	7.2
7.2.1	Dados determinísticos	7.2.1
7.2.2	Dados periódicos Senoidais	7.2.2
7.2.3	Dados periódicos compostos	7.2.3
7.2.4	Dados quase periódicos	7.2.4
7.2.5	Dados transitórios	7.2.5
7.3	Dados aleatórios	7.3
7.3.1	Dados aleatórios Estacionários e não estacionários	7.3.1
7.3.2	Dados aleatórios ergódicos e não ergódicos	7.3.2
7.3.3	Convergência	7.3.3
7.4	<i>Transformada de Fourier</i>	7.4
7.4.1	<i>Transformada de Fourier de função periódicos</i>	7.4.1
7.4.2	<i>Transformada de Fourier de função não periódica</i>	7.4.2
7.5	Análise de <i>Fourier</i> - Exemplos	7.5
7.5.1	Aplicação da série de <i>Fourier</i> – F.Periódica	7.5.1
7.5.2	<i>Transformada Discrета de Fourier</i>	7.5.2
7.5.3	<i>Transformada Rápida de Fourier</i>	7.5.3
7.5.4	FFT- Parâmetros de Ajustes	7.5.4
7.5.5	Condições de Existência da T.F	7.5.5
7.5.6	Limitações da <i>Transformada de Fourier</i>	7.5.6
8	MEDIÇÕES NO CAMPO – RESPOSTA DO MODELO	
8.1	Medições na Pista	8.1
8.2	Ensaio na pista da Rodovia dos Imigrantes	8.2
8.3	Resultados obtidos e Ergodicidade	8.3
8.4	Perfil da Pista e Resposta do Modelo no Simulink	8.4
8.5	Apresentação dos Resultados	8.5
8.6	Levantamento de Perfil Virtual da Pista	8.6
8.7	Proposta de Conforto	8.7

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

9	CONCLUSÃO	9.1
	Conclusão	9.1
	Modelo x Dispositivo (Força Senoidal)	9.2
	Modelo (Pista) x Medição	9.3
	Modelo (Pista Virtual) x Medição	9.4
	Comentários Finais	9.5
9.1		9.1
9.2		9.2
9.3		9.3
9.5		9.5
9.7		9.7

LISTA DE FIGURAS

CAPÍTULO 2

FIGURA 2.1 – CORPO HUMANO COMO SISTEMA MECÂNICO 2.5
 FIGURA 2.2 – DIREÇÃO DA VIBRAÇÃO 2.6
 FIGURA 2.3 – OS 3 LIMITES ESTABELECIDOS 2.7
 FIGURA 2.4 – LIMITES DE VIBRAÇÃO VERTICAL POSIÇÃO SENTADO 2.8
 FIGURA 2.5 – LIMITES DE VIBRAÇÃO PARA AS MÃOS 2.9

CAPÍTULO 4

FIGURA 4.1 – CAMINHÃO BAÚ 6X2 4.1
 FIGURA 4.2 – MEDIDAS CAMINHÃO 6X2 4.8
 FIGURA 4.3 – MODELO 9 GL - CAMINHÃO BAÚ 6X2 4.9
 FIGURA 4.4 – CABINA 4.10
 FIGURA 4.5 – POWER-TRAIN 4.13
 FIGURA 4.6 – CHASSIS + BAÚ 4.15
 FIGURA 4.7 – EIXO DIANTEIRO 4.18
 FIGURA 4.8 – EIXO TRASEIRO 4.19
 FIGURA 4.9 – 3º EIXO TRASEIRO 4.20

GRÁFICO 4.1 – AUTOVEZOR PRIMEIRO MODO 4.32
 GRÁFICO 4.2 – AUTOVEZOR SEGUNDO MODO 4.32
 GRÁFICO 4.3 – AUTOVEZOR TERCEIRO MODO 4.33
 GRÁFICO 4.4 – AUTOVEZOR QUARTO MODO 4.33
 GRÁFICO 4.5 – AUTOVEZOR QUINTO MODO 4.34
 GRÁFICO 4.6 – AUTOVEZOR SEXTO MODO 4.34
 GRÁFICO 4.7 – AUTOVEZOR SÉTIMO MODO 4.35
 GRÁFICO 4.8 – AUTOVEZOR OITAVO MODO 4.35
 GRÁFICO 4.9 – AUTOVEZOR NONO MODO 4.36

CAPÍTULO 5

GRÁFICO 5.1 – FORÇA NO EIXO DIANTEIRO 5.16
 GRÁFICO 5.2 – ESPECTRO DA FORÇA 5.16
 GRÁFICO 5.3 – PONTO DE MEDIÇÃO – EIXO DIANTEIRO 5.17
 GRÁFICO 5.4 – PONTO DE MEDIÇÃO – VERTICAL DA CABINA 5.17
 GRÁFICO 5.5 – PONTO DE MEDIÇÃO – ROT.DO CG DA CABINA 5.18
 GRÁFICO 5.6 – PONTO DE MEDIÇÃO – VERTICAL DO P.-TRAIN 5.18
 GRÁFICO 5.7 – PONTO DE MEDIÇÃO – ROT.DO CG DO P.-TRAIN 5.19
 GRÁFICO 5.8 – PONTO DE MEDIÇÃO – VERT. DO CHASSIS+BAÚ 5.19
 GRÁFICO 5.9 – PONTO DE MEDIÇÃO – ROT.DO CG DO CHASSIS 5.20
 TABELA 5.1 – MODOS DO MODELO 5.23

7.4	FIGURA 7.1 – CLASSIFICAÇÃO DE DADOS DETERMINÍSTICOS
7.5	FIGURA 7.2 – HISTÓRICO DADOS SENOIDAIS
7.7	FIGURA 7.3 – HISTÓRICO NO TEMPO COMPOSTOS
7.8	FIGURA 7.4 – HISTÓRICO NO TEMPO QUASE PERIÓDICOS
7.11	FIGURA 7.5 – DADOS TRANSITÓRIOS NO TEMPO E FREQ.
7.13	FIGURA 7.6 – CONJUNTO DE 4 AMOSTRAS DE SINAIS
7.14	FIGURA 7.7 – CLASSIFICAÇÃO DE DADOS ALEATÓRIOS

CAPÍTULO 7

6.22	GRÁFICO 6.1 – PONTO DE MEDIÇÃO – EIXO DIANTEIRO
6.22	GRÁFICO 6.2 – PONTO DE MEDIÇÃO – VERTICAL CABINA
6.23	GRÁFICO 6.3 – PONTO DE MEDIÇÃO – ROTAÇÃO CABINA
6.23	GRÁFICO 6.4 – PONTO DE MEDIÇÃO – VERTICAL POWER-TRAIN
6.24	GRÁFICO 6.5 – PONTO DE MEDIÇÃO – ROTAÇÃO POWER-TRAIN
6.24	GRÁFICO 6.6 – PONTO DE MEDIÇÃO – VERTICAL CHASSIS/BAU
6.25	GRÁFICO 6.7 – PONTO DE MEDIÇÃO – ROTAÇÃO CHASSIS

6.12	FIGURA 6.1 - MODELO DO CHASSIS+BAU
6.13	FIGURA 6.2 - MODELO DO POWER-TRAIN
6.14	FIGURA 6.3 - MODELO DA CABINA

6.3	FOTO 6.1 – DISPOSITIVO DE ENSAIO FIXADO NO EIXO
6.4	FOTO 6.2 – VISTA FRONTAL DO CAMINHÃO FIXADO
6.5	FOTO 6.3 – CAMINHÃO FIXADO PELO LADO DIREITO
6.6	FOTO 6.4 – CAMINHÃO FIXADO PELO LADO ESQUERDO
6.7	FOTO 6.5 – DISPOSITIVO HIDRÁULICO DE AÇIONAMENTO
6.8	FOTO 6.6 – DISPOSITIVO HIDRÁULICO
6.9	FOTO 6.7 – VALETA ONDE SE LOCALIZA O DISPOSITIVO
6.15	FOTO 6.8 – EIXO DIANTEIRO
6.16	FOTO 6.9 – EIXO TRASEIRO
6.16	FOTO 6.10 – CG VERTICAL DA CABINA
6.17	FOTO 6.11 – CABINA TRASEIRA
6.18	FOTO 6.12 – CG VERTICAL DA CARROÇARIA
6.19	FOTO 6.13 – CARROÇARIA TRASEIRA
6.19	FOTO 6.14 – POWERTRAIN TRASEIRA
6.19	FOTO 6.15 – CG VERTICAL POWERTRAIN

CAPÍTULO 6

8.4	GRÁFICO 8.1a - EIXO DIANTEIRO (original, 4 e 5 médias)
8.4	GRÁFICO 8.1b - EIXO DIANTEIRO (original e 4 médias)
8.5	GRÁFICO 8.1c - EIXO DIANTEIRO (4 e 5 médias)
8.6	GRÁFICO 8.2 - EIXO DIANTEIRO (110 lbf/in ²)
8.6	GRÁFICO 8.2a - EIXO TRASEIRO (110 lbf/in ²)
8.7	GRÁFICO 8.3 - POWER-TRAIN - VERTICAL (110 lbf/in ²)
8.7	GRÁFICO 8.4 - POWER-TRAIN - ROTAÇÃO (110 lbf/in ²)
8.8	GRÁFICO 8.5 - QUADRO+BAÚ - VERTICAL (110 lbf/in ²)
8.8	GRÁFICO 8.6 - QUADRO+BAÚ - ROTAÇÃO (110 lbf/in ²)
8.9	GRÁFICO 8.7 - CABINA VERTICAL (110 lbf/in ²)
8.9	GRÁFICO 8.8 - CABINA ROTAÇÃO (110 lbf/in ²)
8.10	GRÁFICO 8.9 - CABINA VERTICAL (110 lbf/in ²)
8.14	GRÁFICO 8.10 - ESPECTRO DE POTÊNCIA DA PISTA
8.15	GRÁFICO 8.11 - EIXO DIANTEIRO (110 lbf/in ²)
8.15	GRÁFICO 8.12 - EIXO TRASEIRO (110 lbf/in ²)
8.17	GRÁFICO 8.13 - COMPARATIVO VERTICAL DA CABINA (110 lbf/in ²)
8.18	GRÁFICO 8.14 - COMPARATIVO ROTAÇÃO DA CABINA (110 lbf/in ²)
8.19	GRÁFICO 8.15 - COMPARATIVO VERTICAL P.-TRAIN (110 lbf/in ²)
8.20	GRÁFICO 8.16 - COMPARATIVO ROTAÇÃO P.-TRAIN (110 lbf/in ²)
8.21	GRÁFICO 8.17 - COMPARATIVO VERTICAL QUADRO (110 lbf/in ²)
8.22	GRÁFICO 8.18 - COMPARATIVO ROTAÇÃO QUADRO (110 lbf/in ²)
8.24	GRÁFICO 8.19 - MEDIÇÃO - VERTICAL CABINA
8.24	GRÁFICO 8.20 - MODELO - VERTICAL DA CABINA
8.25	GRÁFICO 8.21 - MEDIÇÃO - ROTAÇÃO DA CABINA
8.25	GRÁFICO 8.22 - MODELO - ROTAÇÃO DA CABINA
8.26	GRÁFICO 8.23 - ESPECTRO DE POTÊNCIA
8.28	GRÁFICO 8.24 - EIXO DIANTEIRO
8.28	GRÁFICO 8.25 - EIXO TRASEIRO
8.28	GRÁFICO 8.26 - VERTICAL P.TRAIN
8.28	GRÁFICO 8.27 - ROTAÇÃO DO P.TRAIN
8.29	GRÁFICO 8.28 - QUADRO VERTICAL
8.29	GRÁFICO 8.29 - QUADRO ROTAÇÃO
8.29	GRÁFICO 8.30 - CABINA VERTICAL
8.29	GRÁFICO 8.31 - CABINA ROTAÇÃO
8.32	GRÁFICO 8.32 - CABINA VERTICAL (D_3 e $D_4 > 15\%$)
8.34	GRÁFICO 8.33 - CABINA VERTICAL (D_3 e $D_4 > 15\%$ e (K_1 e K_2) $< 25\%$)
8.11	FIGURA 8.1 - EIXO DIANTEIRO
8.12	FIGURA 8.2 - SIMULINK - EIXO DIANTEIRO
8.12	FIGURA 8.3 - EIXO TRASEIRO
8.13	FIGURA 8.4 - SIMULINK - EIXO TRASEIRO
8.16	FIGURA 8.5 - DIAGR. DE BLOCOS DO VEICULO COMPLETO
8.26	FIGURA 8.6 - DIAGRAMA PISTA VIRTUAL
8.27	FIGURA 8.7 - DIAGRAMA DE BLOCOS P.VIRTUAL

CAPÍTULO 8

LISTA DE SÍMBOLOS

$\{z(t)\}$	- Deslocamentos nas coordenadas geométricas, no domínio do tempo
$\dot{\{z(t)\}}$	- Velocidades nas coordenadas geométricas, no domínio do tempo
ou	
$\{v(t)\}$	
..	
$\{z(t)\}$	- Vetor das acelerações nas coordenadas geométricas, no domínio do tempo
ou	
$\dot{\{v(t)\}}$	
-	
$\{f(t)\}$	- Força externa nas coordenadas geométricas, no domínio do tempo
f_1 a f_8	- Variáveis auxiliares de posição
Z_a	- Deslocamento vertical do CG do trem de forja
Z_b	- Deslocamento vertical do CG do chassis e bau
Z_c	- Deslocamento vertical do CG da cabina
Z_1	- Deslocamento vertical do CG do eixo dianteiro
Z_2	- Deslocamento vertical do CG do eixo traseiro
Z_3	- Deslocamento vertical do CG do 3º eixo traseiro
θ_a	- Coordenada de rotação do CG do trem de forja
θ_b	- Coordenada de rotação do CG do chassis e bau
θ_c	- Coordenada de rotação do CG da cabina
[M]	- Matriz de massa, simétrica N x N
[D]	- Matriz de amortecimento, simétrica N x N
[K]	- Matriz de rigidez, simétrica N x N

Início	
m_r	- Massa modal do modo r
k_r	- Rigidez modal do modo r
$[m]^{diag}$	- Matriz diagonal de massa modal
$[k]^{diag}$	- Matriz diagonal de rigidez modal
$[I]$	- Matriz identidade
$\{y\}$	- Deslocamentos nas coordenadas modais
$\{F_0\}$	- Amplitudes da força excitadora
F_q	- Amplitude da força senoidal aplicada na q -ésima coordenada
Y_r	- Amplitude modal
y_r	- Solução no domínio do tempo para o r -ésimo deslocamento modal da estrutura
$R(\omega)^{pq}$	- FRF de receptância
$M(\omega)$	- FRF de Mobilidade
$A(\omega)$	- FRF de Aceleração
$a(\omega)$	- Aceleração no domínio da frequência
$v(\omega)$	- Velocidade no domínio da frequência
$\{x'(t)\}$	- Deslocamento relativo
$X_p(\omega)$	- <i>Transformadas</i> de Fourier do movimento absoluto de resposta da p -ésima coordenada geométrica do sistema
$X_b(\omega)$	- <i>Transformadas</i> de Fourier do movimento absoluto da entrada única
$\{F_{ef}\}$	- Força efetiva de excitação devido à aceleração de entrada x_b
$\{F(\omega)\}$	- Vetor de forças
$\{M(\omega)\}$	- Vetor de momentos

[V]	- Matriz de FRF do Veículo
ω_r	- r-ésima frequência natural do sistema mecânico em rad/s
$\{\phi_r\}$	- r-ésimo modo de vibrar
$\hat{\phi}_r$	- r-ésimo modo de vibrar normalizado em relação à r-ésima massa modal
λ	- Auto valor
μ_r	- Fator de participação modal da força de excitação
ϕ_{rp}	- p-ésimo elemento do modo r
ϕ_{rq}	- q-ésimo elemento do modo r
$\{\delta\}$	- Vetor unitário constante quando uma unidade de deslocamento estático na direção de x_p provoca uma unidade de deslocamento estático em todos os graus de liberdade do sistema
η_r	- Fator de participação modal do r-ésimo modo do sistema
$\{T\}$	- Vetor de FRF de transmissibilidade absoluta
$\{T^r\}$	- Vetor de FRF de transmissibilidade relativa
$\{\Theta\}$	- Vetor que contém os movimentos angulares
a_p	- Constante arbitrária
b	- Número inteiro
a_0	- Constante arbitrária
a_1	- Distância entre a suspensão dianteira do trem de força e o seu CG
a_2	- Distância entre a suspensão traseira do trem de força e o seu CG
b_1	- Distância entre a suspensão dianteira do chassis+baú e o seu CG
b_2	- Distância entre a suspensão traseira do chassis+baú e o seu CG

b ₃	- Distância entre a suspensão do 3º eixo do chassis+baú e o seu CG
c ₁	- Distância entre a suspensão dianteira da cabina e o seu CG
c ₂	- Distância entre a suspensão traseira da cabina e o seu CG
x ₁	- Distância entre a suspensão dianteira da cabina e o eixo dianteiro
x ₂	- Distância entre a suspensão traseira da cabina e o eixo dianteiro
x ₃	- Distância entre a suspensão dianteira do trem de força e o eixo dianteiro
x ₄	- Distância entre a suspensão traseira do trem de força e o eixo dianteiro
M _a	- Massa do trem de força
M _b	- Massa do conjunto chassis e baú (carga)
M _c	- Massa da cabina
M ₁	- Massa do eixo dianteiro
M ₂	- Massa do eixo traseiro
M ₃	- Massa do 3º eixo traseiro
J _a	- Momento de inércia do trem de força em relação ao CG
J _b	- Momento de inércia do conjunto chassis e baú (carga) em relação ao CG
J _c	- Momento de inércia da cabina em relação ao CG
K ₁	- Rigidez da mola dianteira da cabina
K ₂	- Rigidez da mola traseira da cabina
K ₃	- Rigidez da mola dianteira do trem de força
K ₄	- Rigidez da mola traseira do trem de força
K ₅	- Rigidez da mola do eixo dianteiro
K ₆	- Rigidez da mola do eixo traseiro
K ₇	- Rigidez dos pneus dianteiros
K ₈	- Rigidez dos pneus traseiros
K ₉	- Rigidez da mola do 3º eixo traseiro

Início	
K ₁₀	- Rigidez do pneus traseiros do 3º eixo
D ₁	- Amortecedor na dianteira da cabina
D ₂	- Amortecedor na traseira da cabina
D ₃	- Amortecedor na dianteira do trem de força
D ₄	- Amortecedor na traseira do trem de força
D ₅	- Amortecedor no eixo dianteiro
D ₆	- Amortecedor no eixo traseiro
D ₇	- Amortecedor dos pneus dianteiros
D ₈	- Amortecedor dos pneus traseiros
D ₉	- Amortecedor no 3º eixo traseiro
D ₁₀	- Amortecedor dos pneus do 3º eixo traseiro

RESUMO

A indústria automobilística tem procurado nos últimos anos dar uma atenção especial ao conforto no desenvolvimento de novos produtos. Dentre as várias abordagens que compreendem o conceito de conforto, o vibracional toma um papel de destaque principalmente no Brasil para veículos comerciais, onde motoristas e ocupantes trafegam em longas viagens por estradas com péssimo estado de conservação.

Com o objetivo de estudar o conforto vibracional veicular, foi desenvolvido um modelo de 9 graus de liberdade de um caminhão baú 6x2, considerando os principais subsistemas do veículo, ou seja, cabina, trem de força, eixo dianteiro, eixos traseiros e chassis com baú.

Foram realizadas também medições de conforto no veículo, como também foram medidas acelerações nos subsistemas, para verificar a aderência do modelo para determinadas excitações e verificar o seu comportamento quando se alteram as características de alguns parâmetros elásticos.

Antes de partir direto para as medições em campo para verificar o modelo, foi desenvolvido um dispositivo hidráulico que, fixado nas rodas dianteiras, excita o veículo carregado, de maneira a varrer todas as faixas de frequência que são mais relevantes ao conforto vibracional, conforme norma ISO 2631.

Foram analisadas variações da rigidez dos pneus dianteiros, através simplesmente da variação da sua pressão, para investigar como o nível de conforto depende desse parâmetro. Outras propostas de mudança de parâmetros dos elementos elásticos serão questionadas para se obter um incremento no nível do conforto vibracional.

The Automotive Industry has in the last years been giving special attention to comfort in the development of new products. Among the several aspects that involve the comfort concept, vibration takes a prominent role mainly in Brazil for commercial vehicles, where drivers and occupants ride long trips on highways with bad surface conditions.

In order to study the vehicular vibrational comfort, a model will be developed with 9 degrees of freedom for a truck truck 6x2, considering the main sub-systems of the vehicle, in other words, cabin, powertrain, front and rear axles and chassis with trunk.

This work will also accomplish measurements of the vibration comfort in the cabin, additionally accelerations will be measured in each of the sub-systems of the vehicle to check the adherence of the model for certain excitation and to verify its behavior when the characteristics of some elastic parameters are changed.

In order to check the model before starting the measurements in the field an hydraulic device will be developed that, fastens to the front wheels, exciting the loaded vehicle, to sweep all the frequency ranges that are more important to the vibration comfort, according to ISO 2631.

Variation of the stiffness of the front tires will be analyzed, just through the variation of the air pressure, to investigate how the comfort level depends on that parameter. Other propositions of change of parameters of the elastic elements will be questioned in order to obtain an increment in the level of the vibrational comfort.

ABSTRACT

INTRODUÇÃO

1.1 MOTIVAÇÃO

No cotidiano, o corpo humano é exposto a uma série de vibrações durante o seu transporte, seja em carro, ônibus ou trem. Muitas pessoas estão ainda sujeitas à vibrações durante seu dia de trabalho, devido às ferramentas manuais, maquinário ou veículos pesados. Assim como o som pode resultar em música aos ouvidos ou em ruído irritante, as vibrações no corpo podem ser agradáveis ou desconfortáveis. O conforto é um sentimento abstrato que, obviamente, não pode ser definido apenas em função de características físicas, embora temperatura, aceleração e ruído ajudem na definição de bem-estar ou enjôo. O efeito da exposição do ser humano à vibrações, principalmente no local de trabalho, tem sido objeto de extensas pesquisas.

Muitas das investigações iniciais envolviam pilotos de aeronaves, operadores de caminhões, tratores e operários que utilizavam ferramentas manuais (martelo pneumático, motosserras, etc.).

Nos dias atuais, a pesquisa de vibração no corpo humano ultrapassou os limites dos locais de trabalho, estendendo-se aos passageiros de veículos e a outros campos. Os resultados têm sido condensados em normas internacionais, como a norma ISO 2631, que permitem a avaliação da exposição do corpo humano à vibrações.

Em particular, o conforto veicular tem sido nos últimos anos, objeto de grande preocupação da indústria automobilística, tanto de veículos de passeio como de utilitários.

Pode-se perceber a sua importância pela crescente exigência dos consumidores em conduzir veículos mais confortáveis, seja através do emprego de bancos ergonômicos, suspensões primárias progressivas ou mesmo através de suspensões de cabinas mais macias (no caso de caminhões) .

Por outro lado, existe a preocupação da indústria automobilística em conceber novos produtos, visando minimizar os problemas de custos relacionados com a saúde dos motoristas expostos às elevadas vibrações, durante a jornada de trabalho, que muitas vezes culminam em processos trabalhistas. Considerando a grande quantidade de trabalhos voltados especificamente para a área de conforto vibracional, pode-se notar a importância que vem sendo atribuída a esse assunto principalmente nos últimos anos na indústria automobilística. Sob o nome “ conforto veicular ”, estão por trás basicamente os seguintes conceitos:

- a- Ruído
- b- Vibração
- c- Temperatura
- d- Espaço disponível e ergonomia.

Esses conceitos têm sido a tônica de diversos trabalhos recentes em congressos e seminários nacionais e internacionais (COBEM, INTERNOISE, SAE, SIBRAV, etc.), como também nas revistas dedicadas à essa área (Journal of Sound and Vibration, Journal of Vehicle Design, Journal of Vibration and Acoustics, Journal of Automobile Engineering, European Journal of Mechanical and Environmental Engineering, Journal

of Low Frequency Noise , Vibration and Active Control, Computer & Structures, Journal of SAE etc).

O presente trabalho focalizará o conforto vibracional, apenas dos veículos utilitários, que conceitualmente correspondem aos veículos que transportam mercadorias para fins comerciais (caminhões).

Os caminhões podem ser discretizados, considerando os aspectos da dinâmica veicular, num modelo matemático onde cada grau de liberdade pode ser relacionado a um determinado sistema elástico do veículo. Os sistemas elásticos encerram a suspensão da cabina, a suspensão do trem de força (motor-embreagem-câmbio), a suspensão primária, os pneus e os acoplamentos com a carreta eventualmente atrelada ao mesmo .

Esses sistemas elásticos vêm passando nos últimos anos por uma grande revolução tecnológica, através do emprego de técnicas experimentais mais avançadas ou mesmo pelo uso de programas de simulação numérica (Análise Modal, Multi-Corpos), os quais analisam o comportamento dinâmico do veículo e determinam as frequências e os modos críticos que possam eventualmente gerar grandes vibrações e/ou desconfortos. Com a globalização do mercado e a entrada de veículos mais modernos e confortáveis, a indústria nacional se viu obrigada a acelerar mudanças em seus componentes.

Por exemplo, através da substituição das molas trapezoidais por molas parabólicas (ou a ar), como também pela mudança na suspensão das cabinas, as quais utilizavam coxins duros, que trabalhavam numa faixa de frequência em torno de 12 a

15Hz, por elementos elásticos mais moles (molas e amortecedores), que conseguem trabalhar numa faixa de frequência menor (1,2 a 8 Hz).

Todos esses fatores vêm comprovar essa tendência irreversível na indústria automobilística, que é a preocupação com o conforto.

Até mesmo os fabricantes de elásticos (coxins) para o trem de força estão cada vez mais preocupados em empregar borrachas naturais, de baixo índice de amortecimento, com as suas propriedades estáticas e dinâmicas, muito bem conhecidas e controladas em dispositivos de bancada, de maneira a reduzir a transmitibilidade a vibrações e ruído em média e alta frequência.

A adoção de técnicas mais modernas e agressivas, como o uso de controles ativos de vibração e o emprego de coxins hidráulicos (amortecimento varia em função da amplitude), refletem já a consciência que a indústria possui para fornecer um produto ao mercado com grande conforto. Adicionalmente, a indústria automobilística em função ainda da globalização dos mercados e da acirrada disputa em cada segmento, está centralizando também os seus esforços na redução do peso, otimizando estruturas e os custos dos materiais empregados para a construção dos veículos.

A utilização de elementos finitos (FEM), durante o desenvolvimento de um novo modelo, proporciona o dimensionamento otimizado de estruturas, com o emprego de materiais mais leves, com grande capacidade de suportar tensões e grandes deformações. No entanto, o uso desses materiais fez com que diminuísse a impedância mecânica de algumas estruturas, tornando os veículos mais suscetíveis às vibrações provenientes do motor e das irregularidades do solo, sobre o qual o veículo trafega.

O estudo da flexibilidade do quadro (chassis) em caminhões é um exemplo típico que pode ser mencionado, pois o emprego de materiais mais nobres na construção dos quadros fez com que os modos flexíveis do mesmo se associassem (acoplassem) aos modos naturais de corpo rígido da cabina, trem de força e de outros subsistemas do veículo, de maneira que, alguns modos de vibração possuem (no seu autovetor) a participação de todos os subsistemas, comumente dito modo global, com isso qualquer perturbação em qualquer parte do veículo, excita esses modos que podem causar grande vibração ou desconforto.

Um ensaio simples realizado nas áreas de engenharias experimentais das indústrias automobilísticas, executado em várias marchas com o veículo carregado e vazio, é a varredura de mínima a máxima velocidade numa pista regular, observando-se o comportamento dinâmico do veículo .

É relativamente comum observar, durante essa varredura de velocidades (normalmente 30 km/h a 90 km/h), devido ao perfil da pista e/ou à existência de uma pequena excentricidade nos conjuntos roda-pneu, a sintonização/excitação de diversos modos de vibrar do veículo carregado ou mesmo em meia carga. Às vezes, mesmo quando a pista é plana e regular, é possível notar alguns modos de vibrar do veículo nas faixas críticas de conforto ao corpo humano.

A fonte principal de excitação é muitas vezes a própria excentricidade do conjunto roda/pneu (estima-se em torno de 5 mm) que, ao girar durante a rotação do veículo, acaba atuando como um agente perturbador do sistema.

Como a amplitude do deslocamento é sempre a mesma, ocorre que com o aumento linear da velocidade, a amplitude da perturbação aumenta também linearmente e sua aceleração quadráticamente.

Como já anteriormente mencionado, o emprego de técnicas mais sofisticadas (Multi-Corpos, Análise Modal e FEM), para a construção de modelos vibrationais complexos com centenas de graus de liberdade pode ter um custo muito elevado e despende um tempo, muito além dos prazos estratégicos de lançamento de novos produtos para o mercado.

Nesses modelos, procura-se tal grau de refinamento que, por exemplo, o chassis é modelado em elementos finitos, ou seja, considerado um sistema flexível, e depois esse modelo do chassis é simplificado para poder ser transportado para um software de Multi-Corpos, para ser executada uma análise dinâmica completa do veículo, com objetivo de encontrar muitas vezes soluções de problemas não tão complexos.

1.2 OBJETIVOS

Em face dos argumentos expostos, a proposta principal desse trabalho é o desenvolvimento de um modelo plano de um caminhoã baú 6x2 com 9 graus de liberdade, que represente os modos mais importantes ligados ao conforto vibracional (até aproximadamente 20 Hz), de maneira a encontrar alternativas, através da alteração de parâmetros de rigidez e/ou amortecimento, com objetivo de melhorar o conforto vibracional da cabina, enquadrando-a na faixa de 4-8 horas, segundo ISO 2631.

Ainda dentro do escopo desse trabalho, foi também desenvolvido um Dispositivo Hidráulico (Shaker), no qual o veículo é fixado, com objetivo de avaliar preliminarmente o seu comportamento dinâmico, quando submetido a excitações específicas (p.ex: varredura senoidal), bem como para observar o comportamento vibracional dos principais concorrentes, onde por exemplo, os parâmetros de rigidez, amortecimento e inércia, são informações de difícil obtenção.

As principais literaturas especializadas, como também a experiência das grandes montadoras em problemas observados no campo, indicam que a grande maioria dos modos que são relevantes para o conforto estão localizados no plano (x,z) , onde x corresponde ao eixo longitudinal do veículo e z ao vertical.

Muitas vezes a simples construção de um modelo plano que leva em consideração os movimentos na vertical e "pitch" (rotação em torno do eixo y), conseguem representar com grande aderência os problemas percebidos na condução do veículo.

De uma maneira geral, a alteração de um ou mais parâmetros elásticos do veículo pode ser o suficiente para minimizar, ou mesmo eliminar o problema identificado.

Entre as diversas formas de abordar esse tipo de problema, um caminho possível é alterar a rigidez do sistema (ou apenas de algum subsistema), tal que a frequência do modo (autovalor) em estudo, seja deslocada para uma região de menor sensibilidade para o corpo humano.

Nesse caso, muitas vezes o modo de vibrar (autovalor) é também alterado, podendo transformar-se num modo menos sensível ou menos crítico ao corpo humano.

Uma outra solução que será abordada, é alterar o amortecimento de um determinado modo, fazendo reduzir a amplitude dessa vibração. No entanto, esse procedimento pode gerar outros inconvenientes, por exemplo, a transmissão de ruído estrutural para o interior do veículo (caso típico de motores de combustão interna) para frequências mais altas (acima de 20 Hz).

Vale ainda salientar que, todas as análises de vibração e de conforto serão sempre acompanhadas de medições na Rod. dos Imigrantes, a qual possui uma boa reprodutibilidade, de maneira a garantir a qualidade das análises comparativas.

No presente trabalho, o veículo escolhido para desenvolver o modelo foi um caminhão **protótipo** 6x2 de 16 toneladas de 220 CV, o qual representa grande parte da frota dos veículos que trafegam em nossas estradas.

1.3 SEQUENCIAMENTO DOS CAPÍTULOS

Com objetivo de contemplar, de uma forma clara os temas acima abordados, o conteúdo de cada um dos capítulos estará da seguinte forma dividido:

Início

Capítulo 1 É a introdução aqui apresentada, os aspectos gerais desse trabalho, a sua motivação e os objetivos, como também o seqüenciamento dos capítulos.

Capítulo 2 Aqui será descrito o conforto vibracional, baseado na ISO 2631, suas implicações no ser humano, as frequências e as direções mais críticas. É apresentada também o tempo de exposição máximo, após o qual, uma pessoa pode ainda se sentir confortável quando sujeita a uma determinada vibração.

Capítulo 3 Aqui será descrita a parte teórica da vibração, sistema livre e sistema forçado bem como os conceitos básicos de autovalor, autovetor e de transmissibilidade.

Capítulo 4 Esse capítulo é dedicado à construção do modelo plano do caminho 6x2, as considerações que foram feitas para simplificação dos principais subsistemas.

Capítulo 5 Esse capítulo foi dedicado à construção das matrizes de estado, de maneira a considerar o amortecimento de cada subsistema e simular o modelo no *Simulink (MATLAB)*, observando a sua resposta para diversos tipos de excitação conhecida e verificando a ortogonalidade dos modos.

Capítulo 6 Aqui será descrito o dispositivo de ensaio (Shaker), que foi construído especialmente para levantar os principais modos de vibração numa região de frequência muito sensível ao conforto vibracional. Serão discutidos alguns resultados comparativos com o modelo, através da aplicação de uma força senoidal.

Capítulo 7 Esse capítulo enfoca a análise de sinais, apresentando a classificação dos tipos de sinais (ergódicos e não ergódicos), *Transformada de Fourier (DFT e FFT)* e convergência, bem como os conceitos de análise de sinais e alguns cuidados com a digitalização dos sinais.

Capítulo 8 Aqui serão apresentados os resultados de medição obtidos em pista para duas pressões diferentes de pneus, comparando-se com a resposta do modelo, suas indicações e tendências, bem como a proposta de alteração dos parâmetros de amortecimento com objetivo de melhorar o conforto do veículo.

Capítulo 9 Conclusão e comentários finais

Referências Bibliográficas

EFEITO DA VIBRAÇÃO NO CORPO HUMANO

2.1 EFEITO DA VIBRAÇÃO NO CORPO HUMANO

Os principais tipos de vibrações, a que o corpo humano está sujeito durante a operação de máquinas em geral, é a vibração do corpo inteiro e a específica nos braços .

A vibração no corpo é geralmente transmitida pela base suporte (pés, assento e costas), enquanto que a vibração no braço é principalmente transmitida por máquinas operatizes manuais. Esses dois tipos são mecanicamente diferentes e são estudados separadamente.

A exposição à vibração global do corpo pode provocar danos físicos permanentes, ou distúrbios do sistema nervoso. A exposição diária à vibração global do corpo, durante um período de anos, pode resultar em um dano físico sério, denominado “*Lumbago Isquêmico*”, que afeta a região inferior da espinha dorsal.

A exposição pode também afetar os sistemas circulatórios e/ou urológicos, como também perturbar o sistema nervoso central.

Sintomas desse distúrbio aparecem durante, ou logo após a exposição, na forma de fadiga, insônia, enxaqueca ou enjoô. Muitas pessoas têm experimentado esses sintomas após terem completado viagens de carro ou de navio. Entretanto, esses sintomas normalmente desaparecem após um período de repouso. A exposição à vibrações no conjunto mão-braço durante um longo período pode provocar ruptura de vasos sanguíneos, dano nos nervos da mão e artrose, resultando em perda de sensibilidade e controle dos dedos, o que pode provocar perigo em atividades que requerem precisão manual .

2.2 PARÂMETROS DE MEDIDA E QUANTIFICAÇÃO DO NÍVEL DE VIBRAÇÃO

Quando um ser humano está em contato com um dispositivo mecânico vibrante, ele é deslocado de sua posição original. Portanto, deslocamento é um parâmetro que pode ser indicado para descrever vibração. Entretanto, a vibração também pode ser analisada a partir da velocidade ou da aceleração. A vibração de uma máquina é causada pelo movimento das massas que a compõem. Cada componente móvel tem uma certa frequência característica associada ao seu movimento, de forma que, a vibração transmitida ao corpo humano, em contato com a superfície da máquina, é composta por diferentes frequências agindo simultaneamente. Também deve ser ressaltado que, o corpo humano não reage igualmente a todas as frequências de vibração.

O ser humano é mais sensível a determinadas frequências, pois o mesmo pode ser analisado como um sistema mecânico, o qual possui as seguintes características:

a- Cada parte do corpo possui máxima sensibilidade em diferentes frequências (pois possui diferentes frequências naturais)

b- O corpo humano não é simétrico

c- Nenhuma pessoa responde à vibração da mesma maneira

Portanto, se não houvesse o ser humano, que é sensível a todos os tipos de desconforto, não haveria obviamente preocupação com o conforto em máquinas e veículos.

CONFORTO VEICULAR

Conforme já exposto anteriormente na avaliação dinâmica de um veículo, o conforto vibracional desempenha um papel muito importante hoje em dia, pois o cliente comum (motorista) trafega muitas vezes mais que 16 horas/dia no caminho em estradas, na sua maior parte, com pavimentação muito precária por todo território nacional.

Uma das grandes reclamações desses motoristas é quanto às vibrações que esses veículos proporcionam aos condutores e passageiros. Após grandes jornadas de trabalho é comum os condutores sentirem dores em todo o corpo, principalmente nas regiões lombares .

Com objetivo de quantificar e qualificar (padronizar) essas vibrações, foram realizados em diversos países, estudos e ensaios que culminaram na publicação da norma ISO 2631, a qual discretizou fisicamente o corpo humano em sistemas mecânicos conhecidos (braços, cabeça, abdômen, etc.), onde cada um deles possui faixas de frequências de ressonância conhecidas. Portanto, pode-se padronizar em escalas definidas em direções ortogonais as vibrações a que está sujeito o corpo humano, de maneira a correlacionarem com o conforto, com a fadiga ou mesmo com o índice de injúria a que o mesmo está sujeito. Para deixar esses aspectos mais claros, será abordado o conteúdo da norma ISO2631, de maneira a esclarecer os conceitos de conforto vibracional e os procedimentos da sua medição.

Na reação do corpo humano em um campo de vibrações e choque, deve-se considerar não apenas a resposta mecânica do sistema, mas também o efeito psicológico sobre o indivíduo.

O primeiro estudo quantitativo no assunto foi realizado por Goldmann e publicado em 1960. Os efeitos das vibrações sobre o corpo humano podem ser extremamente graves. Dentre esses efeitos podem-se citar: visão turva, perda de equilíbrio, falta de concentração, e até daniificação permanente de determinados órgãos do corpo.

Indivíduos que trabalham com equipamentos vibratórios de operação manual, tais como martelo pneumático e motosserra, apresentam degeneração gradativa do tecido muscular e nervoso. Os efeitos aparecem na forma de perda de capacidade manipuladora e do controle do tato nas mãos, conhecido popularmente por “dedo branco”.

A norma ISO 2631 (1978) estabelece curvas de limite de aceleração máxima recomendada para cada tempo de exposição, de um minuto a 12 horas. A faixa de frequência na qual o corpo humano apresenta mais sensibilidade é de 1Hz a 80 Hz

2.3 MODELO VIBRACIONAL DO CORPO HUMANO

O corpo humano pode ser considerado como um sistema mecânico complexo, de múltiplos graus de liberdade (figura 2.1).

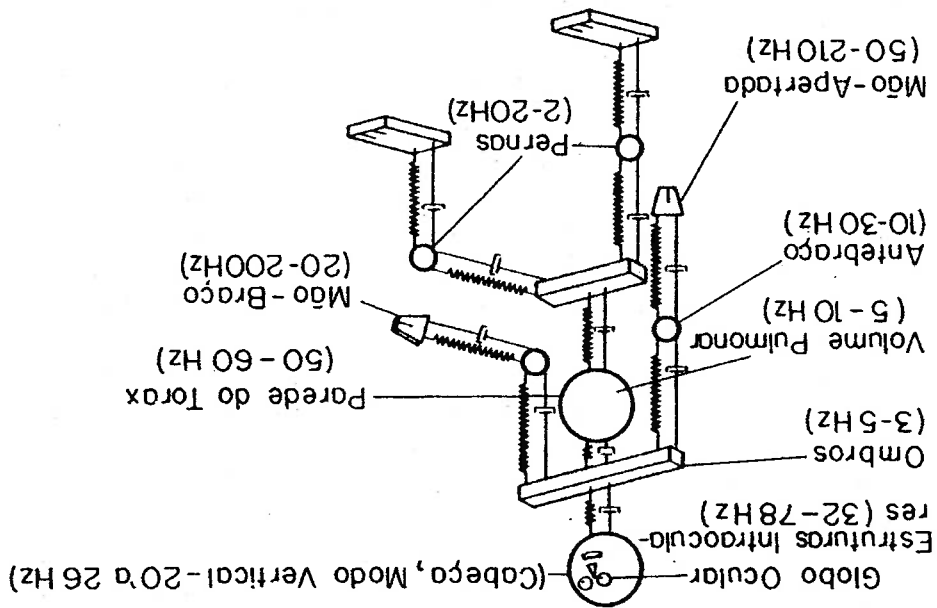


FIGURA 2.1 – Corpo Humano como Sistema Mecânico
 (RANDALL R.B., Tech B., Application of B&K Equipment to Frequency Analysis)

O corpo humano pode ser submetido à vibrações em várias direções e em diferentes posições: em pé, sentado ou deitado (figura 2.2).

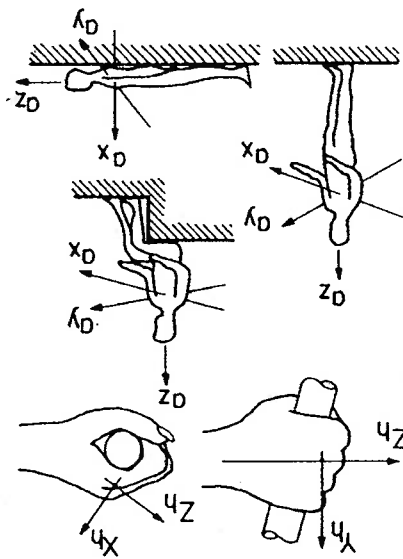


FIGURA 2.2 – Direção da Vibração (ref. ISO 2631)

A direção na qual o corpo é mais sensível à vibrações é a vertical (indivíduo em pé). Para excitações na vertical, na faixa de frequências de 4 a 8 Hz, situam-se as frequências naturais dos elementos do corpo humano (massa abdominal, ombros e pulmões). Nessa faixa, o corpo humano apresenta alta sensibilidade, por isso os limites dos níveis de vibração são menores.

Na direção transversal e lateral, a rigidez do corpo é menor (figura 2.3), de modo que a faixa de frequência mais sensível é de 1 a 2 Hz.

Portanto, pode-se concluir que todas essas vibrações, em função da direção e da frequência de atuação, proporcionam em maior ou menor intensidade, desconforto ao ser humano.

Quando um indivíduo está sujeito à vibração nos 3 eixos (vertical, longitudinal, e transversal), deve-se medir separadamente cada uma dessas vibrações e comparar com os níveis de conforto toleráveis, conforme ISO 2631.

Três códigos de severidade são encontrados na norma (Figura 2.3), sendo que cada nível de severidade está espagado em 3 vezes (10 dB).

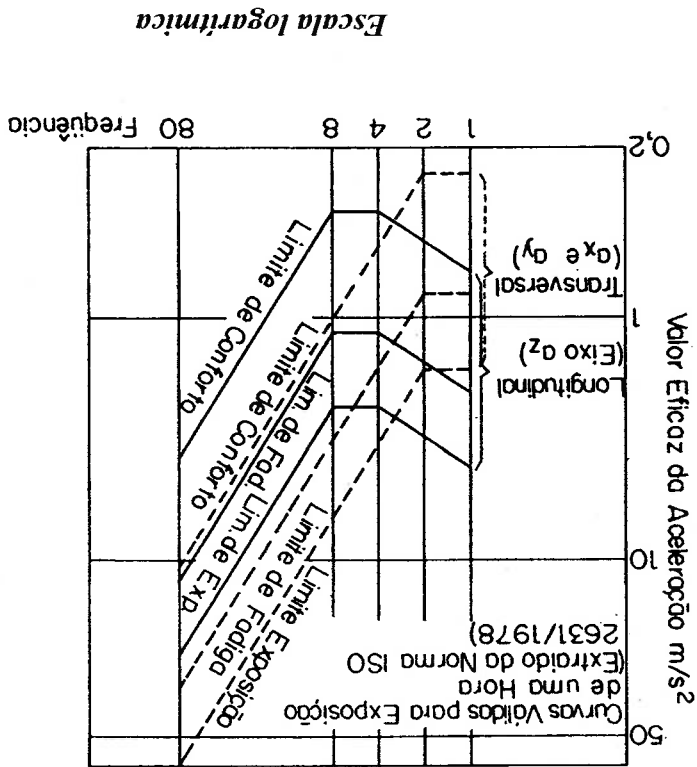


FIGURA 2.3 - Os três Limites Estabelecidos (ref. ISO 2631)

1- Limite de conforto, aplicável para passageiros de veículos

2- Limite de perda de eficiência, causado por fadiga

3- Limite de exposição sob condições específicas que oferecem perigo à saúde

As figuras 2.4 e 2.5, mostram os limites de conforto em aceleração na vertical, na posição sentado e para as mãos, respectivamente, recomendados pela norma ISO 2631 em função do tempo número de horas de exposição.

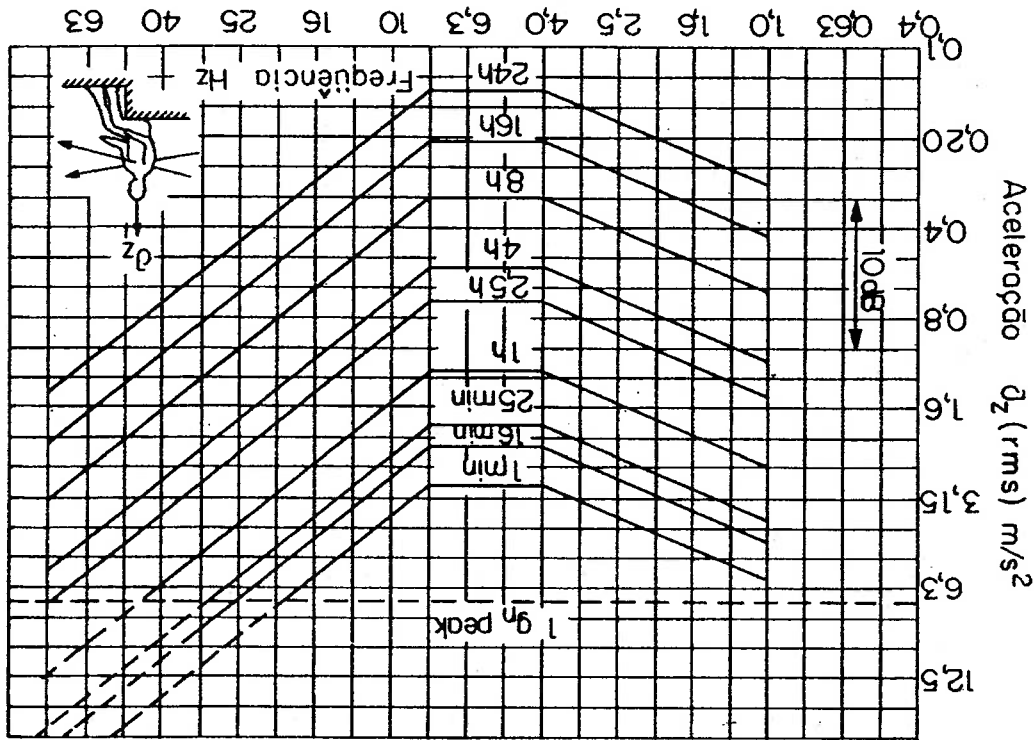


FIGURA 2.4 – Limites de Vibração vertical para a posição sentado (ref. ISO 2631)

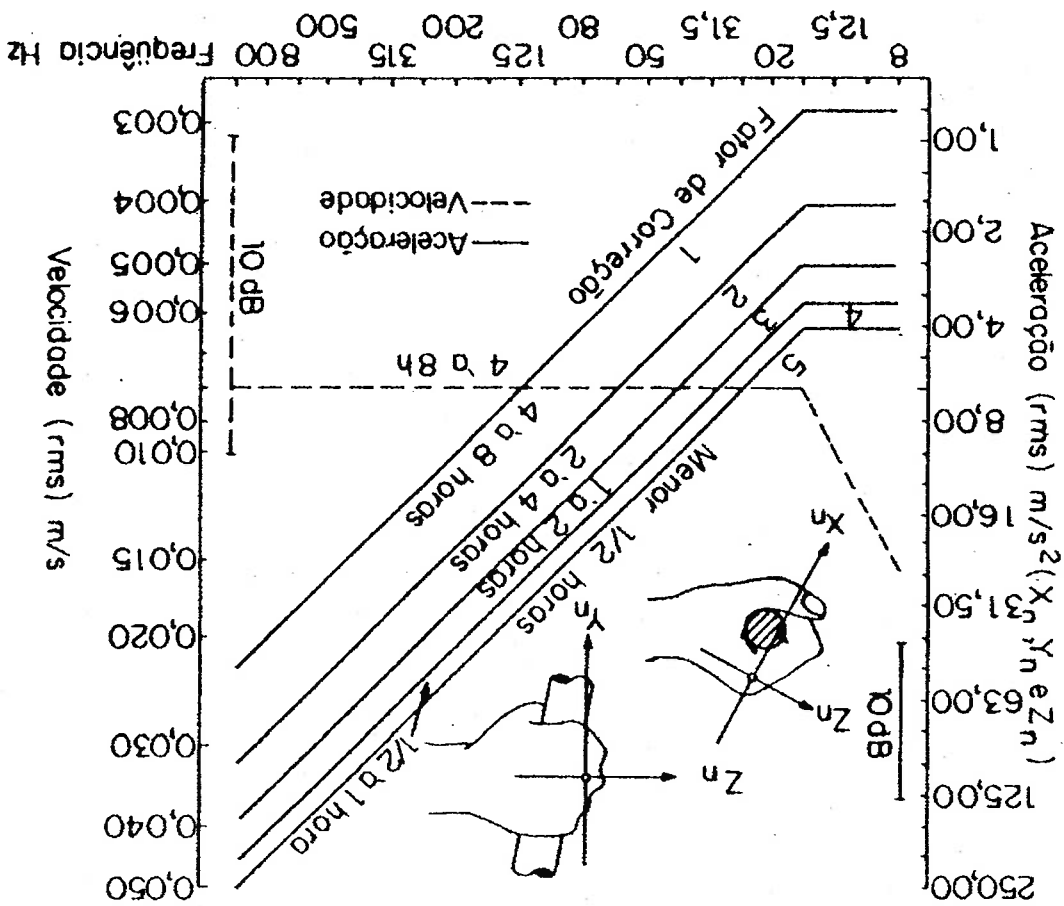


FIGURA 2.5 – Limites de vibração para as mãos
(ref. ISO 2631)

Deve-se salientar que, se as vibrações ocorrerem em mais de uma direção simultaneamente os limites são aplicados separadamente a cada componente vetorial da aceleração.

Observando-se as figuras 2.4 e 2.5, nota-se que os níveis de aceleração toleráveis aumentam com a diminuição do tempo de exposição. Se a exposição é interrompida (pausas) durante o dia de trabalho, o tempo total é a soma de todos os tempos, se os níveis de aceleração (r.m.s) não variarem muito.

No Brasil, estabeleceram-se os níveis máximo de vibração, utilizando os dados especificados pelas recomendações ISO 2631.

Vale salientar que, já existe uma nova edição da ISO 2631(1998), a qual questiona as curvas e estabelece uma série de outras interpretações que ainda estão sendo discutidas em fóruns técnicos internacionais e também dentro dos comitês nacionais da ABNT.

Em todo caso, será feito uso da edição anterior da ISO 2631(1978) por ser ainda amplamente adotada e sobretudo por estabelecer valores de aceleração para cada nível de conforto e injúria.

Dando continuidade ao objetivo desse trabalho, o próximo capítulo fará uma breve introdução teórica dos fundamentos da análise vibracional, que será de vital importância para a compreensão do modelo veicular, no qual será aplicado a abordagem de conforto humano vibracional.

CAPÍTULO 3

FUNDAMENTOS DA ANÁLISE VIBRACIONAL

Antes de entrar diretamente nas equações da dinâmica, para a construção do modelo matemático do caminho, será abordado nesse capítulo as equações fundamentais da dinâmica, os graus de liberdade dos sistemas livres e forçados bem como a representação na forma matricial.

As técnicas mais comuns de modelagem matemática para um sistema com vários graus de liberdade requerem um conhecimento básico dos conceitos de mecânica clássica, especialmente do significado de resposta livre de um sistema, resposta forçada, análise modal (autovetores e autovalores) e também os conceitos de ortogonalidade dos modos naturais.

Basicamente, esses fundamentos são provenientes das *Leis de Newton*, no entanto, como se trata da construção de um sistema com vários graus de liberdade, será aplicada uma abordagem estruturada na forma matricial. Normalmente, para se criar as equações de vínculos e as de movimento de um determinado modelo, procura-se adotar um sistema de coordenadas generalizadas independentes, de maneira que a quantidade de coordenadas necessárias para descrever todos os movimentos do modelo represente essencialmente o número de graus de liberdade do sistema.

Por exemplo, para se saber como é a “forma” de vibrar do modelo em um determinado modo, precisaremos conhecer e interpretar o conceito de autovetor na base das coordenadas generalizadas, bem como a sua frequência natural (autovalor).

Inicialmente será abordado o sistema livre, cujos conceitos serão fundamentais para a compreensão dos próximos capítulos, assim como quando for tratada a resposta dos sistemas forçados, onde será aplicada uma força no veículo e será analisado o seu comportamento.

Alguns conceitos de ortogonalidade dos modos naturais serão discutidos nesse capítulo para se compreender o fato do porquê de alguns modos não serem excitados em detrimento a outros, quando se aplica uma determinada força.

Uma breve introdução à análise de sinais no domínio da frequência através do uso da Transformada de *Fourier* será realizado no decorrer desse capítulo, pois a interpretação das curvas de conforto é realizada com os sinais no domínio da frequência, mais especificamente em bandas de terças de oitavas, conceito que iremos abordar no decorrer dos próximos capítulos.

3.1 CONCEITOS INICIAIS

De uma forma geral, a resposta dinâmica de um modelo linear possuindo N graus de liberdade pode ser obtida a partir da solução de um conjunto de equações diferenciais de segunda ordem que, escritas na forma matricial, são dadas por:

$$[M]\ddot{z} + [D]\dot{z} + [K]z = \{f\} \quad (3.1)$$

onde

$[M]$ é a matriz de massa ($N \times N$)

$[D]$ é a matriz de amortecimento ($N \times N$)

$[K]$ é a matriz de rigidez ($N \times N$)

$\{z\} = \{z(t)\}$ é o vetor dos deslocamentos nas coordenadas geométricas ($N \times 1$)
 $\{\dot{z}\} = \{\dot{z}(t)\}$ é o vetor das velocidades nas coordenadas geométricas ($N \times 1$)
 $\{\ddot{z}\} = \{\ddot{z}(t)\}$ é o vetor das acelerações nas coordenadas geométricas ($N \times 1$)
 $\{f\} = \{f(t)\} = \{F_0\}e^{i\omega t}$ é o vetor de distribuição de forças externas nas coordenadas geométricas ($N \times 1$).

Pode-se dizer que as matrizes de massa, rigidez e amortecimento são simétricas e no caso de corpos rígidos sua discretização é trivial, ao contrário de elementos flexíveis, onde é necessário adotar algum método de discretização, sendo o mais comum deles, o método dos elementos finitos.

A equação (3.1) constitui um sistema de N equações diferenciais acopladas, o que, em princípio, requer sua resolução simultânea no processo de obtenção da resposta do sistema. Através de uma análise pode-se empregar algumas técnicas especiais de solução de sistemas, como aquele mostrado na equação (3.1), que facilitam a obtenção da resposta dinâmica do sistema. Uma destas técnicas é baseada na resposta livre do sistema e será descrita a seguir.

3.2 RESPOSTA LIVRE DO SISTEMA NÃO AMORTECIDO

A resposta livre não amortecida do sistema é obtida mediante a resolução da equação (3.1) fazendo-se $[D] = [0]$ e $\{f\} = \{0\}$

$$[M]\{\ddot{z}\} + [K]\{z\} = \{0\} \quad (3.2)$$

A solução da equação (3.2) para condições iniciais não nulas é dada por uma

combinação linear de soluções do tipo:

$$\{z\} = \{\phi\} e^{i\omega t} \quad (3.3)$$

onde $\{\phi\}$ é um vetor de elementos reais e λ um número imaginário puro.

Substituindo-se a equação (3.3) na equação (3.2) tem-se:

$$[\lambda^2]_{\text{diag}} [M] + [K] \Phi = 0 \quad (3.4)$$

a qual resultará em solução não nula se e somente se,

$$\det[\lambda^2]_{\text{diag}} [M] + [K] = 0 \quad (3.5)$$

A equação (3.5) representa um auto problema quadrático. Nesse caso,

assumindo que não haja repetição de autovalores, sua solução fornece N pares conjugados de autovalores λ_r . As frequências naturais do sistema são obtidas

diretamente a partir desses autovalores segundo a relação:

$$\lambda_r = \pm i\omega_r \quad (3.6)$$

onde ω_r representa a r -ésima frequência natural do sistema e $i = \sqrt{-1}$.

A substituição de λ_r na equação (3.4) resulta num autovalor de elementos

reais, representando o r -ésimo modo normal do sistema não amortecido. Então, a cada frequência natural ω_r associa-se um modo de vibrar $\{\phi_r\}$, obtido mediante a solução

do seguinte sistema homogêneo:

$$[-\omega_r^2 [M] + [K]] \{\phi_r\} = \{0\} \quad (3.7)$$

A determinação do r-ésimo modo de vibrar é geralmente feita assumindo um dos elementos do modo de vibrar de interesse de valor unitário, e resolvendo os demais, em função deste valor .

Os modos naturais do sistema podem ser agrupados em uma matriz NXN

denominada matriz modal:

$$[\Phi] = \begin{bmatrix} \phi_{11} & \phi_{12} & \phi_{13} & \dots & \phi_{1N} \\ \phi_{21} & \phi_{22} & \phi_{23} & \dots & \phi_{2N} \\ \phi_{31} & \phi_{32} & \phi_{33} & \dots & \phi_{3N} \\ \vdots & \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ \phi_{N1} & \phi_{N2} & \phi_{N3} & \dots & \phi_{NN} \end{bmatrix} \quad (3.8)$$

Da mesma forma, os autovalores podem ser agrupados, em uma matriz

diagonal NXN:

$$[\omega_r^2] = \begin{bmatrix} \omega_1^2 & 0 & 0 & \dots & 0 \\ 0 & \omega_2^2 & 0 & \dots & 0 \\ 0 & 0 & \omega_3^2 & \dots & 0 \\ \vdots & \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ 0 & 0 & 0 & \dots & \omega_N^2 \end{bmatrix} \quad (3.9)$$

Dessa forma, o modelo modal da estrutura não amortecida sob estudo, consiste das frequências naturais e dos modos naturais de vibrar do sistema de N graus de

liberdade.

A matriz diagonal $[\omega_r^2]$ possui o quadrado das frequências naturais em ordem

crescente nos elementos da diagonal principal. A matriz (3.8) é a matriz dos modos de vibrar do sistema onde cada coluna da matriz modal corresponde a um modo de vibrar,

também conhecido como vetor modal. Os vetores modais são ortogonais entre si, constituindo portanto uma base de vetores no $\mathbb{R}^{N \times N}$.

A seguir, são apresentadas algumas propriedades importantes dos modos naturais de vibrar.

3.3 PROPRIEDADES DE ORTOGONALIDADE DOS MODOS NATURAIS

As relações de ortogonalidade são propriedades úteis e importantes no estudo da resposta dinâmica de estruturas em vibração. Retornando à equação (3.7), pode-se reescrevê-la para os modos r e s como:

$$[K] \{\phi_r\} = \omega_r^2 [M] \{\phi_r\} \quad (3.10)$$

$$[K] \{\phi_s\} = \omega_s^2 [M] \{\phi_s\} \quad (3.11)$$

onde os índices r e s denotam os r -ésimo e s -ésimo modos de vibrar, respectivamente.

Pré multiplicando ambos lados da equação (2.10) pelo vetor $\{\phi_s\}^T$, resulta:

$$\{\phi_s\}^T [K] \{\phi_r\} = \omega_r^2 \{\phi_s\}^T [M] \{\phi_r\} \quad (3.12)$$

Transpondo a equação (3.11) e pós multiplicando a equação resultante pelo

vetor $\{\phi_r\}$, obtêm-se:

$$\{\phi_s\}^T [K] \{\phi_r\} = \omega_s^2 \{\phi_s\}^T [M] \{\phi_r\} \quad (3.13)$$

Subtraindo a equação (3.13) da equação (3.12), resulta:

$$(\omega_r^2 - \omega_s^2) \{\phi_s\}^T [M] \{\phi_r\} = 0 \quad (3.14)$$

Dividindo ambos lados das equações (3.12) e (3.13) por ω_r^2 e ω_s^2 respectivamente e subtraindo a segunda da primeira, obtêm-se:

$$(3.15) \quad \left(\frac{1}{\omega_r^2} - \frac{1}{\omega_s^2} \right) \{\phi_s\}^T [K] \{\phi_r\} = 0$$

As equações (3.14) e (3.15) são automaticamente satisfeitas para autovalores distintos ($\omega_r^2 \neq \omega_s^2$) e não nulos, se e somente se:

$$(3.16) \quad \{\phi_s\}^T [M] \{\phi_r\} = 0$$

$$(3.17) \quad \{\phi_s\}^T [K] \{\phi_r\} = 0$$

As equações (3.16) e (3.17) constituem as relações de ortogonalidade dos modos naturais de vibrar sendo que a primeira representa a ortogonalidade dos modos com relação à matriz de massa do sistema e a segunda com relação à matriz de rigidez do sistema. Quando $r = s$, as equações (2.16) e (2.17) resultam:

$$(3.18) \quad \{\phi_r\}^T [M] \{\phi_r\} = m_r$$

$$(3.19) \quad \{\phi_r\}^T [K] \{\phi_r\} = k_r$$

onde m_r e k_r são respectivamente os coeficientes de massa e rigidez modal no modo r .

Para os N modos de vibrar, pode-se escrever matricialmente:

$$(3.20) \quad [\Phi]^T [M] [\Phi] = [m]_{diag}$$

$$(3.21) \quad [\Phi]^T [K] [\Phi] = [k]_{diag}$$

onde, as matrizes de massa e rigidez modal $[m]$ e $[k]$ são diagonais devido às propriedades de ortogonalidade. Um procedimento comumente aceito em análise modal é a normalização dos modos naturais do sistema pelas massas modais. Os modos normalizados são escritos como:

$$\{\hat{\phi}_r\} = m_r^{-1/2} \{\phi_r\} \quad (3.22)$$

onde $\hat{\phi}_r$ é r-ésimo modo de vibrar normalizado em relação à r-ésima massa modal.

Assim, as relações de ortogonalidade dadas pelas equações (3.20) e (3.21) podem ser reescritas com relação aos modos normalizados:

$$\{\hat{\phi}_r\}^T [M] [\hat{\phi}_r] = [I] \quad (3.23)$$

$$[\hat{\phi}_r]^T [K] [\hat{\phi}_r] = \omega_r^2 \quad (3.24)$$

onde $[I]$ é a matriz identidade e os modos normalizados pela massa modal são ortormais em relação à matriz de massa.

3.4 RESPOSTA FORÇADA SISTEMA AMORTECIDO E *FRR*

Nesse tópico será discutida a resposta forçada de sistemas lineares discretos possuindo vários graus de liberdade. É dada ênfase ao desacoplamento e superposição modal para obtenção da função resposta em frequência (*FRR*) do sistema.

Assume-se que, um sistema possuindo N graus de liberdade está sujeito a uma distribuição de forças externas contidas no vetor $\{f\}$.

Observa-se que, nesse caso, a exemplo do vetor $\{f\}$, a matriz de amortecimento $[D]$ é não nula.

$$[M]\ddot{z} + [D]\dot{z} + [K]z = \{f\} \quad (3.25)$$

Os modelos matemáticos mais usados para descrever o mecanismo de amortecimento em uma dada estrutura são respectivamente, o modelo viscoso e o histerético (estrutural). No modelo viscoso as forças de amortecimento são proporcionais à velocidade relativa dos pontos da estrutura, enquanto que no modelo histerético, essas forças são proporcionais ao deslocamento. No presente trabalho, as forças de amortecimento são descritas usando-se o modelo viscoso.

A solução da equação (3.1) é obtida por um procedimento conhecido por Desacoplamento Modal. Nesse procedimento a solução nas variáveis físicas é dada por:

$$\{z\} = [\Phi] \{y\} \quad (3.26)$$

onde $\{y\} = \{y(t)\}$ é o vetor dos deslocamentos nas coordenadas modais do sistema.

Na equação (3.26), a matriz modal $[\Phi]$ representa uma transformação linear das coordenadas modais $\{y\}$ para as coordenadas geométricas do sistema. A partir dessa transformação de coordenadas, cada equação de movimento pode ser resolvida nas coordenadas modais independentemente, como se cada uma representasse um sistema de um grau de liberdade. Obtida a solução de cada uma das N equações desacopladas, a solução total pode ser obtida através do método da superposição modal, que nada mais é do que a soma da participação de cada modo no movimento do sistema, nas coordenadas geométricas

$$\{x\} = \{\phi_1\} y_1 + \{\phi_2\} y_2 + \{\phi_3\} y_3 + \dots + \{\phi_N\} y_N = \sum_N^{n=1} \{\phi_n\} y_n \quad (3.27)$$

Substituindo a equação (3.26) na equação (3.25), assumindo que o vetor de força de excitação externa F seja composto de uma única força harmônica de entrada, aplicada em um único ponto da estrutura e pré multiplicando ambos os lados de equação resultante pelo vetor $\{\phi_r\}^T$ tem-se:

$$\{\phi_r\}^T [M] [\Phi] \{y\} + \{\phi_r\}^T [D] [\Phi] \{y\} + \{\phi_r\}^T [K] [\Phi] \{y\} = \{\phi_r\}^T \{F_0\} e^{i\omega t} \quad (3.28)$$

onde $\{F_0\}$ é o vetor que contém as amplitudes da força excitadora, e é dada por:

$$\{F_0\} = \{0 \dots 0 \dots F_q \dots 0\}^T \quad (3.29)$$

sendo F_q a amplitude da força senoidal aplicada na q-ésima coordenada.

Como visto anteriormente, as relações de ortogonalidade com relação às

matrizes de massa e rigidez (equações (3.16) e (3.17)) podem ser usadas na equação

(3.28). Como resultado, obtêm-se as matrizes de massa e rigidez modais. Entretanto, a

equação (3.28) mostra que se essa propriedade de ortogonalidade também for válida

para a matriz $[D]$, então as matrizes $[M]$, $[D]$ e $[K]$ são diagonalizadas pela mesma

transformação, ou seja, pela matriz modal do sistema não amortecido.

Qualquer matriz de amortecimento, que respeita ou for gerada através da

seguinte equação, é dita proporcional:

$$[D] = [M] \sum^q a_b [M]^{-1} [K] \quad (3.30)$$

onde a_p é uma constante arbitrária e b é um inteiro.

Um caso particular e muito empregado é o Amortecimento de *Rayleigh* que é

obtido da equação (3.30), com $b = 1$, resultando numa matriz de amortecimento da

forma

$$[D] = a_0 [M] + a_1 [K] \quad (3.31)$$

onde a_0 e a_1 são constantes arbitrárias de proporcionalidade que estarão em

concordância com parâmetros conhecidos do sistema. Escrevendo o amortecimento

modal para os modos r e s , segundo a distribuição do Amortecimento de *Rayleigh*,

têm-se:

$$\begin{aligned} \{\phi_r\}^T [D] \{\phi_r\} &= 2\zeta_r \omega_r m_r = a_0 m_r + a_1 \omega_r^2 m_r \\ \{\phi_s\}^T [D] \{\phi_s\} &= 2\zeta_s \omega_s m_s = a_0 m_s + a_1 \omega_s^2 m_s \end{aligned} \quad (3.32)$$

Um sistema de N graus de liberdade com amortecimento viscoso proporcional

apresenta portanto, as equações (3.25) de movimento, que através das condições de

ortogonalidade (3.16 e 3.17) podem ser desacopladas em N equações diferenciais

ordinárias de coeficientes constantes, já que a matriz $[D]$ pode ser diagonalizada pelo

princípio da ortogonalidade:

$$[\Phi]^T [D] [\Phi] = [c]^{diag} \quad (3.33)$$

Pode-se assim, escrever a equação (3.28) como:

$$m_r \ddot{y}_r + c_r \dot{y}_r + k_r y_r = \{\phi_r\}^T \{F_0\} e^{i\omega t} \quad (3.34)$$

ou alternativamente

$$\ddot{y}_r + 2\xi_r \omega_r \dot{y}_r + \omega_r^2 y_r = \mu_r e^{i\omega t} \quad (3.35)$$

onde

$$\mu_r = \frac{1}{m_r} \{\phi_r\}^T \{F_0\} \quad (3.36)$$

representa o fator de participação modal da força de excitação. Esse número expressa a interação do modo r com a distribuição espacial da excitação externa $\{F_0\}$ aplicada à estrutura. Assim, quando $\mu_r = 0$ a equação (3.34) apresentará solução de vibração livre com condições iniciais nulas. Fisicamente, significa que o modo r não é excitado pela distribuição da excitação externa $\{F_0\}$.

Para cada modo r , tal que $\mu_r \neq 0$, o vetor solução da equação acima, no domínio do tempo, será:

$$y_r = Y_r e^{i\omega t} \quad (3.37)$$

Substituindo a equação (3.37) na equação (3.35), tem-se a seguinte solução para a amplitude modal Y_r :

$$Y_r = \frac{\omega_r^2 - \omega^2 + i2\xi_r \omega_r \omega}{\mu_r} \quad (3.38)$$

e por sua vez, a solução no domínio do tempo é obtida retornando à equação (3.37), com o valor de Y_r dado pela equação (3.38):

$$y_r = \frac{\omega_r^2 - \omega^2 + i2\xi_r \omega_r \omega}{\mu_r} e^{i\omega t} \quad (3.39)$$

O vetor solução para o deslocamento da estrutura nas coordenadas geométricas $\{x\}$ pode ser obtido por superposição modal, inserindo a equação (3.39) em (3.27) e utilizando a definição de μ_r

$$\{z\} = e^{i\omega t} \sum_{r=1}^N \frac{m_r (\omega_2^r - \omega_2 + i2\xi_r \omega_r \omega)}{\{\phi_r\}^T \{F_0\}} \quad (3.40)$$

Da equação acima pode-se obter a Matriz das Funções Resposta em Freqüência de

Receptância

$$[R(w)] = \frac{\{z\}}{e^{i\omega t} \{F_0\}}$$

$$[R(\omega)] = \sum_{r=1}^N \frac{m_r (\omega_2^r - \omega_2 + i2\xi_r \omega_r \omega)}{\{\phi_r\}^T \{\phi_r\}} \quad (3.41)$$

onde um elemento $R(\omega)_{pq}$ da matriz $[R(\omega)]$ é dado por:

$$R(\omega)_{pq} = \sum_{r=1}^N \frac{m_r (\omega_2^r - \omega_2 + i2\xi_r \omega_r \omega)}{\phi_{rp} \phi_{rq}} \quad (3.42)$$

e representa a *Receptância* de Transferência com ϕ_{rp} e ϕ_{rq} sendo respectivamente o p -ésimo e q -ésimo elementos do modo r , quando a excitação e a resposta ocorrem no mesmo ponto ($p = q$), tem-se a *Receptância* de ponto que é dada por:

$$R(\omega)_{pp} = \sum_{r=1}^N \frac{m_r (\omega_2^r - \omega_2 + i2\xi_r \omega_r \omega)}{\phi_{2pp}} \quad (3.43)$$

A equação (3.43) representa a *Receptância*, que é a razão entre o deslocamento de resposta e a força de excitação. Entretanto, pode-se obter também a velocidade ou

aceleração de resposta (McConnell, 1995). A excitação já foi definida anteriormente como um vetor de forças harmônicas do tipo $\{f\} = \{f(t)\} = \{F_0\}e^{i\omega t}$, resultando um vetor de respostas do tipo $\{x\} = \{x(t)\} = \{X(\omega)\}e^{i\omega t}$. Aplicando-se o conceito de *FRF* tem-se a expressão da *Mobilidade*

$$M(\omega) = \dot{x}(t)/f(t) = v(\omega)/F(\omega) = i\omega R(\omega) \quad (3.44)$$

e da *Aceleração*

$$A(\omega) = \ddot{x}(t)/f(t) = a(\omega)/F(\omega) = i\omega M(\omega) = -\omega^2 R(\omega) \quad (3.45)$$

onde $v(\omega)$ e $a(\omega)$ são respectivamente velocidade e aceleração de resposta, no domínio da frequência.

De posse dessas informações acima apresentadas, será focado no próximo capítulo o modelo veicular do caminho propriamente dito com 9 graus de liberdade e também algumas de suas limitações, que devem ser analisadas quando for abordado o conforto (aceleração) vibracional de cada um dos seus subsistemas.

CAPÍTULO 4

MODELO - CAMINHÃO COM 9 GRAUS DE LIBERDADE

4.1 CONSTRUÇÃO DO MODELO

Nesse capítulo será discutida a construção do modelo de um caminhão 6x2 baú (carga seca). Para facilitar o equacionamento, sua carga será considerada homogeneamente distribuída ao longo dos eixos x, y e z segundo a figura 4.1.

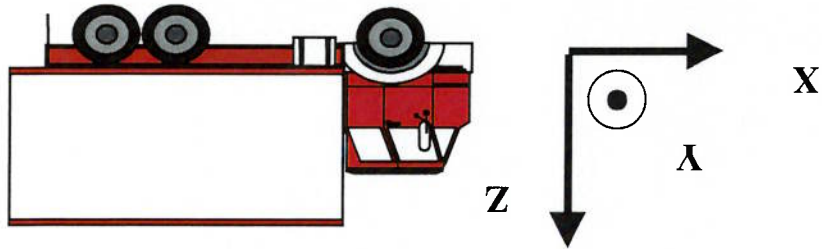


FIGURA 4.1 – Caminhão Baú 6x2

O quadro (chassis) do veículo será considerado como um corpo rígido. Essa condição torna-se necessária, quando se procura construir modelos mais simples, pois se o mesmo fosse considerado um sistema flexível, seria necessário utilizar algum método de discretização, por exemplo o método dos elementos finitos, sendo que esse tipo de abordagem não está no escopo deste trabalho.

Certamente essa aproximação restringirá os problemas que eventualmente estão associados aos movimentos **flexíveis** do quadro. Essa simplificação, no entanto, não deverá mascarar os principais problemas de desconforto encontrados na indústria, pois a experiência de vários profissionais da área automobilística que atuam diariamente nesse campo e também o número de trabalhos publicados em revistas especializadas, consideram na grande parte das discussões, o **quadro** como um subsistema **rígido** (*The Influence of Tire Deformation on Ride Comfort of a Truck*-SAE 902268).

Basicamente o modelo de um caminhão com 9 graus de liberdade, pode ser dividido nos seguintes subsistemas:

- a- *Cabina*
- b- *Trem de força (motor-embreagem-câmbio)*
- c- *Quadro + carga (baú)*
- d- *Eixo dianteiro*
- e- *Eixo traseiro*
- f- *3º eixo*

A adoção desses graus de liberdade para cada subsistema, deve-se também às experiências de técnicos e engenheiros especializados, adquiridas durante as avaliações realizadas nos trechos de testes de rodagem, quando os mesmos se deparavam com problemas de desconforto e de vibração em geral.

Por outro lado, pode-se constatar que esses graus de liberdade são os mais

frequentemente empregados na literatura, conforme se observa nos seguintes artigos:

- *The Influence of Tire Deformation on Ride Comfort of a Truck*-SAE 902268

- *Measurement of Whole Body Vibration Exposure from Garbage Trucks*-Journal of Sound and Vibration (1998) 215(4) , 959-964 –Nr sv981676
- *A Procedure for Developing a Vibration Test Method for Specific Categories of Industrial Trucks*- Journal of Sound and Vibration (1998) 215(4) , 947-957 –Nr sv981599
- *Theoretical Study of Structural Modification Control and Analytical Model Reduction of Torsional Vibration in fr Type Automotive Power Drivetrain*-J.of Vehicle and Design Vol19,Nr 4 – 1998 .

Em especial o artigo "*The Influence of Tire Deformation on Ride Comfort of a*

Truck - SAE 902268 ", o qual aborda um caminhão atrelado a uma carreta, relaciona praticamente os mesmos graus de liberdade que foram adotados nesse trabalho.

A principal diferença é que a carreta nesse artigo, por estar equipada com uma quinta roda (pino de engate sobre um disco), a qual visa facilitar manobras, possui um grau de liberdade a mais .

No presente trabalho, o caminhão está transportando uma carga tipo baú, portanto pode-se eliminar a articulação existente entre a carga e o chassis. Será detalhado agora os graus de liberdade de cada subsistema.

CABINA

A **cabina** do caminhão possui fixação de 3 ou 4 pontos junto ao quadro,

normalmente por meio de elásticos ou através de molas helicoidais ou ainda por uma suspensão pneumática. Os movimentos de rotação (em torno do eixo y) e de translação (vertical) são os que representam os principais graus de liberdade desse subsistema

(figura 4.1 e 4.3). É relativamente comum observar durante a avaliação dinâmica do

caminhão, a cabina dar pulos e/ou produzir movimentos tipo *pica-pau* (pitch).

Os outros movimentos, como o de rotação em torno de x (roll) e o de rotação em torno do eixo z (yaw), podem também aparecer e ter eventualmente relevância em

alguns problemas mais complexos de vibração.

No entanto esses problemas não são muito comuns e como se pretende focar apenas os problemas no plano (xz), os movimentos (roll e yaw) serão automaticamente descartados, sem negligenciar grande parte dos problemas de desconforto.

POWER-TRAIN

O mesmo raciocínio se aplica ao sub-sistema do **power-train**, cuja fixação ao quadro é feita normalmente por meio de 3 ou 4 **elastômeros** (coxins), que possuem propriedades de rigidez e amortecimento discutidas adiante .

QUADRO

No caso do **quadro**, esse será considerado rígido e solidário à carga/bau, ou seja, não existirá nenhum grau de liberdade entre o quadro e o bau. Tal aproximação pode ser considerada razoável, uma vez que os baús são fixados em diversos pontos ao quadro e, além disso, o próprio bau possui uma estrutura bastante rígida.

Vale notar que para se calcular o CG desse sub-sistema, deve-se considerar o CG do conjunto, ou seja, CG do **quadro** + CG do **bau** bem como o seu momento de inércia equivalente (I_{yy}), calculado através da aplicação do *Teorema de Steiner*.

EIXOS

Quanto aos **eixos e pneus**, serão considerados somente os movimentos de translação na vertical, uma vez que os movimentos em x e y podem ser desprezados, sem afetar sensivelmente o comportamento do veículo. A indústria automobilística vem adotando molas parabólicas ou a ar, onde os amortecedores trabalham solidários às mesmas.

As coordenadas generalizadas escolhidas serão fixadas no centro de massa de cada um dos subsistemas, para facilitar o equacionamento do modelo.

Os graus de liberdade permitidos para cada subsistema do modelo serão:

- 1- Cabina – movimento no eixo Z e rotação em torno do eixo Y (CG)
- 2- Trem de força – movimento no eixo Z e rotação em torno do eixo Y (CG)
- 3- Quadro/bau – movimento no eixo Z e rotação em torno do eixo Y (CG)
- 4- Eixo dianteiro – movimento no eixo Z
- 5- Eixo traseiro – movimento no eixo Z
- 6- 3º eixo - movimento no eixo Z

4.2 EQUAÇÕES GERAIS DE VÍNCULO DO CAMINHÃO

Abaixo está representado o modelo de um **caminhão bau (6x2)**, ou seja, cada lado e nos eixos traseiros, compostos de 2 conjuntos de rodas pneus para cada lado. Será adotada a seguintes nomenclatura, lembrando que os valores de cada elemento representarão o conjunto lado direito e lado esquerdo:

Massa

- M_a – Massa do trem de força
- M_b – Massa do conjunto chassis e bau (carga)
- M_c – Massa do cabina
- M_1 – Massa do eixo dianteiro
- M_2 – Massa do eixo traseiro
- M_3 – Massa do 3º eixo traseiro

Momento de Inércia

- J_a – Momento de inércia do trem de força em relação ao CG
- J_b – Momento de inércia do conjunto chassis e baú (carga) em relação ao CG
- J_c – Momento de inércia da cabina em relação ao CG

Rigidez

- K_1 – Rigidez da mola dianteira da cabina
- K_2 – Rigidez da mola traseira da cabina
- K_3 – Rigidez da mola dianteira do trem de força
- K_4 – Rigidez da mola traseira do trem de força
- K_5 – Rigidez da mola do eixo dianteiro
- K_6 – Rigidez da mola do eixo traseiro
- K_7 – Rigidez do pneu dianteiro
- K_8 – Rigidez do pneu traseiro
- K_9 – Rigidez da mola do 3º eixo
- K_{10} – Rigidez do pneu do 3º eixo traseiro

Amortecimento

- D_1 – Amortecedor na dianteira da cabina
- D_2 – Amortecedor na traseira da cabina
- D_3 – Amortecedor na dianteira do trem de força
- D_4 – Amortecedor na traseira do trem de força
- D_5 – Amortecedor no eixo dianteiro

D_6 - Amortecedor no eixo traseiro

D_7 - Amortecedor pneu dianteiro

D_8 - Amortecedor pneu traseiro

D_9 - Amortecedor no 3º eixo traseiro

D_{10} - Amortecedor pneu traseiro do 3º eixo

Distâncias

a_1 - Distância entre a suspensão dianteira do trem de força e o seu CG

a_2 - Distância entre a suspensão traseira do trem de força e o seu CG

b_1 - Distância entre a suspensão dianteira do chassis+baú e o seu CG

b_2 - Distância entre a suspensão traseira do chassis+baú e o seu CG

b_3 - Distância entre a suspensão do 3º eixo do chassis+baú e o seu CG

c_1 - Distância entre a suspensão dianteira da cabina e o seu CG

c_2 - Distância entre a suspensão traseira da cabina e o seu CG

x_1 - Distância entre a suspensão dianteira da cabina e o eixo dianteiro

x_2 - Distância entre a suspensão traseira da cabina e o eixo dianteiro

x_3 - Distância entre a suspensão dianteira do trem de força e o eixo dianteiro

x_4 - Distância entre a suspensão traseira do trem de força e o eixo dianteiro

As coordenadas f_1 a f_8 e h_1 a h_6 (figura 4.3). são variáveis auxiliares de posição,

já as coordenadas de translação Z_a, Z_b, Z_c, Z_1, Z_2 e Z_3 são respectivamente para os

subsistemas trem de força, quadro, cabina, eixo dianteiro, eixo traseiro e 3º eixo.

As coordenadas de rotação θ_a, θ_b e θ_c são respectivamente para os subsistemas

trem de força, quadro, cabina (figura 4.3).

As entradas externas (via solo) de excitação foram assumidas como as variáveis U_1 , perfil de excitação da pista (deslocamento) sob os pneus do eixo dianteiro e U_2 , perfil de excitação da pista sob os pneus do eixo traseiro e do 3º eixo. Por outro lado, quando for comparado o modelo com o dispositivo hidráulico, será aplicada uma força **apenas** ao eixo dianteiro.

Nas figuras 4.2 e 4.3 estão o caminhão protótipo e o modelo representados esquematicamente:

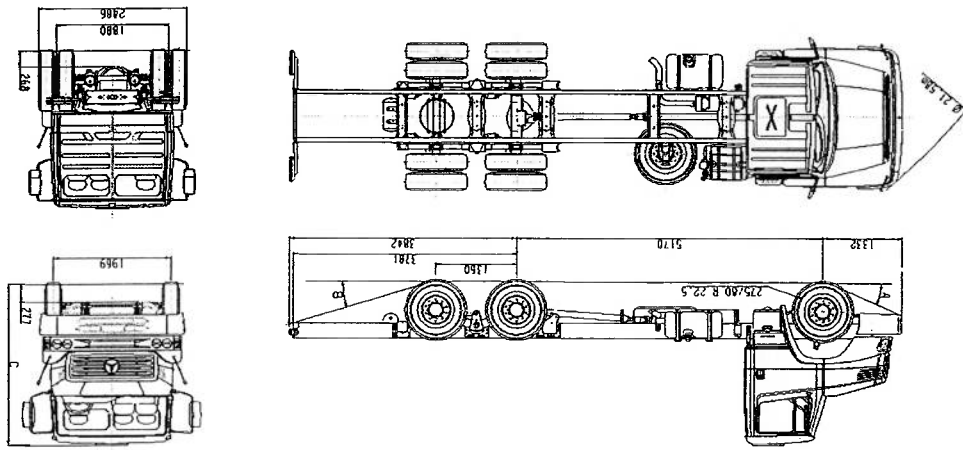


FIGURA 4.2 – Medidas Caminhão – 6x2 (Ref: Catálogo de Venda DCBr-2001)

Modelo com 9 graus de liberdade

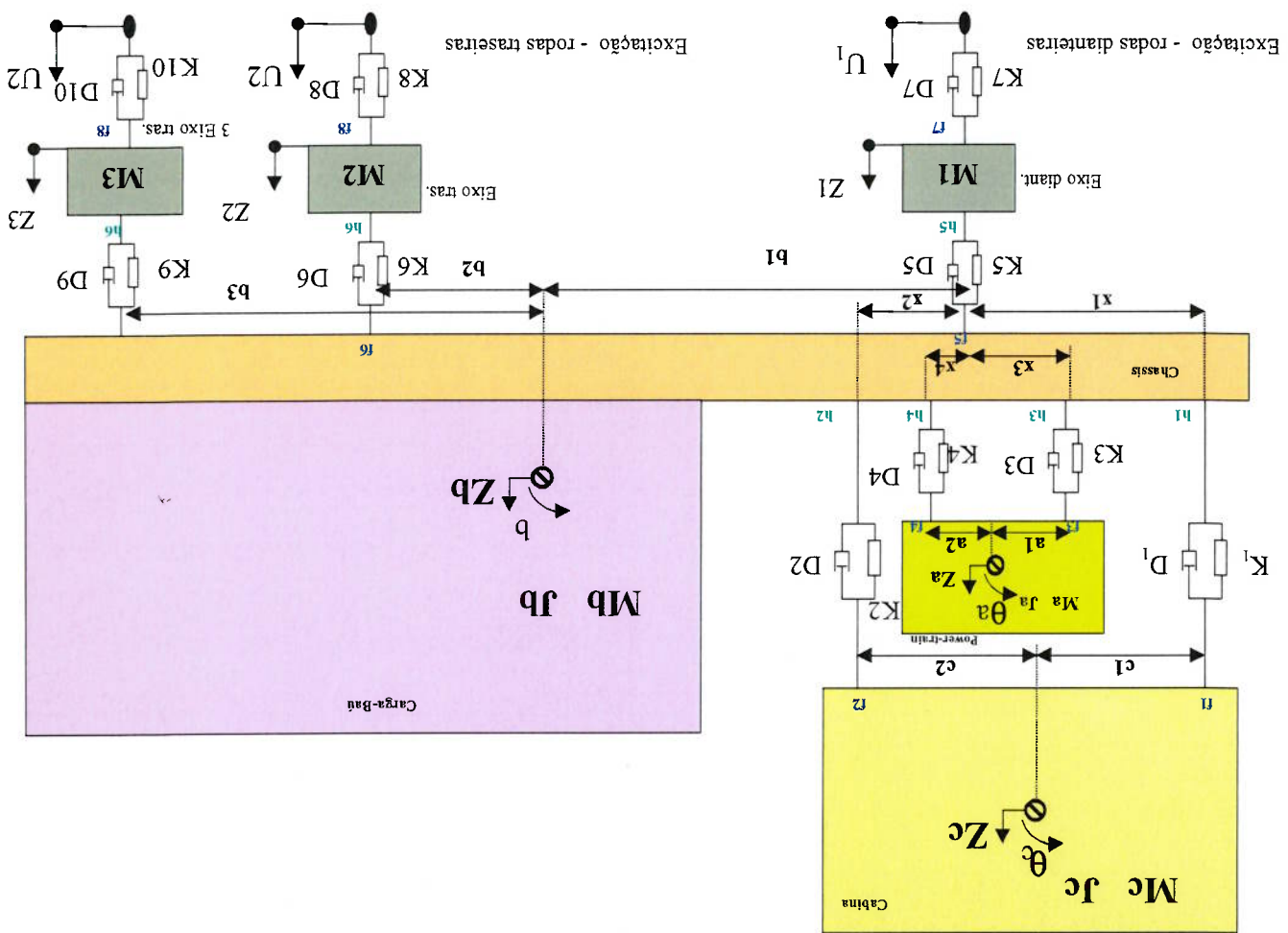


FIGURA 4.3 - Modelo 9GL - Caminhão Bau 6x2

Vale lembrar que o conjunto (chassis + bau) será considerado apenas um

subsistema, para tanto as suas respectivas massas serão somadas, determinando-se as coordenadas do CG do sistema equivalente, assim como o momento de inércia do

conjunto.

Voltando à figura 4.3, pode-se escrever as seguintes Equações de Vínculos:

$$\begin{aligned}
 Z_{c1} &= Z_c - c_1 * \theta_c & Z_{a1} &= Z_a - a_1 * \theta_a & Z_{b1} &= Z_b - b_1 * \theta_b \\
 Z_{c2} &= Z_c + c_2 * \theta_c & Z_{a2} &= Z_a + a_2 * \theta_a & Z_{b2} &= Z_b + b_2 * \theta_b \\
 Z_{b3} &= Z_b + b_3 * \theta_b
 \end{aligned}$$

4.3 EQUAÇÕES DE MOVIMENTO SISTEMA LIVRE

CABINA

Tomando-se isoladamente o subsistema da cabina, considerando as suas coordenadas independentes generalizadas, as equações de vínculo e suas forças envolvidas, conforme figura 4.4:

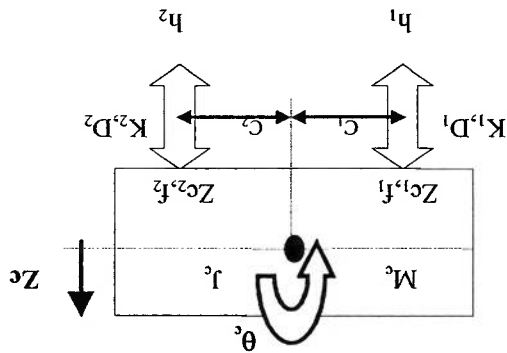


FIGURA 4.4 - Cabina

As equações de movimento se referem à translação (Z_c) e à rotação (θ_c). As forças f_1 e f_2 são respectivamente as forças de restauração geradas pelo conjunto mola/amortecedor dianteiro e traseiro.

As coordenadas Z_{c1} e Z_{c2} conforme exposto acima, referem-se ao deslocamento do conjunto mola/amortecedor dianteiro e traseiro respectivamente. Essas coordenadas existem de fato, para compensar o movimento de rotação que torna assimétrico o deslocamento dianteiro e traseiro, de maneira que, caso não existisse esse grau de liberdade, poderia-se assumir Z_{c1} e Z_{c2} como Z_c .

As coordenadas h_1 e h_2 referem-se ao movimento dos pontos de fixação ao quadro dianteiro e traseiro respectivamente.

Portanto, equacionando a translação e a rotação obtêm-se:

$$Mc^* Z_c = -f_1 - f_2 \quad \text{Eq. Translação-} \quad (4.1)$$

$$J_c^* \theta_c = f_1^* c_1 - f_2^* c_2 \quad \text{Eq. Rotação-} \quad (4.2)$$

A força restauradora dianteira pode ser escrita da seguinte forma:

$$f_1 = K_1^* (Z_{c1} - h_1) + D_1^* (\dot{Z}_{c1} - \dot{h}_1) \quad (4.3)$$

O movimento do quadro dianteiro pode ser escrito da seguinte forma:

$$h_1 = Z_b - (b_1 + x_1) * \theta_b \quad (4.4)$$

Portanto, substituindo-se as equações de vínculo e a eq.4.4 em 4.3 obtêm-se:

$$f_1 = K_1^* (Z_c - c_1 * \theta_c - Z_b + (b_1 + x_1) * \theta_b) + D_1^* (Z_c - c_1 * \dot{\theta}_c - \dot{Z}_b + (b_1 + x_1) * \dot{\theta}_b) \quad (4.5)$$

Respectivamente:

$$f_2 = K_2^* (Z_{c2} - h_2) + D_2^* (\dot{Z}_{c2} - \dot{h}_2) \quad (4.6)$$

$$h_2 = Z_b - (b_1 - x_2) * \theta_b \quad (4.7)$$

$$f_2 = K_2 * (Z_c + c_2 * \theta_c - Z_b + (b_1 - x_2) * \theta_b) + D_2 * (Z_c + c_2 * \theta_c - Z_b + (b_1 - x_2) * \theta_b) \quad (4.8)$$

Portanto, para translação da cabina:

$$M_c * \ddot{Z}_c = -f_1 - f_2$$

$$M_c * \ddot{Z}_c + K_1 * (Z_c - c_1 * \theta_c - Z_b + (b_1 + x_1) * \theta_b) + D_1 * (Z_c - c_1 * \theta_c - Z_b + (b_1 + x_1) * \theta_b) + K_2 * (Z_c$$

$$+ c_2 * \theta_c - Z_b + (b_1 - x_2) * \theta_b) + D_2 * (Z_c - c_2 * \theta_c - Z_b + (b_1 - x_2) * \theta_b) = 0$$

$$M_c * \ddot{Z}_c + Z_c * (K_1 + K_2) + Z_b * (-K_1 - K_2) + \theta_c * (-K_1 * c_1 + K_2 * c_2) + \theta_b * (K_1 * (b_1 + x_1) + K_2 * (b_1 - x_2)) +$$

$$Z_c * (D_1 + D_2) + Z_b * (-D_1 - D_2) + \theta_c * (-D_1 * c_1 + D_2 * c_2) + \theta_b * (D_1 * (b_1 + x_1) + D_2 * (b_1 - x_2)) = 0$$

(4.9)

Portanto, para a rotação (pitch) da cabina:

$$J_c * \ddot{\theta}_c + Z_c * (-K_1 * c_1 + K_2 * c_2) + Z_b * (K_1 * c_1 - K_2 * c_2) + \theta_c * (K_1 * c_1 + K_2 * c_2) +$$

$$\theta_b * (K_1 * c_1 * (b_1 + x_1) + K_2 * c_2 * (b_1 - x_2)) + Z_c * (-D_1 * c_1 + D_2 * c_2) + Z_b * (D_1 * c_1 - D_2 * c_2) +$$

$$+ \theta_c * (D_1 * c_1 + D_2 * c_2) + \theta_b * (-D_1 * c_1 * (b_1 + x_1) + D_2 * c_2 * (b_1 - x_2)) = 0 \quad (4.10)$$

POWER-TRAIN

Tomando-se isoladamente o subsistema do power-train, considerando as suas coordenadas independentes generalizadas, as equações de vínculo e suas forças.

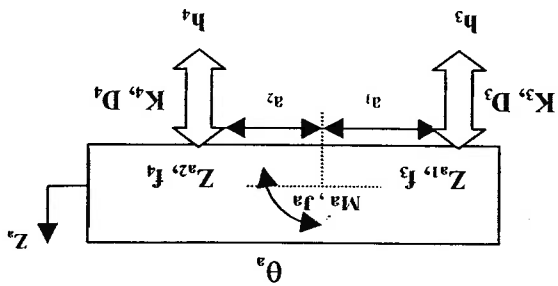


FIGURA 4.5 - Power-train

O mesmo raciocínio aplicado na cabina pode ser aplicado também ao power-train, ou seja, as equações de movimento se referem à translação (Z_a) e à rotação (θ_a). As forças f_3 e f_4 são respectivamente as forças de restauração, geradas pelo conjunto mola/amortecedor dianteiro e traseiro.

(4.11)
$$M a \ddot{Z}_a = -f_3 - f_4$$
 Eq. Translação

(4.12)
$$J a \ddot{\theta}_a = f_3 a_1 - f_4 a_2$$
 Eq. Rotação

A força restauradora dianteira pode ser escrita da seguinte forma:

(4.13)
$$f_3 = K_3 (Z_{a1} - h_3) + D_3 (\dot{Z}_{a1} - \dot{h}_3)$$
 (4.13)

O movimento do quadro dianteiro pode ser descrito da seguinte forma:

(4.14)
$$h_3 = Z_b - (b_1 + x_3) \theta_b$$
 (4.14)

Portanto, substituindo-se as equações de vínculo e a eq.4.15 em 4.13 obtêm-se:

(4.15)
$$f_3 = K_3 (Z_a - a_1 \theta_a - Z_b + (b_1 + x_3) \theta_b) + D_3 (\dot{Z}_a - a_1 \dot{\theta}_a - \dot{Z}_b + (b_1 + x_3) \dot{\theta}_b)$$
 (4.15)

Respectivamente:

$$f_4 = K_4^*(Z_{a2}-h_4) + D_4^*(Z_{a2}-\dot{h}_4) \quad (4.16)$$

$$h_4 = Z_b - (b_1 - x_4) * \theta_b \quad (4.17)$$

$$f_4 = K_4^*(Z_a - a_2 * \theta_a - Z_b + (b_1 - x_4) * \theta_b) + D_4^*(Z_a - a_2 * \dot{\theta}_a - \dot{Z}_b + (b_1 - \dot{x}_4) * \dot{\theta}_b) \quad (4.18)$$

Portanto, para translação do trem de força:

$$M_a * \ddot{Z}_a + f_3 + f_4 = 0$$

$$M_a * \ddot{Z}_a + K_3^*(Z_a - a_1 * \theta_a - Z_b + (b_1 + x_3) * \theta_b) + D_3^*(Z_a - a_1 * \dot{\theta}_a - \dot{Z}_b + (b_1 + \dot{x}_3) * \dot{\theta}_b) + K_4^*(Z_a - a_2 * \theta_a - Z_b + (b_1 - x_4) * \theta_b) + D_4^*(Z_a - a_2 * \dot{\theta}_a - \dot{Z}_b + (b_1 - \dot{x}_4) * \dot{\theta}_b) = 0$$

$$M_a * \ddot{Z}_a + Z_a * (K_3 + K_4) + Z_b * (-K_3 - K_4) + \theta_a * (-K_3 * a_1 + K_4 * a_2) + \theta_b * (K_3 * (b_1 + x_3) + K_4 * (b_1 - x_4)) + Z_a * (D_3 + D_4) + Z_b * (-D_3 - D_4) + \dot{\theta}_a * (-D_3 * a_1 + D_4 * a_2) + \dot{\theta}_b * (D_3 * (b_1 + x_3) + D_4 * (b_1 - x_4)) = 0 \quad (4.19)$$

Portanto, para a Rotação (Pitch) do trem de força:

$$J_a * \ddot{\theta}_a + Z_a * (-K_3 * a_1 + K_4 * a_2) + Z_b * (K_3 * a_1 - K_4 * a_2) + \theta_a * (K_3 * a_1^2 + K_4 * a_2^2) +$$

$$\theta_b * (K_3 * a_1 * (b_1 + x_3) + K_4 * a_2 * (b_1 - x_4)) + Z_a * (-D_3 * a_1 + D_4 * a_2) + Z_b * (D_3 * a_1 - D_4 * a_2) + \dot{\theta}_a * ($$

$$D_3 * a_1^2 + D_4 * a_2^2) + \dot{\theta}_b * (-D_3 * a_1 * (b_1 + x_3) + D_4 * a_2 * (b_1 - x_4)) = 0 \quad (4.20)$$

CHASSIS+BAU

Tomando-se isoladamente o subsistema do quadro, considerando as suas coordenadas independentes generalizadas, as equações de vínculo e suas forças envolvidas, obtêm-se a figura 4.6:

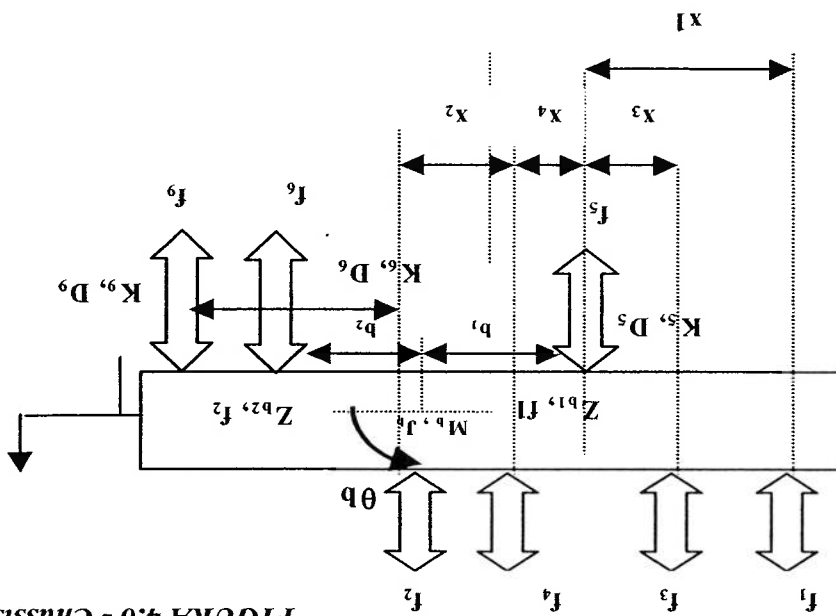


FIGURA 4.6 - Chassis+bau

O mesmo raciocínio aplicado ao power-train pode ser aplicado também ao chassis/quadro, ou seja, as equações de movimento se referem à translação (Z_a) e à rotação (θ_a).

$$M_b \ddot{Z}_b = f_1 + f_2 + f_3 + f_4 - f_5 - f_6 - f_9 \quad (4.21)$$

$$J_b \ddot{\theta}_b = -f_1 (b_1 + x_1) - f_3 (b_1 + x_3) - f_4 (b_1 - x_4) - f_2 (b_1 - x_2) + f_5 (b_1) - f_6 (b_2) - f_9 (b_3) \quad (4.22)$$

A força restauradora dianteira pode ser escrita da seguinte forma:

$$\begin{aligned}
 f_5 &= K_5(Z_{b1} - h_5) + D_5(\dot{Z}_{b1} - \dot{h}_5) & (4.23) \\
 h_5 &= z_1 & (4.24) \\
 Z_{b1} &= Z_b - b_1 * \theta_b & (4.25) \\
 f_6 &= K_6(Z_{b2} - h_6) + D_6(\dot{Z}_{b2} - \dot{h}_6) & (4.26) \\
 h_6 &= z_2 & (4.27) \\
 Z_{b2} &= Z_b + b_2 * \theta_b & (4.28) \\
 Z_{b3} &= Z_b + b_3 * \theta_b & (4.28a) \\
 h_9 &= z_3 & (4.27a) \\
 f_9 &= K_9(Z_{b3} - h_9) + D_9(\dot{Z}_{b3} - \dot{h}_9) & (4.26a)
 \end{aligned}$$

Portanto, para translação do quadro:

$$M_b * \ddot{Z}_b = -f_1 - f_2 - f_3 - f_4 + f_5 + f_6 + f_9 = 0$$

$$\begin{aligned}
 M_b * \ddot{Z}_b - K_1 * (Z_c - c_1 * \theta_c - Z_b + (b_1 + x_1) * \theta_b) - D_1 * (Z_c - c_1 * \theta_c - \dot{Z}_b + (b_1 + x_1) * \dot{\theta}_b) - K_2 * (Z_c \\
 + c_2 * \theta_c - Z_b + (b_1 - x_2) * \theta_b) - D_2 * (Z_c + c_2 * \theta_c - \dot{Z}_b + (b_1 - x_2) * \dot{\theta}_b) - K_3 * (Z_a - a_1 * \theta_a - Z_b \\
 + (b_1 + x_3) * \theta_b) - D_3 * (Z_a - a_1 * \theta_a - \dot{Z}_b + (b_1 + x_3) * \dot{\theta}_b) - K_4 * (Z_a - a_2 * \theta_a - Z_b + (b_1 - x_4) * \theta_b) - \\
 D_4 * (Z_a - a_2 * \theta_a - \dot{Z}_b + (b_1 - x_4) * \dot{\theta}_b) + K_5 * (Z_b - b_1 * \theta_b - Z_1) + D_5 * (Z_b - b_1 * \dot{\theta}_b - \dot{Z}_1) + \\
 K_6 * (Z_b - b_2 * \theta_b - Z_2) + D_6 * (Z_b + b_2 * \dot{\theta}_b - \dot{Z}_2) + K_9 * (Z_b - b_3 * \theta_b - Z_3) + D_9 * (Z_b + b_3 * \dot{\theta}_b - \\
 \dot{Z}_3) = 0 \\
 M_b * \ddot{Z}_b + Z_a(-K_3 - K_4) + Z_b(K_1 + K_2 + K_3 + K_4 + K_5 + K_6 + K_9) + Z_c(-K_1 - K_2) + \theta_a * (K_3 * a_1 + K_4 * a_2) \\
 + \theta_b * (-K_1 * (b_1 + x_1) - K_2 * (b_1 - x_2) - K_3 * (x_1 + x_3) - K_4 * (b_1 - x_4) - K_5 * b_1 + K_6 * b_2 + K_9 * b_3) + \theta_c * (K_1 * c_1 - \\
 K_2 * c_2) + Z_1 * (-K_3) + Z_2 * (-K_4) + Z_a * (-D_3 - D_4) + Z_b * (D_1 + D_2 + D_3 + D_4 + D_5 + D_6 + D_9) + Z_c * (-D_1 - \\
 D_2) + \theta_a * (D_3 * a_1 + D_4 * a_2) + \theta_b * (-D_1 * (b_1 + x_1) - D_2 * (b_1 - x_2) - D_3 * (b_1 + x_3) - D_4 * (b_1 - x_4) - \\
 D_5 * b_1 + D_6 * b_2 + D_9 * b_3) + \theta_c * (D_1 * c_1 - D_2 * c_2) + Z_1 * (-D_3) + Z_2 * (-D_4) + Z_3 * (-D_9) = 0
 \end{aligned}$$

(4.29)

EIXO DIANTEIRO

Tomando-se isoladamente o subsistema do eixo dianteiro, considerando as suas coordenadas independentes generalizadas, as equações de vínculo e suas forças envolvidas (internas e externas), obtêm-se o seguinte:

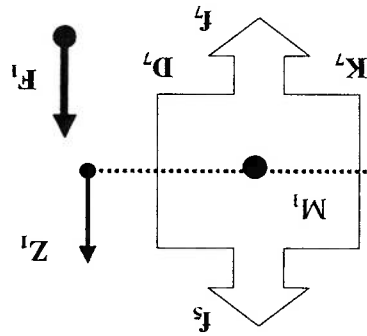


FIGURA 4.7 – Eixo dianteiro

$$M_1 \ddot{Z}_1 = f_5 - f_7 + F_1 \tag{4.31}$$

$$M_1 \ddot{Z}_1 - f_5 + f_7 = F_1 \tag{4.32}$$

$$f_7 = K_7 Z_1 + D_7 \dot{Z}_1 \tag{4.33}$$

Portanto, para Translação do eixo dianteiro:

$$M_1 \ddot{Z}_1 - K_5 (Z_b - b_1 \theta_b - Z_1) - D_5 (Z_b - b_1 \dot{\theta}_b - \dot{Z}_1) + K_7 Z_1 - K_7 U_1 + D_7 \dot{Z}_1 - D_7 \dot{U}_1 = 0$$

$$M_1 \ddot{Z}_1 + Z_b (-K_5 + Z_1 (K_5 + K_7) + \theta_b (b_1 K_5) + Z_b (-D_5) + Z_1 (D_5 + D_7) +$$

$$+ \theta_b (b_1 D_5) = f_1 \tag{4.34}$$

EIXO TRASEIRO

Tomando-se isoladamente o subsistema do eixo traseiro, considerando as suas coordenadas independentes generalizadas, as equações de vínculo e suas forças envolvidas (internas e externas), obtêm-se o seguinte:

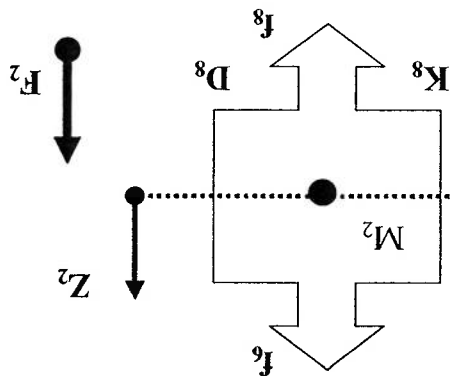


FIGURA 4.8 – Eixo Traseiro

$$M_2 \ddot{Z}_2 = f_6 - f_8 + F_2 \tag{4.35}$$

$$M_2 \ddot{Z}_2 - f_6 + f_8 = F_2 \tag{4.36}$$

$$f_8 = K_8 Z_2 + D_8 \dot{Z}_2 \tag{4.37}$$

Portanto, para Translação eixo traseiro:

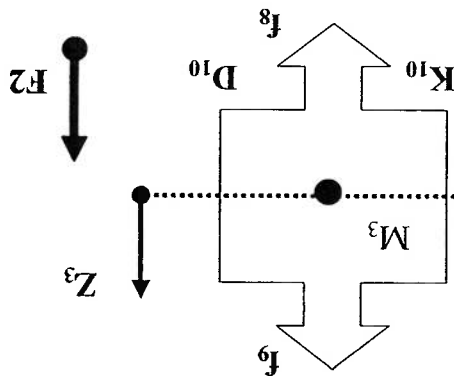
$$M_2 \ddot{Z}_2 - K_6 (Z_6 + b_2 \theta_b - Z_2) - D_6 (\dot{Z}_6 + b_2 \dot{\theta}_b - \dot{Z}_2) + K_8 Z_2 + D_8 \dot{Z}_2 = U_2 K_8 + U_2 D_8 \dot{Z}_2 - \ddot{Z}_2 - Z_6 K_6 + Z_2 (K_6 + K_8) - \theta_b (b_2 K_6) + \dot{Z}_6 (-D_6) + \dot{Z}_2 (D_6 + D_8) +$$

$$- \theta_b (b_2 D_6) = F_2 \tag{4.38}$$

3º EIXO TRASEIRO

Tomando-se isoladamente o subsistema do 3º eixo traseiro, considerando as suas coordenadas independentes generalizadas, as equações de vínculo e suas forças envolvidas (internas e externas), obtêm-se o seguinte:

FIGURA 4.9-3º Eixo Traseiro



$$M_3 \ddot{Z}_3 = f_9 - f_{10} + F_2 \quad (4.35)$$

$$M_3 \ddot{Z}_3 - f_9 + f_{10} = F_2 \quad (4.36)$$

$$f_{10} = K_{10} \dot{Z}_3 + D_{10} \ddot{Z}_3 \quad (4.37)$$

Portanto, para Translação do 3º eixo traseiro:

$$M_3 \ddot{Z}_2 - K_9 (Z_b + b_3 \theta_b - Z_3) - D_9 (\dot{Z}_b + b_3 \dot{\theta}_b - \dot{Z}_3) + K_{10} \dot{Z}_3 + D_{10} \ddot{Z}_3 = U^2 K_{10} + U^2 D_{10} + M_3 \ddot{Z}_2 - Z_b K_9 + Z_3 K_9 + K_{10} (\theta_b - \theta_b) - \theta_b (b_3 K_9) + \dot{Z}_b (-D_9) + \dot{Z}_3 (D_9 + D_{10}) +$$

$$- \theta_b (b_3 D_9) = F_2 \quad 4.38a$$

4.4 EQUAÇÕES FINAIS

Tomando as principais Equações de Movimento do modelo completo, obtidas no desenvolvimento anterior, tem-se:

Eq.4.9 (Translação da cabina)

$$M_c \ddot{Z}_c + Z_c (K_1 + K_2) + Z_b (-K_1 - K_2) + \theta_c (-K_1 c_1 + K_2 c_2) + \theta_b (K_1 (b_1 + x_1) + K_2 (b_1 - x_2)) + Z_c (D_1 + D_2) + Z_b (-D_1 - D_2) + \theta_c (-D_1 c_1 + D_2 c_2) + \theta_b (D_1 (b_1 + x_1) + D_2 (b_1 - x_2)) = 0$$

Eq.4.10 (Rotação da cabina)

$$J_c \ddot{\theta}_c + Z_c (-K_1 c_1 + K_2 c_2) + Z_b (K_1 c_1 - K_2 c_2) + \theta_c (K_1 c_1^2 + K_2 c_2^2) + \theta_b (K_1 c_1 (b_1 + x_1) + K_2 c_2 (b_1 - x_2)) + Z_c (D_1 c_1 - D_2 c_2) + Z_b (D_1 c_1 + D_2 c_2) + \theta_c (D_1 c_1^2 + D_2 c_2^2) + \theta_b (D_1 c_1 (b_1 + x_1) + D_2 c_2 (b_1 - x_2)) = 0$$

Eq.4.19 (Translação do Power-train)

$$M_a \ddot{Z}_a + Z_a (K_3 + K_4) + Z_b (-K_3 - K_4) + \theta_a (-K_3 a_1 + K_4 a_2) + \theta_b (K_3 (b_1 + x_3) + K_4 (b_1 - x_4)) + Z_a (D_3 + D_4) + Z_b (-D_3 - D_4) + \theta_a (D_3 a_1 + D_4 a_2) + \theta_b (D_3 (b_1 + x_3) + D_4 (b_1 - x_4)) = 0$$

$$\begin{aligned}
 & D_1^*(b_{1+x_1})^2 * c_1 + D_2^*(b_{1-x_2})^2 * c_2 + Z_1^*(D_5^*b_1) + Z_2^*(-b_2 * D_6) = 0 \\
 & \theta_b * [D_1^*(b_{1+x_1})^2 + D_2^*(b_{1-x_2})^2 + D_3^*(b_{1+x_3})^2 + D_4^*(b_{1-x_4})^2 + D_5^*b_1^2 + D_6^*b_2^2] + \theta_c * [- \\
 & b_1^*D_5 + b_2^*D_6] + Z_c[D_1^*(b_{1+x_1}) + D_2^*(b_{1-x_2})] + \theta_a * [-D_3^*(b_{1+x_3}) * a_1 - D_4^*(b_{1-x_4}) * a_2] + \\
 & x_4] + Z_b * [-D_1^*(b_{1+x_1}) - D_2^*(b_{1-x_2}) - D_3^*(b_{1+x_3}) - D_4^*(b_{1-x_4}) - \\
 & K_1^*(b_{1+x_1}) * c_1 + K_2^*(b_{1-x_2}) * c_2] + Z_1^*(K_5^*b_1) + Z_2^*(b_2 * K_6) + Z_a * [D_3^*(b_{1+x_3}) + D_4^*(b_{1-x_4}) - \\
 & \theta_b * [K_1^*(b_{1+x_1})^2 + K_2^*(b_{1-x_2})^2 + K_3^*(b_{1+x_3})^2 + K_4^*(b_{1-x_4})^2 + K_5^*b_1^2 + K_6^*b_2^2] + \theta_c * [- \\
 & x_4] - b_1^*K_5 + b_2^*K_6] + Z_c * [K_1^*(b_{1+x_1}) + K_2^*(b_{1-x_2})] + \theta_a * [-K_3^*(b_{1+x_3}) * a_1 - K_4^*(b_{1-x_4}) * a_2] + \\
 & J_b * \theta_b + Z_a * [K_3^*(b_{1+x_3}) + K_4^*(b_{1-x_4})] + Z_b * [-K_1^*(b_{1+x_1}) - K_2^*(b_{1-x_2}) - K_3^*(b_{1+x_3}) - K_4^*(b_{1-x_4}) -
 \end{aligned}$$

Eq.4.30-(Rotação do quadro)

$$\begin{aligned}
 & D_5^*b_1 + D_6^*b_2 + \theta_c * (D_1^*c_1 - D_2^*c_2) + Z_1^*(-D_5) + Z_2^*(-D_6) = 0 \\
 & D_2] + \theta_a * (D_3^*a_1 + D_4^*a_2) + \theta_b * (-D_1^*(b_{1+x_1}) - D_2^*(b_{1-x_2}) - D_3^*(b_{1+x_3}) - D_4^*(b_{1-x_4}) - \\
 & K_5) + Z_2^*(-K_6) + Z_a * (-D_3 - D_4) + Z_b * (D_1 + D_2 + D_3 + D_4 + D_5 + D_6) + Z_c * (-D_1 - \\
 & (-K_1^*(b_{1+x_1}) - K_2^*(b_{1-x_2}) - K_3^*(x_{1+x_3}) - K_4^*(b_{1-x_4}) - K_5^*b_1 + K_6^*b_2) + \theta_c * (K_1^*c_1 - K_2^*c_2) + Z_1^*(- \\
 & M_b * Z_b + Z_a * (-K_3 - K_4) + Z_b * (K_1 + K_2 + K_3 + K_4 + K_5 + K_6) + Z_c * (-K_1 - K_2) + \theta_a * (K_3^*a_1 + K_4^*a_2) + \theta_b *
 \end{aligned}$$

Eq.4.29-(Translação do quadro)

$$\begin{aligned}
 & D_4^*a_2^2 + \theta_b * (-D_3^*a_1 * (b_{1+x_3}) + D_4^*a_2 * (b_{1-x_4})) = 0 \\
 & K_3^*a_1 * (b_{1+x_3}) + K_4^*a_2 * (b_{1-x_4}) + Z_a * (-D_3^*a_1 + D_4^*a_2) + Z_b * (D_3^*a_1 - D_4^*a_2) + \theta_a * (D_3^*a_1^2 + \\
 & J_a * \theta_a + Z_a * (-K_3^*a_1 + K_4^*a_2) + Z_b * (K_3^*a_1 - K_4^*a_2) + \theta_a * (K_3^*a_1^2 + K_4^*a_2^2) + \theta_b * (-
 \end{aligned}$$

Eq.4.20-(Rotação do Power-train)

Eq.4.34-(Tradução do eixo dianteiro)

$$M_1 \ddot{Z}_1 - K_5 (Z_b - b_1 \theta_b - Z_l) - D_5 (Z_b - b_1 \theta_b - Z_l) + K_7 Z_l - K_7 U_1 + D_7 Z_l - D_7 U_1 = 0$$

$$M_1 \ddot{Z}_1 + Z_b (-K_5) + Z_l (K_5 + K_7) + \theta_b (b_1 K_5) + Z_b (-D_5) + Z_l (D_5 + D_7) + \theta_b (b_1 D_5) = F_1$$

Eq.4.38-(Tradução do eixo traseiro)

$$M_2 \ddot{Z}_2 - K_6 (Z_b + b_2 \theta_b - Z_2) - D_6 (Z_b + b_2 \theta_b - Z_2) + K_8 Z_2 + D_8 Z_2 = U_2 K_8 + U_2 D_8$$

$$M_2 \ddot{Z}_2 + Z_b (-K_6) + Z_2 (K_6 + K_8) + \theta_b (b_2 K_6) + Z_b (-D_6) + Z_2 (D_6 + D_8) + \theta_b (b_2 D_6) = F_2$$

Eq.4.38a-(Tradução do 3º eixo traseiro)

$$M_3 \ddot{Z}_2 - K_9 (Z_b + b_3 \theta_b - Z_3) - D_9 (Z_b + b_3 \theta_b - Z_3) + K_{10} Z_3 + D_{10} Z_3 = U_2 K_{10} + U_2 D_{10}$$

$$M_3 \ddot{Z}_2 - Z_b K_9 + Z_3 (K_9 + K_{10}) - \theta_b (b_3 K_9) + Z_b (-D_9) + Z_3 (D_9 + D_{10}) + \theta_b (b_3 D_9) = F_2$$

4.5 EQUAÇÕES NA FORMA MATRICIAL PARA O SISTEMA LIVRE

A fim de escrever de uma forma mais compacta, de modo a facilitar a

representação, contemplando de forma clara as simetrias das equações de movimento do

sistema livre, podem-se escrever as seguintes matrizes:

$$[M]\ddot{z} + [D]\dot{z} + [K]z = \{0\}$$

nesse caso para um sistema com 9 graus de liberdade teremos,

$$\begin{bmatrix}
 Ma & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 0 & Mb & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 0 & 0 & Mc & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 0 & 0 & 0 & Mz3 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 0 & 0 & 0 & 0 & Mz2 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & Mz1 & 0 & 0 & 0 \\
 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & Ma4 & 0 & 0 \\
 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & Ma7 & 0 \\
 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & Ma8
 \end{bmatrix}
 *
 \begin{bmatrix}
 \ddot{z}_a \\
 \ddot{z}_b \\
 \ddot{z}_c \\
 \ddot{z}_3 \\
 \ddot{z}_2 \\
 \ddot{z}_1 \\
 \ddot{z}_4 \\
 \ddot{z}_7 \\
 \ddot{z}_8
 \end{bmatrix}
 +
 \begin{bmatrix}
 Ka \\
 Kb \\
 Kc \\
 Kz3 \\
 Kz2 \\
 Kz1 \\
 Ka4 \\
 Ka7 \\
 Ka8
 \end{bmatrix}
 z
 +
 \begin{bmatrix}
 Da1 \\
 Da2 \\
 Da3 \\
 Da4 \\
 Da5 \\
 Da6 \\
 Da7 \\
 Da8 \\
 Da9
 \end{bmatrix}
 \dot{z}
 +
 \begin{bmatrix}
 Za \\
 Zb \\
 Zc \\
 Z1 \\
 Z2 \\
 Z3 \\
 Z4 \\
 Z7 \\
 Z8
 \end{bmatrix}
 z
 = 0$$

Isolando os termos das equações referente ao item 4.3 (equações 4.1a 4.9), tem-se a matriz de rigidez composta pelos seguintes termos:

$$Kd_1 = [(+K_3 + K_4) (-K_3 - K_4) 0 0 0 0 (-K_3 a_1 + K_4 a_2) (+K_3 (b_1 + x_3) + K_4 (b_1 - x_4)) 0];$$

$$Kd_2 = [(-K_3 - K_4) (K_1 + K_2 + K_3 + K_4 + K_5 + K_6 + K_7 + K_8 + K_9) (-K_1 - K_2) -K_5 - K_6 - K_7 - K_8 - K_9 (+K_3 a_1 - K_4 a_2) (-$$

$$K_1 (b_1 + x_1) - K_2 (b_1 - x_2) - K_3 (b_1 + x_3) - K_4 (b_1 - x_4) - K_5 b_1 + K_6 b_2 + K_7 b_3) (+K_1 c_1 - K_2 c_2)];$$

Da mesma forma, pode-se obter a matriz de amortecimento composta pelos

seguintes termos:

$$Dd_1 = [(+D_3 + D_4) (-D_3 - D_4) 0 0 0 0 (-D_3^* a_1 + D_4^* a_2) (+D_3^* (b_1 + x_3) + D_4^* (b_1 - x_4))] 0];$$

$$Dd_2 = [(-D_3 - D_4) (D_1 + D_2 + D_3 + D_4 + D_5 + D_6 + D_9) (-D_1 - D_2) -D_5 - D_6 - D_9 (+D_3^* a_1 - D_4^* a_2) (-$$

$$D_1^* (b_1 + x_1) - D_2^* (b_1 - x_2) - D_3^* (b_1 + x_3) - D_4^* (b_1 - x_4) - D_5^* b_1 + D_6^* b_2 + D_9^* b_3) (D_1^* c_1 - D_2^* c_2)];$$

$$Dd_3 = [0 (-D_1 - D_2) (D_1 + D_2) 0 0 0 0 (D_1^* (b_1 + x_1) + D_2^* (b_1 - x_2))] (-D_1^* c_1 + D_2^* c_2)];$$

$$Dd_4 = [0 -D_5 0 (D_5 + D_7) 0 0 (b_1^* D_5) 0];$$

$$Dd_5 = [0 -D_6 0 0 (D_6 + D_8) 0 (b_2^* D_6) 0];$$

$$Dd_6 = [0 -D_9 0 0 0 (D_9 + D_{10}) 0 (b_3^* D_9) 0];$$

$$Dd_7 = [(-D_3^* a_1 + D_4^* a_2) (D_3^* a_1 - D_4^* a_2) 0 0 0 0 (D_3^* a_1^2 + D_4^* a_2^2) (-$$

$$D_3^* a_1^* (b_1 + x_3) + D_4^* a_2^* (b_1 - x_4))] 0];$$

$$Dd_8 = [(D_3^* (b_1 + x_3) + D_4^* (b_1 - x_4)) (-D_1^* (b_1 + x_1) - D_2^* (b_1 - x_2) - D_3^* (b_1 + x_3) - D_4^* (b_1 - x_4) -$$

$$D_5^* b_1 + D_6^* b_2 + D_9^* b_3) (D_1^* (b_1 + x_1) + D_2^* (b_1 - x_2)) (b_1^* D_5) (b_2^* D_6) (b_3^* D_9) (-$$

$$D_3^* a_1^* (b_1 + x_3) + D_4^* a_2^* (b_1 - x_4)) (D_1^* (b_1 + x_1) + D_2^* (b_1 - x_2) + D_3^* (b_1 + x_3) + D_4^* (b_1 - x_4) + D_5^* (b_1$$

$$x_4)^2 + D_5^* b_1^2 + D_6^* b_2^2 + D_9^* b_3^2) (-D_1^* (b_1 + x_1) + D_2^* (b_1 - x_2) + D_3^* (b_1 + x_3) + D_4^* (b_1 - x_4) + D_5^* (b_1$$

$$Dd_6 = [0 \ (D_1 * c_1 - D_2 * c_2) \ (-D_1 * c_1 + D_2 * c_2) \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ (-D_1 * c_1 * (b_1 + x_1) + D_2 * c_2 * (b_1 - x_2)) \ (D_1 * c_1^2 + D_2 * c_2^2)];$$

A associação das matrizes Dd_1 à Dd_9 , será chamada de matriz Dd , da seguinte

maneira:

$$Dd = [Dd_1; Dd_2; Dd_3; Dd_4; Dd_5; Dd_6; Dd_7; Dd_8; Dd_9];$$

Conforme exposto no capítulo 3, pode-se então calcular os autovetores e autovalores não amortecidos com o emprego apenas da matriz de massa e da matriz de

rigidez:

$$\det[\lambda^2]_{diag} [M] + [K] = 0 \quad (4.5)$$

Ou então, incorporando a matriz de amortecimento, pode-se calcular os autovetores e autovalores amortecidos.

Esse último caso, será discutido com o emprego das variáveis de estado, que será abordado mais adiante, no Capítulo 4.

4.6 DADOS DO CAMINHÃO MÉDIO MERCEDES BENZ 6X2

Ao se considerar o referido veículo carregado (com plena carga ou seja 40 toneladas) para simulação, têm-se como parâmetros de entrada os seguintes valores:

Dados de Inércia (J_{yy} - em relação ao CG)

- Momento de inércia do conjunto motor/câmbio com relação ao eixo Y
 $J_a = 134 \text{ N.m}^2$
- Momento de inércia do quadro/bau (carregado) com relação ao eixo Y
 $J_b = 4.5200e+004 \text{ N.m}^2$
- Momento de inércia da cabina com relação ao eixo Y
 $J_c = 515 \text{ N.m}^2$

Dados de massa

- Massa do conjunto Motor/Câmbio
 $M_a = 612 \text{ kg}$
- Massa do Quadro/bau (carregado)
 $M_b = 12000 \text{ kg}$
- Massa da cabina
 $M_c = 603 \text{ kg}$
- Massa do eixo dianteiro
 $M_l = 695 \text{ kg}$
- Massa do eixo traseiro e do 3º eixo
 $M_2 = M_3 = 1196 \text{ kg}$

Dados de rigidez

- Rigidez dos dois coxins dianteiros da Cabina
 $K_1=2 * K_{dianteiro} = 2200000 \text{ N/m}$
- Rigidez das duas molas traseiras da Cabina
 $K_2=2 * K_{traseira} = 60.000 \text{ N/m}$
- Rigidez dos dois coxins dianteiros do conjunto Motor/câmbio
 $K_3=2 * K_{dianteiro} = 620.000 \text{ N/m}$
- Rigidez dos dois coxins traseiros do conjunto Motor/câmbio
 $K_4=2 * K_{traseira} = 660.000 \text{ N/m}$
- Rigidez das molas dianteiras da suspensão primária (quadro+baú)
 $K_5=2 * K_{dianteiro} = 330.000 \text{ N/m}$
- Rigidez das molas traseiras da suspensão primária (quadro+baú)
 $K_6=K_9=2 * K_{traseira} = 1.374.000 \text{ N/m}$
- Rigidez dos pneus dianteiros cheios (110 lbf/in²)
 $K_7=2 * K_{dianteiro} = 2000.000 \text{ N/m}$
- Rigidez dos pneus traseiros cheios (110 lbf/in²)
 $K_8=K_{10}=2 * K_{traseira} = 4000.000 \text{ N/m}$

Dados de amortecimento médio (tração & compressão)

- Amortecimento dos dois coxins dianteiros da cabina
 $D_1=2 * D_{dianteiro} = 2200 \text{ N.s/m}$
- Amortecimento das duas molas traseiras da cabina
 $D_2=2 * D_{traseira} = 12.000 \text{ N.s/m}$
- Amortecimento dos dois coxins dianteiros do conjunto motor/câmbio
 $D_3=2 * D_{dianteiro} = 1280 \text{ N.s/m}$

- Amortecimento dos dois coxins traseiros do conjunto motor/câmbio
 $D_4 = 2 * D_{tras} = 560 \text{ N.s/m}$
- Amortecimento das molas dianteiras da suspensão primária (quadro+baú)
 $D_5 = 2 * D_{diant} = 13.000 \text{ N.s/m}$
- Amortecimento das molas traseiras da suspensão primária (quadro+baú)
 $D_6 = D_9 = 2 * D_{tras} = 33.400 \text{ N.s/m}$
- Amortecimento dos pneus dianteiros
 $D_7 = 2 * D_{diant} = 10.000 \text{ N.s/m}$
- Amortecimento dos pneus traseiros
 $D_8 = D_{10} = 2 * D_{tras} = 20.000 \text{ N.s/m}$

Cotas e distâncias ao CG's.

- Distância entre o CG do motor/câmbio e a suspensão dianteira/traseira
 $a_1 = 0,345 \text{ m (dianteiro)}$ $a_2 = 0,8195 \text{ m (traseiro)}$
- Distância entre o CG do quadro/baú e a suspensão dianteira/traseira
 $b_1 = 5,470 \text{ m (dianteiro)}$ $b_2 = -0,300 \text{ m (traseiro)}$ $b_3 = 1,070 \text{ (3º eixo)}$
- Distância entre o CG da cabina e a suspensão dianteira/traseira
 $c_1 = 0,2920 \text{ m (dianteiro)}$ $c_2 = 1,058 \text{ m (traseiro)}$
- Distância entre a suspensão dianteira e traseira da cabina em relação a suspensão dianteira primária
 $x_1 = 0,09 \text{ m (dianteira)}$ $x_2 = 1,26 \text{ m (traseira)}$
- Distância entre a suspensão dianteira e traseira da cabina em relação a suspensão dianteira primária
 $x_3 = 0,2710 \text{ m (dianteira)}$ $x_4 = 0,892 \text{ m (traseira)}$

4.7 CÁLCULO DOS AUTOVALORES E AUTOVETORES NÃO AMORTECIDOS

Utilizando esses parâmetros de entrada acima listados e através das equações descritas no item 4.4, pode-se através dos programas escrito no *Matlab*, calcular os 9 modos (autovetores e autovalores).

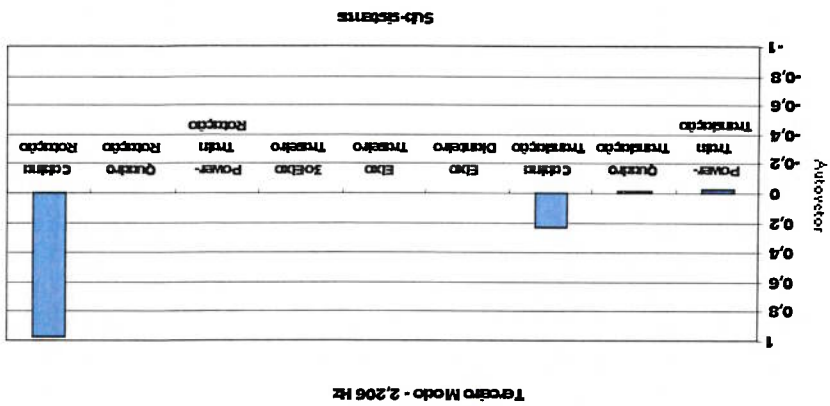
As coordenadas dos autovetores obedecem a seguinte sequência :

$$V = \begin{bmatrix} Z_a \\ Z_b \\ Z_c \\ Z_1 \\ Z_2 \\ Z_3 \\ \theta_a \\ \theta_b \\ \theta_c \end{bmatrix}$$

Onde cada coordenada fixada no centro de massa de cada corpo representa:

Z_a	Translação do conjunto motor/câmbio.
Z_b	Translação do conjunto quadro+baix.
Z_c	Translação da cabina.
Z_1	Translação do conjunto do eixo dianteiro.
Z_2	Translação do conjunto do eixo traseiro.
Z_3	Translação do conjunto do eixo traseiro.
θ_a	Rotação do conjunto motor/câmbio.
θ_b	Rotação do conjunto quadro+baix.
θ_c	Rotação da cabina

Gráfico 4.3 – Autovetor - Terceiro Modo



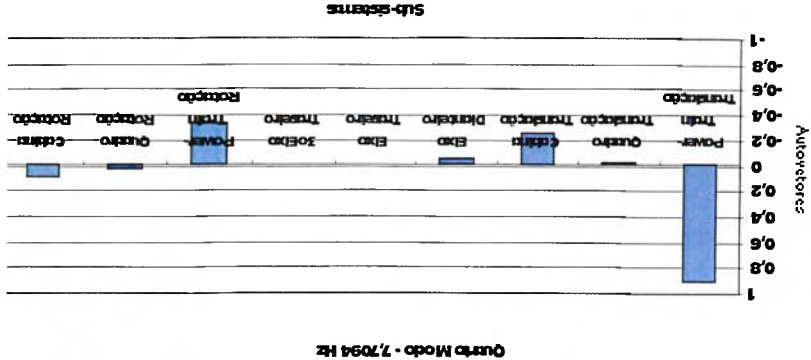
TERCEIRO MODO

$f_3 = 2.2060\text{Hz}$

$V_3 =$

0.9713
0.0027
0.0030
-0.0019
-0.0029
-0.0037
0.2360
-0.0102
-0.0271

Gráfico 4.4 – Autovetor - Quarto Modo



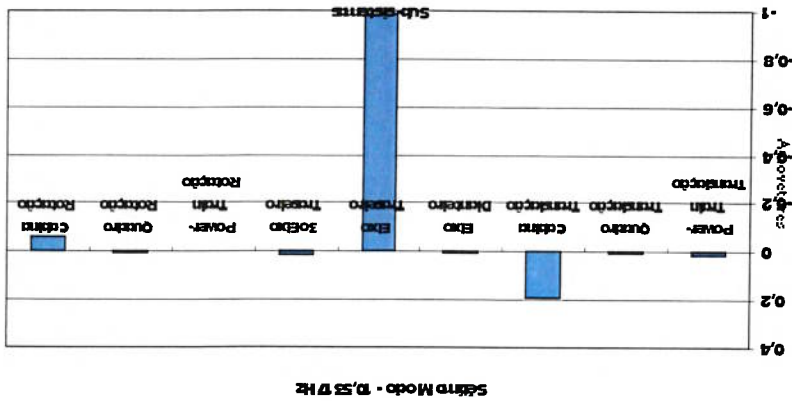
QUARTO MODO

$f_4 = 7.7094\text{Hz}$

$V_4 =$

0.0839
0.0176
-0.3341
-0.0013
-0.0150
-0.0556
-0.2604
-0.0219
-0.8997

Gráfico 4.7- Autovetor -Sétimo Modo



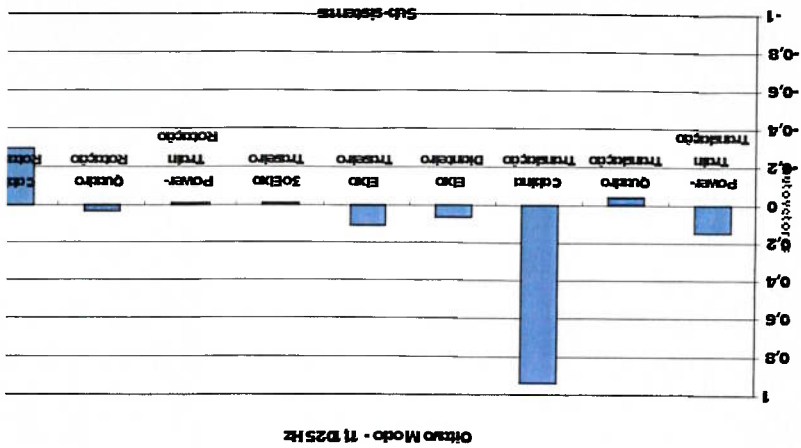
SÉTIMO MODO

$$f_7 = 10.5317 \text{ Hz}$$

$$V_7 =$$

0.0145
0.0100
0.1908
0.0076
-0.9795
0.1311
-0.0047
0.0048
-0.0603

Gráfico 4.8- Autovetor -Oitavo Modo



OITAVO MODO

$$f_8 = 11.1025 \text{ Hz}$$

$$V_8 =$$

0.1500
-0.0388
0.9344
0.0633
0.1072
-0.0081
-0.0078
0.0298
-0.2940

A grande desvantagem de se encontrar modos críticos para o conforto (4-8 Hz), onde todas as componentes do autovetor não são nulas, pode ser interpretada da seguinte maneira:

Exemplo: Suponha que o veículo esteja transitando em um determinado

trecho e durante o trafegar o pneu é excitado, esse transfere a vibração para o eixo

dianteiro e/ou traseiro. Se todas as componentes do autovetor forem não nulas para os

modos críticos, por exemplo, essa excitação percebida nos eixos, excitará esses modos,

pois todos esses autovetores irão possuir uma componente não nula em Z_1 ou em Z_2 .

Dessa maneira, se um desses modos gerar um grande desconforto, teremos esse modo

ocorrendo sempre que o veículo estiver transitando em rodovias.

No capítulo a seguir, serão introduzidas variáveis de estado sob uma notação

matricial, com isso será duplicado o número de equações no sistema, porém com esse

tipo de abordagem, podem-se calcular os modos naturais considerando o amortecimento

de cada subsistema.

maneira:

posição se transformará em coordenada de posição e de velocidade, da seguinte de novas coordenadas tem-se um sistema 18×18 . Basicamente, cada coordenada de sistema. Ou seja, em vez de ter um sistema 9×9 , com a redução da ordem e a introdução Isso é facilmente conseguido, através da introdução de novas variáveis no ordem.

das equações diferenciais, é reduzir a ordem do sistema de segunda para primeira Uma forma muito usual de se considerar o amortecimento viscoso na solução número complexo, apenas a parte real, demonstrando apenas existir amortecimento.

esse modo não oscilará tendo o seu correspondente autovalor, que geralmente é um Por exemplo, se um determinado modo do caminho estiver super amortecido, do modelo do caminho, precisa-se levar também em consideração a sua matriz .

Se for interessante conhecer também a influência do amortecimento nos modos analíticos para determinar o comportamento do sistema. (ex.: Método *Runge Kutta*) excitação, é conveniente realizar uma simulação numérica, utilizando métodos Para conhecer melhor a resposta temporal de um sistema, para uma dada

5.1- EQUAÇÕES DE ESTADO NA FORMA MATRICIAL.

EQUAÇÕES APLICANDO VARIÁVEIS DE ESTADO

CAPÍTULO 5

Sistema-9x9

Coordenadas: $Z_a, Z_b, Z_c, Z_1, Z_2, Z_3, \theta_a, \theta_b, \theta_c$

Sistema-18x18

Coordenadas: $Z_a, V_a, Z_b, V_b, Z_c, V_c, Z_1, V_1, Z_2, V_2, Z_3, V_3, \theta_a, w_a, \theta_b, w_b, \theta_c, w_c$

Onde:

$$\begin{matrix} \dot{Z}_a = V_a & \dot{Z}_b = V_b & \dot{Z}_c = V_c & \dot{Z}_1 = V_1 & \dot{Z}_2 = V_2 \\ \dot{Z}_3 = V_3 & \theta_a = w_a & \theta_b = w_b & \theta_c = w_c \end{matrix}$$

Fazendo as substituições necessárias nas Equações 4.9, 4.10, 4.19, 4.20, 4.28, 4.29, 4.33

, 4.37 e 4.37a, obtêm-se :

Tradução do motor:

$$\begin{aligned} M_a \cdot V_a + Z_a \cdot (K_3 + K_4) + Z_b \cdot (-K_3 - K_4) + \theta_a \cdot (-K_3 \cdot a_1 + K_4 \cdot a_2) + \theta_b \cdot (K_3 \cdot (b_1 + x_3) + K_4 \cdot (b_1 - x_4)) \\ M_a \cdot V_a + V_a \cdot (D_3 + D_4) + Z_b \cdot (-D_3 - D_4) + w_a \cdot (-D_3 \cdot a_1 + D_4 \cdot a_2) + w_b \cdot (D_3 \cdot (b_1 + x_3) + D_4 \cdot (b_1 - x_4)) = 0 \end{aligned}$$

$$\dot{Z}_a = V_a$$

Portanto:

$$\begin{aligned} \dot{V}_a = -(D_3 + D_4) \cdot V_a - (K_3 + K_4) \cdot Z_a + (D_3 + D_4) \cdot M_a \cdot V_b + (K_3 + K_4) \cdot M_a \cdot Z_b + \\ -(D_3 \cdot a_1 + D_4 \cdot a_2) \cdot M_a \cdot w_a - (-K_3 \cdot a_1 + K_4 \cdot a_2) \cdot M_a \cdot \theta_a - (D_3 \cdot (b_1 + x_3) + D_4 \cdot \\ (b_1 - x_4)) \cdot M_a \cdot \theta_b \end{aligned}$$

$$\dot{Z}_a = V_a$$

$$Z_c = V_c$$

$$* (b_1 - x_2) / M_c * \omega_c - (K_1 * (b_1 + x_1) + K_2 * (b_1 - x_2)) / M_c * \theta_c$$

$$- (-D_1 * c_1 + D_2 * c_2) / M_c * \omega_c - (-K_1 * c_1 + K_2 * c_2) / M_c * \theta_c - (D_1 * (b_1 + x_1) + D_2 * (b_1 - x_2)) / M_c * \theta_c$$

$$V_c = -(D_1 + D_2) / M_c * V_c - (K_1 + K_2) / M_c * Z_c + (D_1 + D_2) / M_c * V_b + (K_1 + K_2) / M_c * Z_b +$$

Portanto :

$$Z_c = V_c$$

$$\omega_c * (D_1 * (b_1 + x_1) + D_2 * (b_1 - x_2)) = 0$$

$$K_2 * (b_1 - x_2) + V_c * (D_1 + D_2) + V_b * (-D_1 - D_2) + \omega_c * (-D_1 * c_1 + D_2 * c_2) +$$

$$M_c * V_c + Z_c * (K_1 + K_2) + Z_b * (-K_1 - K_2) + \theta_c * (-K_1 * c_1 + K_2 * c_2) + \theta_b * (K_1 * (b_1 + x_1) +$$

Fazendo as substituições necessárias, obtêm-se :

Tradução da cabina:

$$\theta a = \omega a$$

$$/Ja * \theta J$$

$$- (-D_3 * a_1 * (b_1 + x_3) + D_4 * a_2 * (b_1 - x_4)) / Ja * \omega - (-K_3 * a_1 * (b_1 + x_3) + K_4 * a_2 * (b_1 - x_4)) /$$

$$- (K_3 * a_1 - K_4 * a_2) / Ja * Z_b - (D_3 * a_1^2 + D_4 * a_2^2) / Ja * \omega - (K_3 * a_1^2 + K_4 * a_2^2) / Ja * \theta /$$

$$\omega a = -(-D_3 * a_1 + D_4 * a_2) / Ja * V_a - (-K_3 * a_1 + K_4 * a_2) / Ja * Z_a - (D_3 * a_1 - D_4 * a_2) / Ja * V_b -$$

Portanto:

$$\theta a = \omega a$$

$$- D_4 * a_2 + \theta a * (D_3 * a_1^2 + D_4 * a_2^2) + \theta_b * (-D_3 * a_1 * (b_1 + x_3) + D_4 * a_2 * (b_1 - x_4)) = 0$$

$$\theta_b * (-K_3 * a_1 * (b_1 + x_3) + K_4 * a_2 * (b_1 - x_4)) * Z_a * (-D_3 * a_1 + D_4 * a_2) + Z_b * (D_3 * a_1 -$$

$$Ja * \omega a + Z_a * (-K_3 * a_1 + K_4 * a_2) + Z_b * (K_3 * a_1 - K_4 * a_2) + \theta a * (K_3 * a_1^2 + K_4 * a_2^2) +$$

Fazendo as substituições necessárias, obtêm-se :

Rotação do motor:

$$\begin{aligned}
 M_6 * V_6 + Z_6 * (-K_3 - K_4) + Z_6 * (K_1 + K_2 + K_3 + K_4 + K_5 + K_6 + K_9) + Z_6 * (-K_1 - K_2) + \theta_6 * \\
 (K_3 * a_1 + K_4 * a_2) + \theta_6 * (-K_1 * (b_1 + x_1) - K_2 * (b_1 - x_2) - K_3 * (x_1 + x_3) - K_4 * (b_1 - x_4)) - K_5 * b_1 \\
 + K_6 * b_2 + K_9 * b_3 + \theta_6 * (K_1 * c_1 - K_2 * c_2) + Z_1 * (-K_5) + Z_2 * (-K_6) + Z_3 * (-K_9) + V_6 * (-D_3 - D_4) + \\
 V_6 * (D_1 + D_2 + D_3 + D_4 + D_5 + D_6 + D_9) + V_6 * (-D_1 - D_2) + \omega_6 * (D_3 * a_1 + D_4 * a_2) + \\
 \omega_6 * (-D_1 * (b_1 + x_1) - D_2 * (b_1 - x_2) - D_3 * (b_1 + x_3) - D_4 * (b_1 - x_4) - D_5 * b_1 + D_6 * b_2 + D_9 * b_3) + \\
 \omega_6 * (D_1 * c_1 - D_2 * c_2) + V_1 * (-D_5) + V_2 * (-D_6) + V_3 * (-D_9) = 0
 \end{aligned}$$

$$Z_6 = V_6$$

Fazendo as substituições necessárias, obtem-se :

Translação do chassis + bau:

$$\begin{aligned}
 \theta_c = \omega_c \\
 / J_c * \theta_c \\
 - (-D_1 * c_1 * (b_1 + x_1) + D_2 * c_2 * (b_1 - x_2)) / J_c * \omega_c - (-K_1 * c_1 * (b_1 + x_1) + K_2 * c_2 * (b_1 - x_2)) / \\
 - (K_1 * c_1 - K_2 * c_2) / J_c * Z_6 - (D_1 * c_1 + D_2 * c_2) / J_c * \omega_c - (K_1 * c_1 + K_2 * c_2) / J_c * \theta_c \\
 \omega_c = - (-D_1 * c_1 + D_2 * c_2) / J_c * V_6 - (-K_1 * c_1 + K_2 * c_2) / J_c * Z_6 - (D_1 * c_1 - D_2 * c_2) / J_c * V_6 - \\
 \text{Portanto :}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 \theta_c = \omega_c \\
 - D_2 * c_2 + \theta_c * (D_1 * c_1 + D_2 * c_2) + \theta_c * (-D_1 * c_1 * (b_1 + x_1) + D_2 * c_2 * (b_1 - x_2)) = 0 \\
 \theta_c * (-K_1 * c_1 * (b_1 + x_1) + K_2 * c_2 * (b_1 - x_2)) * Z_6 * (-D_1 * c_1 + D_2 * c_2) + Z_6 * (D_1 * c_1 - \\
 J_c * \omega_c + Z_6 * (-K_1 * c_1 + K_2 * c_2) + Z_6 * (K_1 * c_1 - K_2 * c_2) + \theta_c * (K_1 * c_1 + K_2 * c_2) +
 \end{aligned}$$

Fazendo as substituições necessárias, obtem-se:

Rotação da cabina:

Rotação do chassis+baú:

Fazendo as substituições necessárias, obtém-se :

$$\begin{aligned}
 Jb^* \omega b + Z_a^* [K_3^* (b_1+x_3) + K_4^* (b_1-x_4)] + Z_b^* [-K_1^* (b_1+x_1) - K_2^* (b_1-x_2) - K_3^* (b_1+x_3) - K_4^* (b_1-x_4)] \\
 - b_1^* K_5^* K_6^* + b_2^* K_6^* + b_3^* K_9^* + Z_c^* [K_1^* (b_1+x_1) + K_2^* (b_1-x_2)] + \theta_a [-K_3^* (b_1+x_3) + K_4^* (b_1-x_4)] \\
 x_4^* a_2^* + \theta b^* [K_1^* (b_1+x_1) + K_2^* (b_1-x_2) + K_3^* (b_1+x_3) + K_4^* (b_1-x_4)] + K_5^* b_1^2 + K_6^* b_2^2 + \\
 K_9^* b_3^2 + \theta c^* [-K_1^* (b_1+x_1) + K_2^* (b_1-x_2) + Z_1^* (K_5^* b_1) + Z_2^* (b_2^* K_6^* + Z_3^* (b_3^* K_9^* \\
 + V_a^* [D_3^* (b_1+x_3) + D_4^* (b_1-x_4)] + V b^* [-D_1^* (b_1+x_1) - D_2^* (b_1-x_2) - D_3^* (b_1+x_3) - D_4^* (b_1-x_4)] \\
 - V_a^* [D_3^* (b_1+x_3) + D_4^* (b_1-x_4)] + V b^* [-D_1^* (b_1+x_1) - D_2^* (b_1-x_2) - D_3^* (b_1+x_3) - D_4^* (b_1-x_4)] \\
 + V_a^* [D_3^* (b_1+x_3) + D_4^* (b_1-x_4)] + V c^* [D_1^* (b_1+x_1) + D_2^* (b_1-x_2)] + w_a^* [-D_3^* (b_1+x_3) + D_4^* (b_1-x_4)] \\
 b_1^* D_5^* + b_2^* D_6^* + b_3^* D_9^* + V c^* [D_1^* (b_1+x_1) + D_2^* (b_1-x_2)] + w_a^* [-D_3^* (b_1+x_3) + D_4^* (b_1-x_4)] \\
 x_4^* a_2^* + w_b^* [D_1^* (b_1+x_1) + D_2^* (b_1-x_2) + D_3^* (b_1+x_3) + D_4^* (b_1-x_4)] + D_5^* b_1^2 + D_6^* b_2^2 + \\
 D_9^* b_3^2 + w_c^* [-D_1^* (b_1+x_1) + D_2^* (b_1-x_2) + c_2^*] + V_1^* (D_5^* b_1) + V_2^* (-b_2^* D_6) + V_3^* (- \\
 b_3^* D_9) = 0
 \end{aligned}$$

$$\theta b = \omega b$$

$$b_3^* D_9 = 0$$

Translação do eixo dianteiro

Fazendo as substituições necessárias, obtém-se :

$$\begin{aligned}
 M_1^* \ddot{Z}_1 - K_5^* (Z_b - b_1^* \theta_b - Z_l) - D_5^* (Z_b - b_1^* \theta_b - Z_l) + K_7^* Z_1 - K_7^* U_1 + D_7^* Z_1 - D_7^* U_1 = 0 \\
 M_1^* \ddot{Z}_1 + Z_b^* (-K_5) + Z_1^* (K_5 + K_7) + \theta_b^* (b_1^* K_5) + Z_b^* (-D_5) + Z_1^* (D_5 + D_7) + \\
 + \theta_b^* (b_1^* D_5) = U_1 K_7 + U_1 D_7 \\
 Z_1 = V_1
 \end{aligned}$$

Tradução do eixo traseiro

Fazendo as substituições necessárias, obtêm-se :

$$M_2 \ddot{Z}_2 - K_6 (Z_6 + b_2 \theta_b - Z_2) - D_6 (Z_6 + b_2 \theta_b - Z_2) + K_8 Z_2 + D_8 \dot{Z}_2 = U_2 K_8 + U_2 D_8$$

$$M_2 \ddot{Z}_2 - Z_6 K_6 + Z_2 (K_6 + K_8) - \theta_b (b_2 K_6) + Z_6 (-D_6) + Z_2 (D_6 + D_8) +$$

$$- \theta_b (b_2 D_6) = U_2 K_8 + U_2 D_8$$

$$Z_2 = V_2$$

Tradução do 3º eixo traseiro

Fazendo as substituições necessárias, obtêm-se :

$$M_3 \ddot{Z}_3 - K_9 (Z_6 + b_3 \theta_b - Z_3) - D_9 (Z_6 + b_3 \theta_b - Z_3) + K_{10} Z_3 + D_{10} \dot{Z}_3 = U_2 K_{10} + U_2 D_{10}$$

$$M_3 \ddot{Z}_3 - Z_6 K_9 + Z_3 (K_9 + K_{10}) - \theta_b (b_3 K_9) + Z_6 (-D_9) + Z_3 (D_9 + D_{10}) +$$

$$- \theta_b (b_3 D_9) = U_2 K_{10} + U_2 D_{10}$$

$$Z_3 = V_3$$

MARCO ANTÔNIO FOGAÇA ACCURSO

**ANÁLISE DO CONFORTO VIBRACIONAL DE
UM CAMINHÃO ATRAVÉS DE UM MODELO E UM
DISPOSITIVO HIDRÁULICO**

Dissertação apresentada à Escola
Politécnica da Universidade de São Paulo
para obtenção do título de Mestre em
Engenharia

São Paulo
2002

5.2 ESCRIBIENDO AS MATRIZES DE ESTADO

Montando as novas equações (18x18), de maneira a isolar na esquerda a matriz das acelerações/velocidades respectiva a cada coordenada e na direita a matriz das velocidades/deslocamentos respectiva a cada coordenada .

A forma geral desse sistema , implementado no bloco de estado existente no *Matlab (Toolbox-Simulink)*, pode ser escrita da seguinte maneira:

$$\begin{aligned} [X'] &= [A] * [X] + [B] * [U] \\ [Y] &= [C] * [X] + [D] * [U] \end{aligned}$$

A dificuldade maior residirá em calcular a matriz **A**, a qual possuirá tanto elementos de rigidez como de amortecimento. A matriz **B** é a matriz dos deslocamentos e das forças externas. A **reposta Y**, depende de quais parâmetros serão inseridos ou escolhidos na matriz **C**. A matriz **D**, pode-se assumir como nula. No modelo do caminho esses valores ficam da seguinte maneira:

	Z_a	Z_b	Z_c	Z_1	Z_2	Z_3	θ_a	θ_b	θ_c
Z_a	K_3+K_4	$-(K_3+K_4)$	0	0	0	0	$-(K_3a_1+K_4a_2)$	$(K_3*(b_1+x_1)+K_4*(b_1-x_1))$	0
Z_b	$-(K_3+K_4)$	$(K_1+K_2+K_3+K_4+K_5+K_6+K_9)$	$-(K_1-K_2)$	$-K_5$	$-K_6$	$-K_9$	$(K_3a_1-K_4a_2)$	$-(K_3(b_1+x_1)-K_4(b_1-x_1))-K_4(b_1-x_1)-K_5b_1+K_6b_2$	$(K_3*(b_1+x_1)-K_4(b_1-x_1)-K_4(b_1-x_1)-K_5b_1+K_6b_2+K_9b_2)$
Z_c	0	$-(K_1-K_2)$	(K_1+K_2)	0	0	0	0	$K_1(b_1+x_1)-K_2(b_1-x_1)$	$-(K_1*c_1+K_2*c_2)$
Z_1	0	$-K_5$	0	K_5+K_7	0	0	0	b_1K_5	0
Z_2	0	$-K_6$	0	0	K_6+K_8	0	0	$-b_2K_6$	0
Z_3	0	$-K_9$	0	0	0	K_9+K_{10}	0	$-b_1K_9$	0
θ_a	$-K_3a_1+K_4a_2$	$K_3a_1-K_4a_2$	0	0	0	0	$K_3a_1+2K_4a_2^2$	$-K_3a_1(b_1+x_1)+K_4a_2(b_1-x_1)$	0
θ_b	$(K_3*(b_1+x_1)+K_4*(b_1-x_1))$	$-(K_1(b_1+x_1)-K_2(b_1-x_1))-K_3(b_1+x_1)-K_4(b_1-x_1)-K_5b_1+K_6b_2$	$K_1(b_1+x_1)+K_2(b_1-x_2)$	b_1K_5	$-b_2K_6$	$-b_1K_9$	$-K_3a_1(b_1+x_1)+K_4a_2(b_1-x_1)$	$K_1(b_1+x_1)^2+K_2(b_1-x_1)^2+K_3(b_1+x_1)^2+K_4(b_1-x_1)^2+K_5b_1^2+K_6b_2^2+K_9b_1^2$	$-(K_1(b_1+x_1)+K_2(b_1-x_1))c_1+K_3(b_1-x_2)c_2$
θ_c	0	$K_1c_1-K_2c_2$	$-K_1c_1+K_2c_2$	0	0	0	0	$-K_1(b_1+x_1)c_1+K_2(b_1-x_2)c_2$	$K_1c_1^2+K_2c_2^2$

MATRIZ DE RIGIDEZ

	Z_a	Z_b	Z_c	Z_1	Z_2	Z_3	θ_a	θb	θ_c
Z_a	D_3+D_4	$-(D_3+D_4)$	0	0	0	0	$(-D_3a_1+D_4a_2)$	$(D_3^+(b_1+x_3)+D_4^+(b_1-x_4))$	0
Z_b	$-(D_3+D_4)$	$(D_1+D_2+D_3+D_4+D_5+D_6+D_9)$	$(-D_1-D_2)$	$-D_5$	$-D_6$	$-D_6$	$(D_3a_1-D_4a_2)$	$-D_1(b_1+x_1)-D_2(b_1-x_2)-D_3(b_1+x_3)-D_4(b_1-x_4)-D_5b_1+D_6b_2$	$(D_1^+c_1-D_2^+c_2)$
Z_c	0	$(-D_1-D_2)$	(D_1+D_2)	0	0	0	0	$D_1(b_1+x_1)+D_2(b_1-x_2)$	$(-D_1^+c_1+D_2^+c_2)$
Z_1	0	$-D_5$	0	D_3+D_7	0	0	0	b_1D_5	0
Z_2	0	$-D_6$	0	0	D_5+D_8	0	0	$-b_2D_6$	0
Z_3	0	$-D_6$	0	0	0	D_9+D_{10}	0	$-b_3D_6$	0
θ_a	$-D_3a_1+D_4a_2$	$D_3a_1-D_4a_2$	0	0	0	0	$D_3a_1^2+D_4a_2^2$	$-D_3a_1(b_1+x_3)+D_4a_2(b_1-x_4)$	0
θb	$(D_3^+(b_1+x_3)+D_4^+(b_1-x_4))$	$-D_1(b_1+x_1)-D_2(b_1-x_2)-D_3(b_1+x_3)-D_4(b_1-x_4)-D_5b_1+D_6b_2$	$D_1(b_1+x_1)+D_2(b_1-x_2)$	b_1D_5	$-b_2D_6$	$-b_2D_6$	$-D_3a_1(b_1+x_3)+D_4a_2(b_1-x_4)$	$D_1(b_1+x_1)^2+D_2(b_1-x_2)^2+D_3(b_1+x_3)^2+D_4(b_1-x_4)^2+D_5b_1^2+D_6b_2^2+D_9b_3^2$	$-D_1(b_1+x_1)c_1+D_2(b_1-x_2)c_2$
θ_c	0	$D_1c_1-D_2c_2$	$-D_1c_1+D_2c_2$	0	0	0	0	$-D_1(b_1+x_1)c_1+D_2(b_1-x_2)c_2$	$D_1c_1^2+D_2c_2^2$

MATRIZ DE AMORTECIMENTO

5.3- UTILIZANDO MATLAB / SIMULINK

Para o ensaio do sistema, utilizando uma força externa aplicada nos pneus ou nos eixos dianteiros e/ou traseiro, é interessante acompanhar o histórico do sinal ao longo do tempo, principalmente quando consideramos os amortecimentos envolvidos no sistema.

Existem diversos métodos numéricos para calcular o comportamento do sistema, no domínio do tempo, quando sujeito a uma força periódica ou não.

Métodos como o de Runge-Kutta (4ª ou 5ª ordem) entre outros, podem ser

escolhidos para resolver esse tipo de problema. Os principais parâmetros ainda a serem definidos são :

- 1- Tempo de análise
- 2- Freqüência máxima a ser analisada
- 3- Intervalo de integração
- 4- Precisão requerida

O tempo total de análise, no modelo do caminho em questão, será em torno de 15 segundos, que é relativamente longo para observar o comportamento do veículo quando sujeito a forças de excitação, uma vez que a menor freqüência a ser analisada é em torno de 1 Hz.

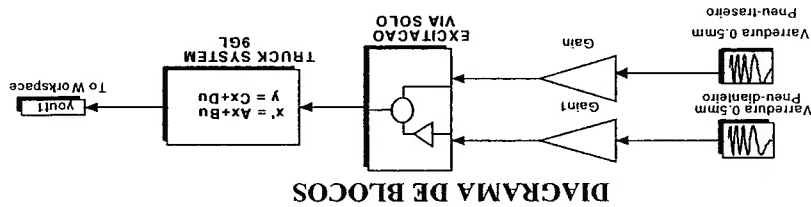
O intervalo de integração adotado será por volta de 0,05 segundos, que representa o inverso da máxima freqüência, a qual está por volta de 20Hz, que normalmente é a freqüência dos eixos (10/14 Hz) .

A precisão requerida será em princípio 0,1%, valor que deverá atender aos ensaios realizados. Definido esses dados será adotado o software *Simulink (Matlab)* para simular o comportamento numérico. Nesse software, optou-se pelo método de integração *Runge – Kutta* (4ª ordem), por esse ser empregado em vários artigos pesquisados (Cap 4 – pg 4.2).

5.4- DIAGRAMA DE BLOCOS DO SISTEMA NO SIMULINK

Abaixo está representado de forma esquemática, o diagrama de blocos do veículo, considerando as matrizes de estado. Pode-se também observar na representação abaixo, que a excitação pode ser aplicada tanto no eixo e/ou no pneu dianteiro como também no traseiro.

Uma forma de excitar boa parte dos modos, é aplicar uma varredura em frequência (0,1 a 20 Hz) de 0,5 mm de deslocamento, que representa na prática a excentricidade do conjunto roda-pneu, que ao rolar mesmo sobre uma pista plana, excitará o eixo do veículo em todas as velocidades numa amplitude contínua, de maneira a excitar os modos que possuem componentes do autovetor não nula no eixo dianteiro. (Diagrama de Blocos). Dependendo de como é escrita a **matriz B**, é possível escolher em quais subsistemas serão aplicadas as forças externas.



5.5- APLICAÇÃO DE UMA FORÇA CONSTANTE NO EIXO DIANTEIRO

No ambiente do *Matlab*, através do *toolbox Simulink*, é possível seleccionar um gerador de sinais para excitar o sistema com diversos tipos de sinais conhecidos: varreduras senoidal em frequência, rampas, degraus, trem de pulsos, etc.

Esses sinais servem para levantar os modos do sistema, uma vez que essa excitação abrange uma vasta faixa espectral.

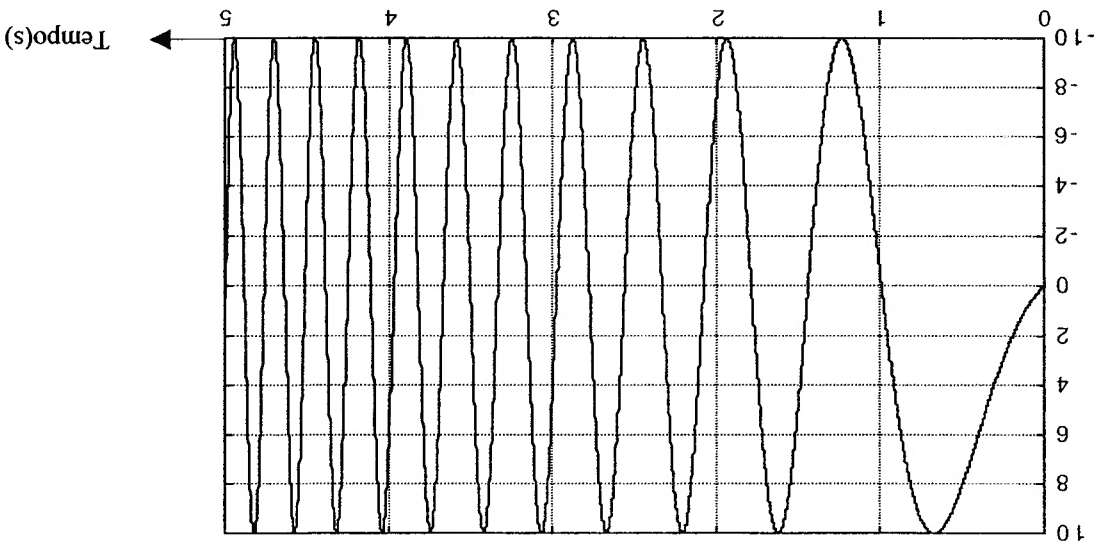
Para verificar os modos e o funcionamento do modelo, será realizada uma simulação através da aplicação de uma força senoidal no eixo dianteiro, de amplitude constante de 1000 N, varrendo dentro de uma faixa de 0,1 a 20 Hz, durante 15

segundos, de maneira a se verificar os modos que surgirão no decorrer deste ensaio. Nos gráficos 5.1 e 5.2 estão as curvas da excitação, tanto do sinal no tempo como também da resposta em frequência dos sinais:

A- Excitação no tempo—aplicado ao Eixo Dianteiro (sinal até 15 s)

Força(N)
10E 02 N

Gráfico 5.1 – Força no eixo dianteiro



B-

Sinal de excitação em frequência – aplicado ao Eixo dianteiro

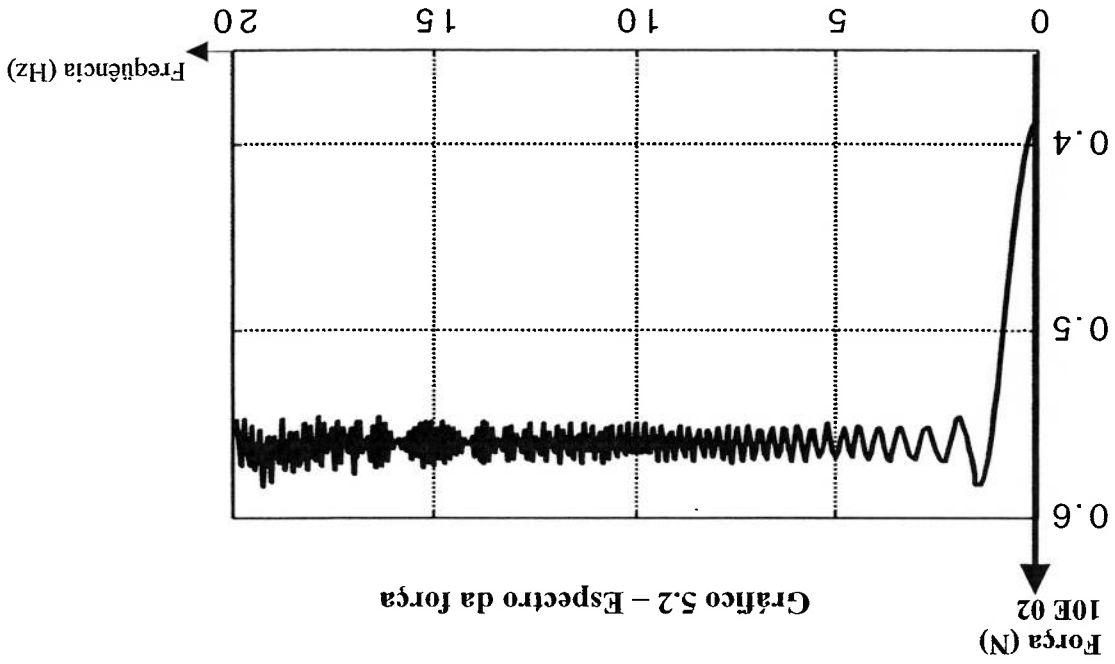


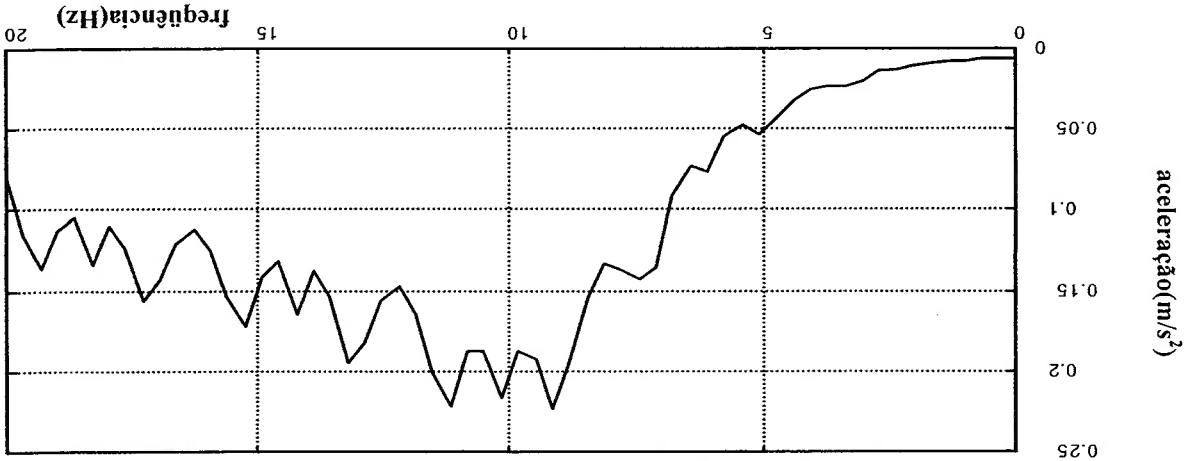
Gráfico 5.2 – Espectro da força

Através da *Transformada de Fourier*, pode-se observar acima o espectro do sinal de **entrada** aplicado ao eixo dianteiro, que está próximo a um ruído branco nesta

faixa.

Os gráficos 5.3 a 5.6 mostram as acelerações dos subsistemas quando o modelo é excitado com uma força aplicada no eixo dianteiro.

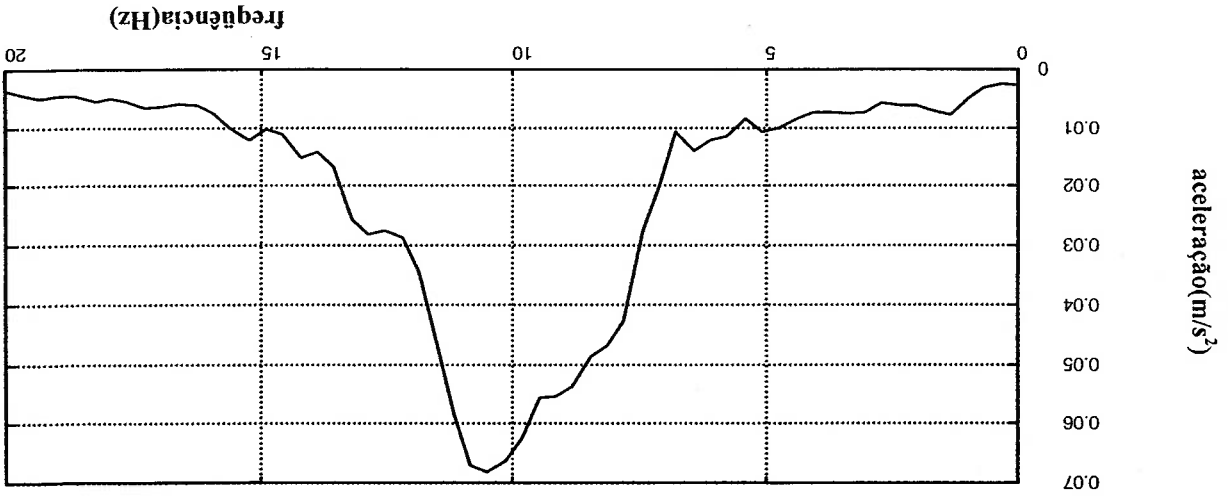
Gráfico 5.3 - Ponto de medição — Eixo dianteiro



Observa-se uma amplificação por volta de 8-11 Hz, nessa região se situa o 6° e 7°

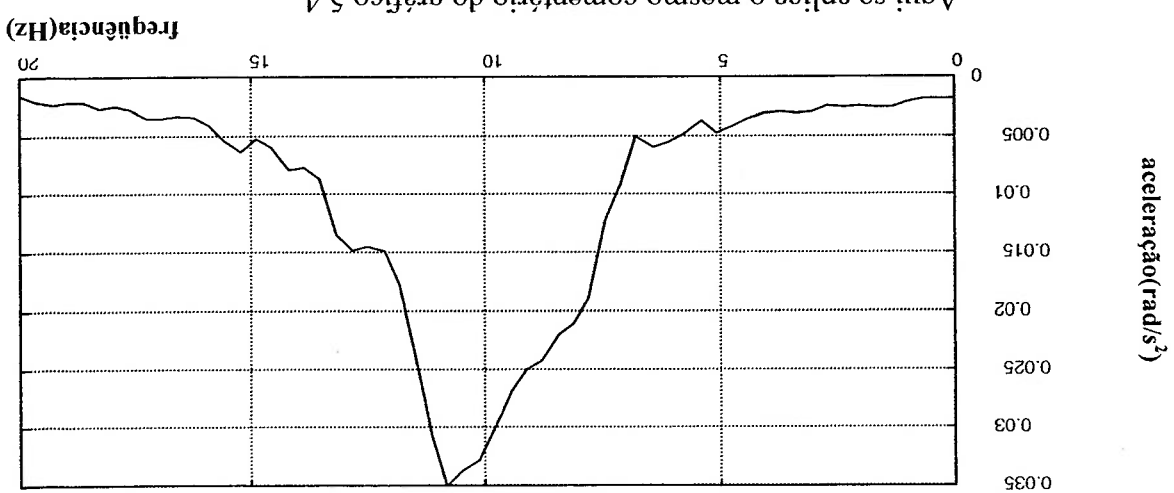
modos naturais associado ao subsistema eixo dianteiro (v.p. 5.24 e 5.25), composto pela massa do eixo dianteiro com a respectiva rigidez dos pneus associados.

Gráfico 5.4 - Ponto de medição – Vertical da Cabina



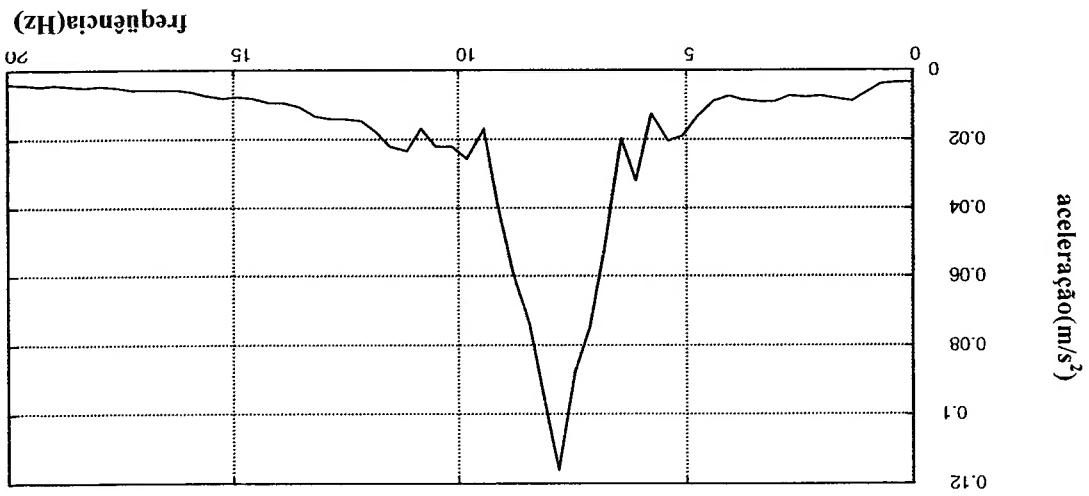
Observa-se também uma região amplificada por volta de 7-12 Hz, nessa região se concentra o 8° modo natural que está associado à cabina (p. 5.26 e tabela p. 5.26).

Gráfico 5.5 - Ponto de medição – Rotação do CG da Cabina



Aqui se aplica o mesmo comentário do gráfico 5.4.

Gráfico 5.6 - Ponto de medição – Vertical do Power-Train



Observa-se uma região sintonizada entre 7 e 8 Hz, nessa região se situa a frequência de ressonância pouco amortecida do subsistema do Power-Train (4º modo-p. 5.24), composto pela massa do Power-Train com a respectiva rigidez dos seus coxins associados.

Gráfico 5.7 - Ponto de medição-Rotação do CG do Power-Train-

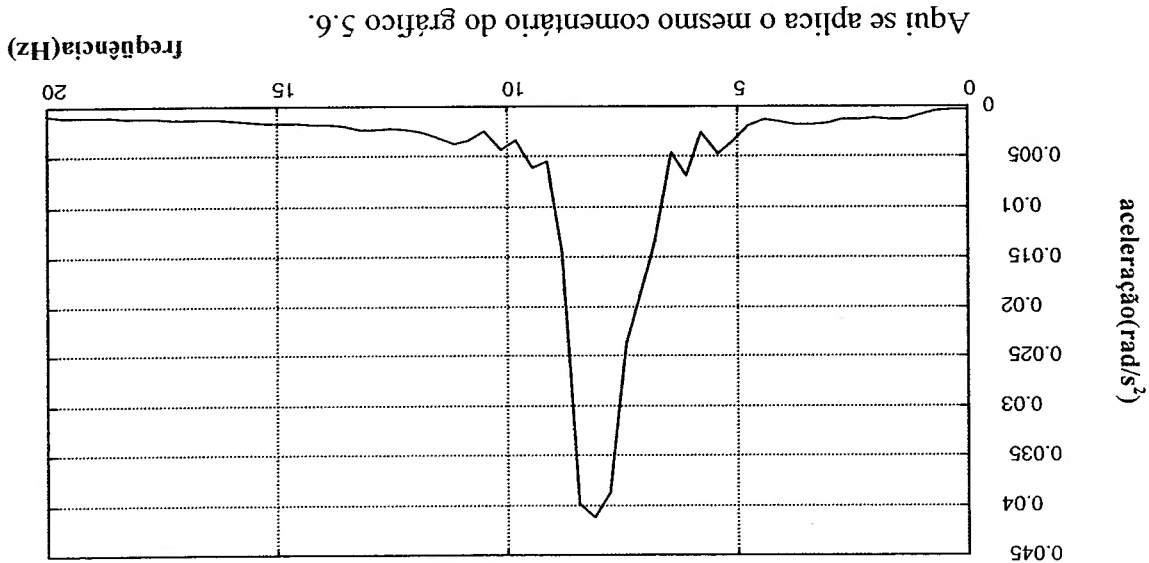
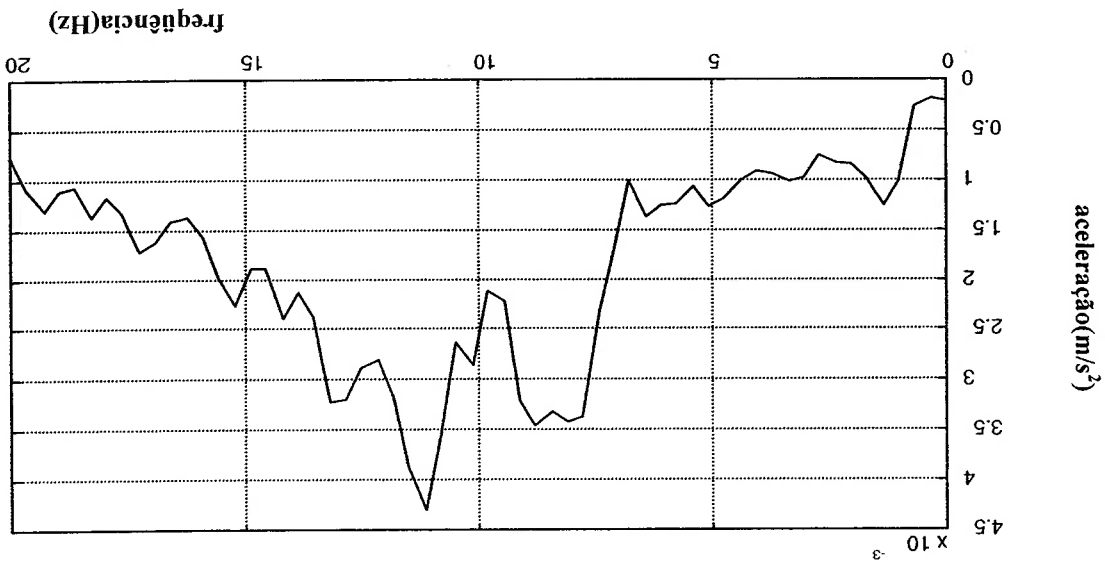
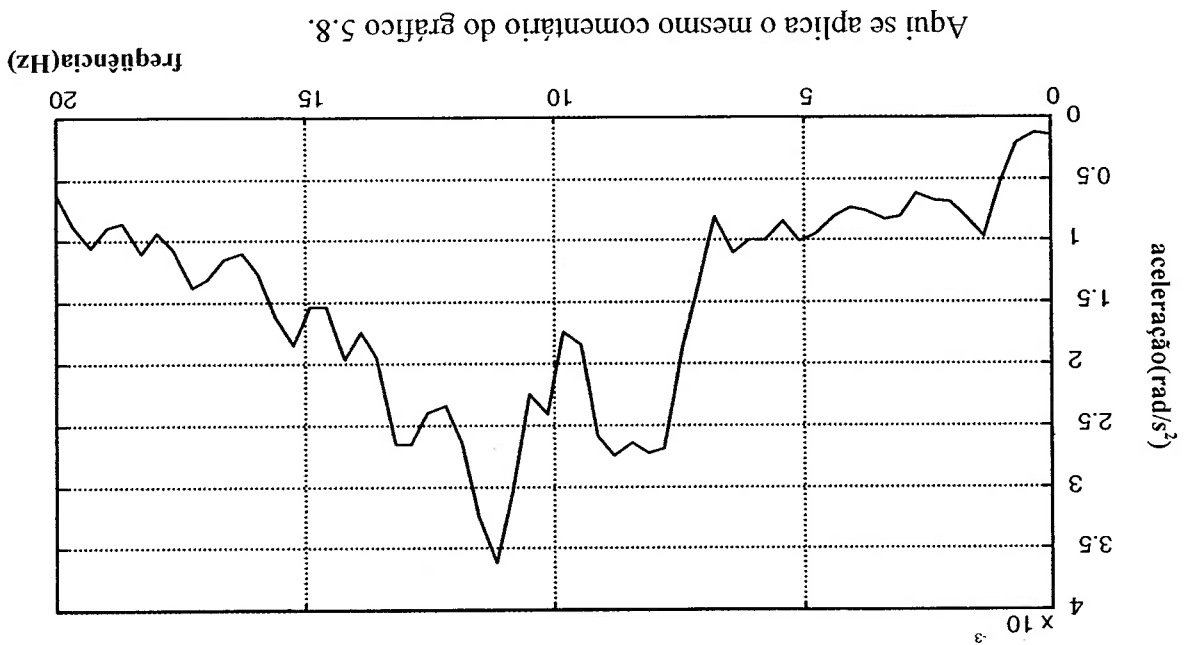


Gráfico 5.8 - Ponto de medição – Vertical do Chassis+Baú



Observam-se três regiões sintonizadas aproximadamente em 1, 8 e 11 Hz, nessas regiões se situam o 1°, 4°, 5° e 8° modos, associados ao quadro, power-train e cabina (p. 5.21 e 5.24).

Gráfico 5.9 - Ponto de medição-Rotação do CG do Chassis/Bau



5.6 ANÁLISE DOS RESULTADOS OBTIDOS

Abaixo estão os 9 modos amortecidos do sistema. Devido ao uso das variáveis de estado, surgem 18 soluções (o modo respectivo entre parênteses) com um par conjugado para cada modo apresentado. A parte **real** do auto vetor, corresponde ao **amortecimento** e a parte **imaginária** à **frequência** do modo, portanto se a parte imaginária for nula, esse modo não oscilará (super amortecido).

Amortecimento

Frequência

Modo(9)

F = -3.7231 - 11.9472i

0.0012 - 0.0021i
0.0000 - 0.0000i
0.0218 + 0.1251i
-0.0002 + 0.0002i
-0.0041 - 0.0016i
0.0000 - 0.0000i
-0.0024 + 0.0026i
0.0000 - 0.0000i
-0.0287 + 0.0064i
0.0000 - 0.0004i
-0.2250 - 0.9735i
0.0127 + 0.0010i
-0.0003 - 0.0028i
0.0000 + 0.0000i
0.0031 + 0.0020i
0.0000 + 0.0000i
-0.0004 + 0.0054i
-0.0001 - 0.0000i

Modo(8)

F = -1.0064 - 10.5647i

0.1023 + 0.1010i
-0.0017 + 0.0014i
-0.0246 - 0.0156i
0.0003 - 0.0003i
0.7043 + 0.4620i
-0.0079 + 0.0099i
0.0089 - 0.1835i
0.0027 + 0.0004i
-0.0234 - 0.0556i
0.0009 - 0.0003i
-0.0026 - 0.0000i
0.0000 - 0.0000i
-0.0144 + 0.0022i
0.0000 - 0.0002i
0.0209 + 0.0142i
-0.0002 + 0.0003i
-0.1621 - 0.4520i
0.0070 - 0.0018i

Modo(7)

F = -2.6398 - 10.1798i

0.0178 + 0.0301i
-0.0005 + 0.0001i
-0.0320 - 0.0028i
0.0002 - 0.0005i
0.0138 + 0.0856i
-0.0013 - 0.0001i
0.0449 - 0.0613i
0.0007 + 0.0009i
0.7402 + 0.6560i
-0.0124 + 0.0084i
-0.0332 + 0.0316i
-0.0003 - 0.0006i
-0.0014 + 0.0032i
0.0000 - 0.0000i
0.0020 + 0.0019i
0.0000 + 0.0000i
0.0223 - 0.0586i
0.0008 + 0.0005i

Modo(6)

F = -2.4169 - 8.8595i

0.0780 - 0.0478i
0.0004 + 0.0015i
-0.0010 + 0.0152i
-0.0002 - 0.0001i
0.1600 + 0.0606i
-0.0017 + 0.0024i
0.4966 - 0.8377i
0.0117 + 0.0121i
0.0277 + 0.0169i
-0.0004 + 0.0004i
0.0013 + 0.0022i
0.0000 + 0.0000i
-0.0048 + 0.0150i
-0.0002 - 0.0001i
0.0001 - 0.0116i
0.0002 + 0.0001i
-0.0816 - 0.0733i
0.0016 - 0.0010i

Modo(5)

F = -0.2573 - 8.4064i

-0.0682 - 0.0312i
0.0006 - 0.0013i
0.0019 + 0.0008i
0.0000 + 0.0000i
0.0124 + 0.0094i
-0.0002 + 0.0002i
0.0044 + 0.0024i
0.0000 + 0.0001i
0.0018 + 0.0005i
0.0000 + 0.0000i
0.0010 - 0.0001i
0.0000 + 0.0000i
-0.9742 - 0.2113i
0.0046 - 0.0183i
-0.0004 - 0.0003i
0.0000 - 0.0000i
-0.0035 - 0.0062i
0.0001 - 0.0001i

Modo(4)

F = -0.2650 - 7.7061i

0.7912 - 0.4030i
0.0078 + 0.0166i
-0.0196 + 0.0094i
-0.0002 - 0.0004i
-0.2358 + 0.1201i
-0.0023 - 0.0049i
-0.0683 + 0.0724i
-0.0014 - 0.0015i
-0.0143 + 0.0137i
-0.0003 - 0.0003i
-0.0015 + 0.0012i
0.0000 - 0.0000i
-0.3304 + 0.0852i
-0.0015 - 0.0069i
0.0153 - 0.0081i
0.0002 + 0.0003i
0.1158 - 0.0171i
0.0003 + 0.0024i

Modo(2)

$$F = -0.2285 + 1.2570i$$

$$0.6036 + 0.3382i$$

$$-0.549 + 0.0664i$$

$$0.0946 + 0.0700i$$

$$-0.0107 + 0.0100i$$

$$0.5792 + 0.3364i$$

$$-0.0541 + 0.0635i$$

$$0.0996 + 0.0147i$$

$$-0.0040 + 0.0119i$$

$$0.0344 + 0.0166i$$

$$-0.0028 + 0.0038i$$

$$0.0002 + 0.0045i$$

$$-0.0006 - 0.0001i$$

$$-0.0943 - 0.0497i$$

$$0.0082 - 0.0104i$$

$$-0.0904 - 0.0491i$$

$$0.0080 - 0.0100i$$

$$-0.0964 - 0.0266i$$

$$0.0054 - 0.0112i$$

Modo(1)

$$F = -0.0374 - 1.0674i$$

$$-0.0061 + 0.0947i$$

$$-0.0141 - 0.0014i$$

$$-0.6919 + 0.5340i$$

$$-0.0759 - 0.1058i$$

$$-0.0289 + 0.1014i$$

$$-0.0150 - 0.0048i$$

$$0.0043 + 0.0124i$$

$$-0.0019 + 0.0006i$$

$$-0.1525 + 0.1532i$$

$$-0.0220 - 0.0235i$$

$$-0.1933 + 0.1873i$$

$$-0.0269 - 0.0298i$$

$$-0.1290 + 0.0831i$$

$$-0.0117 - 0.0197i$$

$$-0.1270 + 0.0818i$$

$$-0.0115 - 0.0193i$$

$$-0.1518 + 0.0743i$$

$$-0.0103 - 0.0230i$$

Modo(3)

$$F = -5.5684 + 0.0000i$$

$$-0.0070 + 0.0219i$$

$$0.0002 - 0.0006i$$

$$-0.0034 + 0.0107i$$

$$0.0001 - 0.0003i$$

$$0.1063 - 0.3305i$$

$$-0.0030 + 0.0094i$$

$$0.0014 - 0.0043i$$

$$0.0000 + 0.0001i$$

$$-0.0001 + 0.0003i$$

$$0.0000 - 0.0000i$$

$$0.0000 + 0.0001i$$

$$0.0000 - 0.0000i$$

$$0.0000 + 0.0001i$$

$$0.0000 - 0.0000i$$

$$0.0008 - 0.0024i$$

$$0.0000 + 0.0001i$$

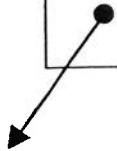
$$0.0015 - 0.0046i$$

$$0.0000 + 0.0001i$$

$$0.2868 - 0.8920i$$

$$-0.0082 + 0.0255i$$

Super-Amortecido



A tabela 5.1 apresenta a comparação dos resultados obtidos do modelo sem amortecimento e com amortecimento (Cap 4 – pg 4.29). Pode-se concluir que, o resultado obtido foi bastante consistente.

Tabela 5.1 - MODOS DO MODELO

Modos	Frequência Não Amortecida	Frequência Amortecida	Diferença
1	1,064 Hz	1,0674 Hz	0 %
2	1,2614 Hz	1,2570 Hz	0,35 %
3	2,206 Hz	Super – amortecido	-
4	7,7094 Hz	7,706 Hz	0,04 %
5	8,4112 Hz	8,4064 Hz	0,06 %
6	9,2265 Hz	8,8595 Hz	4 %
7	10,5317 Hz	10,1798 Hz	3,3 %
8	11,1025 Hz	10,5647 Hz	5 %
9	12,5679 Hz	11,9472 Hz	5 %

5.7 OBSERVAÇÕES

- Por estar super amortecido, o terceiro modo relacionado à **rotação do quadro/bau**, não apareceu na tabela acima
- Pode-se observar também que, quando o amortecimento é levado em consideração, ocorre um deslocamento (redução) no valor da frequência, o que já foi demonstrado no capítulo 4.
- Observa-se que nos autovalores, aparece um acoplamento maior entre os sistemas, quando se considera o amortecimento .

5.8 ORTOGONALIDADE DOS MODOS

No capítulo 4 foram expostas as condições de ortogonalidade dos modos, pode-se agora verificar a ortogonalidade dos modos amortecidos e dos não amortecidos, através dos seguintes cálculos:

$$\{\phi_s\}^T [M] \{\phi_r\} = 0 \quad (3.16)$$

$$\{\phi_s\}^T [K] \{\phi_r\} = 0 \quad (4.17)$$

Partindo-se da equação 3.16, porém aplicando a matriz de estado [A] para os modos amortecidos, obtêm-se as seguintes respostas:

5.8.1- ORTOGONALIDADE DOS MODOS NÃO AMORTECIDOS

Para os modos não amortecidos aplicando a equação 3.16 obtêm-se Zero, para todos os cruzamentos entre os modos, ou seja, todos os modos são ortogonais, vide equação abaixo.

$$\{\phi_s\}^T [M] \{\phi_r\} = 0 \quad (3.16)$$

5.8.2 ORTOGONALIDADE DOS MODOS AMORTECIDOS

Para os modos amortecidos aplicando a equação $\{\phi_i\}^T [A] \{\phi_j\}$ para todos os

cruzamentos entre os modos, obtêm-se:

MODO	1	2	3	4	5	6	7	8	9
1	-	-1.6526 -	-4.8111 -	-1.8199 -	-5.7893 -	-2.0132 +	-12.8539	1.0547 -	19.3584 +
2	0.0740!	3.7752!	1.3132!	5.7486!	0.3418!	+ 1.7083!	2.0497!	1.0547 -	19.3584 +
3	-	1.7266 +	-18.3351	-1.2841 -	-11.8028	2.8351 -	0.7076 -	0.2253 +	0.5271!
4	4.0809!	-11.6640!	3.2638!	-8.3765!	7.1406!	45.6117!	-1.4633 -	18.6830!	0.3853!
5	0.9281 +	-0.0328 -	-2.5844 -	0.4988 -	-1.4633 -	18.6830!	0.3853!	0.0801 +	0.3853!
6	1.4840!	0.1196!	1.7980!	2.3744!	18.6830!	0.3853!	0.0801 +	0.3853!	0.3853!
7	4.6348 -	-1.1558 +	-1.1280 -	-6.9347 +	0.1451 -	0.0551!	0.0551!	0.1451 -	0.0551!
8	13.9027!	3.2588!	0.0387!	6.7019!	0.0551!	0.0551!	0.0551!	0.0551!	0.0551!
9	-	-	-	-	-	-	-	-	0.4904!

Portanto, conclui-se que, quando se acrescenta o amortecimento nas matrizes, os modos não são mais ortogonais.

No capítulo seguinte será descrita a construção de um dispositivo pneumático, capaz de excitar o caminhão somente pelas rodas dianteiras. Exatamente como foi feito no item 5.5, será aplicado um sinal senoidal, para então se comparar o comportamento do veículo nesse dispositivo e do modelo diante da mesma condição de excitação.

Naturalmente que alguns modos serão mais excitados (2º modo) que outros, em função basicamente do valor associado do autovetor à coordenada do eixo dianteiro.

CAPÍTULO 6

DISPOSITIVO DE ENSAIO

6.1 ASPECTOS GERAIS DO DISPOSITIVO DE ENSAIO

Dentro da área da engenharia experimental da Daimler Chrysler do Brasil (São Bernardo Campo), esta situada a área dos bancos de provas Servo-Hidráulicos, *Hydropuls*. Essa área é responsável basicamente, pelas simulações dos testes de “durabilidade” no campo, através da reprodução do sinal colhido em determinado trecho de teste.

No entanto, esse dispositivo desenvolvido para excitação do veículo completo, não foi construído para “durabilidade” e sim para investigar os modos naturais e as possíveis falhas ou desconforto nos veículos.

Na verdade, esse banco de provas para excitação do veículo completo foi baseado no artigo “*The Influence of Tire Deformation on Ride Comfort of a Truck-SAE 902268- Michiya Ohta; Toshio Nishida, Kei Suzuki and Makoto Uehara Mitsubishi Motors Corp.*”, que foi concebido para investigar basicamente, os principais modos de corpo rígido de um veículo. Através dele, ainda na fase de protótipo, seria possível identificar os principais problemas de vibração, seu acoplamento com os subsistemas (modos de vibrar). Esse ensaio pode ser de extrema valia, se forem observados os cuidados necessários e as limitações que o dispositivo possui.

Pode-se de uma forma esquemática, descrever o dispositivo de excitação basicamente nas seguintes partes:

1. Sistema servo-hidráulico com atuadores que respondem até 25 Hz com 5000 N
2. Dispositivo de fixação do sistema servo-hidráulico no eixo dianteiro
3. Gerador de sinais
4. Amplificador de potência
5. Transdutor de força
6. Acelerômetros indutivos

Numa primeira fase, foi construído o excitador para apenas uma das rodas, e depois numa segunda fase, foi construído para as **2 rodas dianteiras**. No entanto, devido aos problemas de infra-estrutura, só foi possível excitar as rodas do eixo dianteiro.

Os 2 excitadores atuam conjuntamente nas duas rodas, graças a um sistema de sincronização, de maneira a tentar garantir as fases dos 2 sinais que entram nas rodas.

No entanto, devido aos problemas de **paralelismo** do dispositivo relativo à cruzeta de fixação à roda, foi observado a presença de distorções no sinal medido.

Outro fator que merece destaque, é o fato de não estar disponível uma célula de carga apropriada para se colocar sob o veículo, ou melhor, sob o pneu dianteiro, que facilitaria a medição da força do sistema aplicado, que poderia inclusive simular as excitações em rodovia. No entanto, optou-se por aplicar um transdutor de força diretamente acoplado ao eixo de excitação. Como será aplicada uma força constante (em amplitude) diretamente no eixo dianteiro, não será objeto de preocupação a força a que estarão submetidos os pneus, nem tampouco a sua deformação, já que serão controladas apenas as acelerações envolvidas.

6.2- FOTOS DO DISPOSITIVO

A foto abaixo mostra como o caminhão está fixado no dispositivo, onde se destaca o excitador junto à roda dianteira.

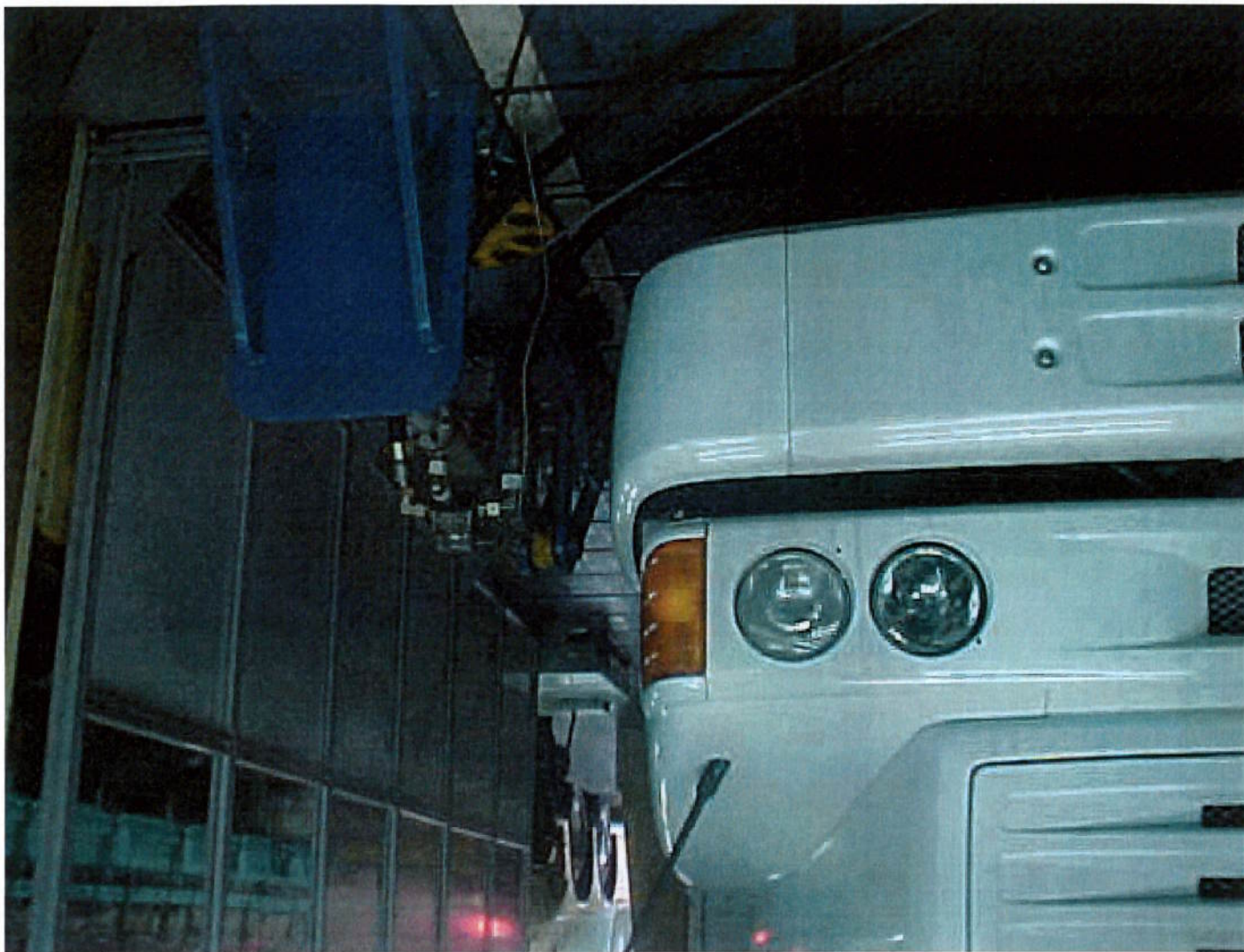


FOTO 6.1 - DISPOSITIVO DE ENSAIO FIXADO NO EIXO DO CAMINHÃO

Esta foto mostra numa tomada mais ampla, como o caminhão está fixado no dispositivo e a valeta onde está instalado o equipamento.



FOTO 6.2 - VISTA FRONTAL DO CAMINHÃO FIXADO

Esta foto mostra como o caminhão está fixado pela roda direita no dispositivo, onde se destaca o excitador junto à roda dianteira.

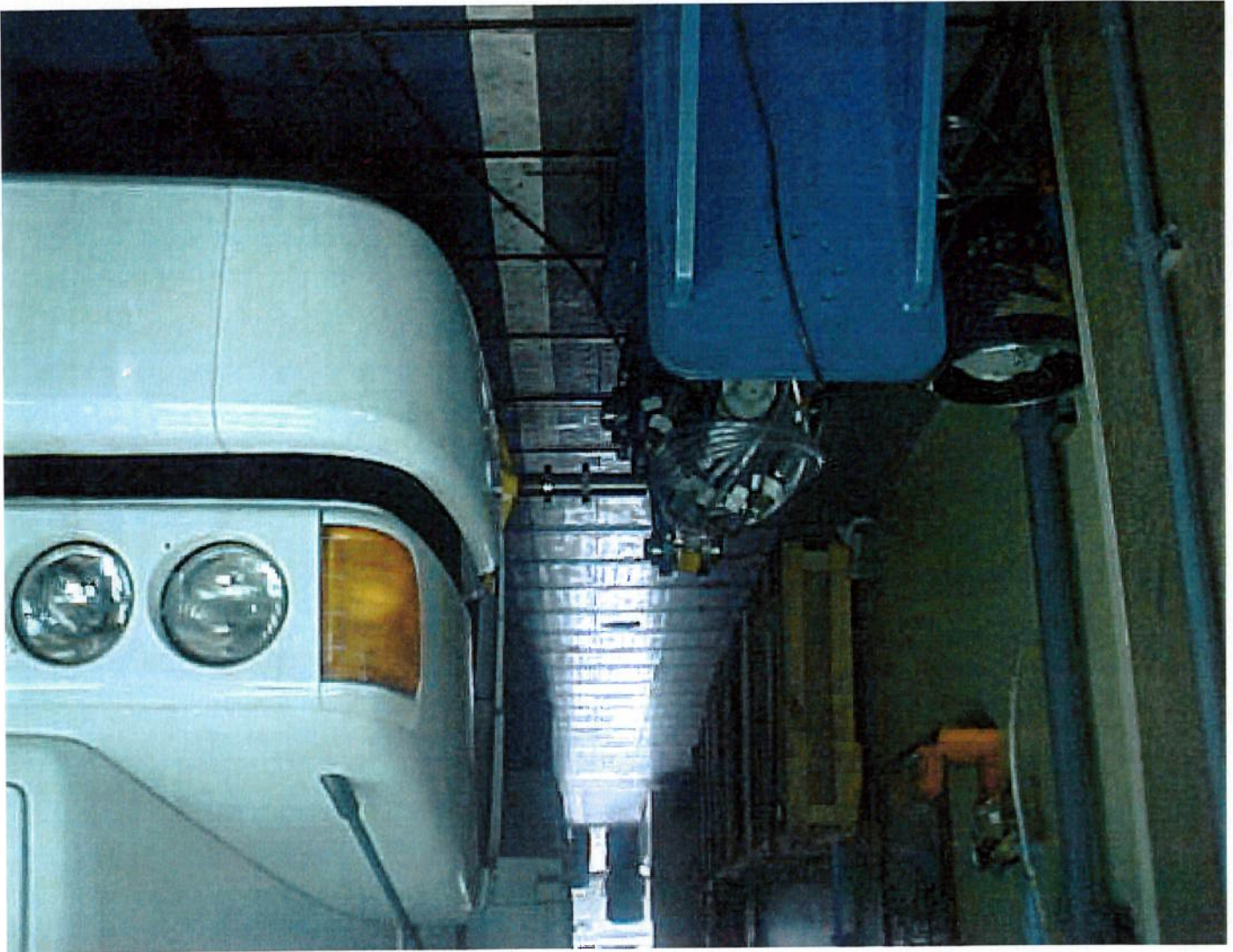


FOTO 6.3 - CAMINHÃO FIXADO PELO LADO DIR. NO DISPOSITIVO

A foto abaixo mostra como o caminhão está fixado pela roda esquerda no dispositivo, onde se destaca o excitador junto à roda dianteira.

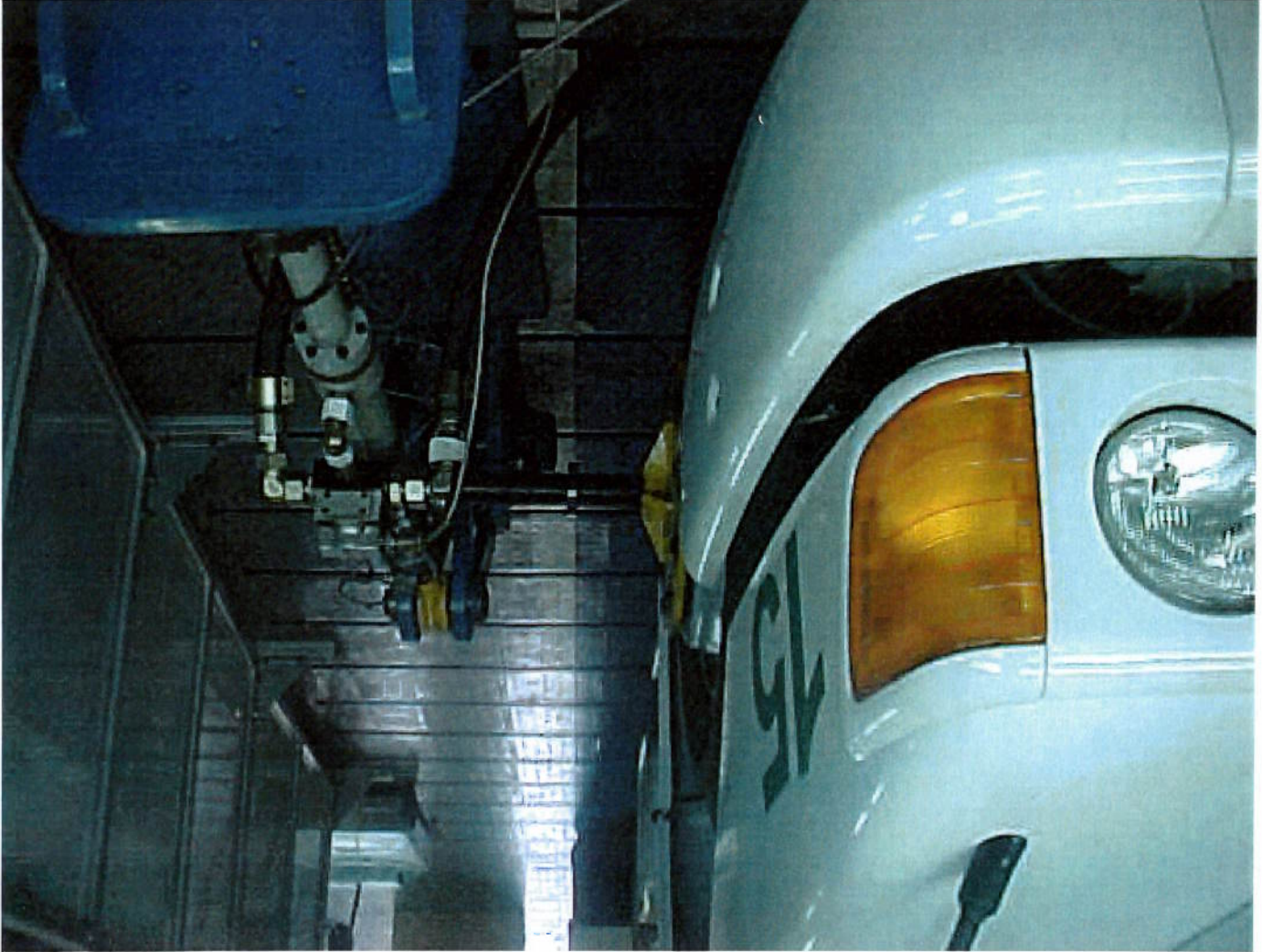


FOTO 6.4 - CAMINHÃO FIXADO PELO LADO ESQ. NO DISPOSITIVO

A foto abaixo mostra o dispositivo de fixação na valeta de teste.

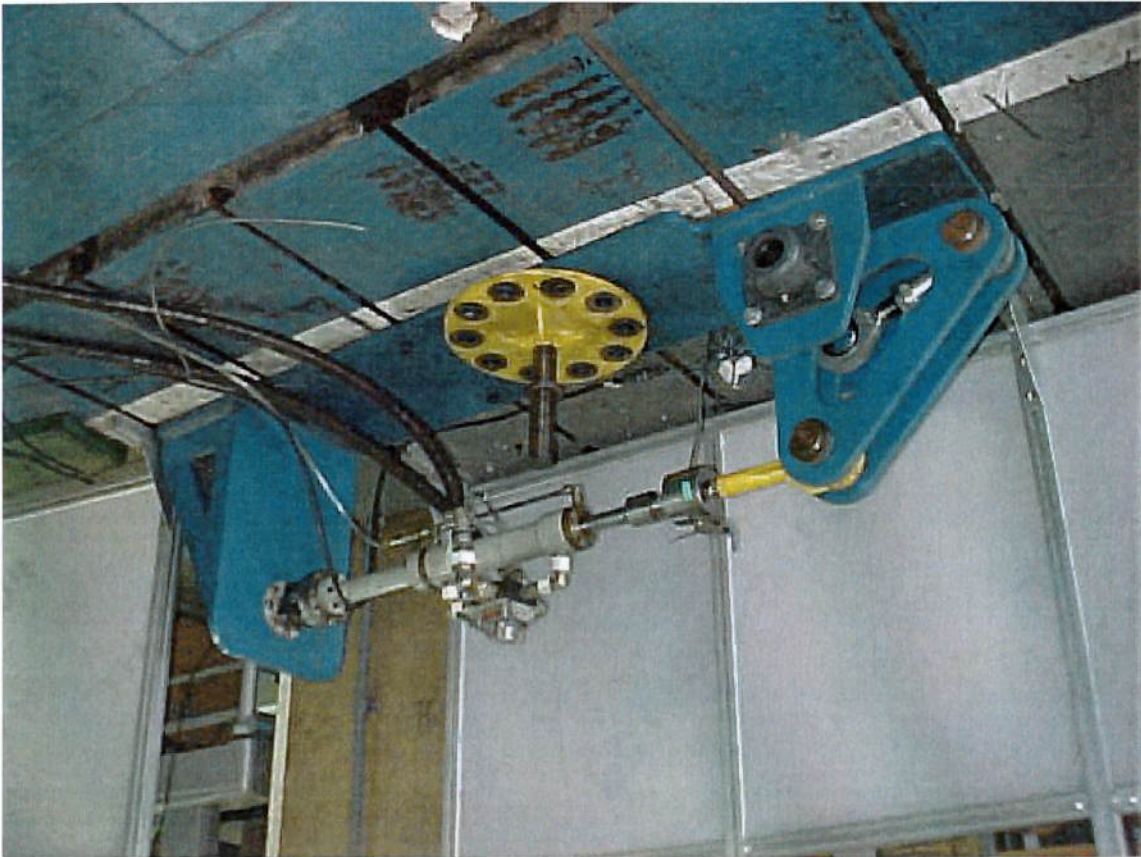
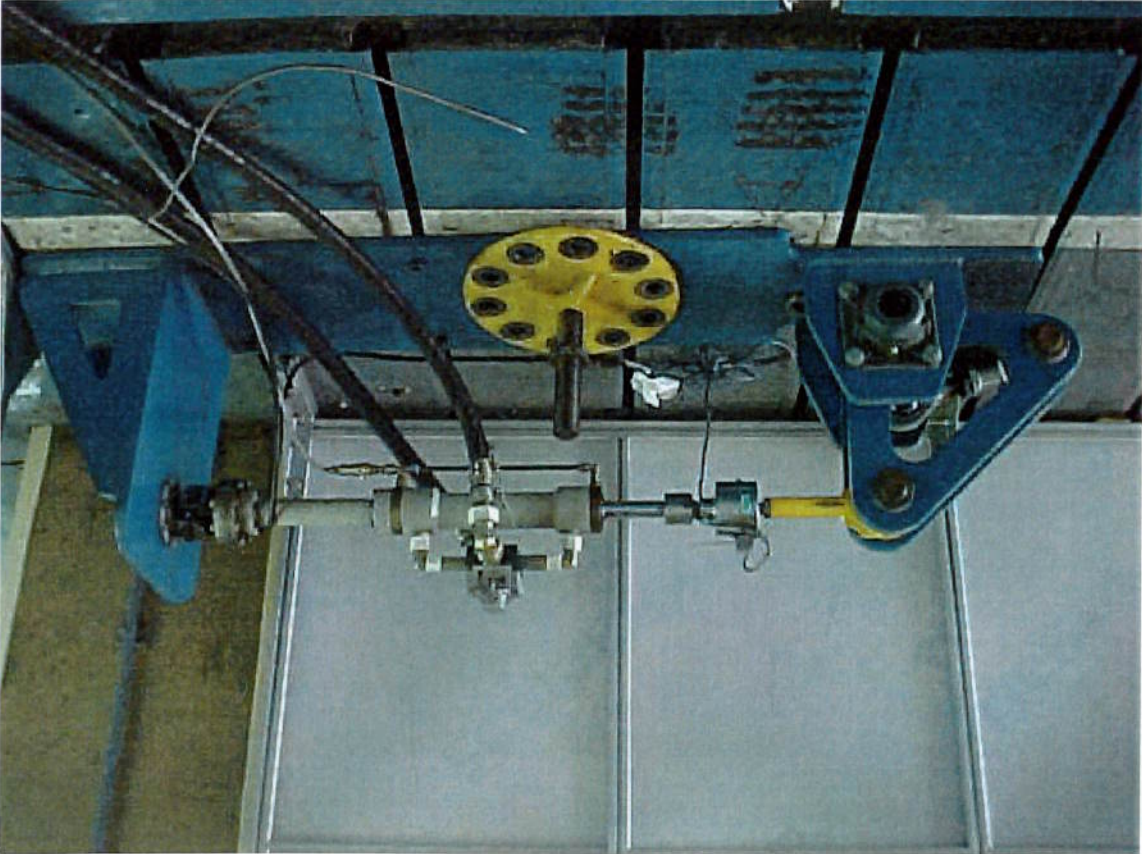


FOTO 6.5 - DISPOSITIVO HIDRÁULICO DE ACIONAMENTO

A foto abaixo mostra outra tomada do dispositivo de fixação na valeta de teste.



**FOTO 6.6 - DISPOSITIVO HIDRÁULICO DE AÇIONAMENTO
(FIXAÇÃO CRUZETA - RODA DIANTEIRA)**

A foto abaixo mostra a valeta a medição e o dispositivo de excitação.



FOTO 6.7 - VALETA ONDE SE LOCALIZA O DISP. HIDRÁULICO

Para dar início à avaliação da resposta do dispositivo, o sinal aplicado não será um sinal colhido no campo, haja vista que o objetivo principal será comparar a resposta do modelo obtida no *Simulink*, com a resposta do veículo, quando sujeito às mesmas forças conhecidas.

Para tanto, será aplicado no eixo dianteiro as mesmas forças que foram aplicadas no *Simulink*, ou seja, uma força senoidal de amplitude constante de 1000 N com varredura em frequências de 1 a 20 Hz, durante um intervalo de 15 segundos.

O sinal de excitação foi aplicado através de um gerador de sinais da HP acoplado a um amplificador de potência que gera um sinal de força para o sistema servo hidráulico. Para medir a resposta de cada subsistema, foram instalados sete acelerômetros indutivos.

6.3 MEDIÇÃO DO VEÍCULO NO DISPOSITIVO DE ENSAIO

Abaixo será apresentado o procedimento aplicado para a instrumentação dos acelerômetros no caminhão durante os ensaios no dispositivo.

6.3.1- Eixo dianteiro

Nesse subsistema foi instalado um transdutor de aceleração no centro do eixo dianteiro (coordenada $y=0$), cujo sinal lido, informará o que está realmente excitando o veículo. Conforme modelo desenvolvido (fig. 4.6 Capítulo 4), esse subsistema terá apenas um grau de liberdade, portanto necessitará de apenas um transdutor de aceleração para descrever totalmente o seu movimento, a sua leitura será chamada de Z_1 .

6.3.2- Eixo traseiro e 3º eixo

Nesse subsistema foi instalado um transdutor de aceleração no centro do eixo traseiro (coordenada $y=0$).

Da mesma forma que o anterior (fig. 4.7 Capítulo 4), esse subsistema possui apenas um grau de liberdade, portanto será preciso apenas um transdutor de aceleração para descrever totalmente o seu movimento, a sua leitura será chamada de Z_2 .

No 3º eixo não foi instalado transdutor de aceleração.

6.3.3- Chassis e Bau

Nesse sistema foram instalados dois (2) transdutores de aceleração nas seguintes coordenadas (centradas no eixo dianteiro):

- ab_1 no CG do conjunto chassis e bau ($x=5470, y=0$)
- ab_2 no extremo do chassis ($x=6540, y=0$)

Da mesma forma anterior, esse sistema possui 2 graus de liberdade, portanto serão precisos 2 transdutores de aceleração para descrever totalmente o seu movimento. Como não se dispõe de transdutor de aceleração angular, essa medida da rotação será feita através da leitura de 2 acelerômetros de translação, da seguinte maneira:

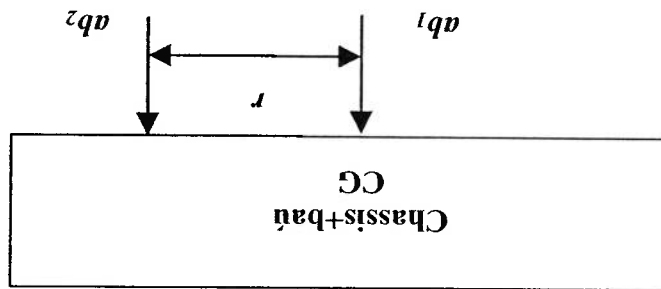


Figura 6.1 – Modelo do Chassis+Bau

Portanto, para se obter a aceleração de translação do sistema chassis+bau (no ponto do CG), basta executar diretamente a leitura pelo transdutor ab_1 , que nesse caso equivalerá ao Zb .

No entanto, para se obter a rotação, ou seja, a aceleração angular do sistema, será necessário realizar a seguinte conversão:

$$\theta\ddot{b} = (ab_1 - ab_2) / r$$

6.3.4 - Power train

Nesse sistema foram instalados dois (2) transdutores de aceleração nas seguintes coordenadas:

- aa_1 no CG do conjunto power train ($x=-72,5, y=0$)
- aa_2 no extremo do power train ($x=-271,0, y=0$)

Esse sistema possui também 2 graus de liberdade, portanto serão precisos 2 transdutores de aceleração para descrever totalmente o seu movimento.

Como não se dispõe de transdutor de aceleração angular, essa medida da rotação será feita através da leitura de 2 acelerômetros de translação, da seguinte maneira:

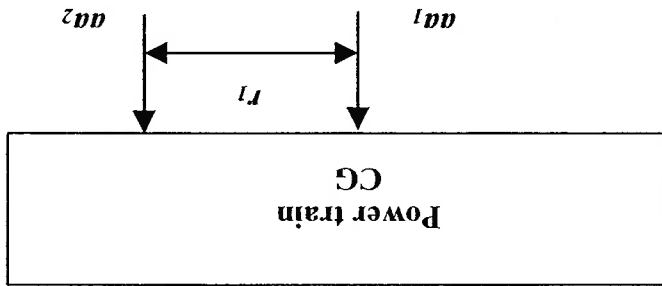


Figura 6.2 – Modelo do Power-train

Portanto, para se obter a aceleração de translação do sistema power train (no ponto do CG), basta executar diretamente a leitura pelo transdutor aa_1 , que nesse caso equivalerá ao Za

No entanto, para se obter a rotação, ou seja, a aceleração angular do sistema, será necessário realizar a seguinte conversão:

$$\ddot{\theta} = (aa_1 - aa_2) / r_1$$

6.3.5 Cabina

Nesse sistema foram instalados dois (2) transdutores de aceleração nas seguintes coordenadas:

- ac_1 no CG do conjunto cabina ($x=202; y=0$)
- ac_2 no extremo da cabina ($x=90; y=0$)

Esse sistema possui também 2 graus de liberdade, portanto serão precisos 2 transdutores de aceleração para descrever totalmente o seu movimento.

Como não se dispõe de transdutor de aceleração angular, essa medida da rotação será feita através da leitura de 2 acelerômetros de translação, da seguinte maneira:

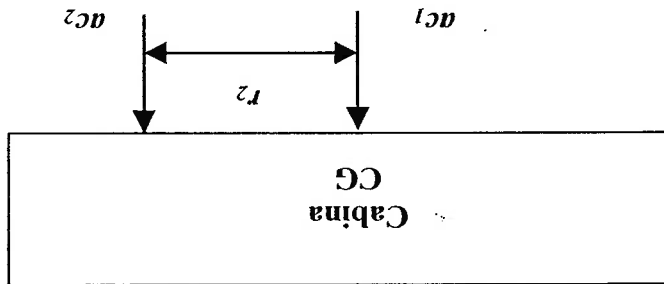


Figura 6.3 – Modelo da Cabina

Portanto, para obtermos a aceleração de translação do sistema power train (no ponto do CG), basta executar diretamente a leitura pelo transdutor ac_1 , que nesse caso equivalerá ao Z_c

No entanto, para se obter a rotação, ou seja a aceleração angular do sistema, será necessário realizar a seguinte conversão:

$$\ddot{\theta} = (ac_1 - ac_2) / r_2$$

6.4 PONTOS DE INSTALAÇÃO DOS ACELERÔMETROS

As fotos 6.8 a 6.15 indicam os pontos que foram fixados os acelerômetros no

veículo.

FOTO 6.8 – Eixo Dianteiro



FOTO 6.9 – Eixo Traseiro

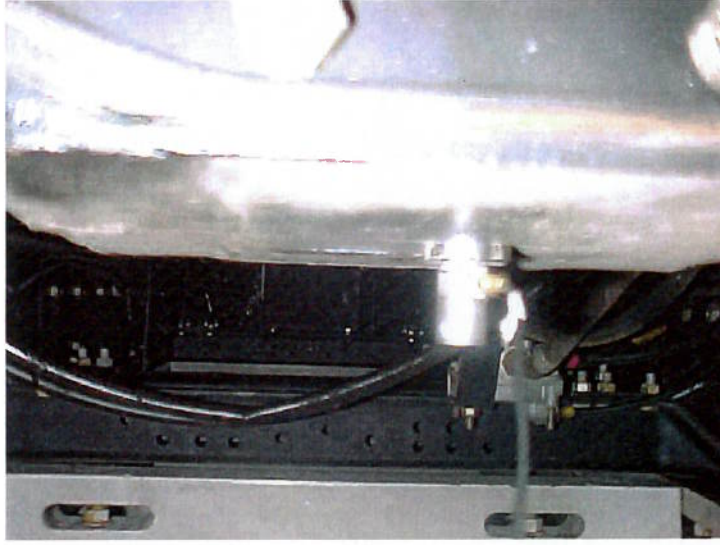


FOTO 6.10 – CG Vertical da Cabina

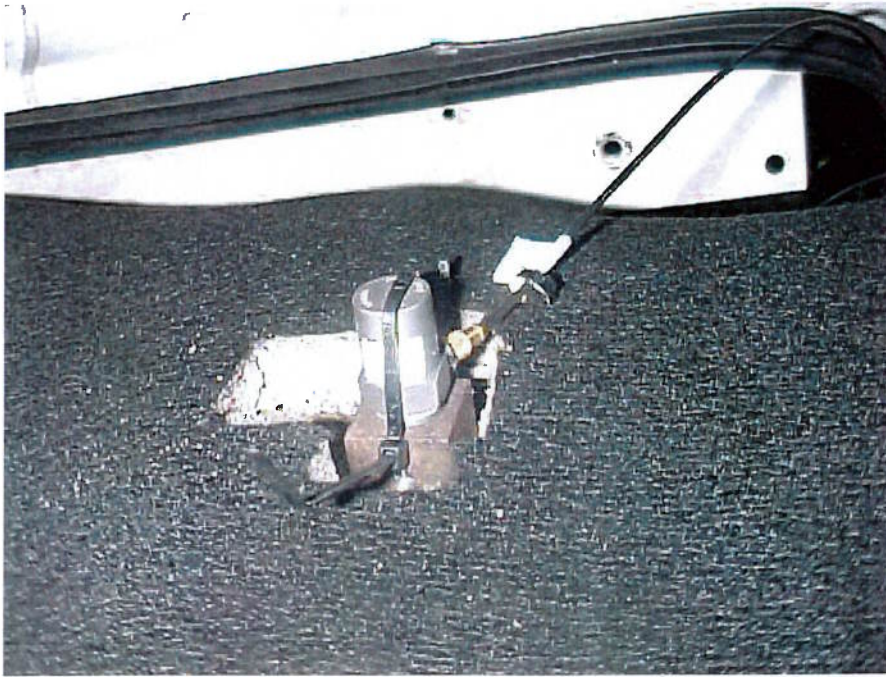


FOTO 6.11 – Cabina Traseira



FOTO 6.12 – CG Vertical da Carroçaria

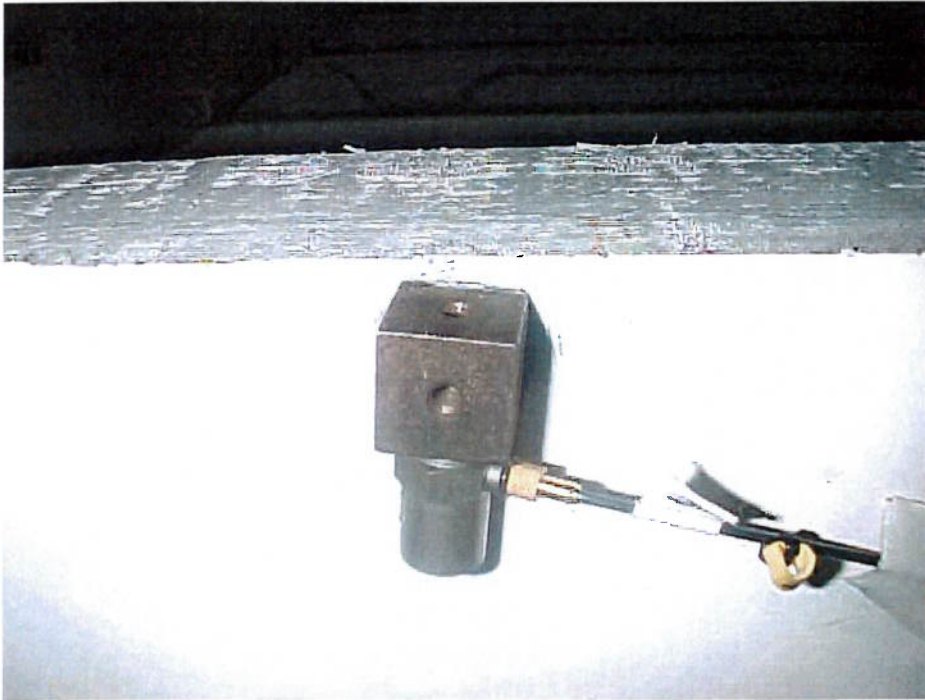


FOTO 6.13 – Carroçaria Traseira



FOTO 6.14 – Power-train Traseiro

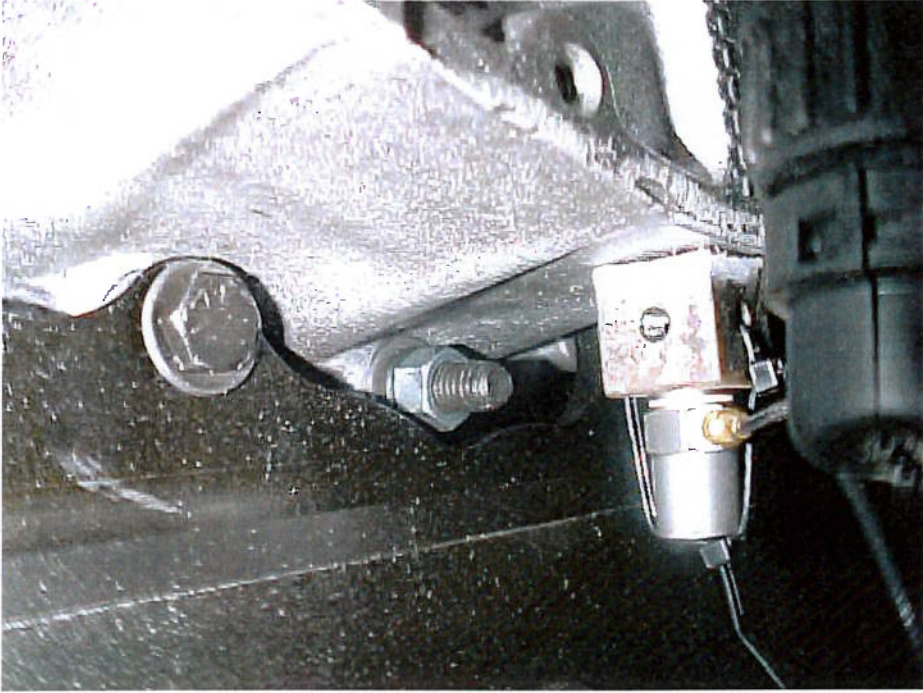
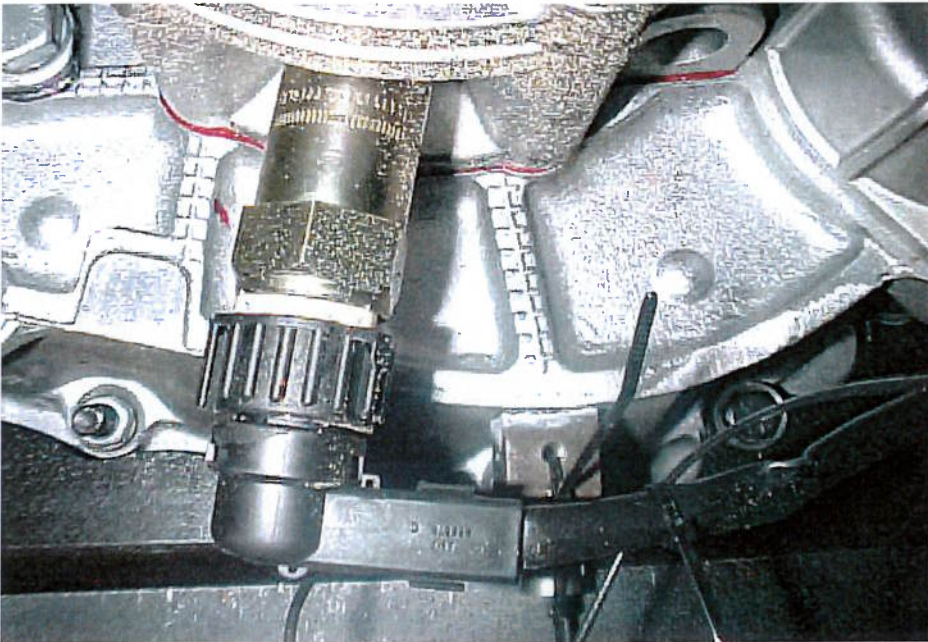


FOTO 6.15 – CG Vertical do Power-train



6.5 SINAL DE EXCITAÇÃO

Como já descrito em 6.1, o sinal de excitação que será aplicado pelo dispositivo ao eixo dianteiro do veículo, pode ser dividido em 3 tipos :

- 1- Sinal senoidal de amplitude constante
- 2- Sinal senoidal de força constante
- 3- Ruído branco de amplitude constante

Deve-se tomar alguns cuidados, pois o sinal escolhido no gerador de sinais não é exatamente o mesmo que entrará no eixo do veículo. Deve-se lembrar que os atuadores servo hidráulicos, o mecanismo de acionamento e os demais sistemas de fixação (Fotos 6.1 a 6.5), podem alterar significativamente a forma do sinal.

Na primeira tentativa de se aplicar um sinal do tipo 3, ou seja, ruído branco com amplitude constante, obtve-se um sinal carregado fortemente por uma componente de 8/10 Hz, proveniente provavelmente das ressonâncias do dispositivo de excitação. Além disso, como os atuadores têm uma energia/capacidade limitada , não é recomendado utilizar um ruído branco, pois a energia será dividida em todo o espectro do sinal.

Por outro lado se for aplicado um **deslocamento constante**, varrendo uma faixa de frequência de até 20 Hz, tem-se o efeito da rigidez/amortecimento dos pneus mascarado, uma vez que dessa maneira, será omitido esse grau de liberdade impondo-se sempre o mesmo deslocamento, pois não está sendo medido a força em nenhum ponto do sistema.

A última alternativa, que é a adoção de uma **força constante**, mostra ser o caminho mais indicado, uma vez que, será medida a aceleração de cada subsistema,

pode-se supor que, quando a força estiver na frequência de ressonância do sistema (eixo/pneu), haverá um aumento da amplitude de sua aceleração. Lembrando que, todos os transdutores instalados são acelerômetros indutivos, portanto a única informação que será obtida de cada sistema será a sua aceleração (amplitude, fase e frequência).

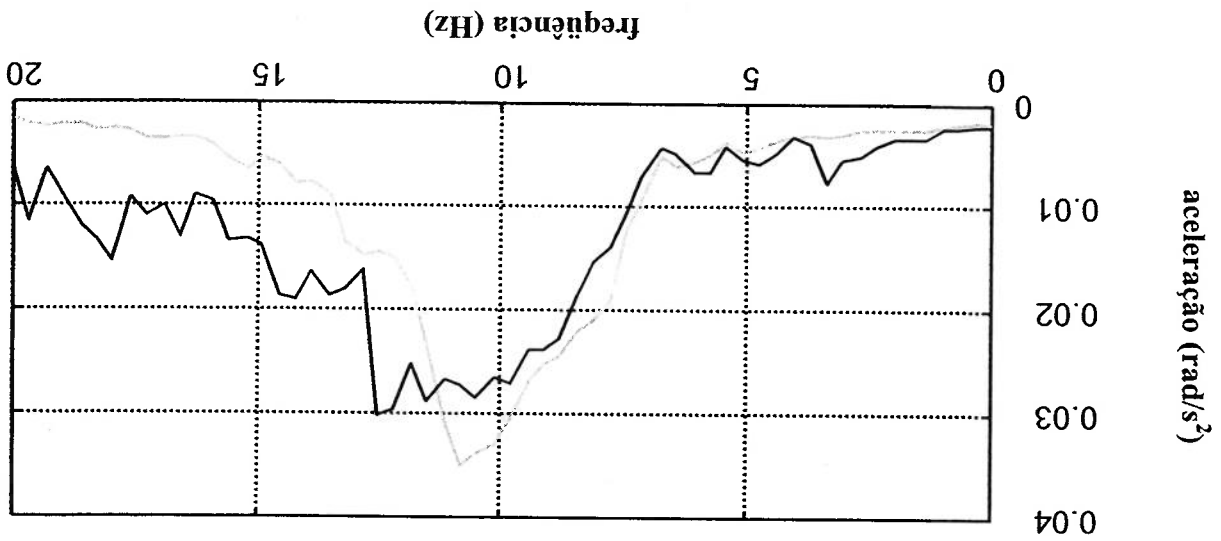
6.6 ANÁLISE COMPARATIVA ENTRE O MODELO E O DISPOSITIVO

Da mesma forma que foi aplicada no Cap. 5 uma força senoidal no eixo dianteiro, será agora repetida essa mesma operação no dispositivo hidráulico e depois serão comparados os resultados obtidos entre o modelo e o dispositivo.

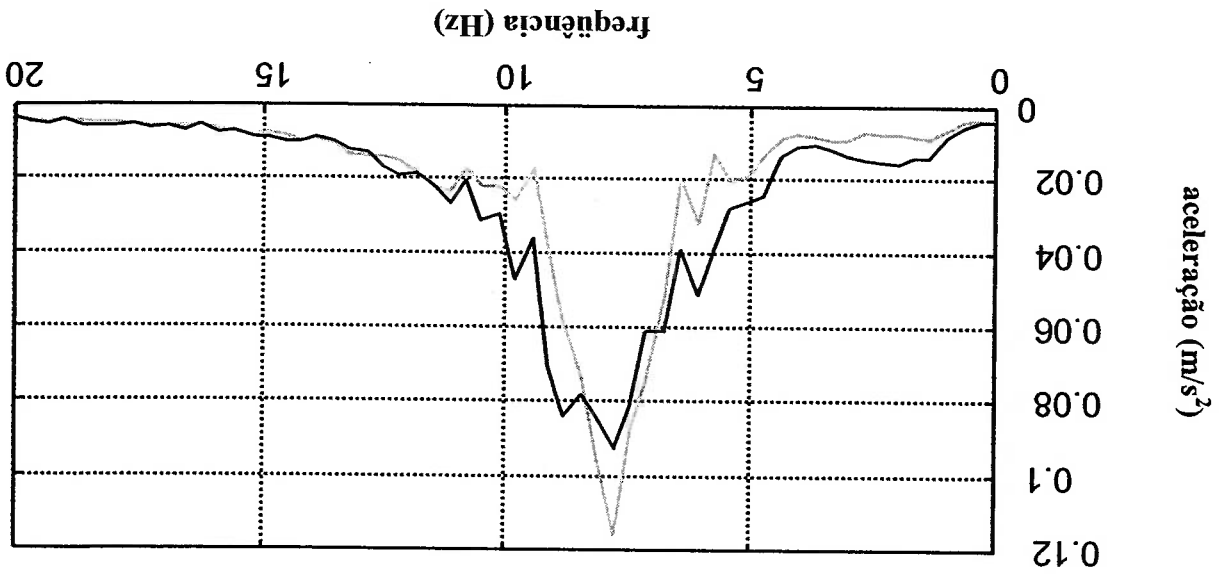
À seguir, serão mostradas as acelerações medidas no modelo e no veículo, em cada sistema, quando uma força senoidal é aplicada diretamente no eixo dianteiro. Os resultados indicam que houve uma boa aderência entre os sinais medidos e o simulado no Simulink. As diferenças ocorridas se devem aos fatores mencionados no item 6.1.

Os gráficos 6.3 e 6.4 comparam as acelerações de rotação "pitch" da cabina e vertical do power-train no modelo e no veículo, quando uma força senoidal é aplicada diretamente no eixo dianteiro.

C Gráfico 6.3 - Ponto de medição - Rotação da Cabina (Cinza - Simulink Preto - Medição)

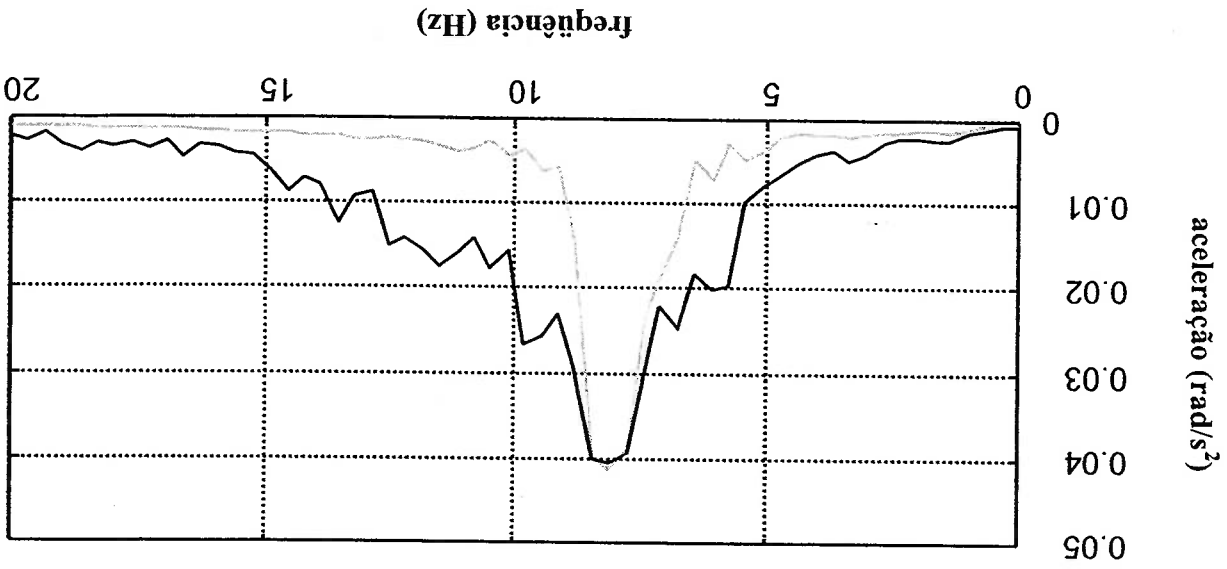


D Gráfico 6.4 - Ponto de medição - Vertical do Power-Train (Cinza - Simulink Preto - Medição)

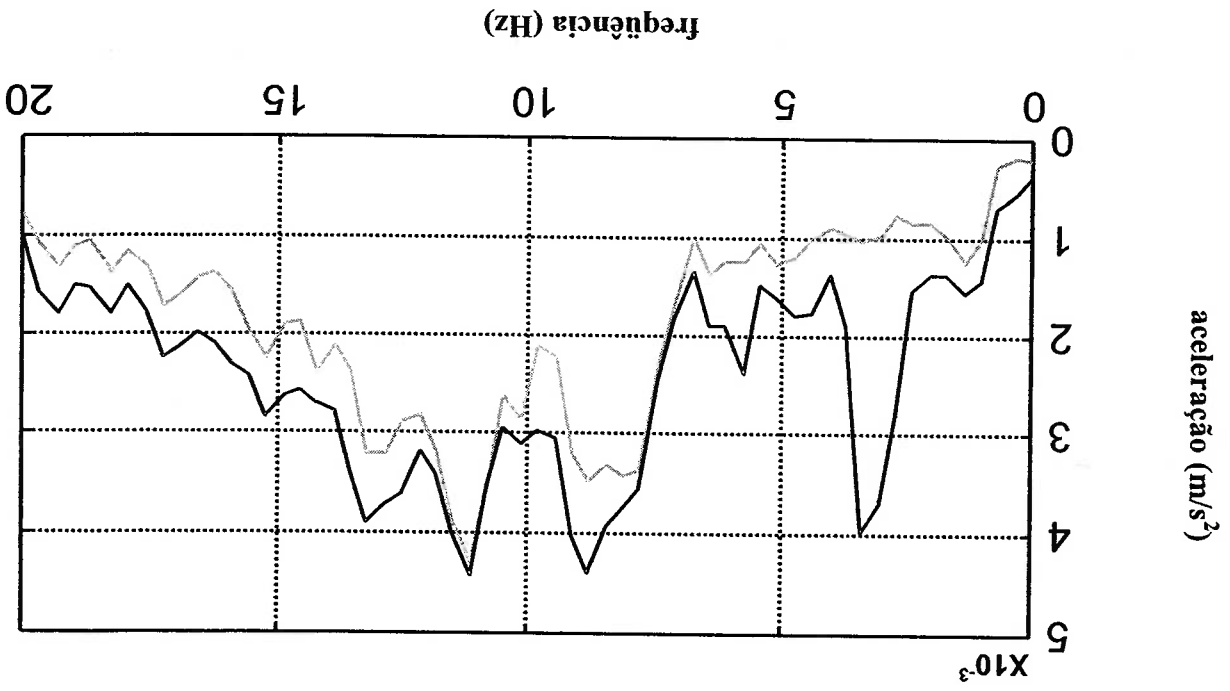


Os gráficos 6.5 e 6.6 comparam as acelerações de rotação "pitch" do power-train e vertical do chassis no modelo e no veículo, quando uma força senoidal é aplicada diretamente no eixo dianteiro.

E Gráfico 6.5 - Ponto de medição-Rotação do CG do P.Train (Cinza - Simulink Preto - Medição)

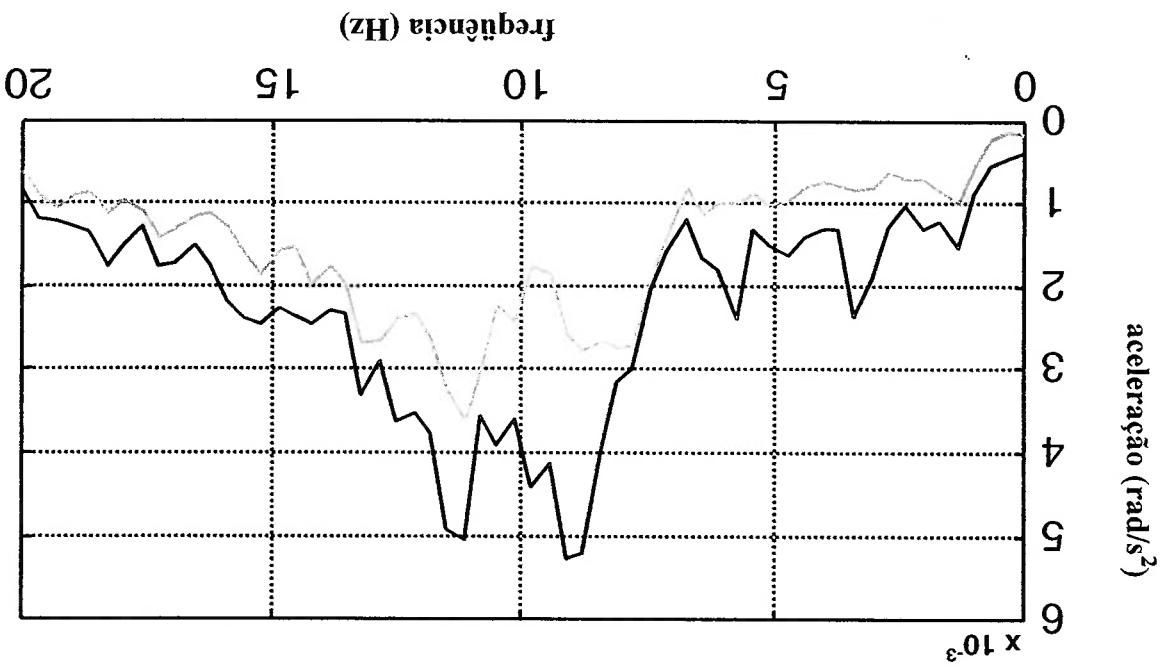


F Gráfico 6.6 - Ponto de medição - Vertical Chassis+Bau (Cinza - Simulink Preto - Medição)



O gráfico 6.7 compara a aceleração de rotação "pitch" do chassis no modelo e no veículo, quando uma força senoidal é aplicada diretamente no eixo dianteiro

G- Gráfico 6.7 - Ponto de medição-Rotação do CG do Chassis (Cinza - Simulink Preto - Medição)



Excetuando-se o gráfico 6.6, pode-se concluir observando os demais gráficos (6.1 a 6.7), que o comportamento do veículo no dispositivo acompanha a mesma

tendência do modelo no Simulink .

Já no gráfico 6.6, pode-se observar a ocorrência de um pico próximo à região de 3-4Hz, o qual não apareceu com a mesma intensidade no modelo. Essa diferença pode ser atribuída aos problemas de fixação que provocaram alguns movimentos laterais de baixa frequência, fora do plano x z.

No capítulo seguinte serão abordados alguns tópicos de análise de sinais, no qual será apresentado a natureza dos diversos tipos de sinais .

Será feita também uma abordagem sobre a série *Fourier* como também de sua transformada.

Deve-se enfatizar que toda a análise de conforto vibracional é realizada no domínio da frequência, com isso torna-se importante ressaltar alguns tópicos básicos da análise de sinal.

Embora o processamento e análise de sinais digitalizados se apliquem a diversos campos, aqui será dado um enfoque voltado apenas para a área de vibração.

Para se diagnosticar e atuar no comportamento dinâmico do veículo, processamento de sinais em particular à *FFT* e às análises em frequências necessárias, Diante do acima exposto, esse capítulo será dedicado à introdução do

serão abordados com intuito de enriquecer a discussão . com ajustes de parâmetros de digitalização e de operação de analisadores espectrais, instrumentação, que não será aprofundado nesse trabalho. No entanto, alguns cuidados analisadores de espectro, etc.), os quais requerem um conhecimento básico de emprego de equipamentos dedicados (acelerômetros piezoeletricos, digitalizadores, Naturalmente, que para realização de medidas de vibração, será necessário o

realizadas no domínio da frequência. todas as ponderações e as análises de vibração, particularmente de conforto, são análise direta mais profunda, do comportamento vibracional do veículo, uma vez que domínio do tempo obtidos nas medições e também no modelo, não permitem uma No estudo do conforto vibracional do caminhão, os sinais de aceleração no

7.1 Análise de sinais no domínio da frequência

PROCESSAMENTO E ANÁLISE DE SINAIS *FFT*

CAPÍTULO 7

Nessa área, acelerômetros, excitadores eletrodinâmicos/shakers, dentre outros, são transdutores usados para transformar vibrações num análogo elétrico ou vice-versa.

O sinal elétrico contém todas as informações sobre o fenômeno físico, mas ele precisa ser colocado numa forma mais apropriada para análise.

A representação da amplitude instantânea como função do tempo, raramente permite tirar conclusões aplicáveis à solução de um problema. Por isso, foram desenvolvidas outras formas de análise, como a análise no domínio da frequência, onde as amplitudes são função da frequência e a análise estatística, que é usada quando os dados não podem ser descritos deterministicamente. Essa última, poder ser feita tanto no domínio do tempo quanto no domínio da frequência.

7.2 Classificação dos Sinais

Como em todos fenômenos físicos, dados dinâmicos, tais como, os de vibrações, podem ser classificados, para efeito de análise, em 2 grupos:

- dados determinísticos
- dados aleatórios

7.2.1 Dados Determinísticos

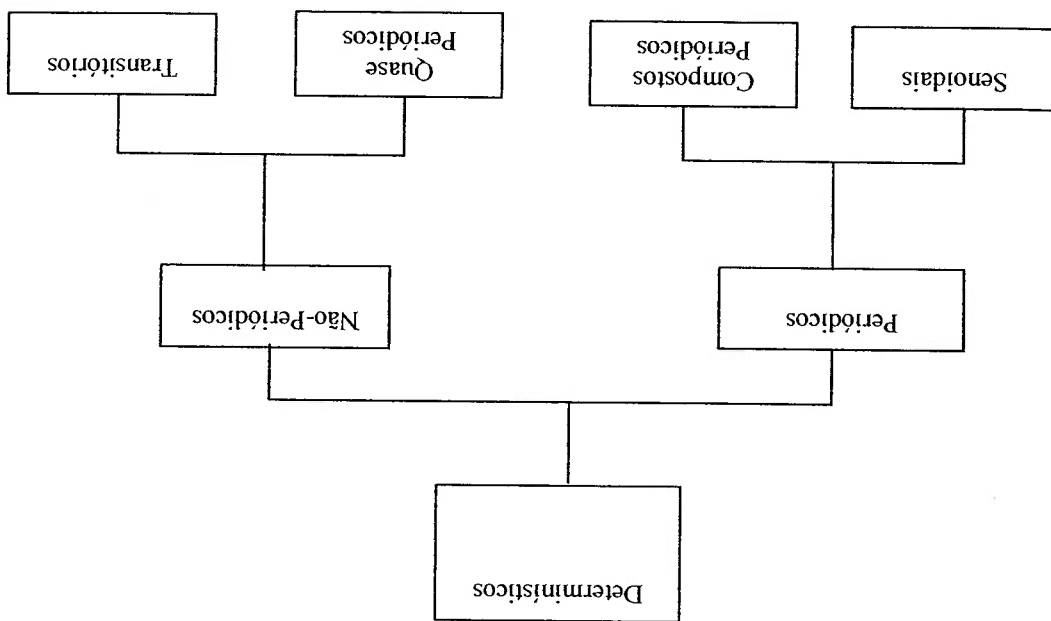
Dados determinísticos podem ser completamente descritos por uma relação matemática explícita. São obtidos de um experimento que, se realizado mais de uma vez, fornece os mesmos resultados. Dados representando um fenômeno determinístico podem ser periódicos ou não periódicos, sendo que estes últimos podem ainda ser classificados em quase periódicos e transitórios.

Os dados periódicos, por sua vez, se classificam em senoidais e compostos.

Alguns autores preferem classificar os dados periódicos em, senoidais e periódicos complexos, classificação que será aqui evitada, para não gerar confusão quando se tratar de análise no domínio da frequência, onde alguns dados estão no campo complexo por terem parte real e parte imaginária. Um conjunto de dados pode conter qualquer combinação das formas acima.

(ref. RANDALL R.B., Tech B., Application of B&K Equipment to Frequency

FIGURA 7.1 - CLASSIFICAÇÃO DE DADOS DETERMINÍSTICOS



determinísticos serão revisados e exemplificados a seguir:

Com o propósito de tornar mais clara a compreensão, os tipos de dados

7.2.2 Dados Periódicos Senoidais

Podem ser descritos matematicamente por uma função harmônica, como na expressão

(7.1):

$$X(t) = A \sin(2\pi f_0 t + \theta), \tag{7.1}$$

Onde:

$x(t)$ é o valor instantâneo no tempo t

A é a amplitude

f_0 é a frequência

θ é o ângulo de fase em radianos

A figura 7.2 mostra a representação gráfica da expressão (7.1) no domínio do tempo (história temporal) e no domínio da frequência (espectro de frequências).

A frequência é o número de repetições verificadas na unidade de tempo e o período é o tempo transcorrido para uma repetição completa. Esses dois parâmetros

estão relacionados por :

$$T_p = 1/f_0$$

(7.2)

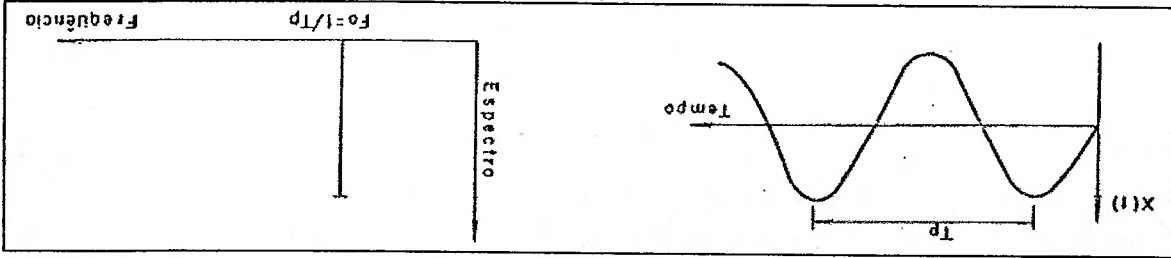


FIG 7.2 - HISTÓRICO NO TEMPO E ESPECTRO DE DADOS SENOIDAIS

(Ref: Instrumentação, Processamento de Sinais e Análise Modal - Prof. Dr. Samir Gerges-UFG)

Dados periódicos possuem um espectro discreto, também chamado espectro de linha (aparecem linhas espectrais em vez de um gráfico contínuo), já que a frequência é única.

A vibração produzida por um sistema desbalanceado em rotação e o som produzido por um tom puro, são exemplos de fenômenos que geram dados periódicos senoidais.

7.2.3 Dados Periódicos Compostos

São quaisquer conjuntos de dados que se repetem a cada intervalo T_p , conforme a expressão abaixo. Os dados senoidais são um caso particular.

$$X(t) = X(t \pm n * T_p), \quad n = 1, 2, 3, 4, \dots \quad (7.3)$$

Sob certas condições, chamadas condições de *Dirichlet*, que sempre ocorrem na prática, qualquer conjunto de dados periódicos pode ser representado por uma série de *Fourier*, como na expressão abaixo.

$$X(t) = A_0/2 + \sum_{n=1}^{\infty} (A_n \cos 2\pi f_n t + B_n \sin 2\pi f_n t)$$

onde

$$A_n = 2/T \int_{-T/2}^{T/2} x(t) \cos 2\pi f_n t dt, \quad n = 0, 1, 2, \dots$$

$$B_n = 2/T \int_{-T/2}^{T/2} x(t) \sin 2\pi f_n t dt, \quad n = 0, 1, 2, \dots$$

(7.4)

Na expressão acima $A/2$ é o valor médio de $X(t)$ e as frequências das componentes harmônicas são todos múltiplos inteiros da frequência de $X(t)$, chamada fundamental. A vibração de um motor de combustão interna multicitlindro, normalmente contém um considerável número de componentes harmônicas.

Uma representação de dados periódicos compostos é dada na figura 7.3:

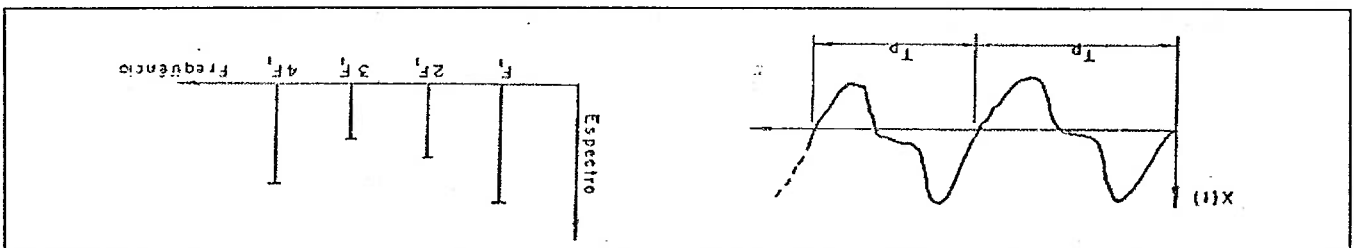


FIGURA 7.3 - HISTÓRICO NO TEMPO E ESPECTRO DE DADOS PERIÓDICOS

(Ref. Instrumentação, Processamento de Sinais e Análise Modal - Prof. Dr. Samir Gerges-UFSC)

7.2.4 Dados Quase Periódicos

Também podem ser descritos por uma soma de funções harmônicas, só que suas frequências não mais estarão relacionadas entre si e a expressão não se verificará para nenhum valor finito T_p . Podem ser definidos matematicamente por:

$$X(t) = \sum_{n=1}^{\infty} X_n \cos(2\pi f_n t + \theta_n) \quad (7.5)$$

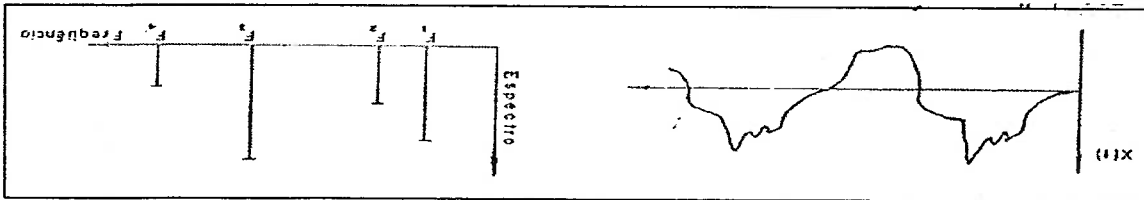
A característica básica dos dados transitórios é que eles descrevem um fenômeno que tem início num tempo determinado e deixa de existir dentro de um intervalo finito de tempo. Aqui cabe um esclarecimento: "Quando se diz que um conjunto de dados é senoidal, se está supondo que o fenômeno já exista antes do início do registro, que existirá ainda depois do término do registro e que durante todo este tempo de registro os dados são descritos matematicamente por uma função senoidal."

7.2.5 Dados Transitórios

Fenômenos físicos que produzem dados quase-periódicos, ocorrem freqüentemente na prática, quando dois ou mais fenômenos periódicos não relacionados estão misturados. Um bom exemplo é a vibração de um avião com o sinal de rotação da hélice multimotor, quando esses estão fora de sincronismo.

(ref. Instrumentação, Processamento de Sinais e Análise Modal - Prof. Dr. Samir Gerges-UFSC)

FIG 7.4 - HISTÓRICO NO TEMPO E ESPECTRO DE DADOS QUASE PERIÓDICOS



como mostra a figura 7.4 .
 O espectro de um conjunto de dados quase-periódicos, continua sendo discreto

Dentro do rigor matemático, quando se diz que o espectro de um conjunto de dados senoidais apresenta apenas uma linha espectral, está se supondo que a história temporal dos dados vai de $-\infty \dots a \dots +\infty$. Na prática, naturalmente, não é assim, e os problemas decorrentes serão vistos oportunamente.

Os dados transitórios podem ser oscilatórios (decremento senoidal), ou não oscilatórios (decremento exponencial). Um exemplo prático, bem aproximado de decremento senoidal, é o som de uma corda de violino quando ferida uma única vez.

Note que o som de uma corda de violino, pode gerar um conjunto de dados senoidais (e não transitórios), se o arco ferir a corda, durante o tempo de registro, de uma maneira uniforme.

Ao contrário dos dados periódicos e quase-periódicos, os dados transitórios possuem um espectro contínuo, devido ao fato de uma função de caráter transitório não poder ser representada no domínio da frequência pela superposição de um conjunto finito (a rigor, nem mesmo infinito numerável*) de componentes periódicas.

*Um conjunto infinito numerável é aquele cujos elementos são contáveis, i.e., podem ser opostos em correspondência biunívoca com o conjunto dos números naturais.

O espectro contínuo pode ser obtido através da integral de *Fourier* que, em geral, é uma função contínua e complexa da frequência, dada por:

$$X(f) = \int_x^{-x} X(t) e^{-j2\pi ft} dt \tag{7.6}$$

onde

$X(t)$ é o sinal no domínio de tempo, e

$X(f)$ é o sinal no domínio da frequência

No caso de $X(t)$ estar representando dados transitórios, a Integral de *Fourier* fica:

$$X(f) = \int_T^0 x(t) e^{-j2\pi ft} dt \tag{7.6a}$$

onde T é a duração dos dados transitórios e f é a frequência.

A figura 7.5, a seguir, apresenta alguns sinais conhecidos e sua representação em 3 aspectos :

- Domínio no tempo
- Domínio em frequência
- Fase do sinal

Sinal Amortecido Sinal Senoidal Amortecido Degran

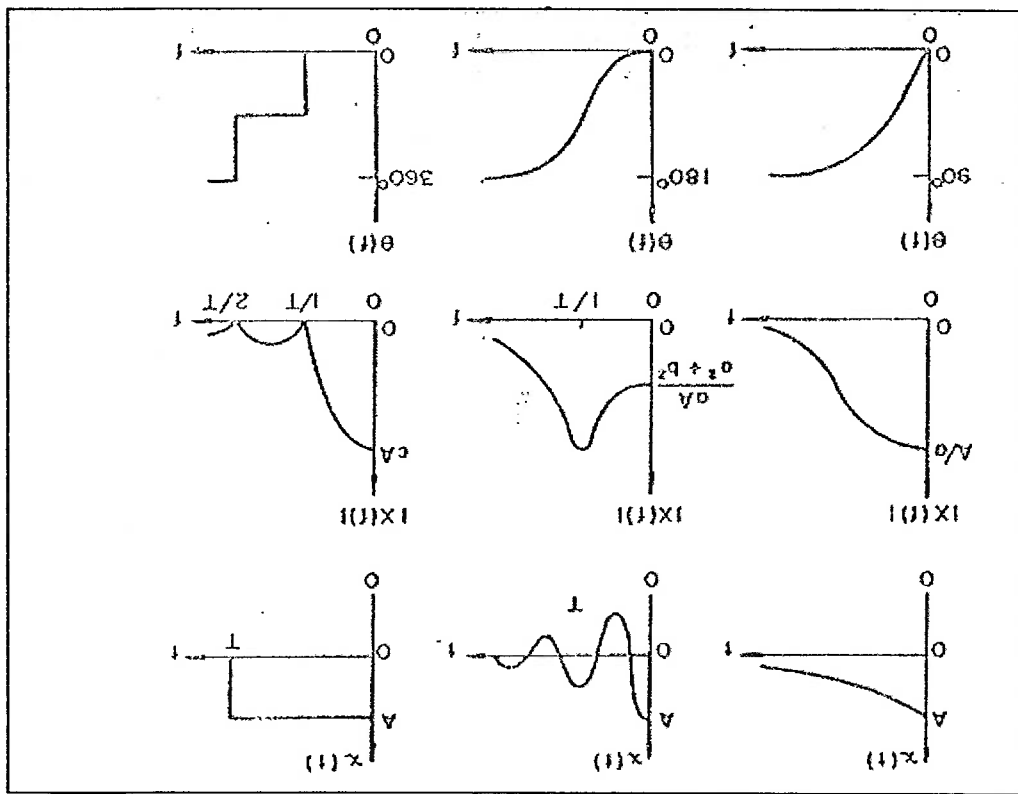


FIGURA 7.5 - DADOS TRANSITÓRIOS NO TEMPO E FREQUÊNCIA

(ref. Instrumentação, Processamento de Sinais e Análise Modal - Prof. Dr. Samir Gerges-UFSC)

7.3 Dados Aleatórios

Os dados aleatórios não podem ser descritos por uma única relação matemática explícita. Para caracterizá-los, são necessários não apenas uma história temporal mas todas as histórias temporais possíveis de ocorrerem como resultado do experimento ou, quando isto não é viável, um número de histórias temporais (amostras) capaz de dar a confiança e estatística necessárias.

A este conjunto de resultados possíveis, dá-se o nome de família. Uma família define o que se chama de Processo Estocástico ou Processo Aleatório que rege o experimento, representado por $\{x(t)\}$. O tempo de registro de cada amostra deve ser o mesmo.

Pode-se dar como exemplo, um acelerômetro fixado numa longarina de um caminhão protótipo. A história temporal da aceleração foi registrada a cada viagem do veículo. Uma amostra de dados é obtida a cada dia e a família do “Processo Estocástico” (com apenas 4 amostras) é mostrada na figura 7.6.

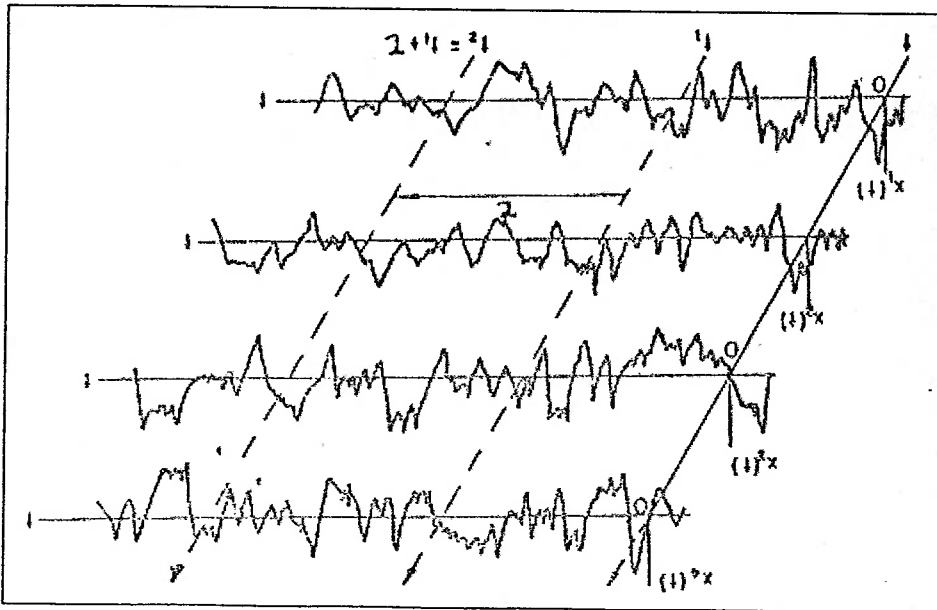


Figura 7.6 – Conjunto de 4 amostras de sinais de vibração

(ref. Instrumentação, Processamento de Sinais e Análise Modal - Prof. Dr. Samir Gerges-UFSC)

O experimento foi realizado em circunstâncias semelhantes, usando-se o mesmo veículo e o mesmo motorista, etc.

Naturalmente, o número de amostras não poderá ser infinito, mas deverá ser representativo, ou seja, deverá permitir inferir o que pode acontecer num veículo numa mesma trajetória com a vibração na longitudinal desse veículo .

Para maior representatividade, a família deveria conter registros obtidos de outros veículos do mesmo modelo e conduzidas por diferentes motoristas, o que infelizmente não acontece na prática, em virtude de existirem poucos protótipos disponíveis atualizados em todos seus subsistemas para tal ensaio.

Como se pode perceber do exposto acima, e ao contrário do que às vezes se pensa, o caráter aleatório de um conjunto de dados não reside no fato de o registro ser complicado, como qualquer uma das amostras acima, e sim por não se saber exatamente qual será o registro obtido se o experimento for realizado mais de uma vez.

Nota-se que mesmo uma função complicada, pode ser representada por uma função explícita por um ajuste de curvas. Mesmo que cada registro fosse uma função bem comportada, como por exemplo um seno. Porém se a amplitude ou a frequência variassem de uma amostra para outra, de maneira arbitrária, estaria caracterizado um processo estocástico.

Resta dizer que, os dados aleatórios podem ser classificados como estacionários e não estacionários e os estacionários como ergódicos e não ergódicos.

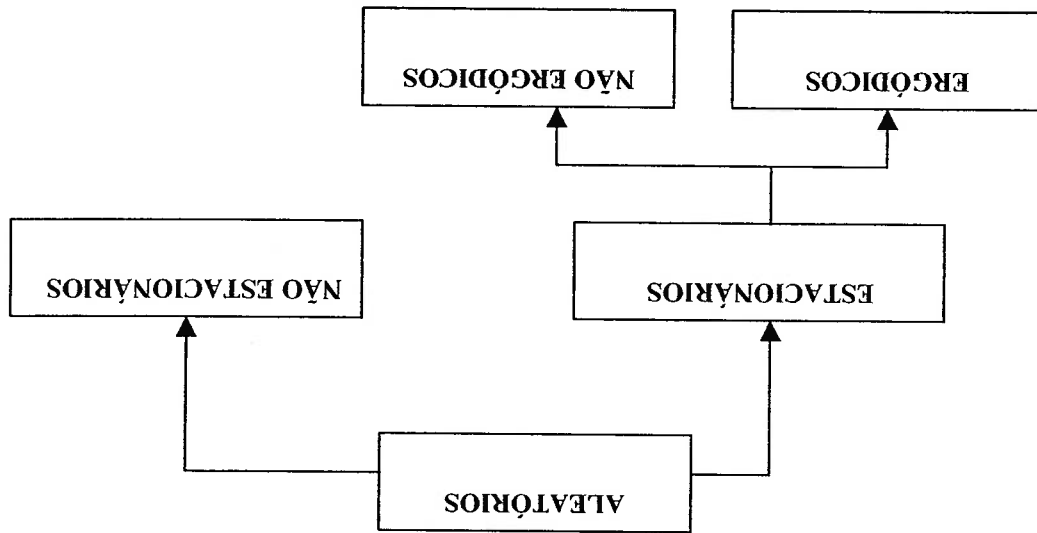


FIG 7.7 - CLASSIFICAÇÃO DE DADOS ALEATÓRIOS

(Ref: Instrumentação, Processamento de Sinais e Análise Modal - Prof. Dr. Samir Gerges-UFSC)

7.3.1 Dados Aleatórios Estacionários e Não Estacionários

Como não poderia deixar de ser, os dados aleatórios são caracterizados por parâmetros estatísticos. Esses parâmetros são às vezes chamados de estatística do processo.

Para a família do processo mostrado na figura 7.6, o valor médio de $\mu_x(t_1)$ e a função de auto-correlação $R_x(t_1, t_1 + \tau)$ são dados por:

$$\mu_x(t) = \lim_{N \rightarrow \infty} \frac{1}{N} \sum_{k=1}^N X_k(t) \tag{7.7}$$

$$R_x(t_1, t_1 + \tau) = \lim_{N \rightarrow \infty} \frac{1}{N} \sum_{k=1}^N X_k(t_1) X_k(t_1 + \tau) \tag{7.8}$$

Onde $\mu_x(t_1)$ é o valor médio ou primeiro momento estatístico no tempo t_1 , tomado sobre as N amostras. Analogamente a auto-correlação (também chamada momento conjunto) entre os valores assumidos por $x(t)$ nos instantes t_1 e $t_1 + \tau$, $R_x(t_1, t_1 + \tau)$ é computada tomando-se a média dos produtos de $x(t)$ nos instantes t_1 e $t_1 + \tau$, através das amostras.

Um processo aleatório é dito não estacionário se o valor médio e a auto-correlação definidos pelas expressões acima variam quando t varia. Se ao contrário, o valor médio e a auto-correlação independem de t , o processo aleatório é dito estacionário e, $\mu_x(t) = \mu_x$ e $R_x(t_1, t_1 + \tau) = R_x(\tau)$.

Neste caso, diz-se que a média e a auto-correlação são invariantes no tempo.

A estacionariedade, conforme definida acima, é dita estacionariedade “lato sensu”, (em sentido amplo). Podem-se definir quantos momentos de ordem superior e momentos conjuntos* se queira para um determinado processo estocástico.

Se todos esses momentos (ordem superior e conjuntos) forem invariantes no tempo, diz-se que o processo é estacionário “stricto sensu”, ou seja, em sentido restrito.

Para muitas aplicações práticas, a verificação da estacionariedade “lato sensu” é suficiente para se assumir estacionariedade “stricto sensu”. Em geral, as propriedades dos dados não estacionários são funções que dependem do tempo.

Em muitos casos, processos não estacionários podem ser classificados em categorias especiais. Por exemplo, o processo não estacionário $\{y(t)\}$ pode ser descrito por um processo estacionário $\{x(t)\}$ e por um fator de multiplicação determinístico $A(t)$, ou $\{y(t)\} = A(t) * \{x(t)\}$.

As propriedades deste modelo podem ser estimadas pelas propriedades de $x(t)$ e $A(t)$.

* Os momentos de uma ou mais variáveis ou processos aleatórios são definidos como as esperanças matemáticas das potências dessas variáveis ou processos aleatórios. Define-se momento de ordem l centrado em relação a uma constante a como: $M_l = \frac{\sum_{i=1}^n (x_i - a)^l}{n}$

7.3.2 Dados Aleatórios Ergódicos e Não Ergódicos

Considere a amostra correspondente a $X_k = X_2$ na figura 7.6. Defina-se para esta

amostra a auto-correlação $R_x(\tau, k=2)$ e o valor médio $\mu_x(k=2)$, conforme abaixo:

$$\mu_x(k=2) = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} \int_0^T X_{k=2}(t) dt \tag{7.9}$$

$$R_x(\tau, k=2) = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} \int_0^T X_{k=2}(t) X_{k=2}(t+\tau) dt \tag{7.10}$$

Se o processo for estacionário e o valor médio e a autocorrelação, calculados pelas expressões 7.9 e 7.10 forem os mesmos, quando calculados pelas expressões 7.7 e

7.8, o processo é dito ergódico.

Isto equivale a dizer que, para um processo ergódico, o valor médio e a auto-correlação calculados sobre uma amostra, têm valores idênticos aos obtidos quando calculados através de toda a família, como já foi feito anteriormente. Em outras palavras, $\mu_x(k) = \mu_x$ e $R_x(\tau, k) = R_x(\tau)$. Note que, um processo só poderá ser ergódico se for estacionário. Os processos aleatórios ergódicos são uma classe importante, visto que todas as suas propriedades podem ser obtidas de uma única amostra.

Todavia, para se admitir a ergodicidade, é necessário obter-se um grande número de amostras, calculando-se a média e a auto-correlação, para verificar se a média é realmente constante e se a auto-correlação é realmente dependente apenas do atraso τ .

7.3.3 Convergência

Um dos mais importantes conceitos na análise matemática é o conceito de convergência e da existência de um limite. Operações fundamentais de cálculo, tais como a diferenciação, integração e o somatório de séries infinitas são definidas por meio de um processo limitado. O mesmo é verdade em muitas aplicações de engenharia, por exemplo, o estado uniforme de um sistema dinâmico ou a trajetória assintótica de objeto em movimento. Da mesma forma é muito útil o estudo da convergência de uma sequência aleatória.

Com funções contínuas reais pode-se utilizar a seguinte notação:

$$x(t) \rightarrow a \text{ quando } t \rightarrow t_0 \quad \text{ou} \quad \lim_{t \rightarrow t_0} x(t) = a$$

para denotar que $x(t)$ converge para a quando t aproxima-se de t_0 onde t é contínuo. A correspondente demonstração para t , como variável discreta é:

$$x(t_n) \rightarrow a \text{ quando } t_n \rightarrow t_0 \quad \text{ou} \quad \lim_{n \rightarrow t_0} x(t_n) = a$$

para qualquer sequência discreta, tal que:

$$t_n \rightarrow t_0 \quad \text{quando} \quad n \rightarrow \infty$$

Com essas considerações em mente, pode-se investigar a convergência de uma sequência de variáveis aleatórias ou sequências aleatórias.

Uma sequência aleatória é denotada por $X_1, X_2, \dots, X_n, \dots$. Para um específico resultado, λ , $X_n(\lambda) = x_n$ é uma sequência de números que podem ou não convergir. O conceito de convergência de uma sequência aleatória, pode ser considerado com a convergência de uma sequência individual $X_n(\lambda) = x_n$ ou a convergência da probabilidade de algumas sequências de eventos determinados pelo conjunto inteiro de sequências ou ambos. Diversas definições e critérios são usados para determinar a convergência de sequências aleatórias, quatro se destacam:

- Convergência em todo lugar ou em quase todo lugar
- Convergência na Distribuição e Teorema do Limite Central
- Convergência na Probabilidade (na medida) e a lei de números grandes
- Convergência na média quadrática

A discussão de cada um desses tópicos não será aprofundada nesse trabalho, no entanto maiores detalhes podem ser encontrados no livro *Random Signals: Detection, Estimation and Data Analysis* (v. ref. bibliográfica).

7.4 Transformada de Fourier

A *Transformada de Fourier (TF)* é a base de toda a teoria do tratamento de sinal (*TS*), tanto do ponto de vista histórico, como teórico, no vasto campo formado pelo *TS*.

Através dela é possível traduzir o sinal, originariamente no domínio do tempo, para o domínio da frequência, o que aumenta a possibilidade de interpretação do sinal, na busca das informações nele contidas.

É possível ter sempre presente essa dupla tradução, tempo-frequência do sinal, pois as informações tomadas por cada um desses domínios são complementares.

É indispensável, para poder utilizar os métodos de *TS*, saber manipular essas duas representações complementares.

Deve-se observar que essa transformação definida nos domínios tempo-frequência, pode se estender a outros domínios. Se a variável independente é uma distância, no domínio associado, será o inverso de uma distância, etc.

A *TF* de uma função(ou sinal) $x(t)$ é definida por:

$$X(t) \leftrightarrow X(\nu) \left\{ \begin{array}{l} TF(x(t)) = X(\nu) = \int_{-\infty}^{\infty} x(t)e^{-2\pi i \nu t} dt \\ FFI(x(\nu)) = X(t) = \int_{-\infty}^{\infty} x(\nu)e^{2\pi i \nu t} d\nu \end{array} \right.$$

Um estudo completo da *TF* e sua utilização na análise de sinais pode-se encontrar em “*The Fast Fourier Transform*”, de Oran Eriçham.

7.4.1 Transformada de Fourier de Função Periódica

Seja $x(t)$ uma função de t , periódica, de periodicidade T . Essa função pode ser

escrita através da série:

$$x(t) = \frac{a_0}{2} + \sum_{n=1}^{\infty} \left[a_n \cos\left(\frac{2\pi}{T}nt\right) + b_n \sin\left(\frac{2\pi}{T}nt\right) \right]$$

ou

$$x(t) = \frac{a_0}{2} + \sum_{n=1}^{\infty} [a_n \cos(2\pi\nu_0 nt) + b_n \sin(2\pi\nu_0 nt)] \tag{7.11}$$

onde $\nu_0 = 1/T$ é a frequência fundamental e $n\nu_0, n=1, \dots, \infty$, os chamados harmônicos.

Os coeficientes a_n e b_n são dados por:

$$a_n = \frac{T}{2} + \int_{\frac{T}{2}}^{\frac{T}{2}} x(t) \cos(2\pi\nu_0 mt) dt \tag{7.12}$$

$$b_n = \frac{T}{2} + \int_{\frac{T}{2}}^{\frac{T}{2}} x(t) \sin(2\pi\nu_0 mt) dt \tag{7.13}$$

Essa forma de escrever $x(t)$ é a chamada série de *Fourier*. Ou seja, a função $x(t)$

pode ser interpretada como uma soma ponderada de senos (ou cossenos) com frequências múltiplas de uma fundamental ν_0 , com coeficientes diferentes para cada frequência.

Em termos de *TS*, existe uma outra forma de se escrever a série de *Fourier*, que

coloca em evidência conceitos mais usuais como amplitude (módulo) e fase em função

da frequência.

Definindo a quantidade complexa $X(n\nu_0)$, como :

$$X(n\nu_0) = 1/2 (a_n - ib_n), n=0, \pm 1, \pm 2, \dots \tag{7.14}$$

Substituindo 7.12 e 7.13 tem-se:

$$X(n\nu_0) = \frac{1}{T} \int_{-T/2}^{T/2} x(t) e^{-2\pi i n \nu_0 t} dt \quad (7.15)$$

$$n=0, \pm 1, \pm 2, \dots$$

onde $X(n\nu_0)$ é o espectro de frequência complexa, que pode ser

decomposto em função $n\nu_0$ em:

- Espectro de amplitude $|X(n\nu_0)| = \sqrt{a_n^2 + b_n^2}$ (7.16)
- Espectro de fase $\phi(n\nu_0) = \text{Arcsig}\left(\frac{a_n}{b_n}\right)$ (7.17)

Uma observação importante a fazer sobre a eq.7.5, é que o espectro de uma

função periódica de período T é composto de raias distanciadas de no mínimo, no eixo

das frequências, $\nu_0 = 1/T$.

O espectro de uma função contínua periódica é essencialmente descontínuo e

discreto, existindo somente para valores múltiplos da frequência $n\nu_0 = 1/T$.

Isso vale dizer que, periodizar uma função no domínio do tempo, equivale a

discretizar o seu espectro, e vice-versa. Periodizar uma função, como visto

anteriormente, é fazer a convolução da função por um pente de *Dirac*.

7.4.2 Transformada de Fourier de Função Não Periódica

A TF de uma função não periódica é uma forma generalizada da série de Fourier. A não periodicidade pode ser encarada como o resultado de uma extensão ao período T . O intervalo de frequência $\nu_0 = 1/T$ tende então a zero, e o espectro torna-se uma função contínua (para o caso de sinais de energia finita)

A TF é definida como:

$$X(\nu) = \int_{-\infty}^{\infty} x(t) e^{-j2\pi\nu t} dt$$

ν é contínuo.

A TFI, TFI inversa é :

$$x(t) = \int_{-\infty}^{\infty} X(\nu) e^{j2\pi\nu t} d\nu$$

Convém observar que: $x(t) \longleftrightarrow x(\nu)$

$x(\nu)$ é uma função complexa, tendo uma parte real e outra imaginária.

$$\begin{aligned} \text{Re}[X(\nu)] &= \int_{-\infty}^{\infty} x(t) \cos(2\pi\nu t) dt \\ \text{Im}[X(\nu)] &= \int_{-\infty}^{\infty} x(t) \sin(2\pi\nu t) dt \end{aligned}$$

O espectro de amplitude é:

$$|X(\nu)| = \sqrt{[\text{Re}[X(\nu)]]^2 + [\text{Im}[X(\nu)]]^2}$$

O espectro de fase é:

$$\phi(\nu) = \text{Arctg} \left(\frac{-\text{Im}[X(\nu)]}{\text{Re}[X(\nu)]} \right)$$

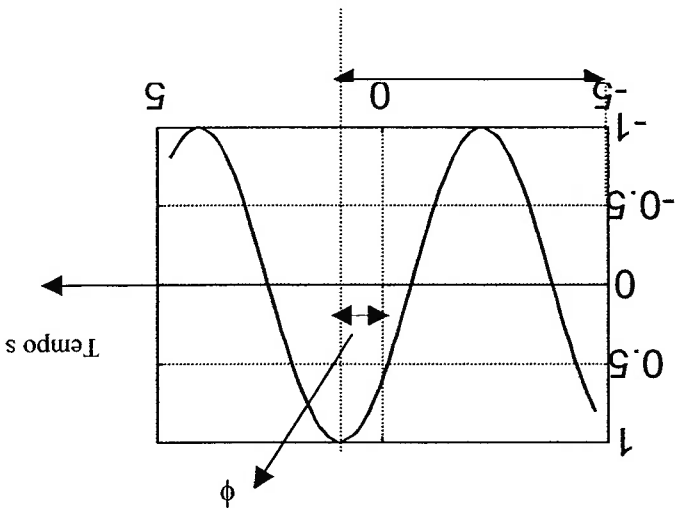
7.5 Análise de Fourier - Exemplos

Pode-se ilustrar de uma forma compacta um sinal senoidal no tempo, tanto a

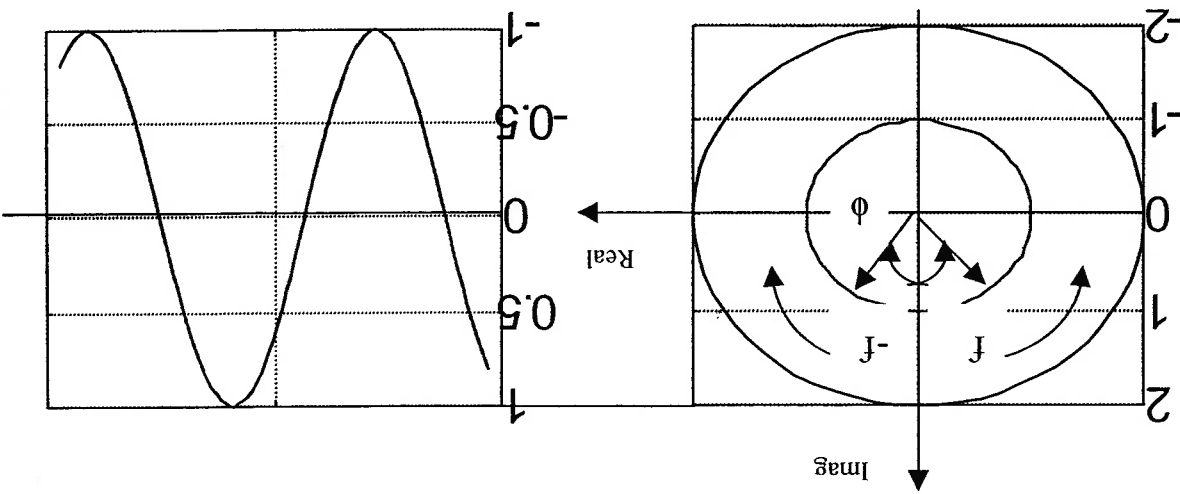
amplitude como a sua fase .

$$x(t) = A \cos(\theta)$$

$$\theta = 2\pi f t + \phi$$



Representação por fasores:



Outra forma de representar o sinal,

$$x(t) = A \cos \theta = \frac{A}{2} (e^{j\theta} + e^{-j\theta})$$

Portanto, a representação de um sinal cossenoidal poder feita pela soma de 2

vetores girantes.

$$A_1 = A/2 * (e^{j\theta} + e^{j(\theta + 2\pi ft)})$$

$$A_2 = A/2 * (e^{-j\theta} + e^{-j(\theta + 2\pi ft)})$$

Os vetores A_1 e A_2 são complexos conjugados, isto é, módulos iguais e fases

opostas, para qualquer instante. Dessa maneira, conclui-se que, um sinal cossenoidal (ou

senoidal) pode ser representado por 2 vetores (ou fasores) girantes que se movem em

sentidos opostos, um com frequência angular positiva, e o outro com frequência angular

negativa.

7.5.1 Aplicação da série de Fourier – Função Periódica

Pode-se expandir uma função periódica em componentes senoidais, supondo $x(t)$

um sinal periódico:

$$x(t) = x(t + nT)$$

onde: T é o período fundamental e n é um número inteiro qualquer.

Este sinal pode ser representado por uma soma de componentes senoidais ou

vetores girantes. A componente de frequência f_k de $x(t)$ é obtida pela integral:

$$X(f_k) = \frac{1}{T} \int_{-T/2}^{T/2} x(t) * e^{-j2\pi f_k t} dt,$$

onde

$f_k = k * f_1$ são frequências positivas (se $k > 0$) e negativas (se $k < 0$)

sendo $f_1 = 1/T$, a frequência natural.

A multiplicação (e integração) pelo vetor unitário $e^{-j2\pi f_k t}$, serve para congelar e extrair as componentes do sinal $x(t)$ na frequência f_k .

Para transformar no domínio da frequência para o tempo, utiliza-se a fórmula:

$$x(t) = \sum_{k=-\infty}^{\infty} X(f_k) e^{j2\pi f_k t}$$

A passagem do domínio do tempo para o da frequência é denominada *Transformada de Fourier*

$$x(t) \longleftrightarrow X(f)$$

Já a passagem do domínio da frequência para o do tempo é denominada

$$X(f) \longleftrightarrow x(t)$$

Transformada Inversa de Fourier

7.5.2 Transformada Discreta de Fourier:

Na prática, utiliza-se a *Transformada Discreta de Fourier*, onde as funções $x(t)$ e $X(f)$ são discretas e periódica no tempo e frequência ou seja, o sinal é amostrado a instantes regulares: t_1, t_2, \dots, t_n .

A diferença entre dois instantes de amostragem é denominada:

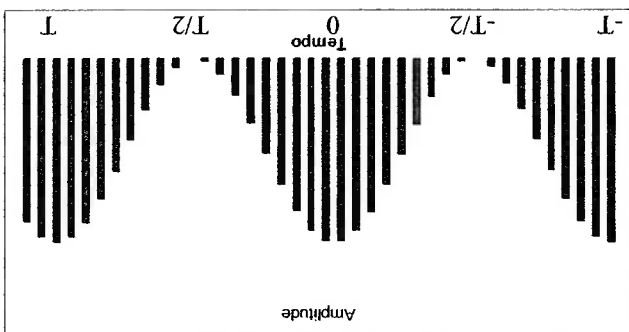
$$\text{Intervalo de Amostragem } (dt) = t_n - t_{n-1}$$

O inverso do intervalo de amostragem é chamado frequência de amostragens (f_s)

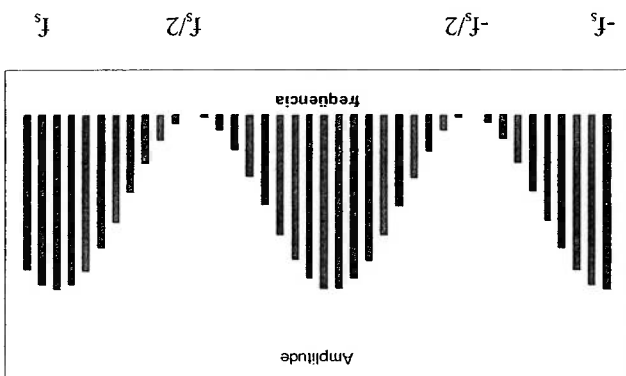
$1/dt$.

Transformada Discreta de Fourier:

$$X(f) = \sum_{n=0}^{N-1} X(n) e^{-j2\pi k n / N}$$



$$x(n) = \sum_{k=-N/2}^{N/2} X(k) e^{j2\pi k n / N}$$



Os gráficos acima representam a *Transformada Discreta* e periódica no domínio do tempo e frequência.

7.5.3 Transformada Rápida de Fourier - FFT

A *Transformada Rápida de Fourier*, nada mais é que um algoritmo para

realizar essa transformada com economia de operações e tempo.

O método pode ser compreendido se for observado, por exemplo, os pares da

seguinte transformada:

$$X(f_k) = \frac{1}{N} \sum_{n=0}^{N-1} X(n) e^{-j2\pi kn/N}$$

$$x(n) = \sum_{k=0}^{N-1} X(f_k) * e^{j2\pi kn/N}$$

N é o número de amostras do sinal a ser analisado.

$$X(k) = X(f_k)$$

$$x(n) = x(t_n)$$

Essas equações, se colocadas na forma matricial, adotam a forma:

$$X_k = I/N * A * x_n$$

Onde :

X_k é um vetor coluna, representando N componentes complexas de

frequência,

A é uma matriz quadrada, de vetores complexos, de módulo unitário

e dimensão N ,

x_n é um vetor coluna, representando N amostras no domínio do

tempo.

A solução da equação matricial, requer a multiplicação da matriz A pelo vetor x_n , isto resulta em : N^2 multiplicações

O método *FFT* aproveita a propriedade de fatoração da matriz para diminuir o número de multiplicações para : $N \log_2 N$

A condição básica é que, a dimensão da matriz (número de linhas) seja potência de 2.

Com isso, pode-se obter o seguinte resultado, sendo f_s a frequência de amostragem, as componentes de frequência do vetor X são interpretadas da seguinte maneira:

X_0	representa o valor DC	$f=0$
X_1		$f_s = f_s/8$
X_2		$f_s = 2f_s/8$
X_3		$f_s = 3f_s/8$
X_4		$f_s = 4f_s/8$

As frequências X_5 a X_7 devem ser interpretadas como frequências negativas:

X_5	representa a frequência	$f_s = 5f_s/8$	$f = -3f_s/8$
X_6	representa a frequência	$f_s = 6f_s/8$	$f = -2f_s/8$
X_7	representa a frequência	$f_s = 7f_s/8$	$f = -f_s/8$

Portanto, obtêm-se somente $N/2+1$ resultados diferentes e a máxima frequência

representável é:

$$f_n = f_s/2$$

onde f_s é a frequência de amostragem.

é chamada de frequência de Nyquist.

Para executar a análise dos sinais de aceleração medidos no caminho (pista e

banco de provas), será adotada essa análise de sinais (FFT), onde tem-se ainda que

atentar aos seguintes aspectos.

7.5.4 FFT – Parâmetros de Ajustes

Antes de propriamente se iniciar a análise de qualquer sinal, algumas perguntas

devem ser respondidas, por exemplo:

- Qual a grandeza física a ser analisada ?
- Qual a amplitude máxima do sinal ?
- Qual a faixa de frequência a ser estudada ?
- Qual é a resolução em frequência requerida ?

As respostas a essas perguntas devem estar bem claras, pois em função desses aspectos, serão ajustados parâmetros nos equipamentos de análise espectral, do tipo:

- a- Frequência de amostragem : $f_s = 1/dt$ (dt – intervalo entre as amostras)
- b- Frequência de Nyquist (f_n) : $f_n = f_s/2$
- c- Raia Espectral
- d- Faixa de frequência de análise: 0 (valor DC) a f_n
- e- Número de amostras por bloco (ou janela) de análise (N)

- f- Número de raias espectrais : $N/2+1$
- g- Resolução em frequência df : $df = f_s/N = f_n/(N/2)$

7.5.5 Condições de Existência da TF

Demonstra-se que, para que uma função $f(t)$ tenha uma TF é preciso que:

- 1- A função $f(t)$ seja limitada (não tenha valores ∞)
- 2- A integral de $f(t)$ entre $-\infty$ e $+\infty$ tenha valor finito
- 3- As descontinuidades de $f(t)$ assim como os máximos e mínimos sejam de números finitos.

Essas condições não garantem a recíproca. As condições para que a TF de $f(t)$

exista e seja recíproca envolve conceitos da Teoria das Distribuições, que não serão

abordados aqui.

Em termos práticos, é suficiente que $f(t)$ e sua TF tenham energia finita.

Os sinais físicos, que são objeto de análise principal nesse trabalho, têm energia

finita. Portanto, quando do cálculo da TF de um sinal físico, não é necessário o

questionamento da existência da TF.

7.5.6 Limitações da *Transformada de Fourier***Aliasing (sub-amostragem)**

A sub-amostragem é o fenômeno que ocorre quando o sinal possui frequências maiores que a frequência de *Nyquist* (metade da frequência de amostragem).

Nesse caso, estas componentes são interpretadas como componentes de baixas

frequências.

Um exemplo, é a roda de diligência em filmes do velho oeste, onde os raios da

roda giram em velocidade (frequência) superior a do olho humano. Por isso as rodas

parecem estar andando para trás.

Na prática, utilizam-se filtros analógicos para limitar a banda passante do sinal

(filtro passa-baixa). Em termos práticos, a frequência de amostragem deve ser 6 a 10

vezes maior que a maior frequência do sinal.

Erro de Truncamento (Leakage)

Via de regra, o número máximo de amostras utilizados para realizar a

Transformada Rápida de Fourier (FFT) é menor, devido às limitações computacionais,

que o número total de amostras contidas no sinal.

Exemplo:

Número de amostras do sinal : 204800
 Número máximo de amostras *FFT* : 1024

No exemplo acima, o sinal é dividido em 200 blocos de 1024 amostras. A *FFT* do sinal é a média das *FFT* de cada bloco (frequência a frequência). O truncamento realizado em cada bloco provoca distorções no resultado da *Transformada de Fourier* do sinal. Esse efeito é denominado *Window Effect* ou *Leakage*.

Para minimizar esse efeito, são utilizadas “janelas de compensação”, que multiplicam cada bloco (no domínio do tempo), modificando o sinal para zerar o início e o fim de cada bloco. Exemplo de algumas janelas:

- Retangular
- Hamming
- Hamming

Efeito - Baixa Resolução em frequência (Picket Fence)

Esse efeito ocorre, quando o sinal possui frequências que não coincidem com as raiais espectrais decorrentes da *FFT*.

Nesse caso, ocorre um erro de estimação no módulo, fase e frequência de cada componente.

Exemplo: Supondo que um sinal possui uma frequência de 2,3 Hz com módulo igual a 2,07, e o intervalo entre as raiais, Δf , seja de 0,2 Hz, pode ocorrer:

- $f=2,2\text{Hz}$ Módulo da *FFT* = 1,70
- $f=2,4\text{Hz}$ Módulo da *FFT* = 1,96

No capítulo seguinte serão abordados os resultados preliminares, obtidos na pista de teste (Rod. Imigrantes) com o veículo rodando com os pneus dianteiros com duas pressões diferentes.

Além disso, será verificado o mesmo comportamento no modelo, como também no dispositivo hidráulico. E finalmente, será realizado uma averiguação, quando se alteram alguns parâmetros de entrada do modelo.

MEDIÇÕES NO CAMPO – RESPOSTA DO MODELO

8.1 MEDIÇÕES NA PISTA

Através das acelerações medidas nos eixos e no chassis, será conhecido o sinal

da pista de teste (levantamento do perfil da pista). Esse sinal será empregado para

excitar o modelo e comparar as acelerações dos subsistemas com a medição em pista

real para duas pressões de pneus diferentes (110 e 80 lb/in²). A seguir, será criado um

sinal de pista (virtual), com as mesmas características da pista real, para depois ser

novamente comparado com os resultados obtidos. Basicamente as etapas serão:

- Levantamento do perfil da pista-Rodovia dos Imigrantes (plana a 50 km/h)

- Aplicar esse sinal no Simulink e comparar os resultados

- Criar uma pista virtual (ruído gerado) e comparar resultados

DETALHES DO ENSAIO

Serão realizadas medições de vibração de 8 coordenadas generalizadas, já que

as acelerações das duas rodas traseiras serão consideradas as mesmas. No decorrer

desses ensaios, será alterado um parâmetro de fácil manipulação do veículo (pressão dos

pneus). A seguir, será observada a resposta do caminhão e do modelo, em particular o

conforto na cabina no eixo z, diante dessa modificação. Além de checar a aderência do

modelo, o intuito desses ensaios, é buscar um método simples que possa contribuir para

melhorar o conforto do motorista segundo a ISO 2631.

8.2 ENSAIO NA PISTA DA RODOVIA DOS IMIGRANTES

Inicialmente, para conhecer o comportamento do veículo no campo, optou-se por trafegar num trecho de referência da Rod. Imigrantes, o qual é sempre utilizado e possui uma boa repetibilidade nas avaliações.

Iniciou-se a medição com a pressão dos pneus das rodas dianteiras de 110

lb/in², recomendação dada pelo fabricante para uma carga de 40 Ton. A seguir, para

verificar o comportamento vibracional da cabina, diminuiu-se para 80 lb/in², com isso a sua rigidez variou de $K_7=100$ E+4 N/m (pressão 110) para $K_7=70$ E+4 N/m (pressão

80), segundo dados do próprio fabricante.

Portanto, de uma forma resumida as condições desse ensaio foram :

- PISTA PLANA EM TRECHO REGULAR
- VEÍCULO CARRREGADO COM 40 TONELADAS
- VELOCIDADE CONSTANTE DE 50 km/h

Essas condições foram escolhidas, por serem constantemente empregadas

durante as avaliações em veículos protótipos.

A pista plana favorece a repetibilidade das medições comparativas. A carga

máxima total transportada, por motivos econômicos, é a condição mais usual de tráfego

do veículo. Quanto à velocidade, normalmente avalia-se em 40, 60 e 80 km/h, no

entanto, em virtude do risco que representa trafegar com os pneus dianteiros

pressurizados com apenas 80 lb/in², foi escolhida uma velocidade intermediária de 50

km/h.

8.3 RESULTADOS OBTIDOS E ERGODICIDADE

O caminhão protótipo foi instrumentado com equipamentos do laboratório da DCBr (Daimler Chrysler do Brasil S.A), dedicados para medição de fenômenos

acústicos que consistem basicamente de :

- Acelerômetros (transdutores de aceleração) indutivos da HBM (0-100 Hz)
- Analisador Espectral da B&K – Pulse
- Gravador de sinais – B&K - DAT

Com 8 (oito) acelerômetros indutivos instalados no veículo, sendo que 6 nos CG's de cada um dos subsistemas para capturar os movimentos de translação, e os demais (2) acelerômetros instalados para compor os movimentos de rotação, executou-se a medição na Rodovia dos Imigrantes.

Os resultados obtidos são decorrentes das médias[#] de 5 medições realizadas.

O sinal de translação da cabina está apresentado sob a curva de conforto – ISO 2631, de maneira a indicar a quantidade máxima de horas (v. gráfico 8.8) que o condutor pode trafegar numa condição confortável. Com objetivo de melhorar a qualidade dos sinais a serem analisados, foram realizados dois experimentos:

- 4 médias de FFT (6144 pontos)
- 5 médias de FFT (3072 pontos).

Nos gráficos 8.1a, 8.1b e 8.1c é apresentada a medição da aceleração no eixo dianteiro realizada em rodovia. As diferenças entre os gráficos estão relacionadas às diferentes resoluções obtidas com o procedimento de cálculo de média adotado.

[#] Ergodicidade: v.Cap 8-8.3.2 Os sinais de aceleração foram divididos em 4 e 5 trechos de 6 e 3 segundos respectivamente. A seguir, calculou-se a FFT de cada trecho e depois as médias das FFT's.

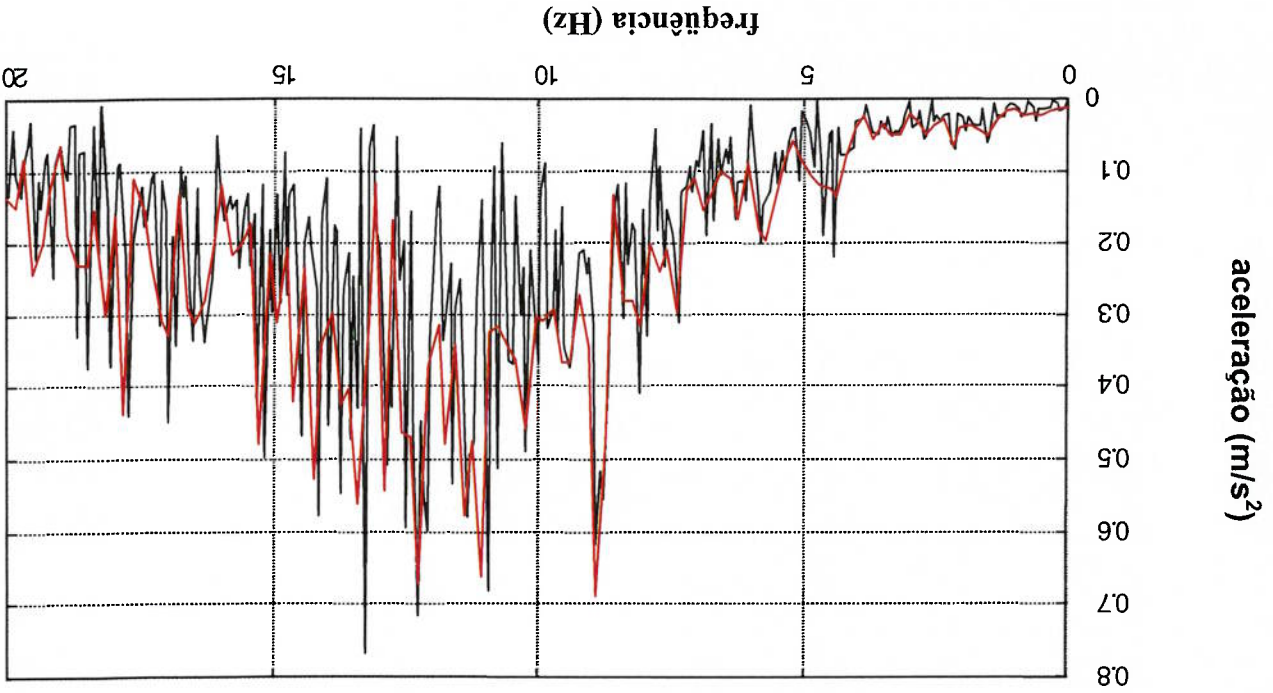


GRÁFICO 8.1b - EIXO DIANTEIRO
 PRETO ORIGINAL $\delta f=0,067$ Hz
 VERMELHO 4 MÉDIAS $\delta f=0,167$ Hz

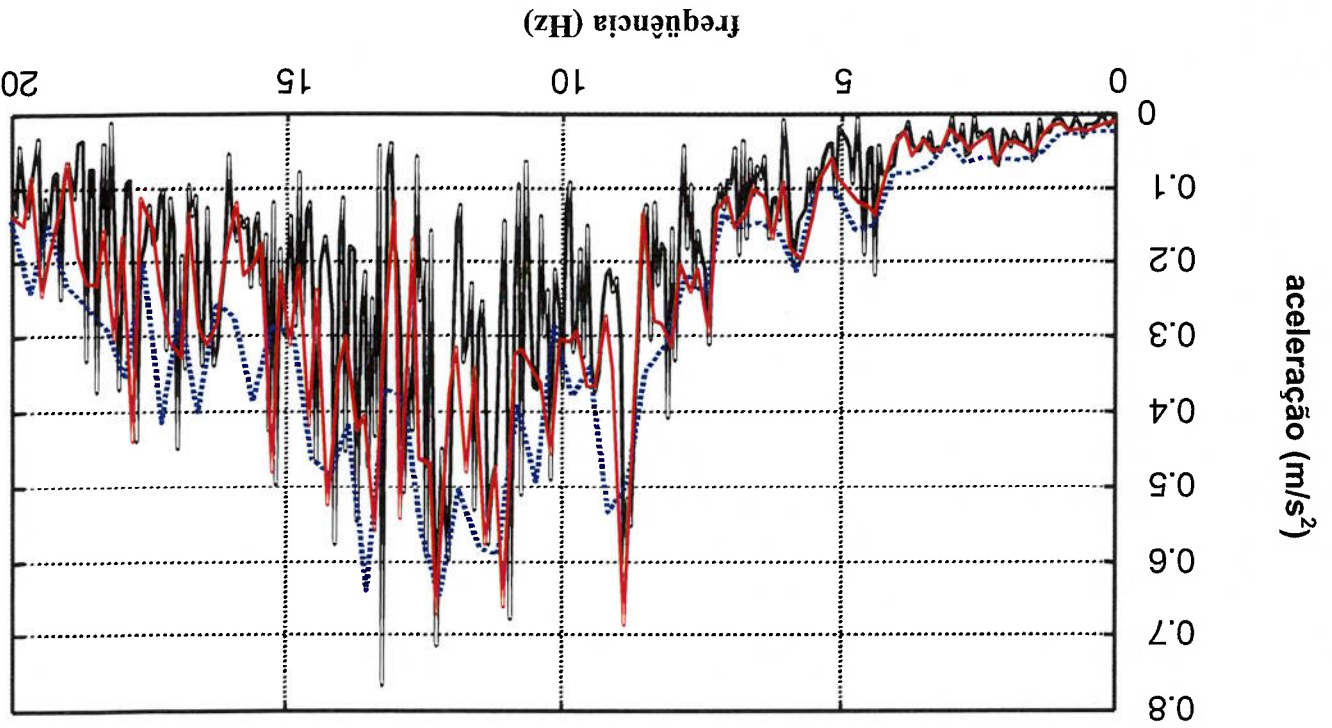
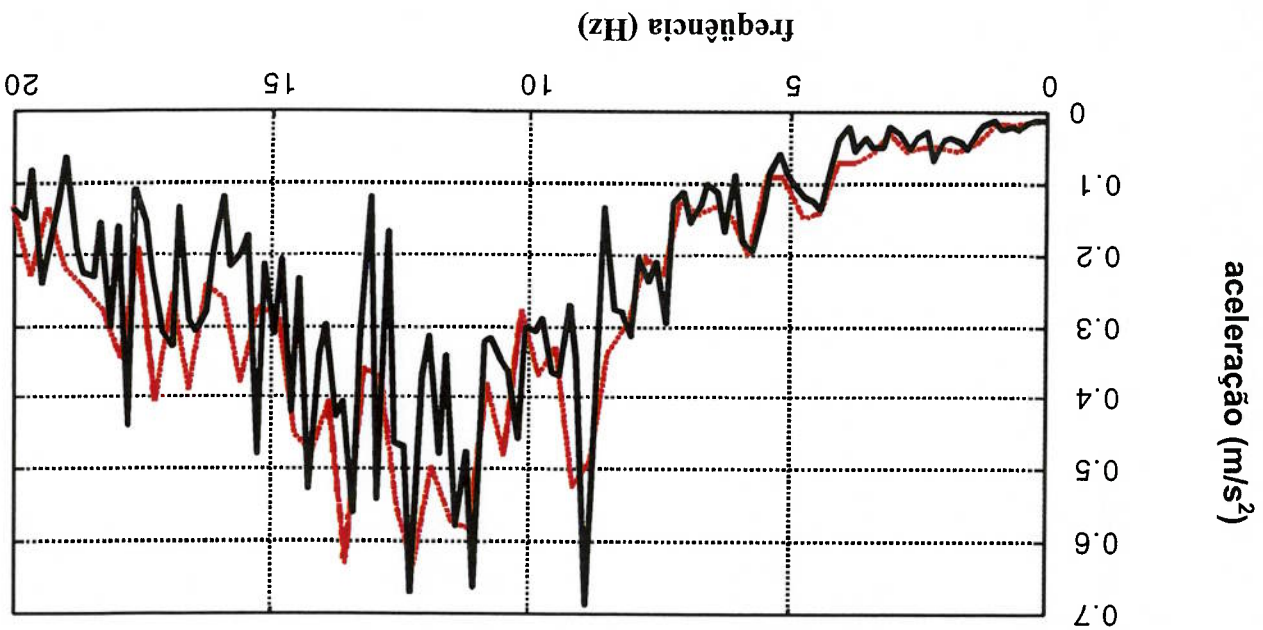


GRÁFICO 8.1a - EIXO DIANTEIRO
 PRETO ORIGINAL $\delta f=0,067$ Hz
 VERMELHO 4 MÉDIAS $\delta f=0,167$ Hz
 AZUL 5 MÉDIAS $\delta f=0,33$ Hz

No gráfico 8.1c, o sinal em “preto”, representa a divisão em 4 partes de 6144 pontos (sobrepontos) do sinal original. Em “vermelho”, é o sinal dividido em cinco partes, cada uma com 3072 pontos.

GRÁFICO 8.1c – EIXO DIANTEIRO
 PRETO 4 MÉDIAS $\delta f=0,167$ Hz
 VERMELHO 5 MÉDIAS $\delta f=0,33$ Hz



Pode-se observar no gráfico 8.1c, que a adoção apenas de 3072 pontos, a qual proporcionou uma resolução em frequência de 0,33 Hz, conseguiu reproduzir com boa fidelidade, o sinal de aceleração medido no eixo dianteiro.

Os gráficos 8.2 a 8.3 representam a aceleração do eixo dianteiro e traseiro do veículo medido na rodovia, para uma pressão de pneus de 110 lb/in².

GRÁFICO 8.2 – EIXO DIANTEIRO (110 lb/in²)

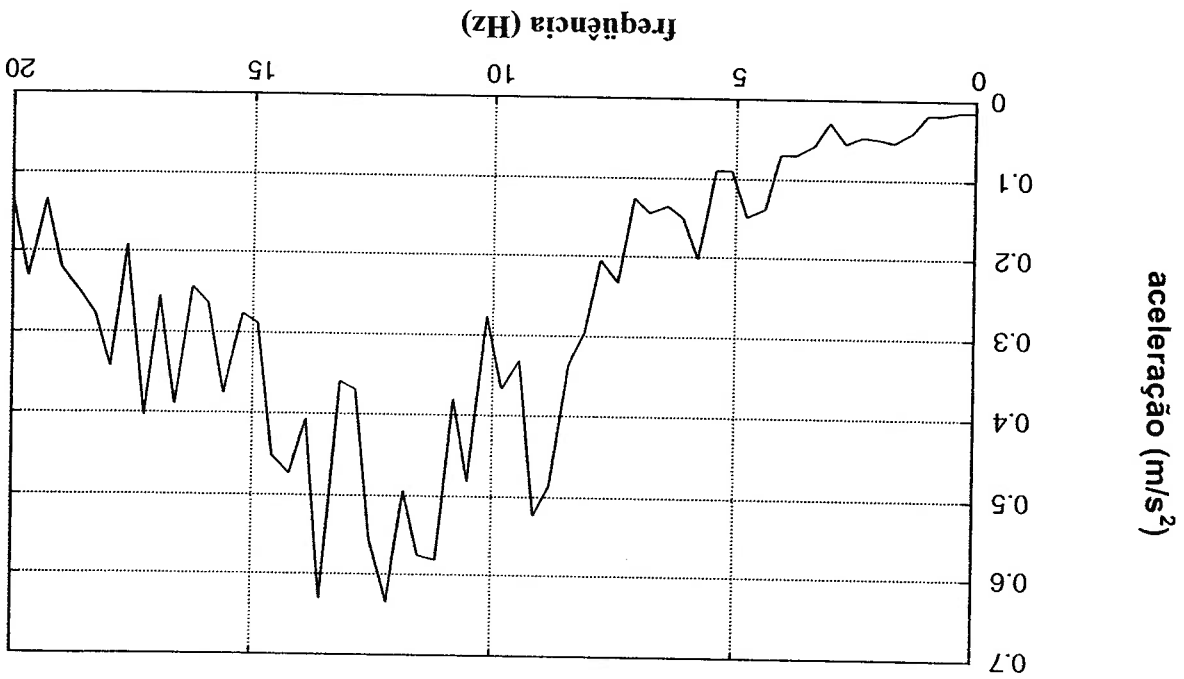
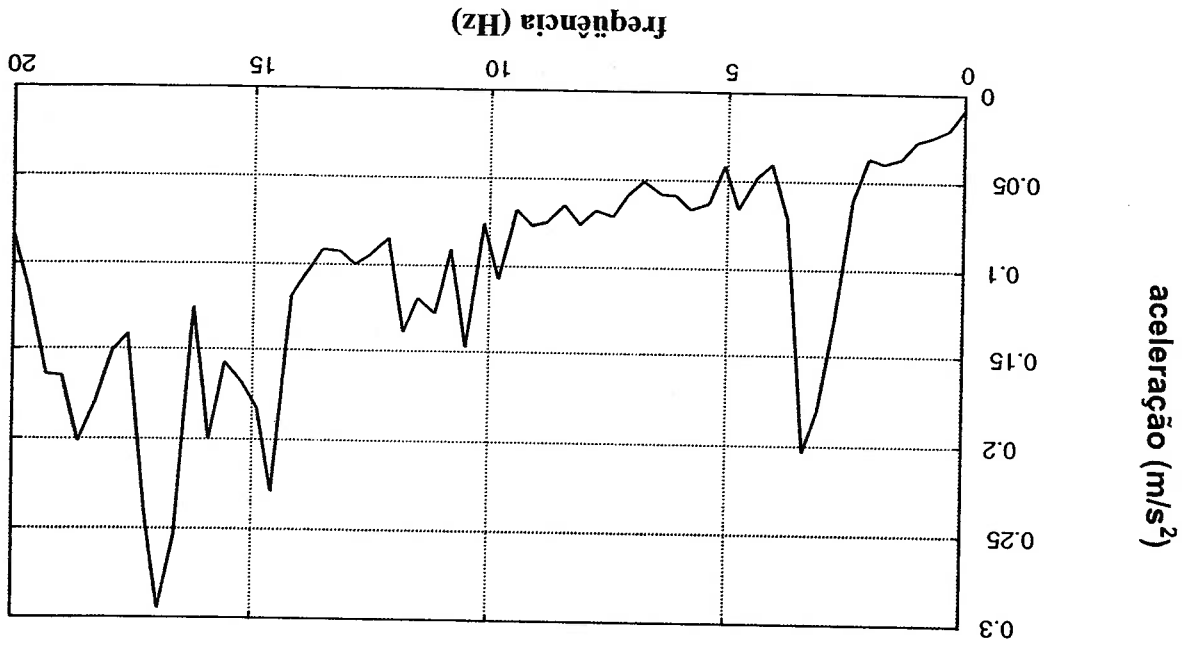


GRÁFICO 8.2a – EIXO TRASEIRO (110 lb/in²)



Os gráficos 8.3 e 8.4 representam a aceleração vertical e a rotação "pitch" do power-train do veículo medido na rodovia, para uma pressão de pneus de 110 lb/in².

GRÁFICO 8.3 – POWER-TRAIN – VERTICAL (110 lb/in²)

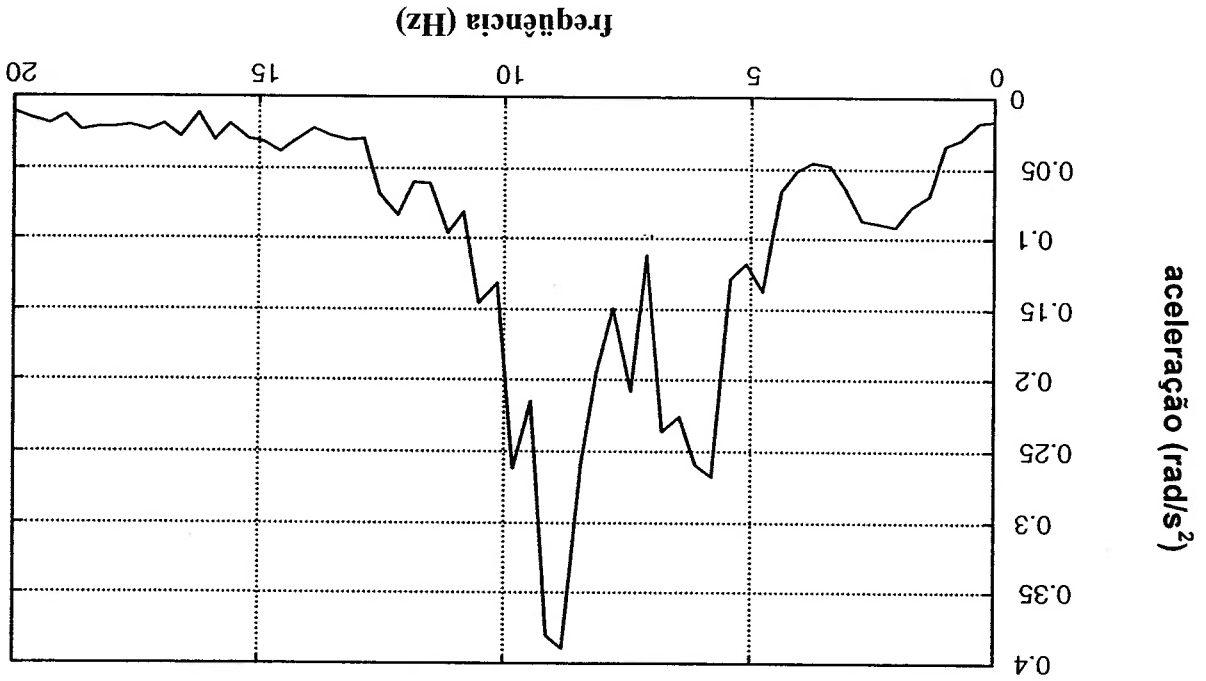
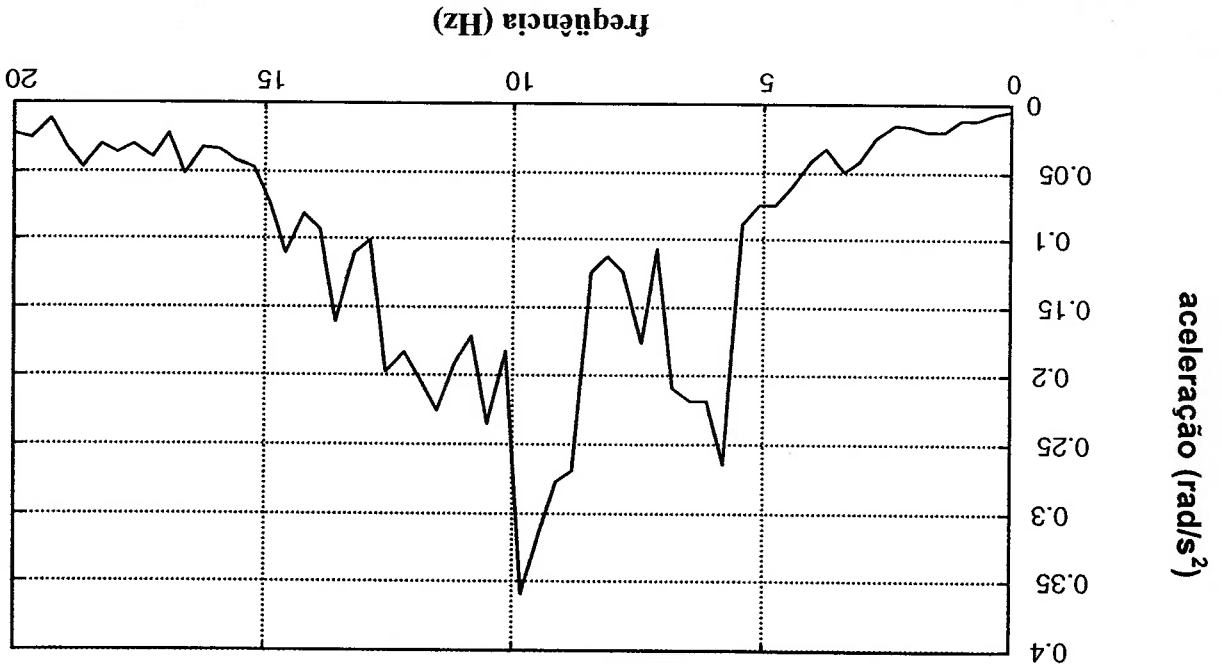


GRÁFICO 8.4 – POWER-TRAIN – ROTAÇÃO (110 lb/in²)



Os gráficos 8.5 e 8.6 representam a aceleração vertical e a rotação “pitch” do quadro do veículo medido na rodovia, para uma pressão de pneus de 110 lb/in².

GRÁFICO 8.5 – QUADRO+BAU – VERTICAL (110 lb/in²)

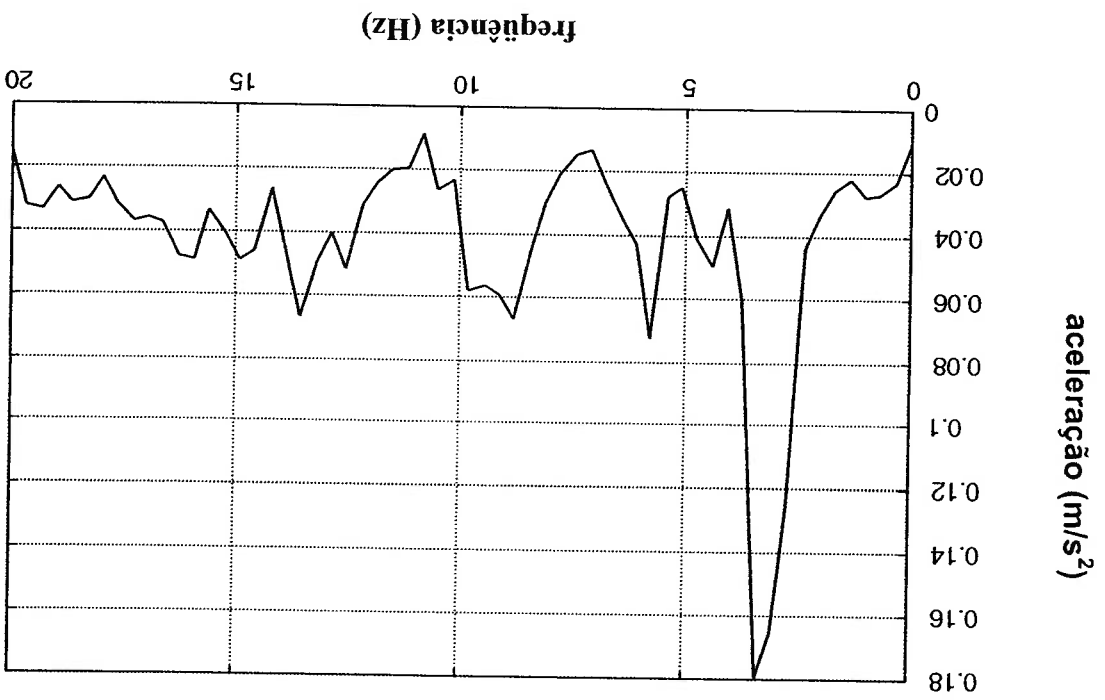
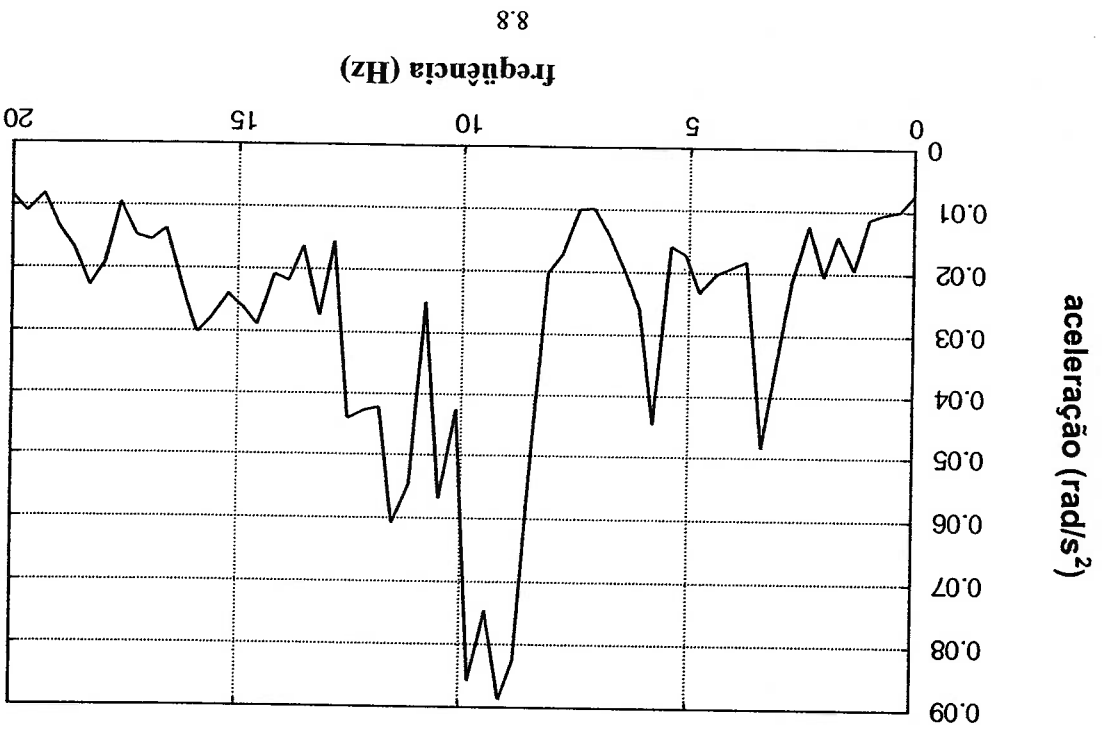


GRÁFICO 8.6 – QUADRO+BAU – ROTAÇÃO (110 lb/in²)



Os gráficos 8.7 e 8.8 representam a aceleração vertical e rotação "pitch" da cabina do veículo medido na rodovia, para uma pressão de pneus de 110 lbf/in².

GRÁFICO 8.7 – CABINA VERTICAL (110 lbf/in²)

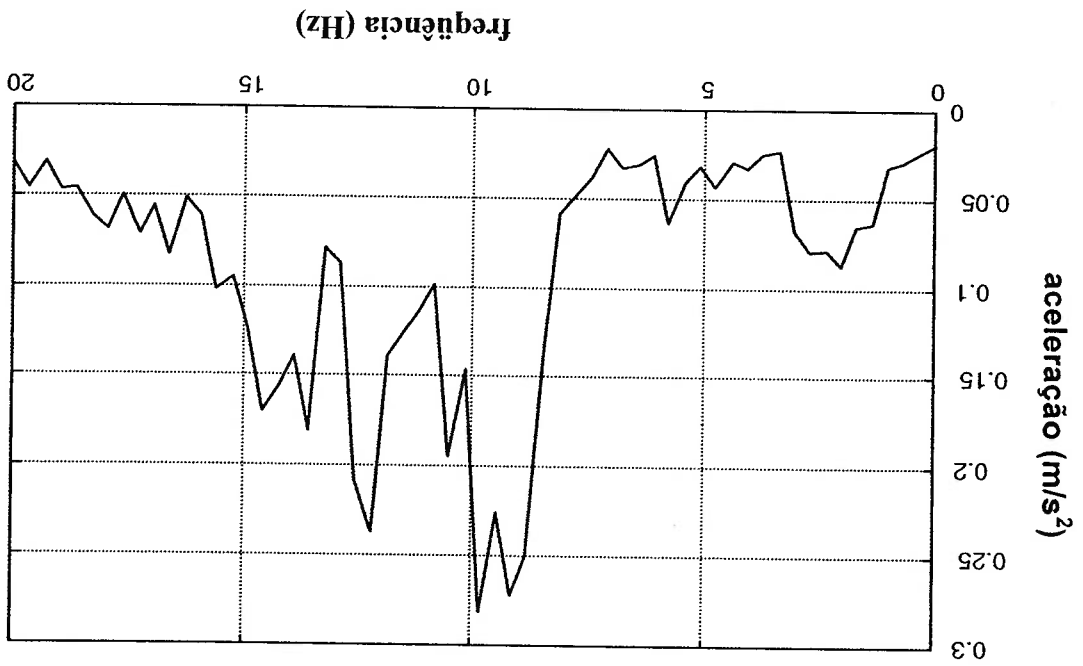
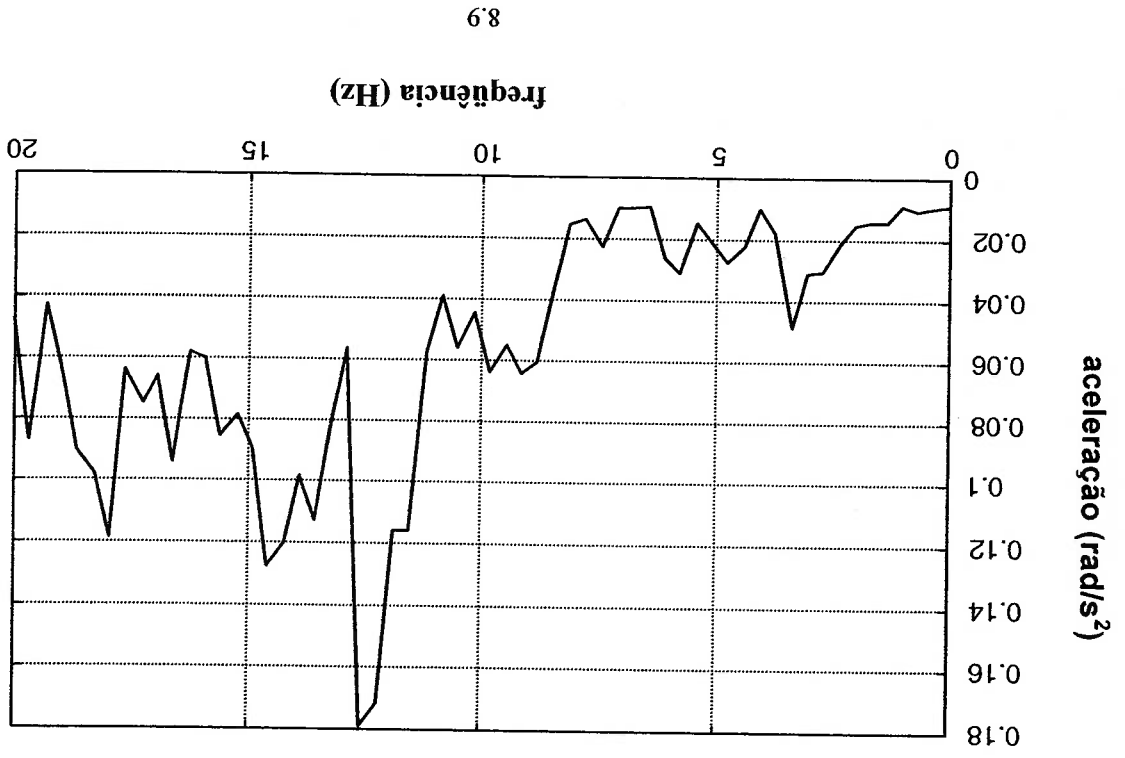
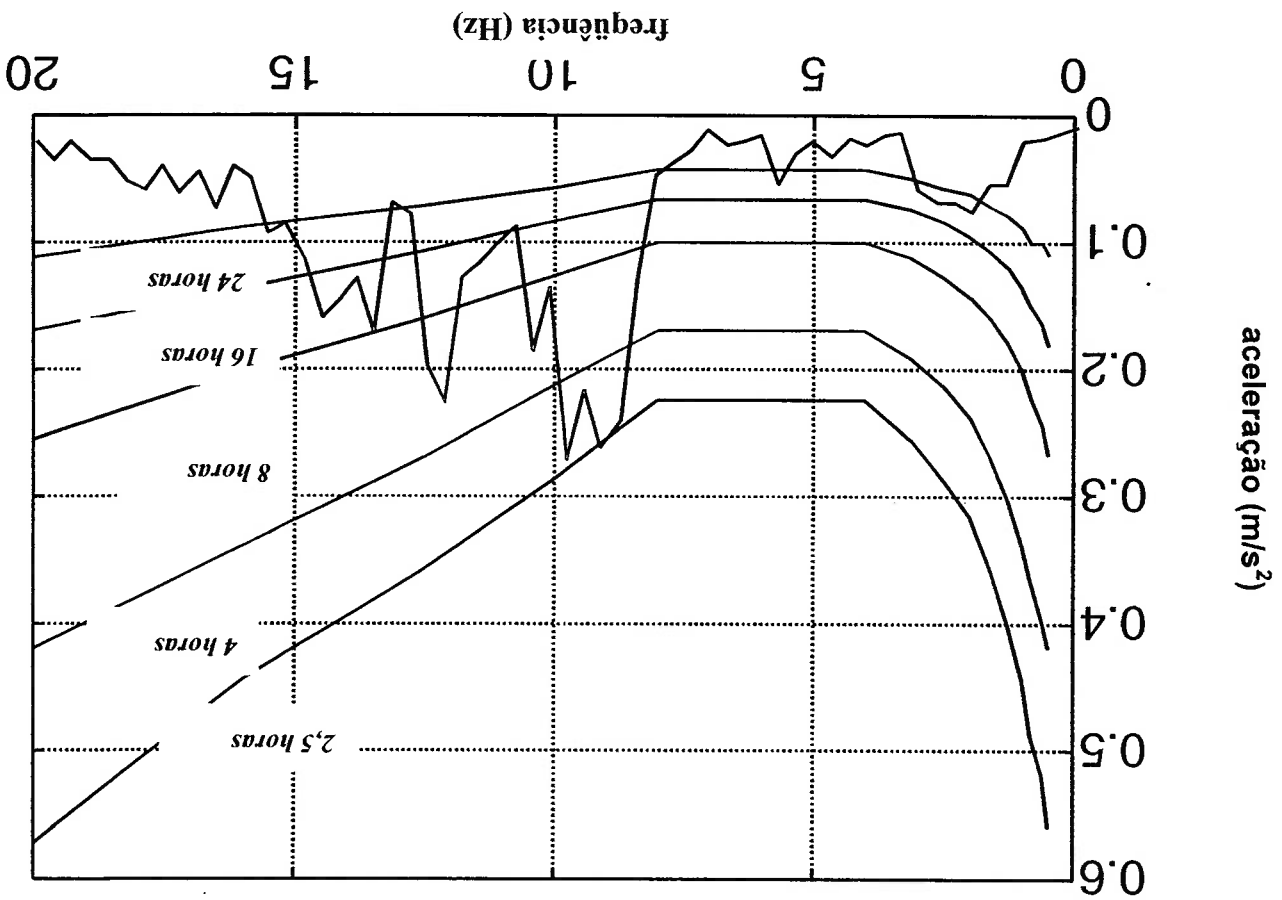


GRÁFICO 8.8 – CABINA ROTAÇÃO (110 lbf/in²)



No gráfico 8.9 está o sinal vertical da cabina medido (rodovia), sob a curva de conforto recomendada pela ISO 2631. Nesta representação, é possível identificar o número de horas em condições confortáveis que o protótipo consegue atingir.

GRÁFICO 8.9. – CABINA VERTICAL (110 lbf/in²)



O que se verifica em campo, é que a cabina de um caminho rodoviário deve apresentar um conforto entre 4 a 8 horas numa pista plana e regular. Portanto, o gráfico 8.9 indica a existência de um problema de conforto localizado na faixa entre 7-9 Hz, nesse veículo protótipo.

8.4 PERFIL DA PISTA E RESPOSTA DO MODELO NO SIMULINK

Para comparar os resultados obtidos na pista com o modelo, será necessário conhecer o perfil da pista. Naturalmente, o sinal de pista que excita as rodas dianteiras é o mesmo sinal das rodas traseiras, porém, para checar este procedimento, será levantado o perfil da pista pelos dois caminhos. Partindo-se então das equações abaixo:

EIXO DIANTEIRO (Eq.4.34)

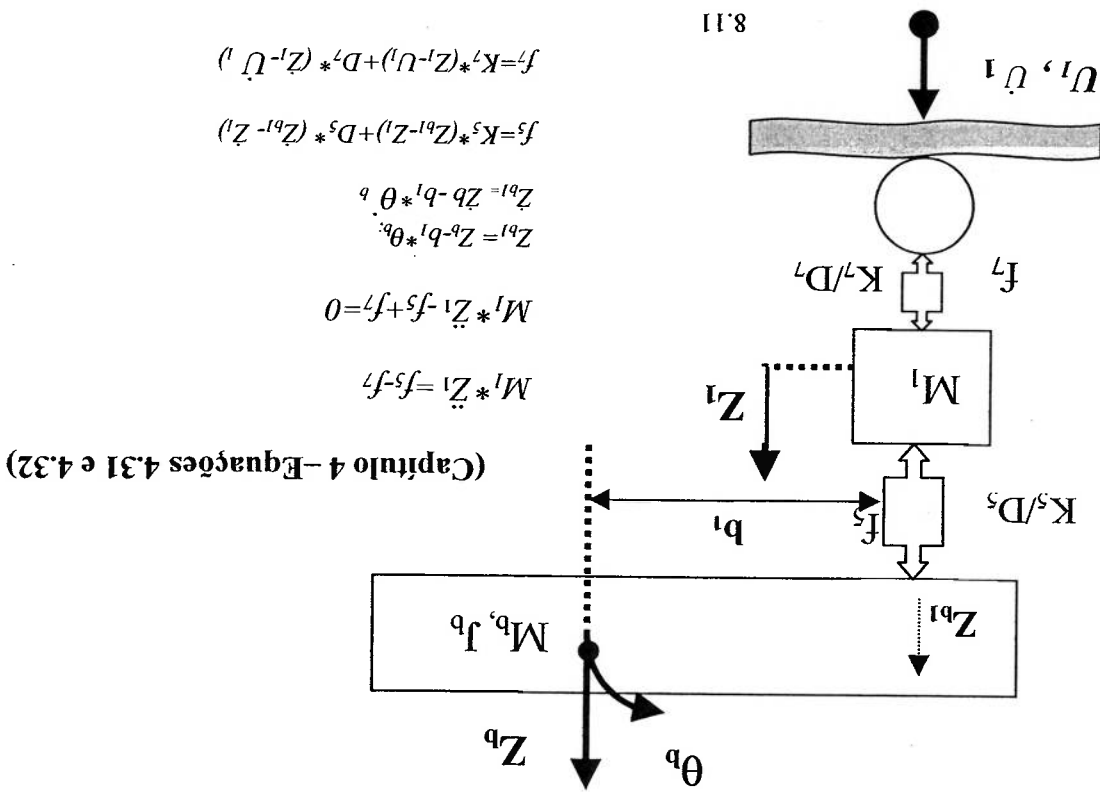
$$M_1 \ddot{Z}_1 + Z_b^*(K_5 + K_7) + Z_1^*(K_5 + K_7) + \theta_b^*(b_1^* K_5) + Z_b^*(-D_5 + D_7) + \theta_b^*(b_1^* D_5) = U_1 K_7 + \dot{U}_1 D_7$$

EIXO TRASEIRO (Eq.4.38)

$$M_2 \ddot{Z}_2 + Z_b^*(K_6 + K_8) + Z_2^*(K_6 + K_8) - \theta_b^*(b_2^* K_6) + Z_b^*(-D_6 + D_8) - \theta_b^*(b_2^* D_6) = U_2 K_8 + \dot{U}_2 D_8$$

Isolando-se o U_1 , U_2 e U_2 , que são os sinais de excitação da pista na roda dianteira e traseira respectivamente e através da construção de um simples modelo no Simulink, pode-se obter os perfis da pista.

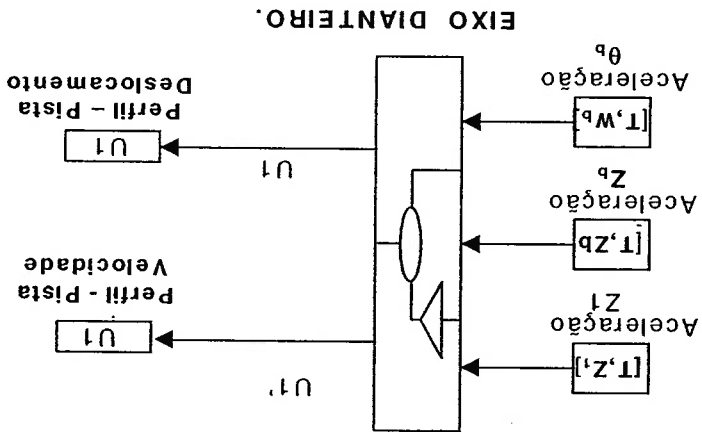
FIGURA 8.1 EIXO DIANTEIRO (Ref. Capítulo 4 – figura 4.3)



$$M_1 \cdot \ddot{Z}_1 - K_3 \cdot (Z_b - b_1 \cdot \theta_b - Z_j) + K_2 \cdot Z_1 - K_2 \cdot U_1 + D_2 \cdot \dot{Z}_1 - D_2 \cdot \dot{U}_1 = 0$$

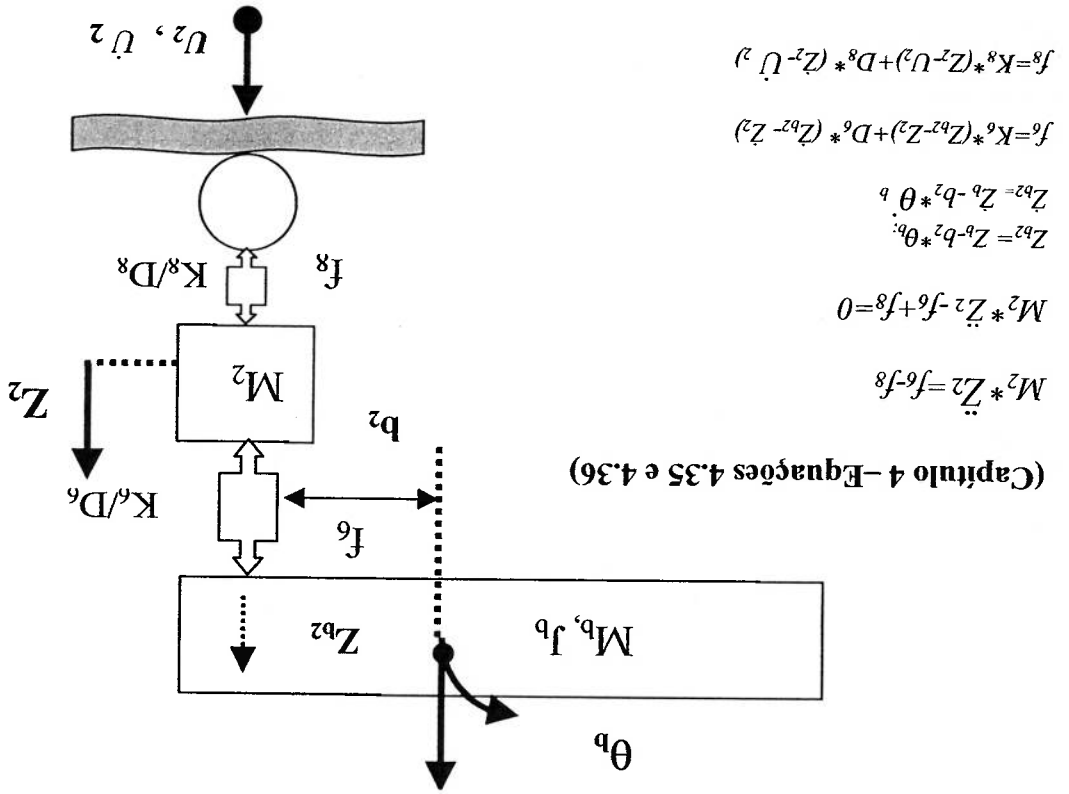
$$M_1 \cdot \ddot{Z}_1 + Z_b \cdot (-K_3) + Z_1 \cdot (K_3 + K_2) + \theta_b \cdot (b_1 \cdot K_3) + Z_b \cdot (-D_2) + Z_1 \cdot (D_2 + D_1) + \theta_b \cdot (b_1 \cdot D_2) = U_1 \cdot K_2 + U_1 \cdot D_2 \quad (4.34)$$

FIGURA 8.2 - SIMULINK EIXO DIANTEIRO.



Para a roda traseira:

FIGURA 8.3 EIXO TRASEIRO (Ref. Capítulo 4 – figura 4.3)



(Capítulo 4 – Equações 4.35 e 4.36)

$$M_2 \cdot \ddot{Z}_2 = f_6 - f_8$$

$$M_2 \cdot \ddot{Z}_2 - f_6 + f_8 = 0$$

$$Z_{b2} = Z_b - b_2 \cdot \theta_b$$

$$\dot{Z}_{b2} = \dot{Z}_b - b_2 \cdot \dot{\theta}_b$$

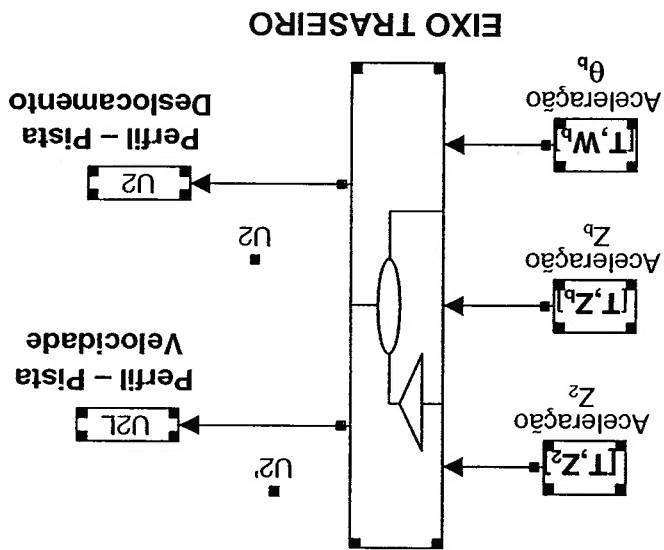
$$f_6 = K_6 \cdot (Z_{b2} - Z_2) + D_6 \cdot (\dot{Z}_{b2} - \dot{Z}_2)$$

$$f_8 = K_8 \cdot (Z_2 - U_2) + D_8 \cdot (\dot{Z}_2 - \dot{U}_2)$$

$$M_2^* Z_2 - K_6^* (Z_6 - b_2^* \theta_b - Z_7) + K_8^* Z_7 - K_8^* U_7 + D_8^* Z_7 - D_8^* U_1 = 0$$

$$M_2^* Z_2 + Z_6^* (-K_6 + K_8) + Z_7^* (K_6 + K_8) + \theta_b^* (b_2^* K_6) + Z_6^* (-D_6) + Z_7^* (D_6 + D_8) + \theta_b^* (b_2^* D_6) = U_2 K_8 + U_1 D_8 \quad (4.38)$$

FIGURA 8.4 – SIMULINK EIXO TRASEIRO

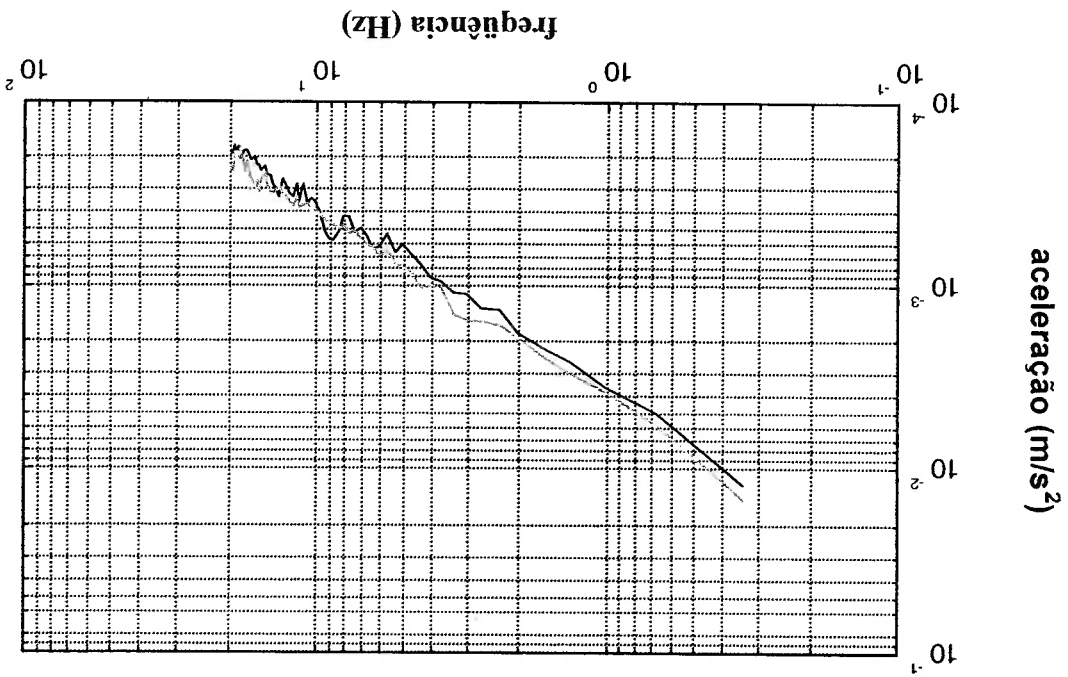


Portanto, os sinais U_1 (roda dianteira) e U_2 (roda traseira) devem ser em princípio idênticos e serão aplicados no modelo, visando obter as mesmas respostas colhidas na rodovia para todos subsistemas.

Pode-se agora comparar o sinal de pista levantado via eixo dianteiro, com o sinal de pista obtido via eixo traseiro. Excetuando-se a defasagem entre os 2 sinais, os resultados terão que ser obviamente os mesmos.

O gráfico 8.10 representa em escala logarítmica, como normalmente é representado, o perfil de pista:

GRÁFICO 8.10 - ESPECTRO DE POTÊNCIA DA PISTA

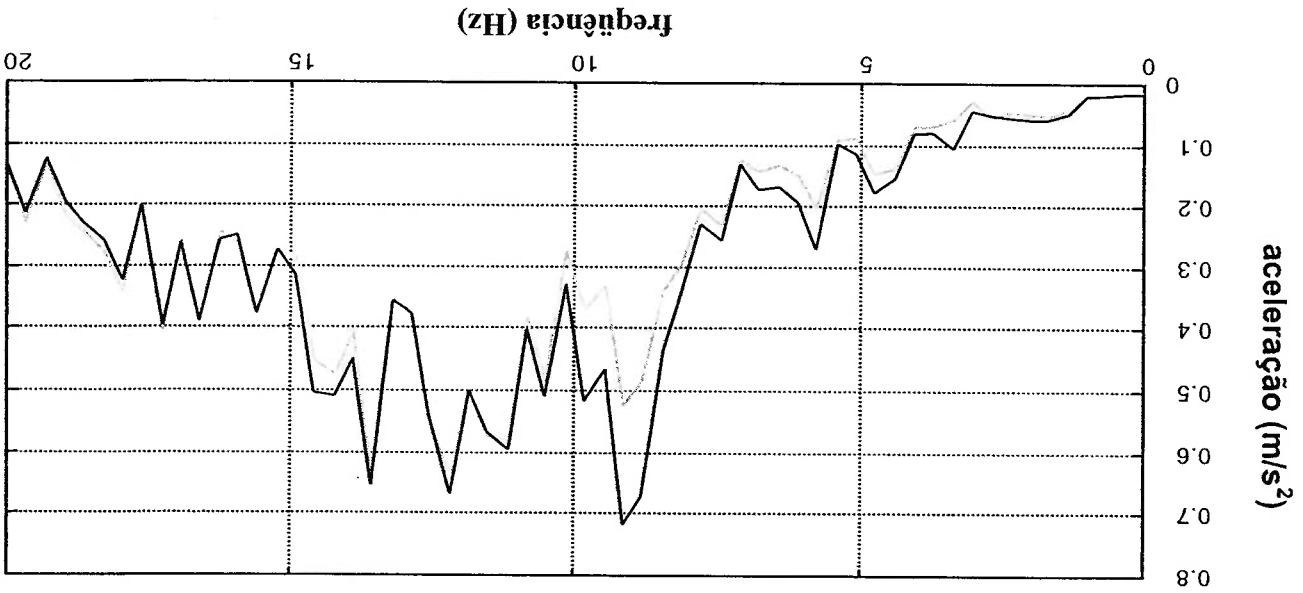


PRETO – PISTA “DIANTEIRA” **CINZA – PISTA “TRASEIRA”**

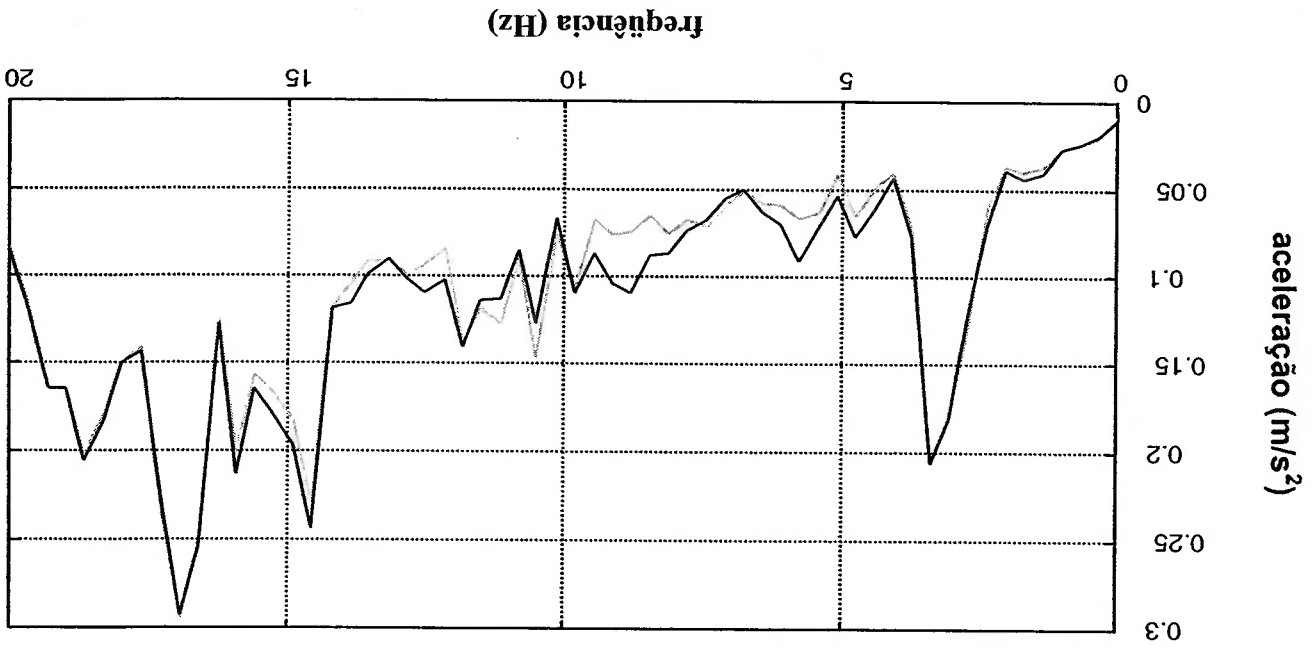
Como pode ser observado no gráfico 8.10, o resultado comprova que os sinais levantados pela roda dianteira e pela roda traseira estão bem próximos um do outro, indicando que os dois procedimentos adotados foram válidos, por se tratar obviamente da mesma pista.

Os gráficos 8.11 e 8.12 representam a aceleração do eixo dianteiro e traseiro do modelo e veículo medido na rodovia, para uma pressão de pneus de 110 lb/in². Pode-se observar que o procedimento realizado reproduziu bem o sinal dos eixos medidos.

GRÁFICO 8.11 - EIXO DIANTEIRO(110 lb/in²)



PRETO – TEÓRICO
CINZA – MEDIDO
GRÁFICO 8.12 - EIXO TRASEIRO(110 lb/in²)



De posse do sinal de pista, será aplicada essa excitação nas rodas dianteiras e nas rodas traseiras no modelo através do Simulink, com o objetivo de comparar a resposta dos demais subsistemas.

As respostas que serão obtidas, correspondem diretamente ao sinal de aceleração de cada coordenada generalizada, (Matriz C e D do bloco do Simulink) conforme diagrama abaixo:

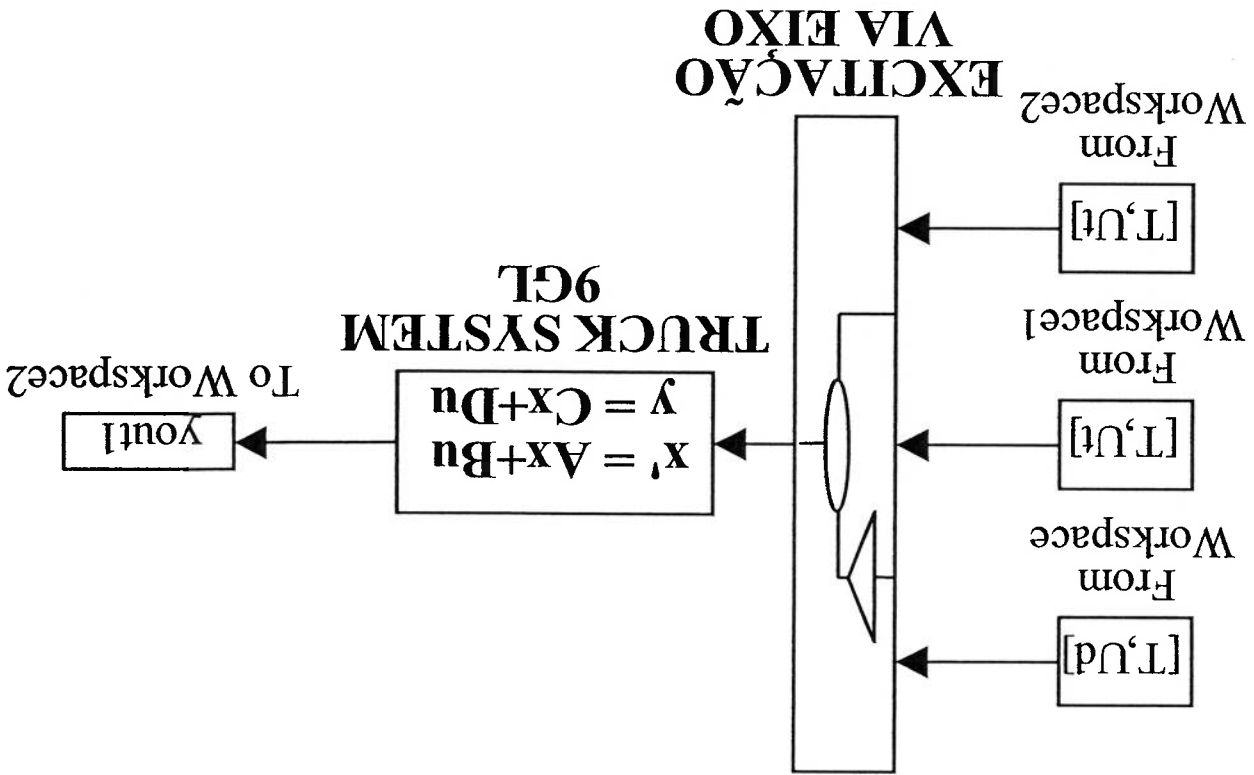
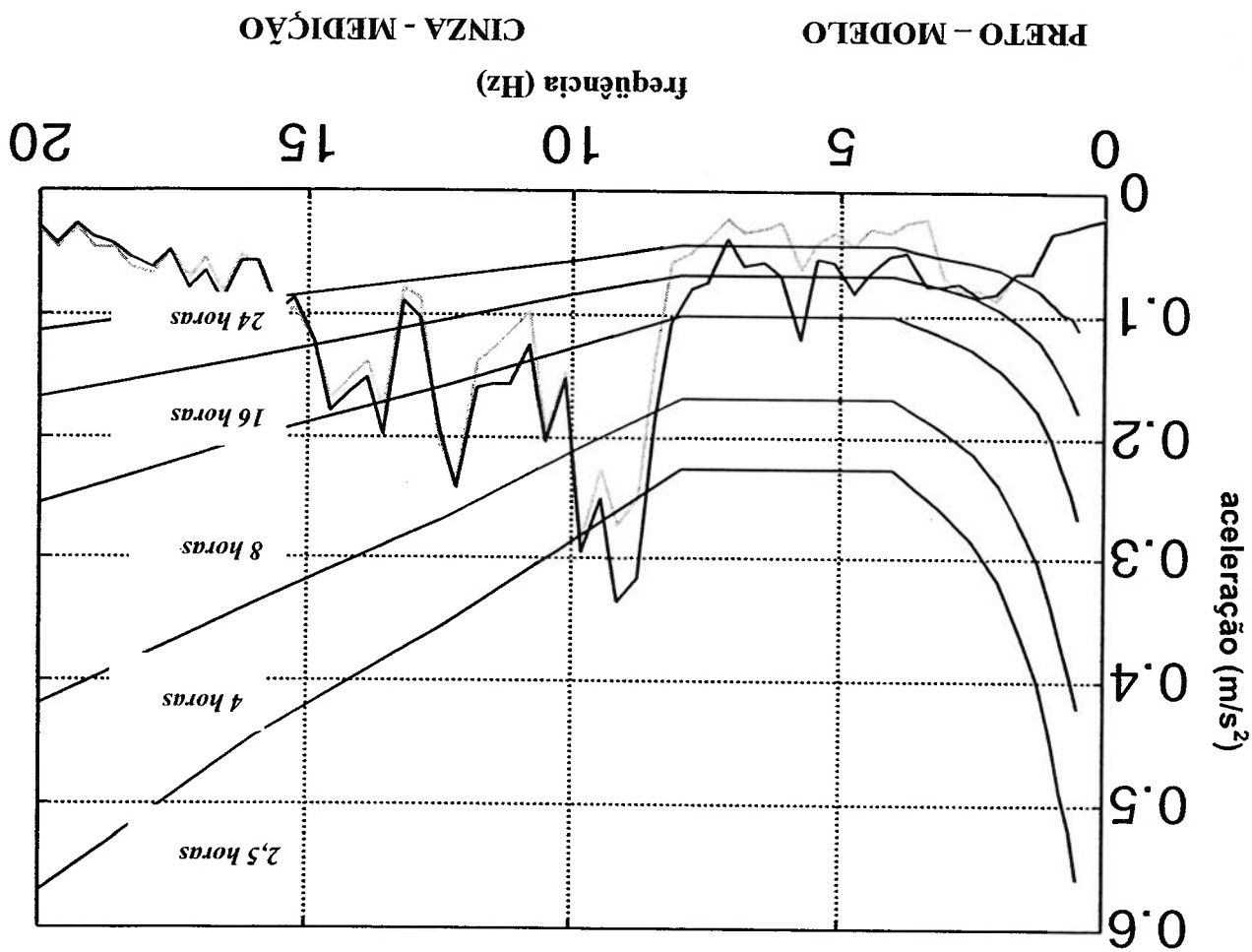


FIGURA 8.5 - DIAGRAMA DE BLOCOS DO VEÍCULO COMPLETO

8.5 APRESENTAÇÃO DOS RESULTADOS

O gráfico 8.13 representa as acelerações verticais da cabina (110 lbf/in²) no modelo e do veículo na pista.

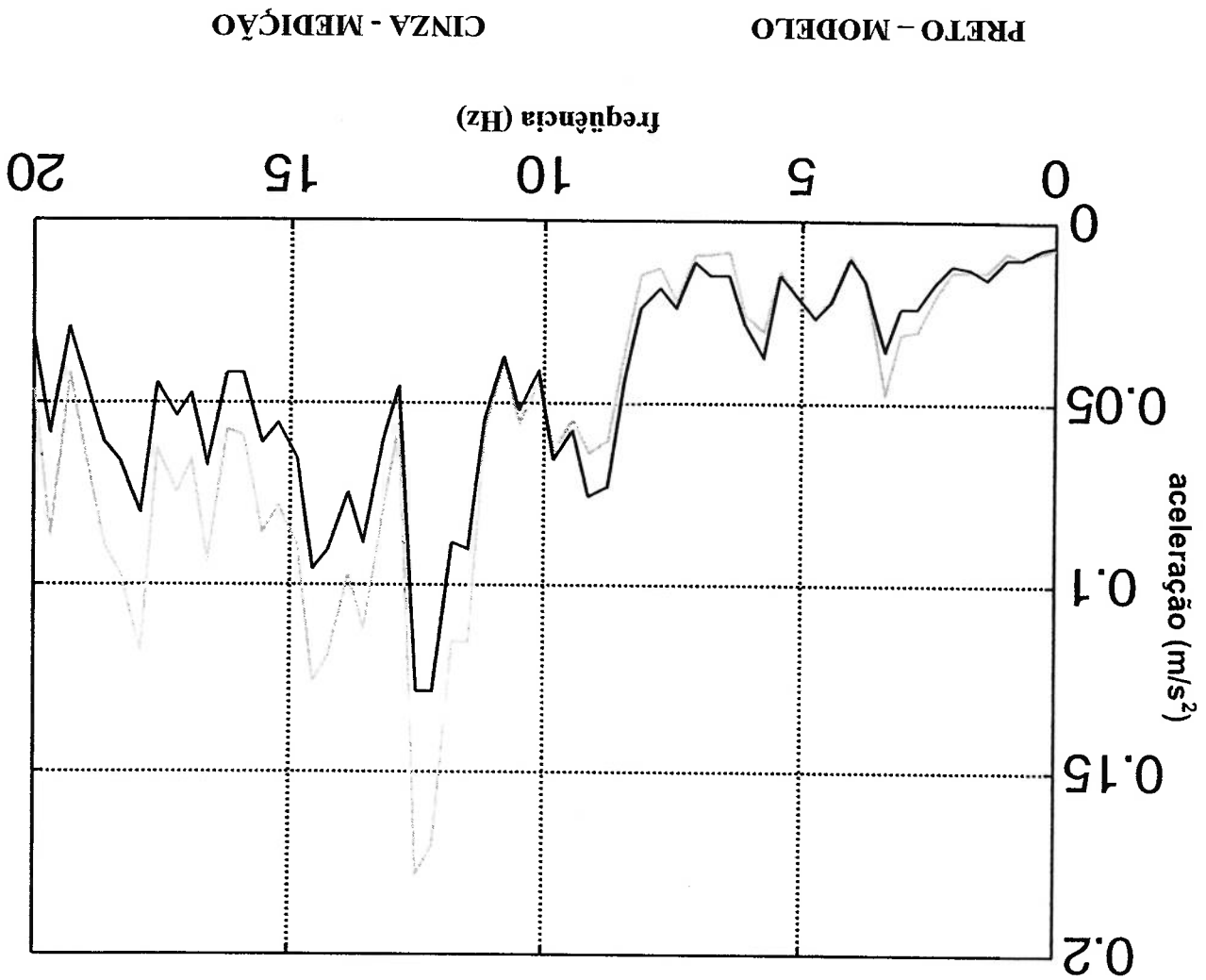
GRÁFICO 8.13 – COMPARATIVO VERTICAL DA CABINA(110 lbf/in²)



Pode-se observar no gráfico 8.13, que o modelo conseguiu reproduzir com uma boa aderência o sinal de aceleração vertical da cabina, inclusive a ressonância encontrada na faixa de 7-9 Hz.

O gráfico 8.14 representa as acelerações de rotação “pitch” na cabina (110lb/in²), do modelo e do veículo na pista.

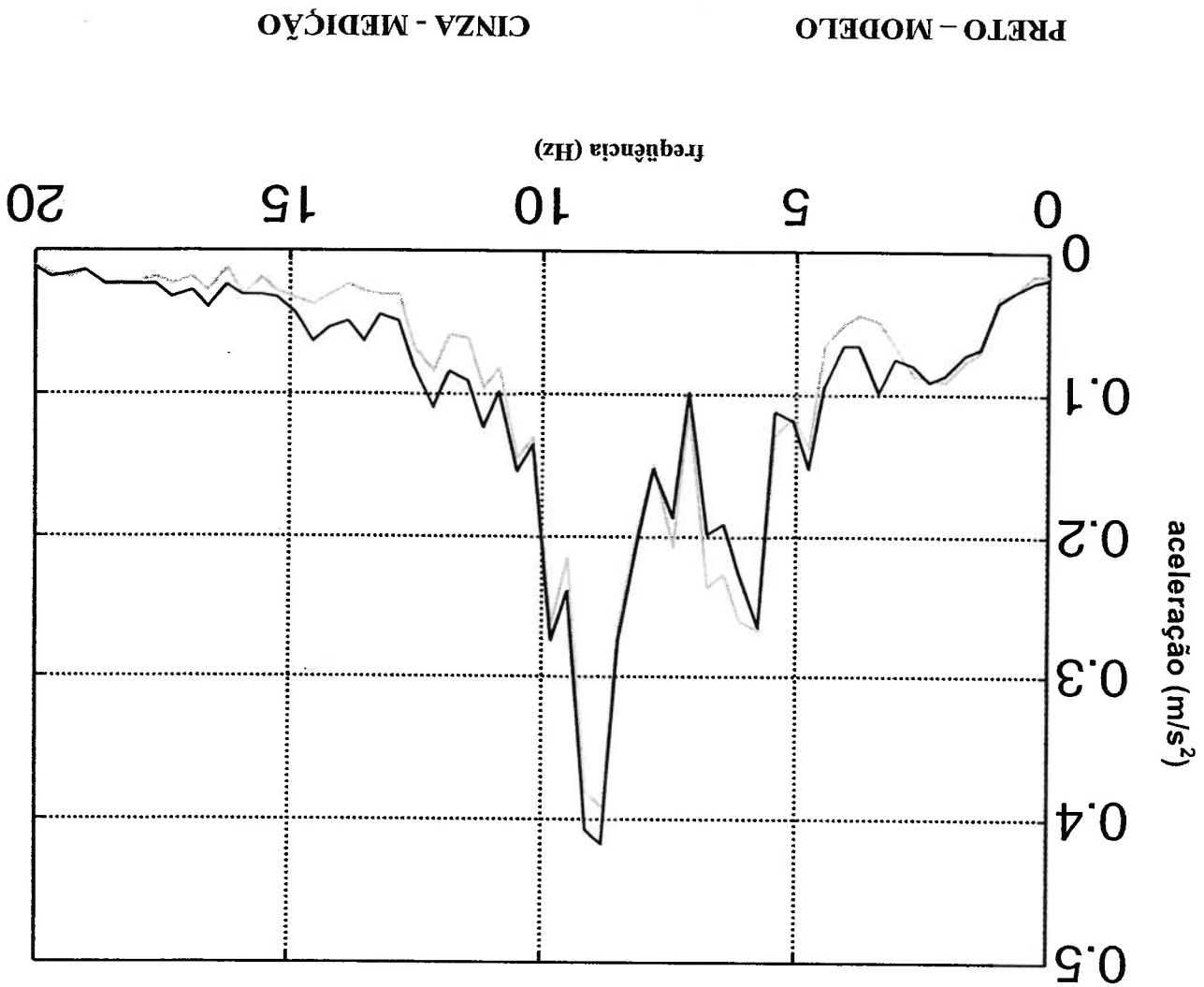
GRÁFICO 8.14 – COMPARATIVO ROTAÇÃO DA CABINA(110 lb/in²)



Pode-se observar no gráfico 8.14, que o modelo conseguiu reproduzir com uma boa aderência o sinal de aceleração de rotação da cabina, inclusive as ressonâncias surgidas, embora com menor intensidade.

O gráfico 8.15 representa as acelerações do modelo e do veículo na pista, no sentido vertical do power-train (110 lbf/in²).

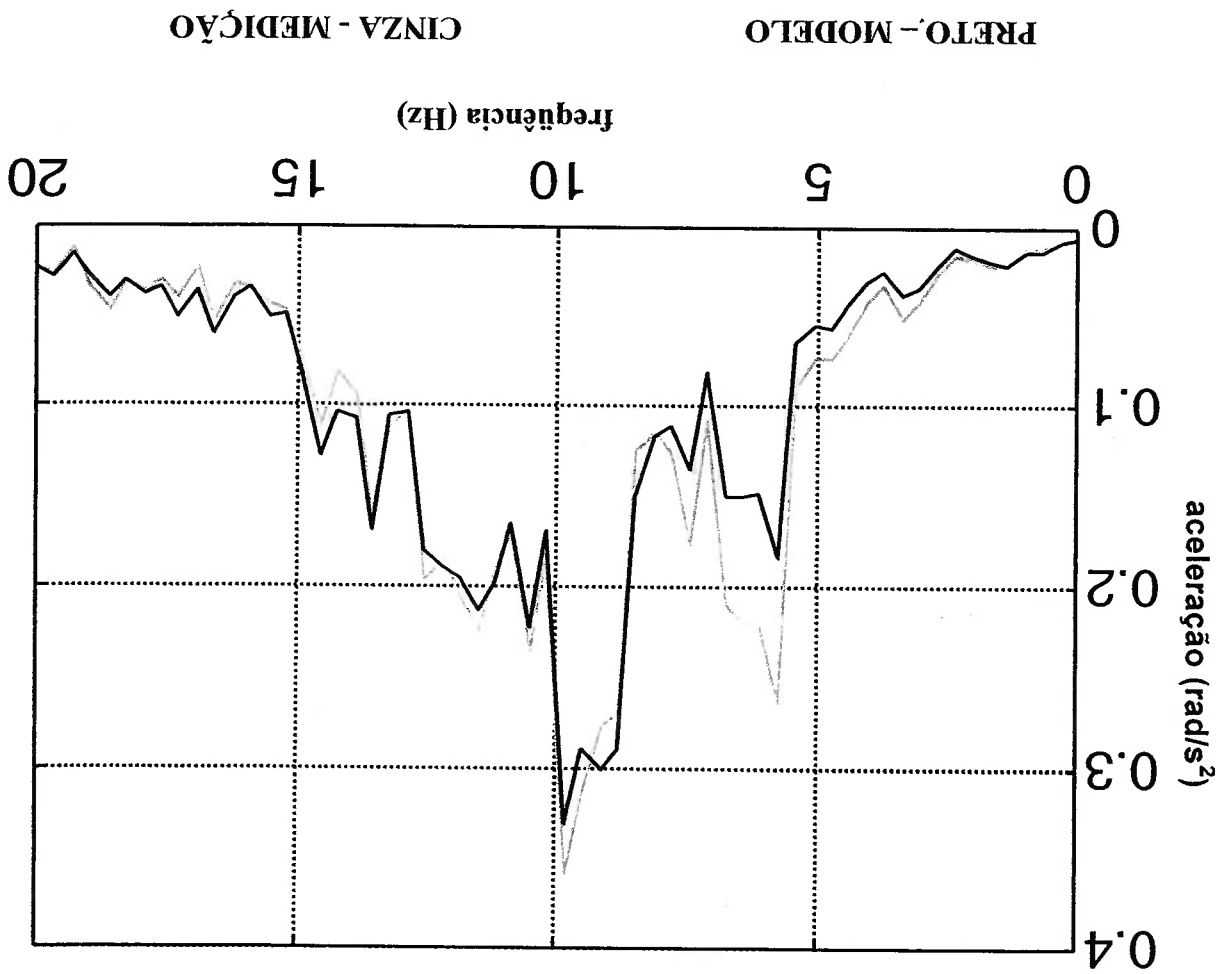
GRÁFICO 8.15 – COMPARATIVO VERTICAL DO P.TRAIN (110 lbf/in²)



No gráfico 8.15, observa-se a boa aderência do modelo em toda faixa de frequência quando comparado com a medição realizada.

O gráfico 8.16 representa as acelerações de rotação “pitch” no power-train (110lbf/in²) do modelo e do veículo na pista.

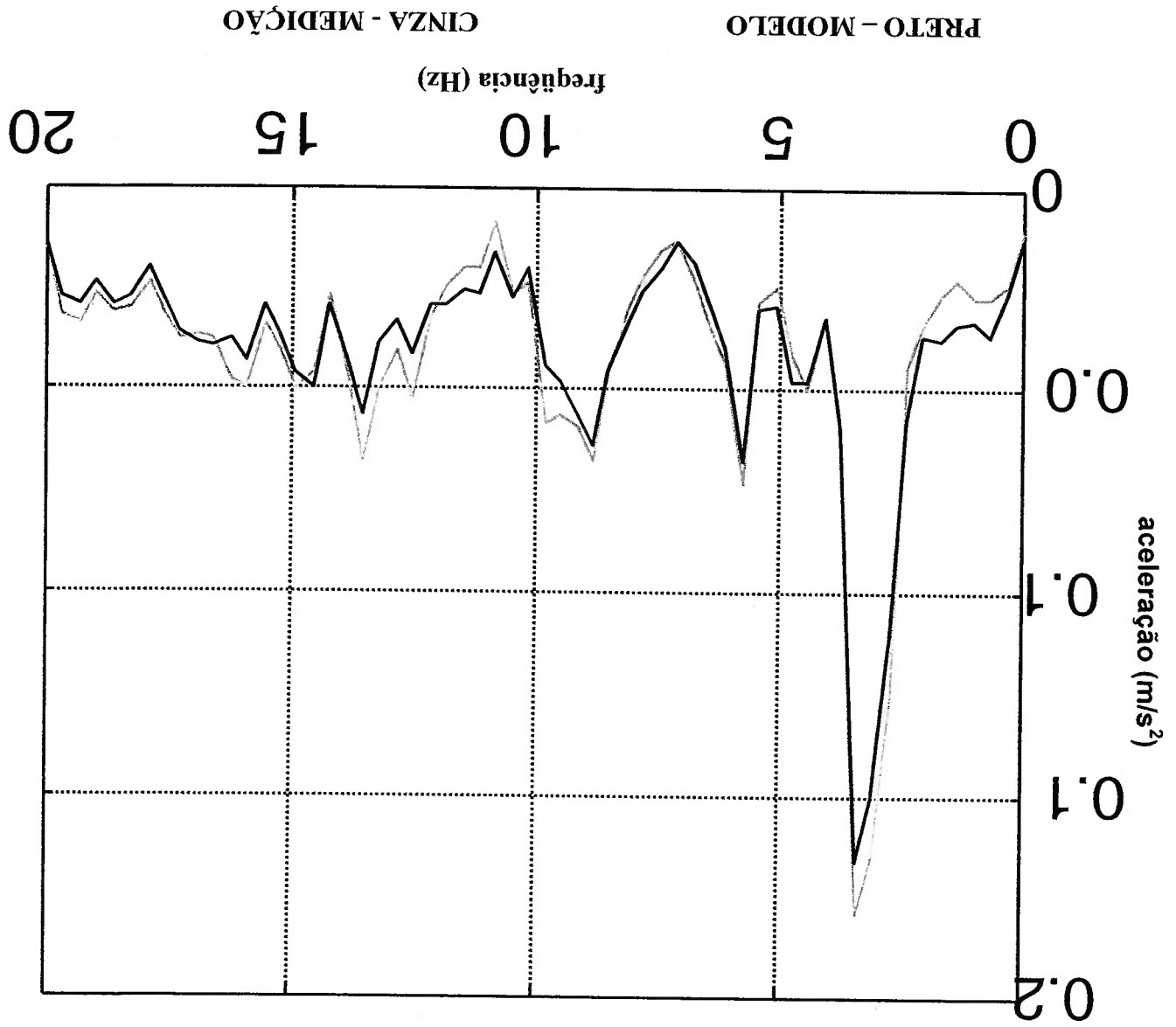
GRÁFICO 8.16 – COMPARATIVO ROTAÇÃO DO P.TRAIN (110 lbf/in²)



O gráfico 8.16 indica a boa aderência do modelo, quando comparado com a medição, embora na faixa de 6-7Hz o modelo reproduziu com menor intensidade a ressonância.

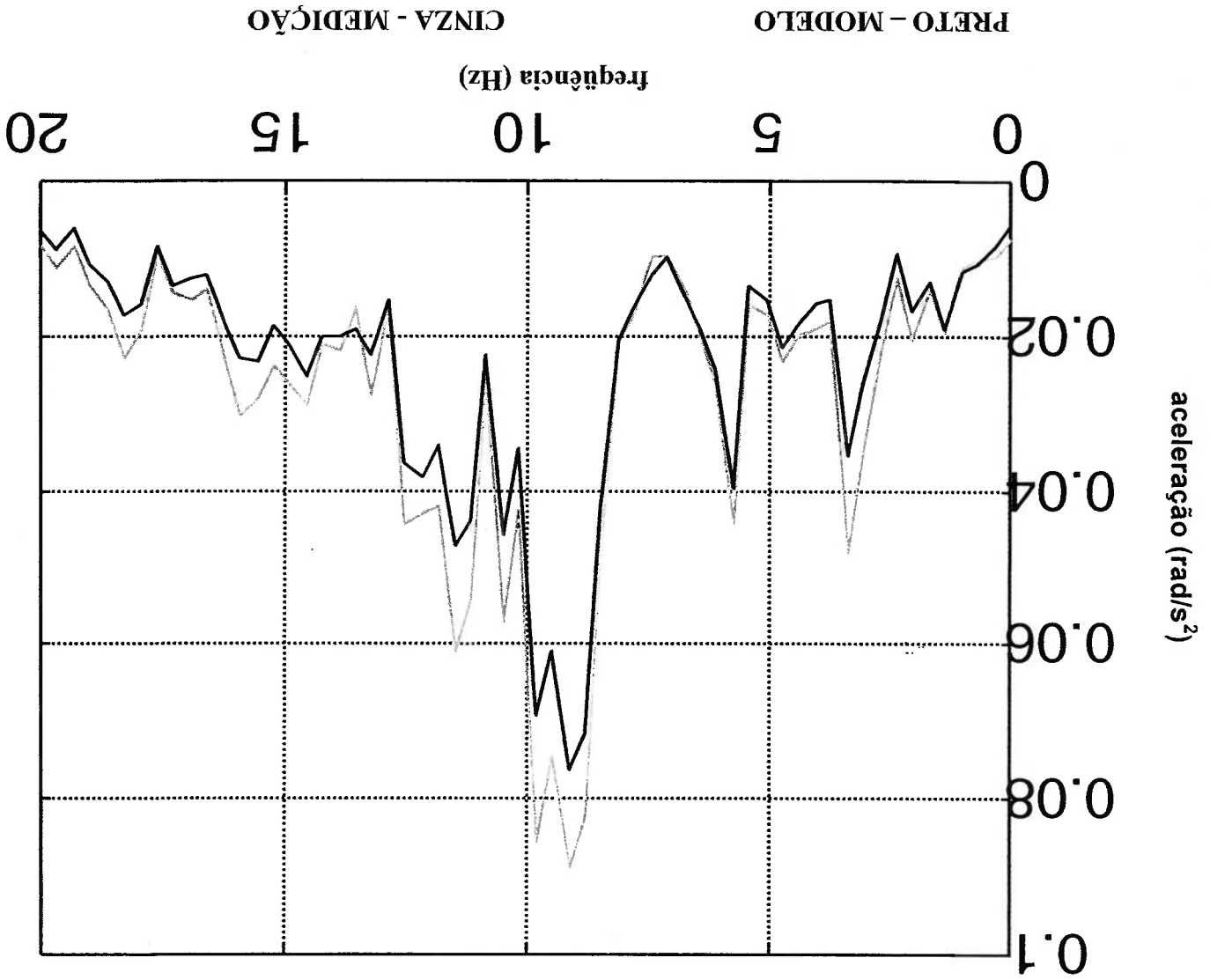
O gráfico 8.17 representa as acelerações (110 lb/in²) do modelo e do veículo na pista, no sentido vertical do quadro

GRÁFICO 8.17 – COMPARATIVO VERTICAL DO QUADRO (110 lb/in²)



O gráfico 8.18 representa as acelerações de rotação “pitch” no quadro (110lbf/in²) do modelo e do veículo na pista.

GRÁFICO 8.18 – COMPARATIVO ROTAÇÃO DO QUADRO (110 lbf/in²)



No gráfico 8.18, observa-se a boa aderência do modelo quando comparado com a medição realizada, bem como a existência de algumas ressonâncias.

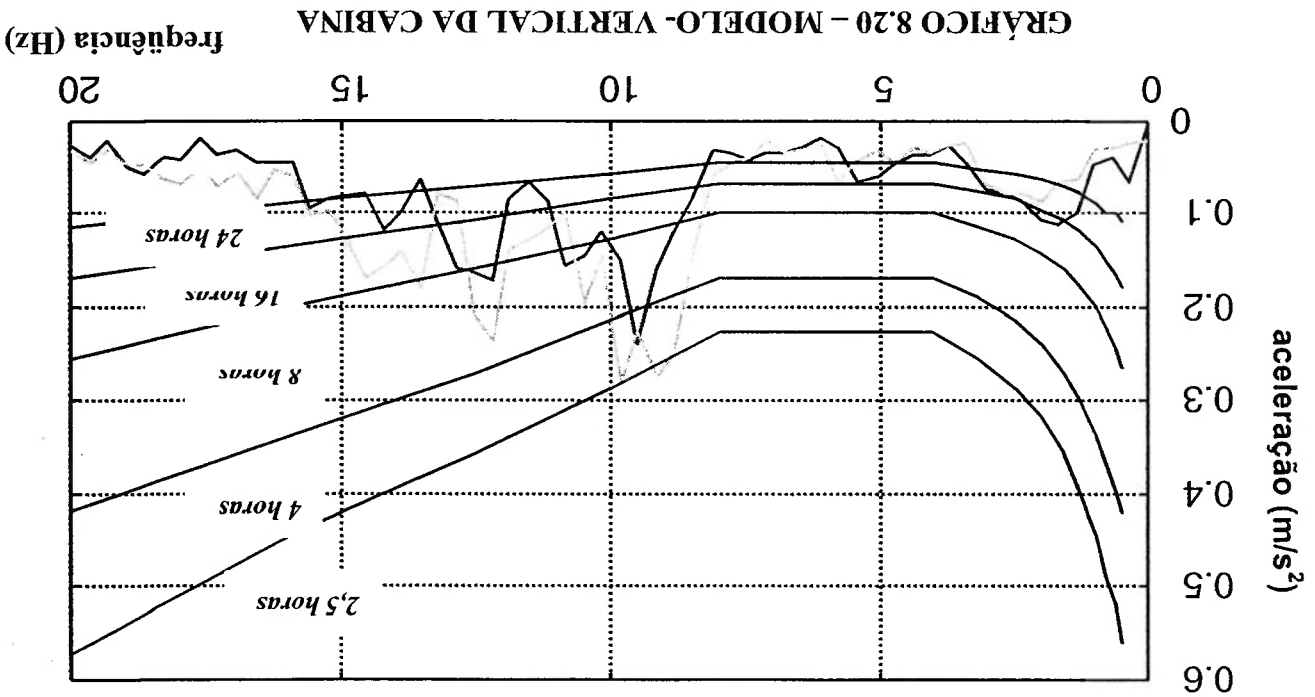
MUDANÇA DA PRESSÃO DOS PNEUS DIANTEIROS

Com intuito de verificar a resposta do modelo, em especial as acelerações da cabina, mediante a mudança de uma determinada constante, alterou-se o parâmetro K_7 (rigidez equivalente do conjunto de pneus dianteiros – *Capítulo 4 – figura 4.3*), para o equivalente à $80 \text{ lb}/\text{in}^2$ e também a pressão dos pneus dianteiros para o mesmo valor e comparou-se os resultados:

GRÁFICOS COMPARATIVOS – MODELO X VEÍCULO

Os gráficos 8.19 a 8.22 mostram a boa aderência entre o modelo e a medição no veículo, com relação às acelerações vertical e rotação “pitch” da cabina, nas duas pressões diferentes de pneus dianteiros ($80 \text{ e } 110 \text{ lb}/\text{in}^2$).

GRÁFICO 8.19 – MEDIÇÃO VERTICAL DA CABINA
 PRETO – 80 lbf/in²
 CINZA – 110 lbf/in²



Observa-se que tanto na medição, como no modelo, que a mudança da rigidez dos pneus de 110 para 80 lbf/in², proporcionou um ganho no valor do conforto da cabina.

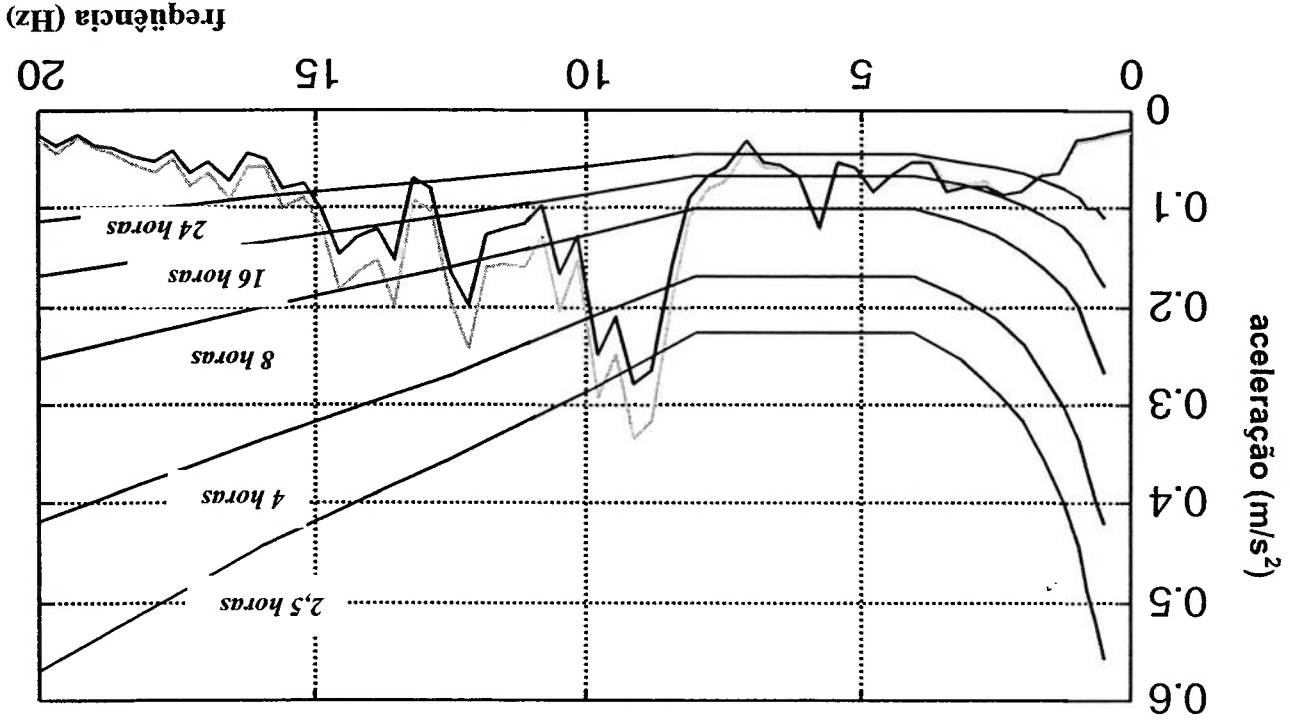


GRÁFICO 8.21 – MEDIÇÃO ROTACÃO DA CABINA

PRETO – 80 lbf/in² CINZA – 110 lbf/in²

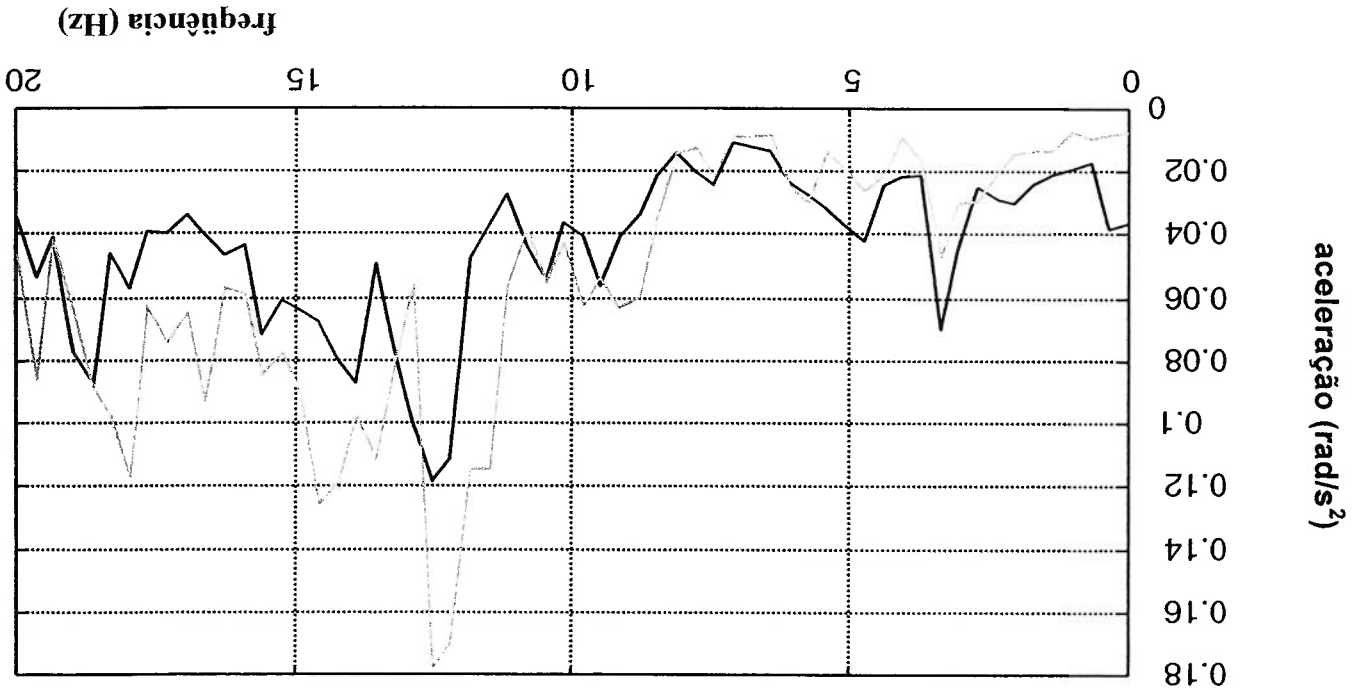
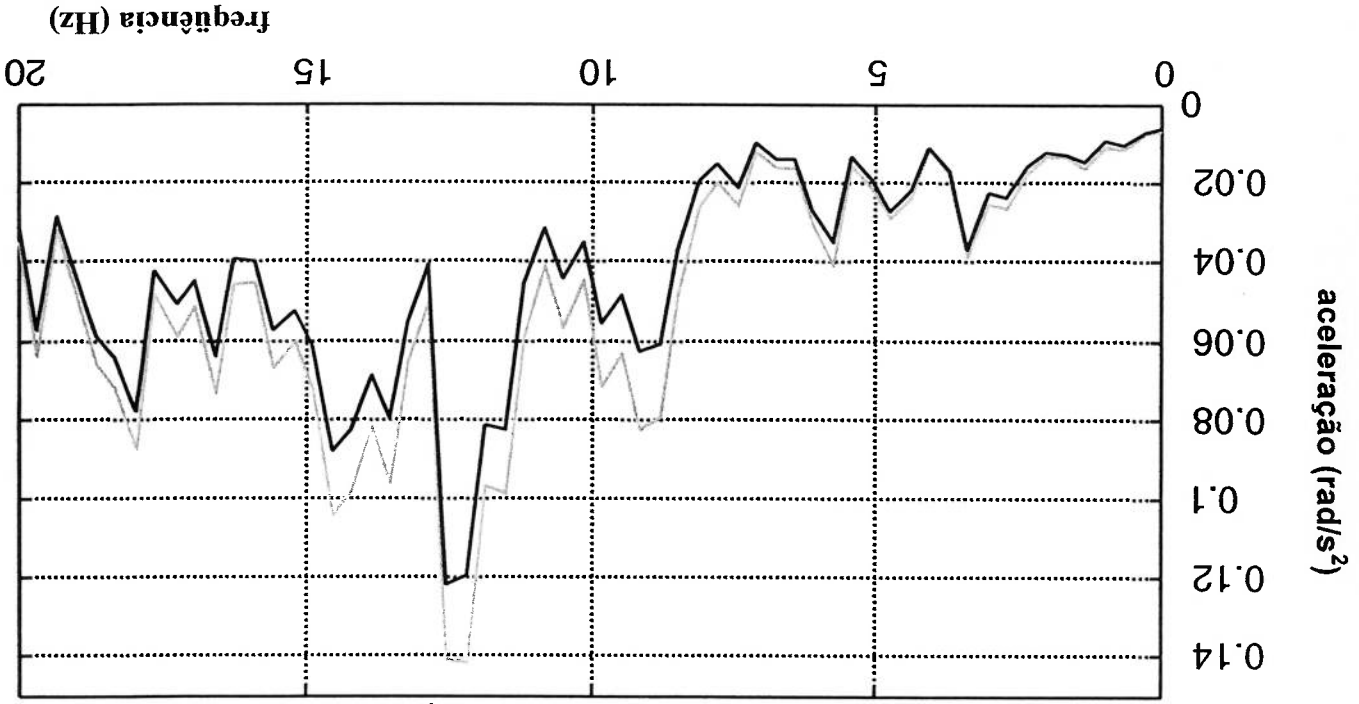


GRÁFICO 8.22 – MODELO - ROTACÃO DA CABINA



Observa-se aqui também, que tanto na medição (gráfico 8.21) como no modelo (gráfico 8.22), que a mudança da rigidez dos pneus dianteiros de 110 para 80 lbf/in²

proporcionou uma redução na vibração da cabina.

8.6 LEVANTAMENTO DE PERFIL VIRTUAL DA PISTA

Uma outra forma de simular as excitações encontradas no campo, é com a geração de uma pista virtual, através do Simulink (figura 8.6), considerando inclusive o atraso entre a excitação nas rodas dianteiras e nas rodas traseiras ($\tau = l/a_1$, onde a_1 é a distância entre eixos dianteiro e traseiro, conforme figura 5.2):

FIGURA 8.6 – DIAGRAMA PISTA VIRTUAL

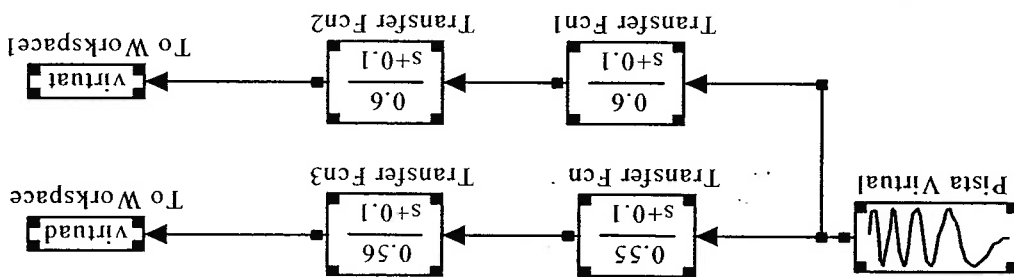
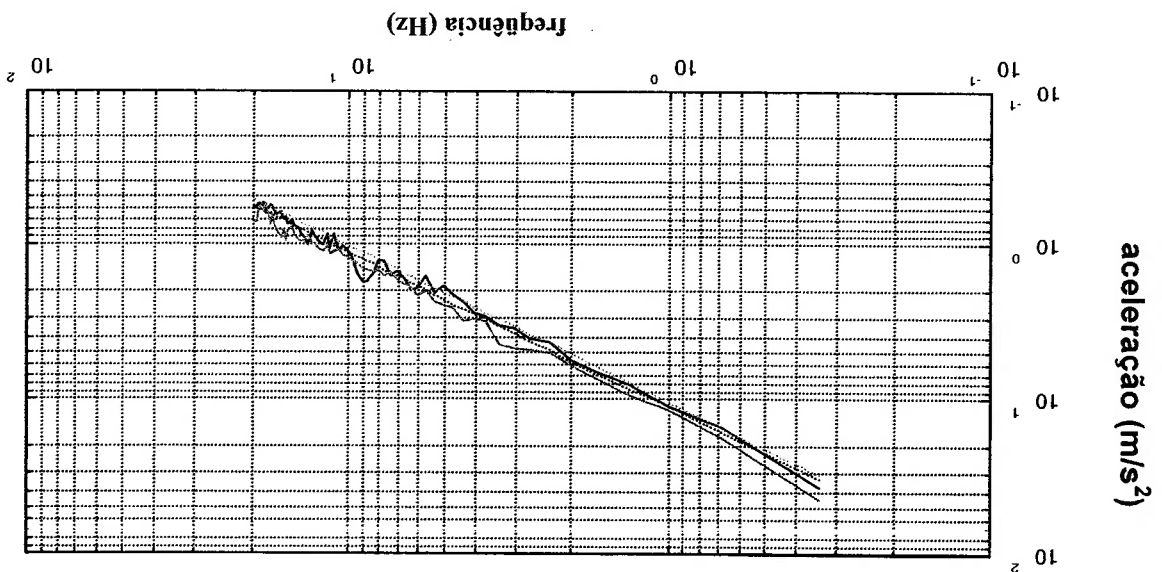


GRÁFICO 8.23 - ESPECTRO DE POTÊNCIA

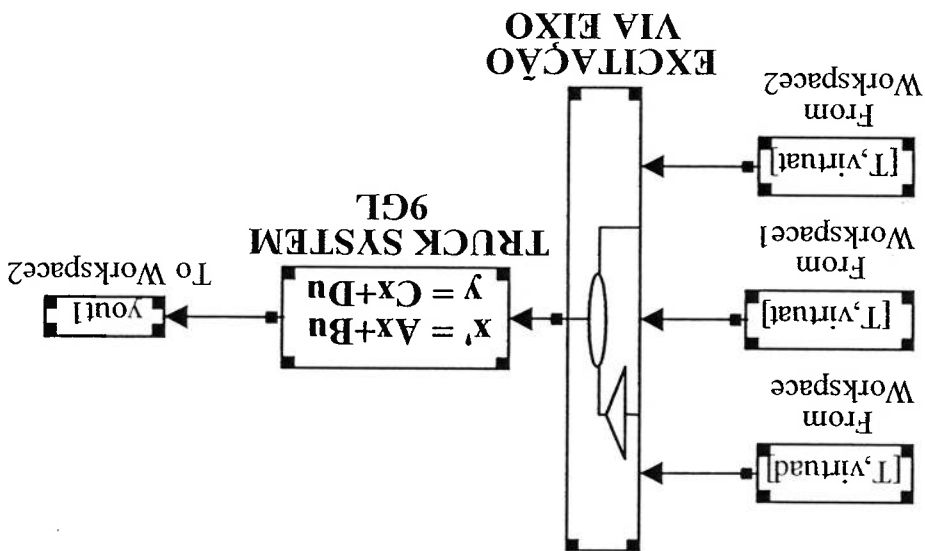


Preto - Pista Dianteira
Cinza (pontilhado) - Pista Virtual Dianteira

Preto - Pista Traseira
Cinza (pontilhado) - Pista Virtual Traseira

O sinal de pista virtual será aplicado ao modelo (Simulink) pelas rodas dianteiras, traseiras e do 3º eixo, através dos vetores *virtual* e *virtuad* (figura 8.7).

FIGURA 8.7 DIAGRAMA DE BLOCOS PISTA VIRTUAL



ATRASO ENTRE OS SINAIS DIANTEIRO E TRASEIRO

O sinal aplicado nas rodas dianteiras está adiantado em relação as rodas traseiras, em virtude do posicionamento desses eixos no veículo. Pode-se calcular da seguinte maneira:

- Velocidade do veículo: $V = 50\text{km/h}$ ou 13.89 m/s
- Distância entre o eixo dianteiro e o eixo traseiro: $b_1 = 5,47\text{m}$
- Tempo de atraso do sinal: $\tau = b_1 / V = 0.3938\text{ s}$

Portanto, o vetor *virtual* será trasladado em relação ao *virtuad* em $0,3938\text{s}$. Entre as rodas do eixo traseiro e as do 3º eixo, não será considerado atraso pelo fato de serem muito próximas uma da outra. A seguir, será comparada a medição (110 lb/ft^2) com a pista virtual.

Os gráficos 8.24 a 8.31 mostram as acelerações do modelo, excitado com o sinal da pista virtual, comparando-se com a medição no veículo.

(PISTA VIRTUAL X MEDIÇÃO)

PRETO - VIRTUAL

CINZA - MEDIDA

Gráfico 8.25 – Eixo Traseiro

Gráfico 8.24 – Eixo Dianteiro

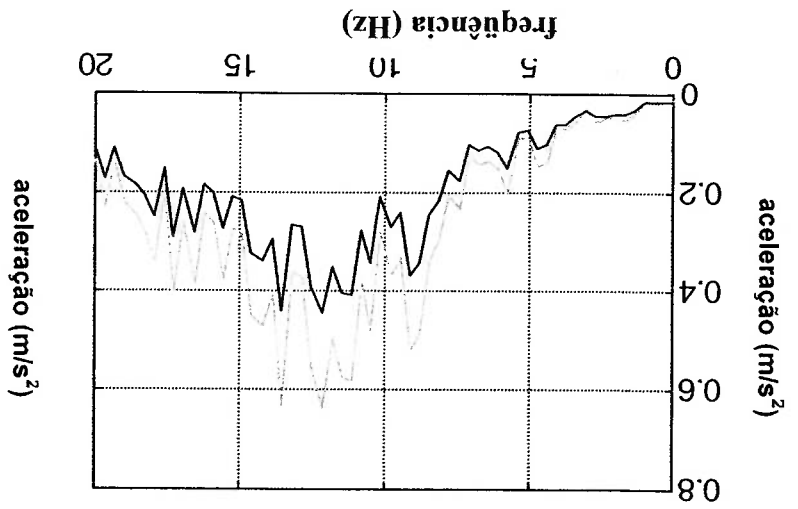
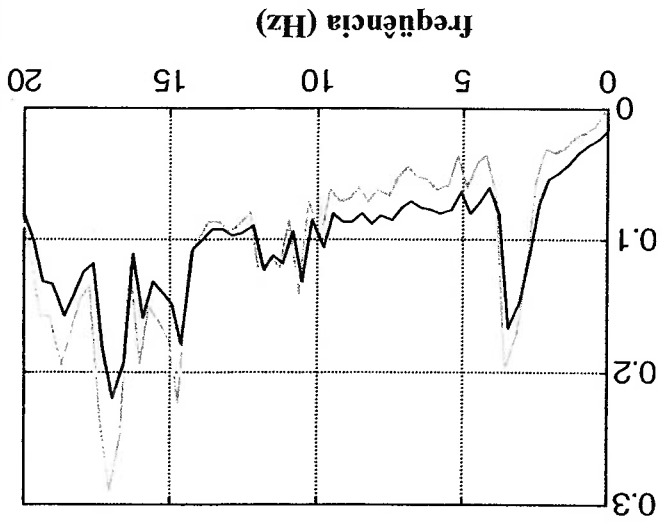
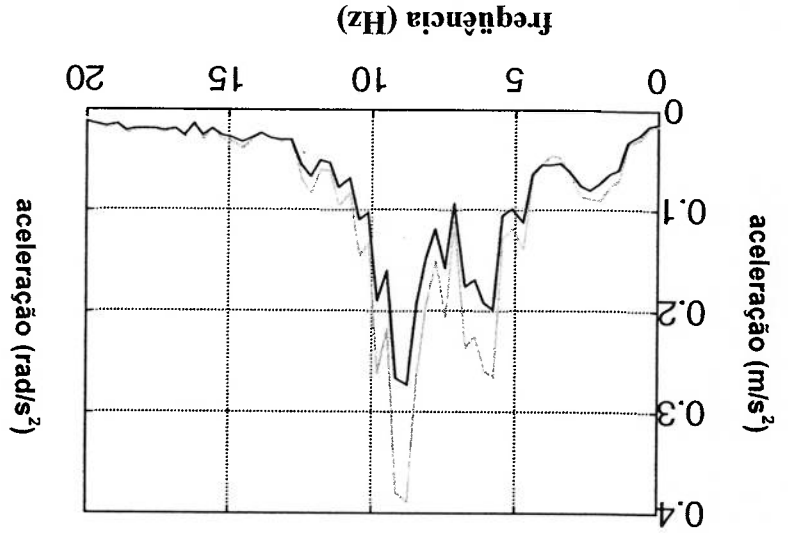
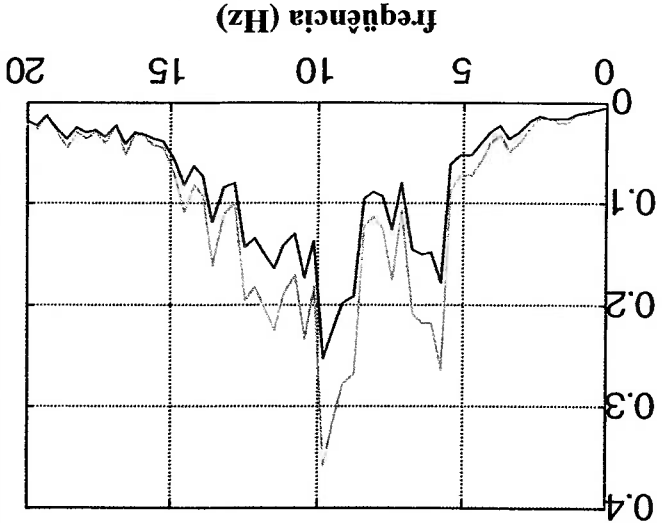


Gráfico 8.27 – Rotação do P.Train

Gráfico 8.26 – Vertical P.Train



A pista virtual apresentou resultados semelhantes aos obtidos na pista real, muito embora em algumas regiões de frequência, ocorreram algumas distorções.

(PISTA VIRTUAL X MEDIÇÃO)

CINZA – MEDIDA
PRETO - VIRTUAL

Gráfico 8.28 – Quadro Vertical

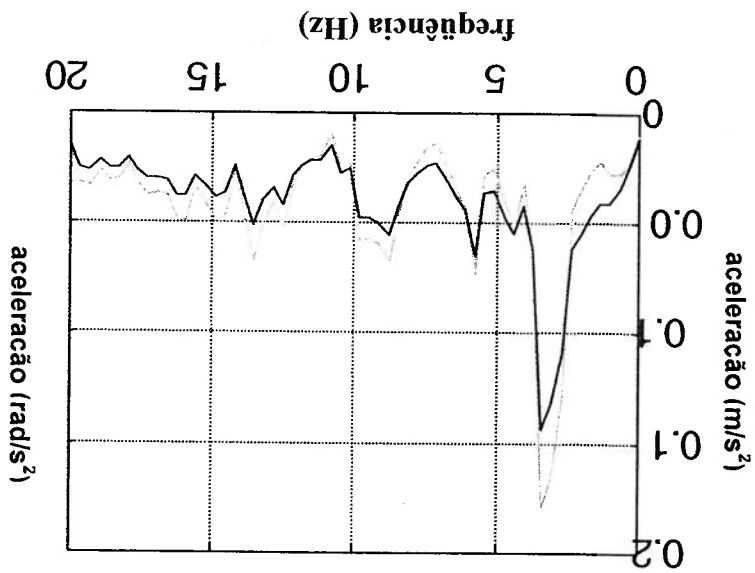


Gráfico 8.29 – Quadro Rotação

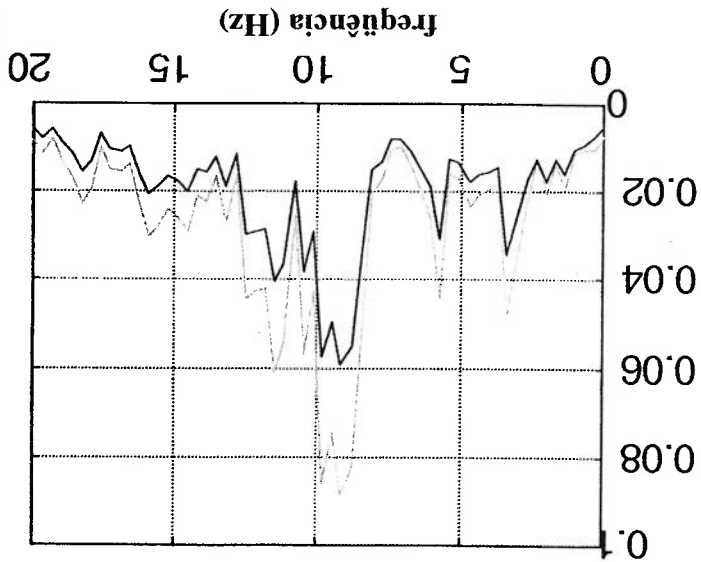


Gráfico 8.30 – Cabina Vertical

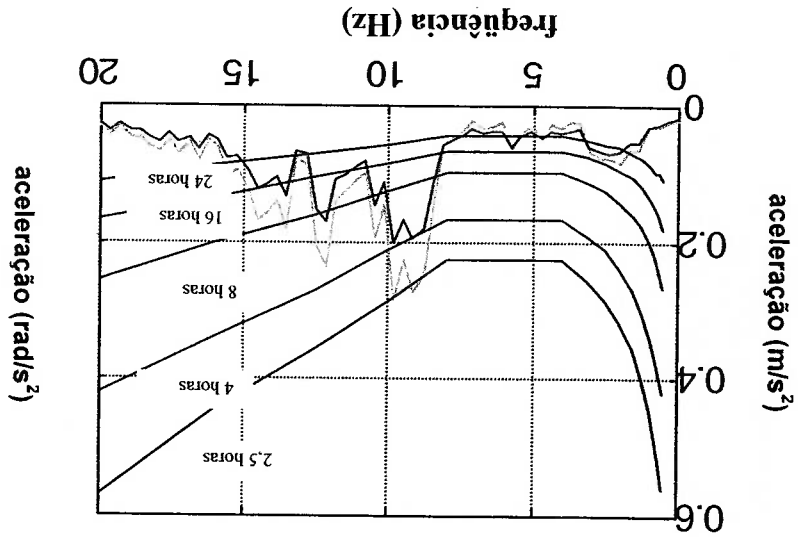
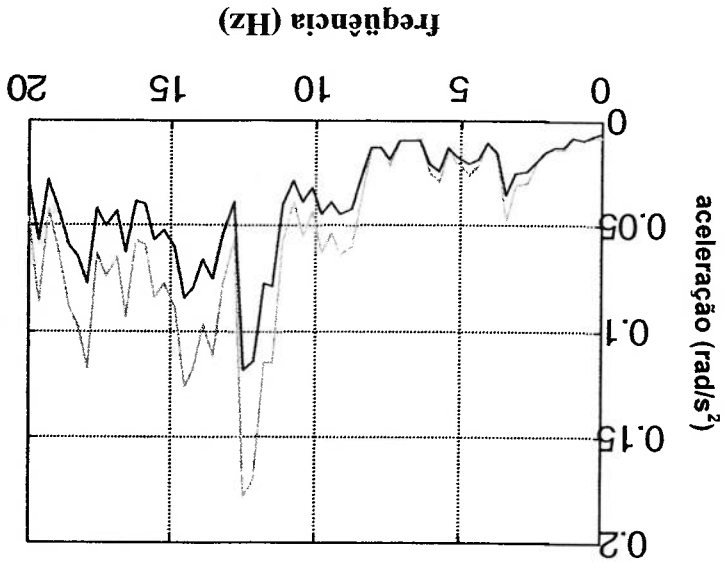


Gráfico 8.31 – Cabina Rotação



Resultados semelhantes foram obtidos nesse comparativo, embora nos movimentos de rotação, em algumas regiões de frequência, ocorreram distorções.

Observando os gráficos 8.24 a 8.31, pode-se concluir de uma maneira geral que, quando o modelo foi excitado com o sinal da pista “virtual”, apresentou um comportamento muito próximo ao obtido com a pista “real”. Em algumas regiões de frequência, ocorreram algumas distorções, isso se deve provavelmente às diferenças que existem entre o veículo e o modelo e também a possíveis ruídos nas medições. Através dessa metodologia, poderia-se simular o veículo trafegando em diferentes velocidades, simplesmente deslocando-se o espectro de frequência.

8.7 PROPOSTA DE CONFORTO

Em face dos resultados obtidos, pode-se concluir que o modelo mostrou ser uma ferramenta muito útil para investigar o comportamento vibracional do caminhão. A manipulação da rigidez dos pneus dianteiros, com intuito de melhorar o conforto do veículo, embora fosse uma medida de fácil execução, seria uma alternativa obviamente inviável na prática.

Os gráficos 8.19 e 8.20 mostraram o “progresso” no conforto vibracional que se obteve, quando se alterou a rigidez dos pneus dianteiros e o seu correspondente parâmetro (K_7).

Observando ainda os gráficos mencionados, conclui-se que na faixa (7-9Hz) existe uma ressonância que está “limitando” o conforto do veículo. Voltando aos modos das tabelas do capítulo 5 (4, 5º e 8º modos - pg. 5.23), pode-se notar a forte participação dos subsistemas do power-train e da própria cabina, nessa faixa de frequência.

Mediante essas informações, pode-se acreditar que, uma alteração do amortecimento ou eventualmente da rigidez dos coxins do power-train e da cabina, proporcionem uma melhora do conforto vibracional.

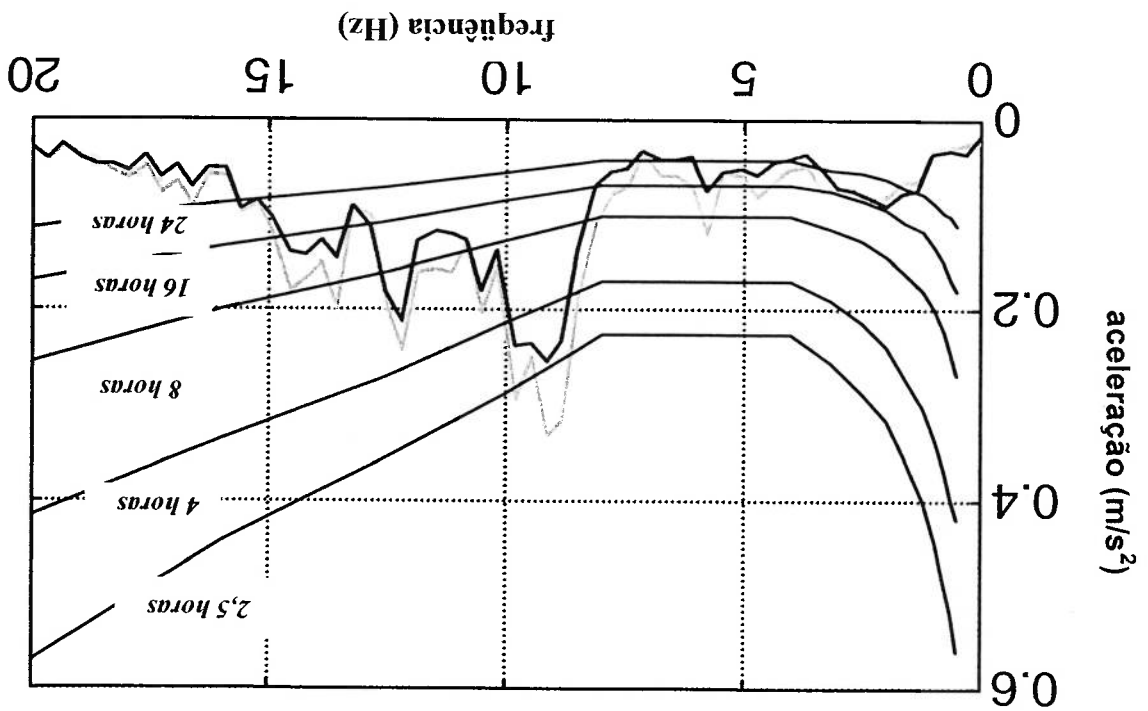
AMORTECIMENTO DO POWER-TRAIN

Portanto, com o objetivo de buscar uma alternativa mais viável, a qual efetivamente poderá ser pesquisada em projeto, será executada uma mudança nos parâmetros D_3 e D_4 , que correspondem aos amortecimentos associados dos coxins da suspensão do power-train (figura 4.3).

Inicialmente, os valores dessas constantes foram $D_3=1280$ N.s/m e $D_4=560$ N.s/m. A proposta será elevar esses valores em 15 % para verificar o comportamento do veículo mediante tal medida; com isso os valores dessas constantes passarão a ser de $D_3=1600$ N.s/m e $D_4=700$ N.s/m.

O gráfico 8.32 apresenta a aceleração da cabina para esses novos valores de amortecimento dos coxins do power-train, comparado aos parâmetros originais.

Gráfico 8.32 – Cabina Vertical (D₃ e D₄ 15% maior) – 110 lbf/in²



Observando o gráfico 8.32, pode-se notar que o valor da aceleração na faixa de 7-9 Hz diminuiu, acarretando consequentemente numa melhora no conforto vibracional. Isso comprova que a escolha desses parâmetros (D₃ e D₄), conseguiu realmente modificar o comportamento do veículo nessa região de frequência, porém ainda não atingiu a faixa recomendada de conforto entre 4-8 horas.

RIGIDEZ DA SUSPENSÃO DA CABINA

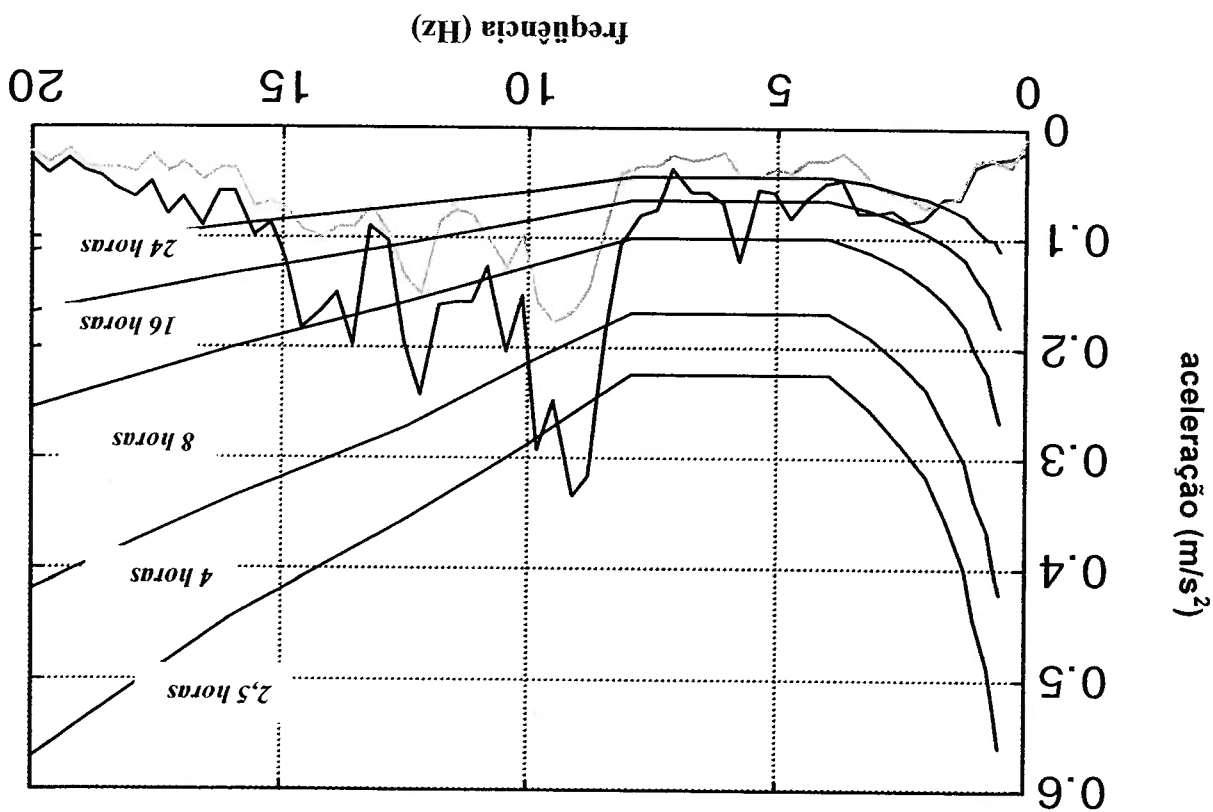
Como o objetivo ainda não foi totalmente alcançado, será executada mais uma mudança, agora nos parâmetros K_1 e K_2 , que correspondem a rigidez da suspensão da cabina (figura 4.3).

Inicialmente, os valores dessas constantes foram $K_1=2200000 \text{ N/m}$ e $K_2=60.000 \text{ N/m}$. A proposta será diminuir os valores em 25 %, para verificar o comportamento do veículo mediante tal medida; com isso os valores dessas constantes passarão a ser de $K_1=1650000 \text{ N/m}$ e $K_2=45000 \text{ N/m}$.

O gráfico 8.33 apresenta a aceleração da cabina para esses novos valores de rigidez da suspensão da cabina e amortecimento dos coxins do power-train, comparado aos parâmetros originais do veículo.

Gráfico 8.33 – Cabina Vertical

$(D_3 \text{ e } D_4) > 15\% \text{ e } (K_1 \text{ e } K_2) < 25\% - 110 \text{ lbf/in}^2$



PRETO – $(D_3, D_4) > 15\% \text{ e } (K_1, K_2) < 25\%$ CINZA – Original

Observando o gráfico 8.33, pode-se notar que o valor da aceleração na faixa de

7-9 Hz, alcançou o objetivo desejado, ou seja, o conforto vibracional da cabina ficou

entre 4-8 horas.

Isso comprova que a escolha desses parâmetros (K_1 e K_2) e (D_3 e D_4), através da

inspeção dos modos (autovalores e autovalores), conseguiu tornar o veículo confortável,

dentro do padrão normalmente recomendado.

Portanto, partiu-se de uma condição desfavorável de conforto (2,5 horas) e através da mudança dos parâmetros, atingiu-se uma condição recomendada de conforto vibracional da cabina (4-8 horas).

Naturalmente, que a viabilidade de se produzir um coxim com um maior amortecimento, pode esbarrar em outros problemas técnicos, como por exemplo, a durabilidade dos coxins, pois o seu amortecimento associado reflete a capacidade de dissipar energia (aquecimento), o que poderia comprometer a sua vida útil. Além disso, um maior amortecimento, poderia eventualmente também transmitir ainda mais, as frequências de explosão (acima de 20 Hz) para o interior da cabina, piorando a qualidade acústica do mesmo.

Quanto à menor rigidez da suspensão da cabina, poderia haver algum inconveniente em relação ao espaço disponível, em virtude do maior curso que seria permitido à cabina .

Porém, deixando de lado esses eventuais empecilhos, pode-se afirmar com segurança, que o modelo se mostrou uma ferramenta útil capaz de orientar no desenvolvimento do comportamento dinâmico do veículo, em especial, o seu conforto vibracional.

No capítulo seguinte serão apresentadas as conclusões e os comentários finais.

CAPÍTULO 9

CONCLUSÃO

9.1 CONCLUSÃO

Nesse capítulo serão apresentadas as principais conclusões relativas aos resultados obtidos com o modelo planar de 9 graus de liberdade e do dispositivo hidráulico desenvolvido.

Um destaque especial será dado a vantagem do emprego desse modelo para

analisar antecipadamente o comportamento vibracional do veículo, diante das alterações realizadas :

- diminuição da pressão/rigidez dos pneus dianteiros
- aumento do amortecimento conjugado aos coxins do power-train
- diminuição da rigidez da suspensão da cabina.

Será também discutido o perfil da pista levantado (Rod.Imigrantes), através das acelerações dos eixos e do quadro, bem como o desenvolvimento de uma pista virtual e as suas vantagens de aplicação.

9.2 MODELO X DISPOSITIVO (FORÇA SENOIDAL)

Os gráficos 6.1 a 6.7 mostraram a resposta do dispositivo e do modelo quando excitados por uma força senoidal (0 a 20Hz), aplicada diretamente apenas no eixo

dianteiro.

Nota-se sistematicamente que a resposta do modelo, diante dessa excitação, acompanhou a mesma tendência de comportamento do caminhão, que estava sendo

excitado nesse dispositivo.

Analisando os resultados, conclui-se que o dispositivo hidráulico, apesar das suas limitações construtivas, mostra ser uma ferramenta útil, quando se quer conhecer de uma forma relativamente rápida, os principais modos naturais planar de vibrar de um caminhão. Especial atenção deve ser dada aos modos que possuem grande participação do subsistema da cabina, os quais estão ligados mais diretamente ao conforto do

veículo.

Nos casos específicos de trabalhos voltados para *benchmark* de conforto, rotina comum entre os fabricantes, onde busca-se conhecer o comportamento de veículos de outras montadoras, pode-se também concluir que, esse dispositivo pode ser

extremamente valioso, uma vez que, não é necessário dispor das informações de massa, inércia e rigidez (parâmetros extremamente difíceis de se obter em veículos de

concorrentes).

Por exemplo, quando um determinado veículo apresenta problemas de

vibração/desconforto, pode-se lançar mão dessa ferramenta para verificar em quais

regiões de frequência estão os principais modos e as participações respectivas de cada

subsistema e com isso diagnosticar as causas envolvidas.

Muitas vezes atribui-se de uma forma errônea, que determinado veículo é mais confortável em virtude de sua suspensão da cabina ser menos rígida.

No entanto, através dessa metodologia poderia ser verificado que, por exemplo, nem sempre os modos dominantes da cabina estão numa frequência mais baixa e sim que, nos demais modos, a participação da cabina é muito pequena (comumente dito modo desacoplado), evitando que a mesma seja excitada mais facilmente pelos demais subsistemas.

9.3 MODELO (PISTA) X MEDIÇÃO

Os gráficos 8.13 a 8.22 mostraram o comportamento do veículo e do modelo na pista real, para as duas diferentes pressões de pneus do eixo dianteiro.

O sinal da pista foi levantado através das acelerações do eixo e do chassis e se referem à Rod.dos Imigrantes, onde o veículo trafegou carregado com 40 ton., a uma velocidade constante de 50 km/h.

Conforme já apresentado no Cap.8, nota-se efetivamente que, o modelo acompanha a tendência de comportamento do veículo em todos os subsistemas, inclusive quando submetido à alteração do parâmetro de rigidez dos pneus do eixo dianteiro (K_7 de 200×10^4 para 140×10^4 N/).

Em particular, focalizando o conforto vibracional, o modelo se mostrou eficiente para esse tipo de avaliação, pois pode-se observar que, a aceleração da cabina diminuiu tanto no modelo quanto no veículo, quando os pneus estavam com 80 lbf/in^2 ,

especialmente a partir de 8-9 Hz, onde ocorre o 6º modo do modelo, o qual possui grande participação do eixo dianteiro (Cap.5 - p.23) .

Esse resultado indica que, a alteração do parâmetro de rigidez do pneu dianteiro, realmente proporcionou um ganho no conforto do caminho (gráfico 8.19 e 8.22), onde através da curva de conforto ISO2631 sobreposta, indica um aumento de 2,5 horas para 4 horas de conforto aproximadamente, ou seja, com essa alteração, o motorista conseguiria trafegar 4 horas em condições confortáveis ao invés de somente 2,5 horas. Esse resultado pode ser explicado, uma vez que o subsistema eixo dianteiro/pneus dianteiros, pode se comportar como um filtro de baixa frequência, ou seja, reduzindo-se a sua frequência natural, ocorre uma maior filtragem do sinal proveniente da pista.

PROPOSTA DE CONFORTO

Partindo-se dessa premissa, de que o modelo possui uma boa confiabilidade para os ensaios de conforto, procurou-se através de uma avaliação preliminar dos autovalores, identificar quais modos e quais subsistemas poderiam influenciar mais nessa ressonância (7-9 Hz). Com isso, alterando-se os parâmetros de entrada D_3 e D_4 (amortecimento dos coxins da suspensão do power-train) e depois K_1 e K_2 (rigidez da suspensão da cabina), modificou-se o comportamento vibracional do veículo nessa região de frequência.

Essas mudanças permitiram (gráfico 8.32 e 8.33) obter um ganho no conforto vibracional na faixa entre 4-8 horas, que é o nível de conforto recomendado (medido no banco do motorista) para um veículo rodoviário numa pista plana.

Vale ressaltar que, a medição usual de conforto é realizada sobre o assento do motorista, onde o nível de aceleração é ligeiramente menor que o medido diretamente na cabina.

Portanto conclui-se que, ao invés de se fazer sucessivas medições, mudando-se diversos parâmetros, pode-se através do uso desse modelo, selecionar preliminarmente quais parâmetros estão mais relacionados com o problema, através da inspeção dos modos (autovalores e autovetores), alterá-los e depois novamente simulá-los, analisando o ganho obtido no conforto vibracional.

9.4 MODELO (PISTA VIRTUAL) X MEDIÇÃO

Foi construída uma pista virtual, a partir de um gerador de sinais (ruído branco-0 a 20 Hz – figura 8.6), com aplicação de 2 polos (filtros) centrados na frequência de 0,1Hz (gráfico 8.23), com objetivo de comparar as medições do veículo com os resultados obtidos no modelo empregando-se essa pista.

Nos gráficos 8.24 a 8.31 foi apresentado o comportamento do veículo e do modelo na pista virtual, onde nota-se que o modelo excitado pela pista virtual, também acompanha a tendência do comportamento do veículo em todos os 9 subsistemas e consegue reproduzir, com pequenas limitações, a ressonância encontrada em 7-9Hz.

Através do domínio dessa técnica de construção de pistas é possível criar diversos perfis, adotando filtros em diferentes regiões de frequência, de maneira a se conhecer, por exemplo, a resposta que o modelo/veículo teria trafegando em trechos

mais agressivos (predomínio de altas amplitudes em baixa frequência) ou em trechos mais suaves (menor amplitude com predomínio das médias frequências).

Além disso, é possível também ajustar o perfil de pista, para diferentes

velocidades, através do deslocamento em frequência do espectro da pista e o aumento

da amplitude do sinal.

Com isso, poderia se otimizar os parâmetros do veículo em função do tipo de

pista e condição de rodagem, que o mesmo estaria mais sujeito a trafegar.

Pode-se finalmente concluir que, numa avaliação preliminar de um novo veículo

em desenvolvimento, não haveria necessidade de se fazer sempre nova medição numa

pista “real”, pois foi possível reproduzir em grande parte o seu comportamento, através

da construção dessa pista virtual.

9.5 COMENTÁRIOS FINAIS

Resumidamente, conclui-se que, o modelo desenvolvido do caminhão 6x2, com apenas 9 graus de liberdade, mostrou ser uma ferramenta útil para averiguar o conforto vibracional da cabina e a tendência quanto à alteração de alguns parâmetros.

Naturalmente, não se pode alterar na prática a rigidez dos pneus aleatoriamente, por meio da mudança da pressão nos mesmos, uma vez que ela é estipulada pelo fabricante em função da carga e da velocidade máxima do veículo.

No entanto, através simplesmente da inspeção dos autovalores e outros parâmetros, dentro de uma certa faixa, poderão ser manipulados: a rigidez e/ou amortecimento da suspensão primária, do power-train ou mesmo da suspensão da cabina.

Portanto, quando o objetivo for estudar o comportamento vibracional de um caminhão, ao invés de agir diretamente no veículo alterando-se aleatoriamente os parâmetros acima mencionados, o que torna a tarefa custosa e morosa, uma alternativa possível será o uso desse modelo desenvolvido para verificar de uma forma extremamente rápida e eficiente, qual será a tendência do veículo quando se alteram as variáveis acima.

Essas investigações no modelo são extremamente rápidas, de maneira que, em poucos minutos, poderia-se alterar diversos parâmetros e comparar o conforto vibracional, de maneira a escolher qual a combinação que mais beneficiaria a vibração da cabina.

O que se observa também na prática, é que os parâmetros acima não podem ser escolhidos, sem prévia consulta junto aos fornecedores. Isso restringe a escolha de apenas alguns conjuntos de valores, possíveis de serem efetivamente aplicados no veículo.

A sugestão para esse problema seria fazer um levantamento de todos os

componentes disponíveis no mercado, referentes aos parâmetros acima citados da

cabina, do power-train, da suspensão primária e eventualmente dos pneus.

Isso deverá gerar um grande número de combinações de valores de rigidez e

amortecimento, que deverão ser testados no modelo com intuito de otimizar o conforto

do veículo.

Por outro lado, o dispositivo hidráulico, excluindo as dificuldades iniciais de

montagem, mostrou também ser um aliado prático e eficiente junto com a pista, para a

determinação do comportamento dinâmico, verificando os principais modos planar de

vibração.

Segundo essa linha de raciocínio, conclui-se a primeira vista que, quando se

quer conhecer os principais modos planares do veículo, sem mesmo antes ter as

informações básicas dos dados de massa, inércia e rigidez (caso específico de veículos

de concorrentes), pode-se lançar mão dessa ferramenta para analisar o comportamento

do veículo.

Referências Bibliográficas:

- Mechanical vibration and shock – Evaluation of Human exposure to whole-body vibration – ISO 2631-1 (1985).
- MEIROVITICH, L. Element of Vibration Analysis
2ª Edição, MacGraw-Hill Company,(1986).
- Randall, R.B.; Tech, B. Application of B&K Equipment to Frequency Analysis.
3ª Edição, B&K Place of Publication,(1977).
- EWINS PROF. D.J. Modal Testing: Theory and Practice
4ª Edição, R.S.Publication,(1984).
- Landau, L.; Lifchitz, E., Mecânica
2ª Edição, Hemus,(1990).
- MICHIBA, O.; TOSHIO, N.; KEI, S.; MAKOTO, U. - The Influence of Tire Deformation on Ride Comfort of a Truck .Mitsubishi Motors Corp., SAE 902268,(1999).
- GERGES, N. Y. S., - Efeito de Ruído e Vibrações. Editora Universidade Federal de Santa Catarina,(1985).
- ROBINSON, D.; MARTIN, S.; RODDAN, G.; GIBBS, G. H.; DUTNALL, J. The Application of Vibration Assessment in Mining Vehicles to Return-to-Work Protocols. *Journal of Low Frequency Noise Vibration and Active Control* (1999), p.180-185.
- DONGZHOU, H.; TON-LO, WA. Vibration of Highway steel bridges with longitudinal grades. *Computer and Structures* v.69 (1999), p 232-245 .
- DONATI, P. – A Procedure for Developing a Vibration Test Method for Specific Categories of Industrial Trucks. *Journal of Sound and Vibration* (1999) v.215 , p.947-957
- LEWIS, C. H.; GRIFFIN, M. J.A Comparison of Evaluation and Assessments Obtained Using Alternative Standards for Predicting The Hazards of Whole Body Vibration and Repeated Shocks. *Journal of Sound and Vibration* (1999) v.215 , p. 917-926
- PANKOKE, S.; BUCK, B.; WOELFEL, P.H.– Dynamics FE Model of Sitting Man Adjustable to Body Height, Body Mass and Posture Used for Calculating Internal Forces in the Lumbar Vertebral Disks. . *Journal of Sound and Vibration* (1999) 215 , p. 827-839

- HINZ, B.; BLÜTHNER, R.; SEIDEL, H. – Laboratory Testing of Operators Seat
Vibration with 37 Subjects – Critical Comment on ISO/DIS 7096. *Journal of
Sound and Vibration* (1999) 215, p. 977-988
- MAEDA, S.; MORIOKA, M. Measurement of Whole-Body Vibration Exposure
from Garbage Trucks. *Journal of Sound and Vibration* (1999) 215, p. 959-964
- BURKE, R. J.; ROBERTSON, J. D.; SAYERS, M. W.; POTTINGER,
M. G. Example Utilization of Truck Tire Characteristics Data in Vehicle Dynamics
Simulations. SAE 982746 (1999)
- LÜ, Z. – Theoretical Study of Structural Modification Control and Analytical Model
Reduction of Torsional Vibration in FR Type Automotive Power Drivetrain.
International Journal of Vehicle Design, Vol 19, n° 4, (1999)
- GARCIA, M. D. T. G. Simulação de ambientes de vibração a partir de técnicas de
subestruturação no domínio da frequência. São Carlos, *Dissertação (Mestrado)* –
Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo. (1999), p89.
- GERGES, N. Y. S. *Instrumentação, Processamento de Sinais e Análise Modal*.
Universidade Federal de Santa Catarina. Ed. Universidade SC, (1985).
- TONG, T. R.; AMIROUCHE, F. Truck Cab Suspension Design : Optimisation and
Vibration Control. *Int. J. of Vehicle Design*, Vol 5, (1999)
- VERSHOORE, RUG.; DUSQUESNE, F. – Determination of the Vibration Comfort
of Vehicles by Means of Simulation and Measurement. *European Journal
Mech. Eng.* v.41, nr3, p.137-143.(1998)
- ALLEMANG, R.; BROWN, D. *Modal Analysis: Twenty Years Back – Twenty Years
Ahead*. *Journal of Sound and Vibration*, v.21, n°1, p.10-16, (1987).
- BENDAT, J.; PERSOL, A. *Random Data, Analysis and Measurement
Procedures*. 2.ed. New York, John Wiley & Sons (1986).
- SHANMUGAN, K.; BREIPHOL, A. M. *Random Signals: Detection, Estimation
and Data Analysis*. 1.ed. New York, John Wiley & Sons (1988).
- CAPPA, P.; MCCONNELL, K. G. Base Strain Effects On Force Measurements.
Experimental Mechanics, v.36(3), p.284-89, Sept. (1996)
- CHANG, K. J.; PARK, Y. P. Substructural Dynamic Modification Using Component
Receptance Sensitivity. *Mechanical Systems and Signal Processing*, v.4, n°12,
p.525-41, July. (1999)
- CHEN, S. Y.; JU, M. S.; TSUEI, Y. G. Extraction Of Normal Modes From
Contaminated Measurement With Noise For Highly Coupled Structures. *Journal of
Vibration and Acoustics – Transactions Of The Asme*, v.3, n°118, p.430-35, July.
(1996).

- CLOUGH, R.W.; PENZIEN, J. **Dynamics of Structures**. Tokyo, McGraw-Hill. (1975).
- CRAIG, R.R. **Structural Dynamics**. New York, John Wiley & Sons (1981).
- CRAIG, R.R. A New Substructure Identification Method. In 36th AIAA Structures, **Structural Dynamics, and Material Conf. Anais**. New Orleans, LA, p. 1-9 (1995).
- CRAIG, R.R.; CHANG, C.J. Free-Interface Methods of Substructure Coupling for Dynamic Analyses. **AIAA Journal**, v.14(11), p.1633-35 (1976).
- EWINS, D.J. Measurement and Application of Mechanical Impedance Data – Part1: Introduction and Ground Rules. **Journal Of the Society Of Environmental Engineers**, v.14, n°3, p.03-12, Dec. (1975).
- EWINS, D.J. Measurement and Application of Mechanical Impedance Data – Part2: Measurement Techniques. **Journal Of the Society Of Environmental Engineers**, v.15, n°1, p.23-30, Mar. (1976).
- EWINS, D.J. Measurement and Application of Mechanical Impedance Data – Part3: Interpretation and Application Of Measured Data. **Journal Of the Society Of Environmental Engineers**, v.15, n°2, p.07-18, June. (1976).
- EWINS, D.J.; SILVA, J.M.M. Vibration Analysis of a Helicopter Plus na Externally-Attached Structure. **The Shock and Vibration Bulletin**, n°50, pt.02, p.155-71, Sept. (1980).
- GAO, Y.; RANDALL, R.B. Determination Of Frequency Response Functions From Response Measurements 2. Regeneration Of Frequency Response Function From Poles And Zeros. **Mechanical Systems And Signal Processing**, v.3, n°10, p.319-40, May. (1999).
- HUIZINGA, A.T.M.J.M.; VANCAMPEN, D.H.; DEKRAKER, A. Application of Hybrid Frequency Domain Substructuring For Modeling An Automotive Engine Suspension **Journal Of Vibration And Acoustics – Transactions Of The Asme**, v.3, n°119, p.304-10, July. (1997).
- HWANG, H.Y. Identification Techniques Of Structure Connection Parameters Using Frequency Response Functions. **Journal Of Sound And Vibration**, v.3, n°212, p.469-79, May. (1999).
- IMREGUN, M.; ROBB, D.A.; EWINS, D.J. Structural Modification and Coupling Dynamic Analysis Using Measured FRF Data. In: **5th International Modal Analysis Conference (IMAC)**. Anais. London. v.2, p.1136-41. (1987).
- KIM, H.B.; LEE, S.S.; PARK, Y.S. Structural Joint Characteristic Identification Using Optimal Experiment Design Technique. In: **16th International Modal Analysis Conference (IMAC)**, California, (1999). CD ROM, EUA. (1999).

- KIN, W.J.; PARK, Y.S. Nonlinear Joint Parameter-Identification By Applying The Force-State Mapping Technique In The Frequency-Domain. *Mechanical Systems And Signal Processing*, v.5, n°8, p.519-529, Sept. (1994).
- LEE, H.; PARK, Y.S. Error Analysis Of Indirect Force Determination And A Regularization Method To Reduce Force Determination Error. *Mechanical Systems And Signal Processing*, v.6, n°9, p.615-633, Nov. (1995).
- LEE, J.C.; CHOU, Y.F.. The Effects Of Stingers On Receptance Function Measurements. *Journal Of Vibration And Acoustics – Transactions Of The Asme*, v.2, n°118, p.220-26, Apr. (1996).
- MAIA, N.M.M.; SILVA, J.M.M. *Theoretical and Experimental Modal Analysis*. New York, John Wiley & Sons. (1997)
- MAIA, N.M.M.; SILVA, J.M.M.; RIBEIRO, P.M.L. Some Applications Of Coupling/Decoupling Techniques In Structural Dynamics – Part1: Solving The Mass Cancellation Problem. In: 15th International Modal Analysis Conference (IMAC), Florida, (1997). Anais. EUA, SEM. p.1431-39. (1997)
- MAIA, N.M.M.; SILVA, J.M.M.; RIBEIRO, P.M.L. Some Applications of Coupling/Decoupling Techniques In Structural Dynamics – Part2: Generation of The Whole FRF Matrix From Measurements on a Single Column – The Mass Uncoupling Method (MUN). In: 15th International Modal Analysis Conference (IMAC), Florida, (1997). Anais. EUA, SEM. v.2, p.1440-52. (1997)
- MATLAB REFERENCE GUIDE. Massachusetts, Mathworks Inc1992
- McCONNELL, K.G. From Field Vibration Data To Laboratory Simulation *Experimental Mechanics*, p.181-93, Sept. (1994).
- McCONNELL, K.G.; DONG, J.; ZANDIER SUBRAMANIAN THEKENTATTII, E. ((1997)). Effect of Stinger Stiffness on Measured Accelerance. In: 15th International Modal Analysis Conference (IMAC), Florida, (1997). Anais. EUA, SEM. v.1, p.672-678.
- MESSQUITA, A.L.A. *Análise Modal Experimental - Comparação com Resultados de Simulação Numérica*. Brasília. Dissertação (Mestrado) 156p - Faculdade de Tecnologia, Universidade de Brasília. (1996).
- MITCHELL, L.D. Perspectives in Modal Analysis. *Journal of Sound and Vibration*, v.22, n°5, p.18-21. (1984).
- MOTTERSHHEAD, J.E.; FRISWELL, M.I.; NG, G.H.T.; BRANDON, J.A. Geometric Parameters For Finite Element Model Updating Of Joints And Constraints. *Mechanical Systems And Signal Processing*, v.2, n°10, p.171-82, Mar. (1996).

- NOBARI, A.S.; ROBB, D.A.; EWINS, D.J.. A New Approach To Modal-Based Structural Dynamic-Model Updating And Joint Identification. *Mechanical Systems And Signal Processing*, v.1, n°9, p.85-100, Jan. (1995).
- RADES, M. Parameter identification of a structure with combined coulomb and hysteretic damping. *Revue Romaine des Sciences Techniques, Serie de Mécanique appliquée*, v.27, n°2, p.299-308. (1982).
- REM, Y.; LIM, T.M.; LIM, M.K. (). Identification of Properties of Nonlinear Joints Using Dynamic Test Data. *Journal of Vibration and Acoustics*, v.120, p.324-30, Apr. (1999)
- REN, Y.; BEARDS, C.F. A Generalized Receptance Coupling Technique In: 11th International Modal Analysis Conference (IMAC), Florida, 1993. *Anais. EUA*, SEM. v.2, p.868-71 (1993).
- REN, Y.; BEARDS, C.F.. A Interactive FRF Joint Identification Technique In: 11th International Modal Analysis Conference (IMAC), Florida, 1993. *Anais EUA*, SEM. v.2, p.1133-39 (1993).
- REN, Y.; BEARDS, C.F.. A New Multi-Step Two -Coordinate Coupling Technique And its Application For Detecting Linear-Dependent Coordinates. In: 11th International Modal Analysis Conference (IMAC), Florida, (1993). *Anais. EUA*, SEM. v.2, p.872-76.
- REN, Y.; BEARDS, C.F. On The Importance Of Weighting On Joint Identification. In: 11th International Modal Analysis Conference (IMAC), Florida, 1993. *Anais. EUA*, SEM. v.2, p.1606-11. (1993)
- REN, Y.; BEARDS, C.F. On The Nature Of FRF Joint Identification Technique. In: 11th International Modal Analysis Conference (IMAC), Florida, 1993. *Anais. EUA*, SEM. v.1, p.473-78. (1993)
- REN, Y.; BEARDS, C.F. Identification Of Joint Properties Of A Structure Using FRF Data. *Journal Of Sound And Vibration*, v.4, n°186, p.567-87, Oct. (1995).
- REN, Y.; BEARDS, C.F. Identification Of 'Effective' Linear Joints Using Coupling And Joint Identification Techniques. *Journal Of Vibration And Acoustics - Transactions Of The Asme*, v.2, n°120, p.331-38, Apr.(1999)
- SALVANI, P.; SESTIERI, A. Predicting the Frequency Response Function of a Structure when adding Constraints. *The International Journal Of Analytical and Experimental Modal Analysis*, v.8, n°1, p.55-62, Jan. (1993)
- SILVA, J.M.M.; MAIA, N.M.M.; RIBEIRO, P.M.L. Dynamic Modeling: Application of Uncoupling Techniques. In: 14th International Modal Analysis Conference (IMAC), Michigan, 1996. *Anais. EUA*, SEM v.2, p.1165-72 (1996).

- STROUD, R.C.; SMITH, S.; HAMMA, G.A. MODALAB: A new system for structural dynamic testing. *The Shock and Vibration Bulletin*, v.46, n°5, p.153-197674.(1998)
- VAROTO, P.S. **Análise Modal no Domínio da Frequência: Um Método de Identificação Multi Modos**. 193p. Dissertação (Mestrado) - Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo. (1991)
- VAROTO, P.S. **The rules for the exchange and analysis of dynamic information in structural vibration**. 233p. Tese (Doutorado) - Iowa State University. (1996)
- VAROTO, P.S.; McCONNELL, K.G. . Single Point vs Multi Point Acceleration Transmissibility Concepts in Vibration Testing. **In: 16th International Modal Analysis Conference (IMAC)**, California, (1999). CD ROM, EUA.
- WANG, J.H.; LIOU, C.M. Identification of Parameters Of Structural Joints By Use Of Noise-Contained FRFs. *Journal Of Sound and Vibration*, v.142(2), p.261-77. (1990)
- WEAVER, W.; TIMOSHENKO, S.P.; YOUNG, D.H. . *Vibration Problems in Engineering*. New York, John Wiley & Sons. (1990).
- ZIAERAD, S.; IMREGUN, M. On The Accuracy Required Of Experimental Data For Finite Element Model Updating. *Journal Of Sound And Vibration*, v.3, n°196, (1996)