

INSTITUTO MILITAR DE ENGENHARIA

Maj ALEJANDRO OSCAR PERALTA

**ANÁLISE DE CONFORTO NA VBTP 6 × 6 “GUARANI” USANDO
ESTIMATIVA DE PARÂMETROS E O MÉTODO DE FLUXO DE
POTÊNCIA**

Dissertação de Mestrado apresentada ao Curso de Mestrado em Engenharia Mecânica do Instituto Militar de Engenharia, como requisito parcial para a obtenção do título de Mestre em Ciências em Engenharia Mecânica.

Orientador:

TC QEM Ricardo Teixeira da Costa Neto – D.Sc.

Co-Orientador:

Maj QEM Aldélio Bueno Caldeira – D.Sc.

Rio de Janeiro

2017

c2017

INSTITUTO MILITAR DE ENGENHARIA

Praça General Tibúrcio, 80 – Praia Vermelha

Rio de Janeiro – RJ CEP: 22290-270

Este exemplar é de propriedade do Instituto Militar de Engenharia, que poderá incluí-lo em base de dados, armazenar em computador, microfilmear ou adotar qualquer forma de arquivamento.

É permitida a menção, reprodução parcial ou integral e a transmissão entre bibliotecas deste trabalho, sem modificação de seu texto, em qualquer meio que esteja ou venha a ser fixado, para pesquisa acadêmica, comentários e citações, desde que sem finalidade comercial e que seja feita a referência bibliográfica completa.

Os conceitos expressos neste trabalho são de responsabilidade do(s) autor(es) e do(s) orientador(es).

620.1 P426a	<p>Peralta, Alejandro Oscar</p> <p>Análise de conforto na VBTP 6x6 "GUARANI" usando estimativa de parâmetros e o método de fluxo de potência / Alejandro Oscar Peralta; orientado por Ricardo Teixeira da Costa Neto, Aldélio Bueno Caldeira – Rio de Janeiro: Instituto Militar de Engenharia, 2017.</p> <p>118p.: il.</p> <p>Dissertação (Mestrado) – Instituto Militar de Engenharia, Rio de Janeiro, 2017.</p> <p>Curso de Engenharia Mecânica – teses e dissertações. 2. Fluxo de potência. 2. Teste de campo. 3. Dinâmica vertical. I. Costa Neto, Ricardo Teixeira. II. Caldeira, Aldélio Bueno. III. Instituto Militar de Engenharia.</p>
----------------	---

INSTITUTO MILITAR DE ENGENHARIA

Maj ALEJANDRO OSCAR PERALTA

**ANÁLISE DE CONFORTO NA VBTP 6 × 6 “GUARANI” USANDO
ESTIMATIVA DE PARÂMETROS E O MÉTODO DE FLUXO DE
POTÊNCIA**

Dissertação de Mestrado apresentada ao Curso de Mestrado em Engenharia Mecânica do Instituto Militar de Engenharia, como requisito parcial para a obtenção do título de Mestre em Ciências em Engenharia Mecânica.

Orientador: TC Ricardo Teixeira da Costa Neto – D.Sc.

Co-Orientador: Maj QEM Aldélio Bueno Caldeira – Dr.Sc.

Aprovada em 19 de dezembro de 2017 pela seguinte Banca Examinadora:

RICARDO TEIXEIRA DA COSTA NETO – D.Sc. do IME – Presidente

ALDÉLIO BUENO CALDEIRA – D.Sc. do IME

MAURO SPERANZA NETO – D.Sc. da PUC

AGRADECIMENTOS

À minha esposa Maria José e a meus filhos Martiniano e Camilo, por todo amor e apoio durante todos esses anos de estudo.

Ao Exército Argentino e ao Exército Brasileiro por me darem a oportunidade de incrementar meus conhecimentos.

Ao meu orientador, TC Ricardo e ao meu co-orientador, Maj Aldélio, pela paciência e dedicação no percurso deste trabalho e por todos os conhecimentos transmitidos a longo do mestrado.

Aos professores e funcionários da Seção de Engenharia Mecânica, por viabilizarem a realização desse passo tão importante em minha carreira.

Aos oficiais, suboficiais, soldados e pessoal civil do Centro de Avaliação do Exército, pelo suporte e apoio que permitiram fazer os testes na pista do APG da viatura Guarani.

A meus amigos CC Noronha de Oliveira, 1º Ten Goulart Campos e 1º Ten Braz por todo o apoio oferecido durante os momentos de estudo e especialmente pelo suporte em questões pessoais a longo da minha estadia no Rio de Janeiro.

SUMÁRIO

LISTA DE ILUSTRAÇÕES	7
LISTA DE TABELAS	10
LISTA DE ABREVIATURAS E SÍMBOLOS	11
1 INTRODUÇÃO	16
1.1 Motivação.....	17
1.2 Objetivo.....	18
1.3 Posicionamento do trabalho	19
2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA DA DINAMICA VERTICAL	21
3 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA	26
3.1 Dinâmica vertical	26
3.2 Modelo matemático do problema direto	27
3.2.1 Excitação de base	27
3.2.1.1 Excitação de base das medições.....	27
3.2.1.2 Excitação de base para a análise de conforto	30
3.2.2 Modelo dos pneus	31
3.2.3 Suspensão da viatura.....	32
3.2.3.1 Batentes da suspensão	32
3.2.3.2 Configuração da suspensão	33
3.2.3.3 Constante de rigidez das molas	34
3.2.3.4 Função bilinear da constante de amortecimento	37
3.2.3.5 Estabilização dos modelos	38
3.2.4 Modelo dos assentos	38
3.2.5 Dinâmica do corpo humano	39
3.2.6 Acoplamentos cinemáticos.....	40
3.2.7 Modelagem do problema direto	44
3.3 Problemas inversos	54
3.3.1.1 Análise da sensibilidade dos parâmetros.....	55
3.3.1.2 Otimização por enxame de partículas (PSO)	56

3.3.1.3	Método de gradiente conjugado (GC).....	58
3.3.1.4	Função objetivo (FO)	60
3.3.1.5	Critério de parada.....	61
3.4	Conforto	62
4	VALIDAÇÃO DO MODELO DO PROBLEMA DIRETO	65
4.1	Modelo matemático do problema direto	65
4.2	Modelagem do problema direto	68
4.3	Resultados do problema direto.....	69
4.4	Conclusão da validação do problema direto	73
5	VALIDAÇÃO DOS MÉTODOS DE OTIMIZAÇÃO	74
5.1	Análise da sensibilidade.....	74
5.2	Validação dos métodos PSO e GC.....	77
5.3	Conclusão da validação dos métodos PSO e GC.....	82
6	DADOS EXPERIMENTAIS	84
6.1	Análise dos dados experimentais	86
6.2	Filtragem dos dados experimentais.....	86
6.3	Conclusões	88
7	RESULTADOS DAS SIMULAÇÕES DE PROCURA DE PARÂMETROS 89	
7.1	Aceleração vertical do chassi.....	90
7.2	Velocidade angular de arfagem do chassi.....	91
7.3	Velocidade angular de rolagem do chassi.....	92
7.4	Aceleração vertical do assento do motorista.....	93
7.5	Aceleração vertical na cabeça do motorista.....	95
7.6	Aceleração vertical do assento do comandante.....	97
7.7	Aceleração vertical na cabeça do comandante.....	99
7.8	Aceleração vertical do assento do soldado 4.....	101
7.9	Aceleração vertical na cabeça do soldado 4.....	103
7.10	Conclusões	105
8	RESULTADOS DAS SIMULAÇÕES PARA ANÁLISE DE CONFORTO 107	
8.1	Resultados das simulações de conforto.....	108
8.2	Conclusões e sugestões	113
9	REFERENCIAS BIBLIOGRAFICAS	115

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

FIG 1:	Imagem do Veículo Guarani VBTP 6 × 6 (Manual Técnico IVECO, 2012)....
FIG 2:	Distribuição dos assentos na viatura (Manual Técnico IVECO, 2012)
FIG 3:	Sistema de coordenadas conforma a Norma ISO 4130 – adaptado (Manual Técnico IVECO, 2012)
FIG 4:	Dinâmica de conforto – adaptado (GILLESPIE, 1992)
FIG 5:	Desenho da pista de obstáculos.....
FIG 6:	Simulação da excitação de base para cada roda.....
FIG 7:	Perfis randômico da estrada (RILL, 2012)
FIG 8:	Pneu do Guarani com sistema Run Flat (Manual Técnico IVECO, 2012)
FIG 9:	Sistema de suspensão do Guarani (Manual Técnico IVECO, 2012)
FIG 10:	Geometria da suspensão do tipo McPherson (JAZAR, 2008)
FIG 11:	Modelo do Simulink com a configuração da suspensão
FIG 12:	Curva das constantes das molas
FIG 13:	Modelo do Simulink com a suspensão linear.....
FIG 14:	Curva de deslocamento relativo de cada uma das molas
FIG 15:	Modelo do Simulink com suspensão não linear.....
FIG 16:	Gráfico bi linear do coeficiente de amortecimento da suspensão
FIG 17:	Aceleração vertical do CG do carro com e sem estabilização inicial
FIG 18:	Diferentes modelos de assentos do veículo GUARANÍ (Manual Técnico IVECO, 2012)
FIG 19:	Modelo representativo ao corpo humano (ABBAS et. al., 2013).....
FIG 20:	Resumo dos modelos do corpo humano (BECKER, 2006)
FIG 21:	Modelo de veículo em diagrama de blocos, 1° nível
FIG 22:	Diagrama de blocos do chassi, 2° nível
FIG 23:	Modelo esquemático de ½ carro plano com modelos de corpos humanos acoplados.....
FIG 24:	Modelo esquemático superior do carro
FIG 25:	Medições feitas nos assentos dos pontos de interesse.....
FIG 26:	Modelo de blocos do assento
FIG 27:	Medições feitas nas cabeças dos pontos de interesse.....
FIG 28:	Modelo de blocos do assento e corpo humano inteiro

FIG 29:	Diagrama esquemático da relação entre o problema direto e inverso.....
FIG 30:	Diagrama representativo do algoritmo PSO (COLAÇO et. al., 2006)
FIG 31:	Diagrama representativo do algoritmo GC (COLAÇO et. al., 2006)
FIG 32:	Sistema de coordenadas para vibrações mecânicas em seres humanos (ISO 2631, 1978)
FIG 33:	Limites das acelerações verticais (ISO 2631, 1978)
FIG 34:	Modelo de ½ carro com 5 eixos (ATA, 2012)
FIG 35:	Modelagem no Simulink do ½ carro com 5 eixos
FIG 36:	Modelo da suspensão do modelo de ½ carro com 5 eixos
FIG 37:	Aceleração vertical (bounce) a 10 km/h e w = 5 m
FIG 38:	Aceleração angular (pitch) a 10 km/h e w = 5 m
FIG 39:	Aceleração vertical (bounce) a 40 km/h e w = 5 m
FIG 40:	Aceleração angular (pitch) a 40 km/h e w = 5 m
FIG 41:	Aceleração vertical (bounce) a 60 km/h e w = 5 m
FIG 42:	Aceleração angular (pitch) a 60 km/h e w = 5 m
FIG 43:	Análise de sensibilidade dos parâmetros na aceleração vertical (bounce)
FIG 44:	Análise de sensibilidade dos parâmetros na aceleração angular (pitch)
FIG 45:	Aceleração vertical (bounce) a 10 km/h e w = 2,5 m
FIG 46:	Aceleração angular (pitch) a 10 km/h e w = 2,5 m
FIG 47:	FO do PSO e GC a 10 km/h.....
FIG 48:	Aceleração vertical (bounce) a 40 km/h e w = 2,5 m
FIG 49:	Aceleração angular (pitch) a 40 km/h e w = 2,5 m
FIG 50:	FO do PSO e GC a 40 km/h.....
FIG 51:	Aceleração vertical (bounce) a 60 km/h e w = 2,5 m
FIG 52:	Aceleração angular (pitch) a 60 km/h e w = 2,5 m
FIG 53:	FO do PSO e GC a 60 km/h.....
FIG 54:	Passagem dos obstáculos só com as rodas esquerdas
FIG 55:	Localização da IMU no CG da viatura
FIG 56:	Localização da IMU no assento do Motorista.....
FIG 57:	IMU empregada no capacete.....
FIG 58:	Localização da IMU no capacete do motorista
FIG 59:	Filtragem da medição do sensor da cabeça do Motorista
FIG 60:	Filtragem da medição do sensor da cabeça do Comandante.....

FIG 61:	Filtragem da medição do sensor da cabeça do soldado 4.....
FIG 62:	Aceleração vertical do CG (bounce)
FIG 63:	Velocidade angular de arfagem no CG (pitch)
FIG 64:	Velocidade angular de rolagem no CG (roll)
FIG 65:	Aceleração vertical do assento do Motorista
FIG 66:	FO dos parâmetros do assento do Motorista.....
FIG 67:	Aceleração vertical na cabeça do Motorista.....
FIG 68:	FO dos parâmetros do corpo humano equivalente ao Motorista.....
FIG 69:	Aceleração vertical do assento do Comandante.....
FIG 70:	FO dos parâmetros do assento do Comandante
FIG 71:	Aceleração vertical na cabeça do Comandante.....
FIG 72:	FO dos parâmetros do corpo humano equivalente ao Comandante.....
FIG 73:	Aceleração vertical do assento do soldado 4.....
FIG 74:	FO dos parâmetros do assento do soldado 4
FIG 75:	Aceleração vertical na cabeça do Soldado 4.....
FIG 76:	FO dos parâmetros do corpo humano equivalente ao Soldado 4.....
FIG 77:	Atraso dos perfis randômico entre a roda direita e a esquerda
FIG 78:	Perfis espaciais randômicos de estrada para as rodas esquerdas e direitas
FIG 79:	RMS na estrada Classe A.....
FIG 80:	Limite da aceleração na cabeça do motorista na estrada Classe A
FIG 81:	RMS na estrada Classe C
FIG 82:	Limite da aceleração na cabeça do motorista na estrada Classe C
FIG 83:	RMS na estrada Classe E
FIG 84:	Limite da aceleração na cabeça do motorista na estrada Classe E.....

LISTA DE TABELAS

TAB 1:	Dados da pista de obstáculos
TAB 2:	Parâmetros do modelo VBTP –MR 6 × 6 “Guarani”
TAB 3:	Parâmetros biomecânicos (ABBAS et. al., 213).....
TAB 4:	Escala de conforto (ISO 2631,1978)
TAB 5:	Parâmetros do modelo de ½ carro (ATA, 2014)
TAB 6:	Parâmetros estimados com os métodos de otimização a 10 km/h
TAB 7:	Parâmetros estimados com os métodos de otimização a 40 km/h
TAB 8:	Parâmetros estimados com os métodos de otimização a 60 km/h
TAB 9:	Limites do domínio do algoritmo PSO
TAB 10:	Limites do domínio do algoritmo PSO
TAB 11:	Parâmetros da suspensão e do assento do motorista.....
TAB 12:	Parâmetros do corpo humano equivalente ao motorista
TAB 13:	Parâmetros do assento do comandante
TAB 14:	Parâmetros do corpo humano equivalente ao comandante.....
TAB 15:	Parâmetros do assento do soldado 4
TAB 16:	Parâmetros do corpo humano equivalente ao soldado 4.....

LISTA DE ABREVIATURAS E SÍMBOLOS

VBTP	Viatura Blindada Transporte de Pessoal.
ϕ	Ângulo de guinada (<i>Yaw</i>).
φ	Ângulo de rolagem (<i>roll</i>).
θ	Ângulo de arfagem (<i>pitch</i>).
${}^b T^a$	Matriz de transformação de coordenadas do referencial a para b.
${}^c r_b^a$	Vetor posição do ponto a com respeito a um ponto b no referencial c.
a_z	Aceleração no eixo z.
V_z	Velocidade no eixo z.
d_z	Deslocamento no eixo z.
${}^c F_z$	Força no chassi no eixo z.
${}^c \varphi$	Ângulo da rotação em relação ao eixo x.
${}^c \dot{\varphi}$	Velocidade angular em relação ao eixo x.
${}^c \ddot{\varphi}$	Aceleração angular em relação ao eixo x.
${}^c \theta$	Ângulo da rotação em relação ao eixo y.
${}^c \dot{\theta}$	Velocidade angular em relação ao eixo y.
${}^c \ddot{\theta}$	Aceleração angular em relação ao eixo y.
${}^c M_y$	Momento no chassi em relação ao eixo y.
${}^c M_x$	Momento no chassi em relação ao eixo x.
I_{yy}	Momento de inercia do carro em relação ao eixo y.
I_{xx}	Momento de inercia do carro em relação ao eixo x.
CG	Centro de gravidade do carro.
x_1	Distância longitudinal entre a roda dianteira esquerda e o CG.
x_2	Distância longitudinal entre a roda dianteira direita e o CG.
x_3	Distância longitudinal entre a roda intermediária esquerda e o CG.

x_4	Distância longitudinal entre a roda intermediária direita e o CG.
x_5	Distância longitudinal entre a roda traseira esquerda e o CG.
x_6	Distância longitudinal entre a roda traseira direita e o CG.
x_7	Distância longitudinal entre o assento do motorista e o CG.
x_8	Distância longitudinal entre o assento do comandante e o CG.
x_9	Distância longitudinal entre o assento do soldado Nro 4 e o CG.
y_1	Distância transversal entre a roda dianteira direita e o CG.
y_2	Distância transversal entre a roda dianteira esquerda e o CG.
y_3	Distância transversal entre a roda intermediária esquerda e o CG.
y_4	Distância transversal entre a roda intermediária direita e o CG.
y_5	Distância transversal entre a roda traseira esquerda e o CG.
y_6	Distância transversal entre a roda traseira direita e o CG.
Y_7	Distância transversal entre o assento do motorista e o CG.
y_8	Distância transversal entre o assento do comandante e o CG.
y_9	Distância transversal entre o assento do soldado Nro 4 e o CG.
h_1	Altura entre o ponto de ancoragem da suspensão dianteira esquerda e o CG.
h_2	Altura entre o ponto de ancoragem da suspensão dianteira direita e o CG.
h_3	Altura entre o ponto de ancoragem da suspensão intermediária esquerda e o CG.
h_4	Altura entre o ponto de ancoragem da suspensão intermediária direita e o CG.
h_5	Altura entre o ponto de ancoragem da suspensão traseira esquerda e o CG.
h_6	Altura entre o ponto de ancoragem da suspensão traseira direita e o CG.
h_7	Altura entre o ponto de ancoragem do assento do motorista e o CG.
h_8	Altura entre o ponto de ancoragem do assento do comandante e o CG.
h_9	Altura entre o ponto de ancoragem do assento do soldado Nro 4 e o CG.
h_{10}	Altura entre a cabeça do motorista e o CG.
h_{11}	Altura entre a cabeça do comandante e o CG.
h_{12}	Altura entre a cabeça do soldado Nro 4 e o CG.
m_1	Massa da cabeça e o pescoço.
m_2	Massa do torso superior.
m_3	Massa do torso inferior.
m_4	Massa das coxas e da pelve.
m_{seat1}	Massa do assento do motorista.
m_{seat2}	Massa do assento do comandante.

m_{seat3}	Massa do assento do soldado.
k_{11}	Constante de rigidez do pneu dianteiro direito.
k_{21}	Constante de rigidez do pneu dianteiro esquerdo.
k_{31}	Constante de rigidez do pneu intermédio direito.
k_{41}	Constante de rigidez do pneu intermédio esquerdo.
k_{51}	Constante de rigidez do pneu traseiro direito.
k_{61}	Constante de rigidez do pneu traseiro esquerdo.
k_{12}	Constante de rigidez da suspensão dianteira direita.
k_{22}	Constante de rigidez da suspensão dianteira esquerda.
k_{32}	Constante de rigidez da suspensão intermediária direita.
k_{42}	Constante de rigidez da suspensão intermediária esquerda.
k_{52}	Constante de rigidez da suspensão traseira direita.
k_{62}	Constante de rigidez da suspensão traseira esquerda.
k_{71}	Constante de rigidez do assento do motorista.
k_{81}	Constante de rigidez do assento do comandante.
k_{91}	Constante de rigidez do assento do soldado.
k_1	Constante de rigidez equivalente do pescoço.
k_2	Constante 2 de rigidez do torso superior.
k_3	Constante 3 de rigidez do torso superior.
k_4	Constante de rigidez do torso inferior.
k_5	Constante de rigidez das coxas e da pelve.
b_{12}	Constante de amortecimento da suspensão dianteira direita.
b_{22}	Constante de amortecimento da suspensão dianteira esquerda.
b_{32}	Constante de amortecimento da suspensão intermediária direita.
b_{42}	Constante de amortecimento da suspensão intermediária esquerda.
b_{52}	Constante de amortecimento da suspensão traseira direita.
b_{62}	Constante de amortecimento da suspensão traseira esquerda.
b_{71}	Constante de do assento do motorista.
b_{81}	Constante de do assento do comandante.
b_{91}	Constante de do assento do soldado.
b_1	Constante de amortecimento equivalente da cabeça.
b_2	Constante 2 de amortecimento do torso superior.
b_3	Constante 3 de amortecimento do torso superior.

b_4	Constante de amortecimento do torso inferior.
b_5	Constante de amortecimento coxas e da pelve.
Z_{r1}	Excitação de base na roda dianteira esquerda.
Z_{r2}	Excitação de base na roda dianteira direita.
Z_{r3}	Excitação de base na roda intermediária esquerda.
Z_{r4}	Excitação de base na roda intermediária direita.
Z_{r5}	Excitação de base na roda traseira esquerda.
Z_{r6}	Excitação de base na roda traseira direita.
Z_{11}	Deslocamento de suspensão dianteira esquerda.
Z_{21}	Deslocamento de suspensão dianteira direita.
Z_{31}	Deslocamento de suspensão intermediária esquerda.
Z_{41}	Deslocamento de suspensão intermediária direita.
Z_{51}	Deslocamento de suspensão traseira esquerda.
Z_{61}	Deslocamento de suspensão traseira direita.
Z_c	Deslocamento do chassi.
$Z_{\text{seat}1}$	Deslocamento do assento do motorista.
$Z_{\text{seat}2}$	Deslocamento do assento do comandante.
$Z_{\text{seat}3}$	Deslocamento do assento do soldado 4.
\dot{z}_{11}	Velocidade de suspensão dianteira esquerda.
\dot{z}_{21}	Velocidade de suspensão dianteira direita.
\dot{z}_{31}	Velocidade de suspensão intermediária esquerda.
\dot{z}_{41}	Velocidade de suspensão intermediária direita.
\dot{z}_{51}	Velocidade de suspensão traseira esquerda.
\dot{z}_{61}	Velocidade de suspensão traseira direita.
\dot{z}_c	Velocidade do chassi no CG.
\dot{z}_{71}	Velocidade do assento do motorista.
\dot{z}_{81}	Velocidade do assento do comandante.
\dot{z}_{91}	Velocidade do assento do soldado 4.
\ddot{z}_{11}	Aceleração de suspensão dianteira esquerda.
\ddot{z}_{21}	Aceleração de suspensão dianteira direita.
\ddot{z}_{31}	Aceleração de suspensão intermediária esquerda.
\ddot{z}_{41}	Aceleração de suspensão intermediária direita.

\ddot{z}_{51}	Aceleração de suspensão traseira esquerda.
\ddot{z}_{61}	Aceleração de suspensão traseira direita.
\ddot{z}_c	Aceleração do chassi no CG.
\ddot{z}_{71}	Aceleração do assento do motorista.
\ddot{z}_{81}	Aceleração do assento do comandante.
\ddot{z}_{91}	Aceleração do assento do soldado 4.
RMS	Raiz do valor quadrático médio.
VDV	Valor dose de vibração.
BS	British Standard (Padrão britânico)
ISO	International Organization for Standardization (Organização Internacional para Padronização)

1 INTRODUÇÃO

A maioria dos exércitos do mundo precisa de diferentes tipos de veículos militares, em função das diferentes missões e dos diferentes terrenos onde podem ser empregados. Os veículos militares podem ser classificados em veículos sobre rodas ou sobre lagartas, blindados e não blindados, e ainda em leves, médios ou pesados. Dependendo do uso tático do carro, podem ser submetidos a condições severas de emprego, e é por isso que quando um carro militar é desenhado, para um dado propósito, há preocupação com a robustez para assim assegurar o correto emprego no Teatro de Operações, e assim assegurar a sobrevivência da tripulação e dos soldados a fim de cumprir a missão.

O comportamento do veículo é estudado por uma área específica da Dinâmica, conhecida como Dinâmica Veicular, que pode ser dividida em três grupos principais: dinâmica vertical, longitudinal e transversal. No presente trabalho a análise do veículo se dá por meio do estudo de sua dinâmica vertical.

O veículo estudado nesse trabalho, conforme a FIG 1, é uma viatura militar sobre rodas, com três eixos, suspensão independente em cada roda, que trafega em terrenos muito acidentados. Ao se deslocar o veículo experimenta diferentes tipos de vibrações, cujas fontes podem ser divididas em dois grupos principais: vibrações internas produzidas pelo grupo motopropulsor, o desbalanceamento das rodas ou da transmissão; vibrações externas produzidas pelo solo como excitação de base do sistema, (GILLESPIE, 1992).



FIG 1: Imagem do Veículo Guarani VBTP 6 × 6 (Manual Técnico IVECO, 2012)

Os veículos são considerados sistemas multicorpos, têm múltiplos graus de liberdade, e o comportamento vibratório pode ser avaliado em função das frequências naturais e dos modos de vibração do sistema veículo (JAZAR, 2008). As vibrações de um veículo são denominadas por *ride* e por *noise*. A primeira é dentro da faixa de frequências que alcançam até 25 Hz, na qual é sensível aos olhos e ao tato, e a segunda é dentro da faixa de 25 até 20.000 Hz, sendo esse limite superior o de audição humana (GILLESPIE, 1992).

Os sistemas de suspensão são empregados com a finalidade de diminuir as vibrações transmitidas pelo solo, e assim proporcionar conforto aos ocupantes (tripulação e soldados), e também para garantir a correta aderência dos pneus ao solo, a fim de permitir trafegar com segurança. Mas essas duas características essenciais do carro são contrapostas, pois se o projeto privilegia a aderência ao solo, aumenta a transmissibilidade de tais vibrações, e pelo contrário, se o objetivo é diminuir muito as vibrações, corre-se o risco de perder aderência e assim reduzir a segurança.

Para analisar o conforto do veículo, são feitos testes com medições diretas ou medições indiretas, contínuas ou discretas, mas dependendo dos sistemas, os custos podem ser elevados. É por isso que se fortalece a ideia de criar modelos que permitam avaliar em função das vibrações, o nível de segurança e o conforto do soldado e da tripulação.

1.1 MOTIVAÇÃO

O modelo criado pode ser empregado no futuro como uma ferramenta prática para o planejamento de operações e exercícios militares considerando os diferentes níveis de cansaço a que os ocupantes são submetidos durante deslocamentos em terrenos diferentes e criar uma estatística própria para o Exército Brasileiro. Também pode ser utilizado para avaliar o desempenho do sistema de suspensão do veículo ou dos assentos que estiverem em péssimas condições, que somente por exame visual não se consegue determinar se há necessidade de troca.

O nível de cansaço nos motoristas e nos operadores do canhão pode causar distração e perda de reflexos, podendo, portanto, provocar acidentes.

1.2 OBJETIVO

O objetivo da dissertação é fazer a análise de conforto do veículo 6×6 "Guarani" empregando a método de fluxo de potência para simular a dinâmica vertical da viatura trafegando em diferentes perfis de pistas com distintas rugosidade. Para cumprir esse objetivo, são medidas as acelerações verticais nos assentos e nas cabeças do motorista, do comandante da viatura e do soldado 4, conforme a FIG 2.

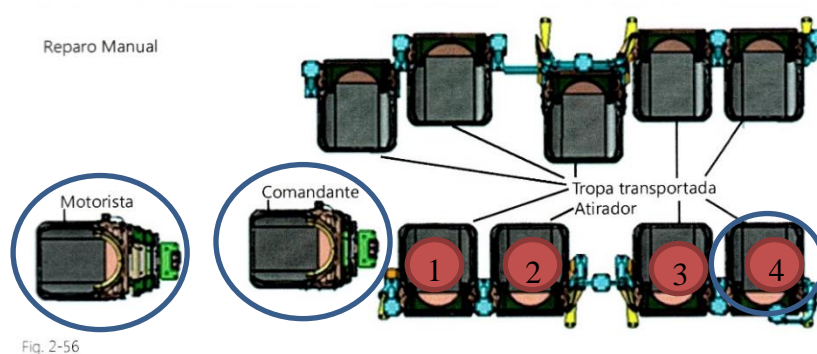


FIG 2: Distribuição dos assentos na viatura (Manual Técnico IVECO, 2012)

Para tal, é necessário:

- Modelar a dinâmica vertical da viatura. Para a mesma é utilizada a metodologia de fluxo de potência aplicada a sistemas multicorpos na área veicular, conforme COSTA NETO (2008);
- Modelar o corpo humano de um ocupante, conforme ABBAS, *et al.* (2013);
- Posicionar o modelo matemático do ocupante em três assentos – motorista, comandante do carro e assento nº 4, conforme a FIG 2;
- Encontrar os valores da rigidez equivalente dos assentos e do corpo humano inteiro empregando a técnica de problemas inversos, adotando um método de otimização estocástico e um método determinístico.
- Simulação computacional para verificar o comportamento do sistema e assim determinar o valor equivalente de rigidez e amortecimento dos assentos;
- Comparação com as normas internacionais de conforto.

O modelo bidimensional é composto de um chassi rígido, suspensões independentes (compostas por conjunto mola–amortecedor) em cada um dos eixos, três eixos com rodas e o modelo de corpo humano para a simulação. Como ferramenta computacional para a modelagem do sistema, utiliza-se o software SIMULINK/MATLAB®

1.3 POSICIONAMENTO DO TRABALHO

Outros dois trabalhos estão em andamento em conjunto com esta dissertação, na mesma área, porém com finalidades diferentes. Em um destes trabalhos, estuda-se a curva que representa a força desenvolvida pela coluna telescópica das suspensões do veículo Guarani. O segundo trabalho trata, também, da análise da dinâmica vertical, mas do veículo Piranha 8 × 8 da Marina do Brasil. Os trabalhos empregados como referências bibliográficas são os seguintes:

TORRES (2016) apresenta a análise matemática da dinâmica vertical da VTR 6 × 6 Iveco Guarani. Para isso, o trabalho é dividido em dois modelos. No primeiro modelo, não é levada em conta a configuração do mecanismo das suspensões, sendo que a mola e o amortecedor são considerados lineares. No segundo modelo, considera-se o efeito produzido pela configuração das suspensões, de tipo *MacPherson* e modelando os amortecedores como bilineares, apresentando coeficientes de amortecimento viscoso diferentes para compressão (*bump*) e para distensão (*rebound*), As molas são modeladas por meio de uma função polinomial. O estudo é feito com o modelo do veículo construído de acordo com a metodologia de fluxo de potência.

DE LIMA, SOUZA ALVES e BRITTO (2016) apresentam a análise de cinco tipos de assentos para o estudo das vibrações às quais os passageiros no interior de um veículo são submetidos. O primeiro modelo de assentos é vinculado direto no chassi e os outros com uma combinação de suspensão ativa e passiva. O estudo é feito com o modelo carro empregando a metodologia de fluxo de potência e aplicando o modelo do corpo humano de Abbas, *et al* (2013).

CARVALHO (2015) apresenta uma análise para a estimativa de parâmetros da suspensão de um Veículo Militar de cinco rodas apoiadas sobre lagartas, empregando

um modelo de $\frac{1}{2}$ carro e por meio de métodos estocásticos. A função objetivo é avaliada com os critérios de conforto das normas internacionais.

LOPES (2015) apresenta a análise de um sistema de controle de tração, em um veículo equipado com caixa de transmissão do tipo CVT, e os efeitos sobre as dinâmicas longitudinal e vertical de um veículo 4×4 . Nesse trabalho se emprega a metodologia de fluxo de potência, desenvolvendo um modelo complexo a partir de subsistemas de menor complexidade vinculados entre si.

DA VINHA (2013) apresenta a análise do modelo tridimensional da suspensão de eixo rígido, de um veículo de dois eixos, abordando a dinâmica de um sistema multicorpos por meio do fluxo de potência. Os blocos são substituídos por subsistemas cada vez mais complexos.

GUEDES (2010) apresenta a análise do modelo bidimensional e uma simulação da dinâmica vertical do sistema Viatura com Metralhadora calibre .50. Em função do recuo produzido pelos disparos da metralhadora, são desenvolvidas as forças que são transmitidas até os pneus, empregando Equações de Estado. Empregou-se a técnica dos grafos de ligação para facilitar a representação dos diagramas de blocos.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA DA DINAMICA VERTICAL

A pesquisa pode ser aberta em três vertentes, que são estudos de análise de conforto realizados por meio de simulações puramente numéricas, trabalhos da linha de pesquisa para otimizar o sistema de suspensão e assim melhorar o conforto do veículo e, finalmente, trabalhos que realizam testes de campo, que, embora mais realistas, têm custos mais elevados do que as simulações numéricas.

TRIKANDE *et al* (2017) avaliam o desempenho de diferentes estratégias de controle de suspensão semiativa para veículos blindados 8×8 multieixo comparando parâmetros de qualidade de passeio e de mobilidade durante a passagem de obstáculos militares típicos.

HUANG, LIU e DAI-KOU (2017), apresentam uma análise dos métodos de gradiente conjugado desenvolvidos para resolver a condição de otimização de problemas não-lineares sem restrição. Em condições adequadas, os métodos desenvolvidos são globalmente convergentes.

FATEMI (2016), propõe um novo método de gradiente conjugado não linear para otimização sem restrições com base na resolução de um novo problema de otimização. Eles combinam os bons recursos do método do gradiente conjugado (GC) linear usando alguns parâmetros de penalidade. A convergência global do novo método é investigada, e os resultados numéricos mostram que o novo método é eficiente e robusto, superando o GC.

KIRBAŞ, UFUK e KARAŞAHIN (2016), realizam medições no banco do motorista para diversas vias urbanas pavimentadas, depois analisam os limites de conforto e o índice de condições do pavimento.

PARK, LEE, AHN e JEONG (2016), estudam a vibração derivada da rotação sincronizada de um motor e um ventilador de refrigeração, as chamadas vibrações de batidas. Um excitador elétrico i-220 desenvolvido pela IMV Corporation® é usado para produzir vibrações de batidas. A análise é feita em várias frequências com diferentes amplitudes.

ZHOU e CHEN (2016) realizam estudos em três tipos de veículos (carro leve, caminhão pesado e leve) que trafegam em pontes longas, onde o tráfego intenso e a influência do vento foram levados em consideração. A aceleração vertical do *bounce*, do *roll*, do *pitch* e o *Overall Vibration Total Value (OVTV)* foram medidos.

LI, QIAO e YU (2015) usam três eletrodos instalados nos corpos de dois motoristas diferentes em uma rodovia à noite, para capturar o ruído fornecido por dois tipos diferentes de pavimentos: concreto e asfalto.

KULKARNI et al (2015), apresentam algumas aplicações do método PSO no âmbito da engenharia mecânica, além de evidenciar sua forma clássica e certas variações. Alguns exemplos explorados são: otimização do peso ideal de um trem de engrenagens, a otimização simultânea de design das tolerâncias de maquinários diversos, e otimização de parâmetros de processo no problema de seleção e programação de equipamentos.

DREHMER, CASAS e GOMES (2014) otimizam os parâmetros de suspensão de um veículo com 8 graus de liberdade, empregando os métodos estocásticos de PSO e Algoritmo Genético e incluindo o assento do motorista, para cobrir diferentes tipos de pavimentos, considerando os limites de vibrações estabelecidos na norma ISO 2631, edição de 1978.

ATA e OYADIJI (2014) apresentam uma investigação teórica sobre o efeito de várias configurações de suspensão do modelo de meio carro do veículo M113. O modelo desenvolvido é validado utilizando dados experimentais publicados. As respostas do sistema das configurações de suspensão selecionadas nos domínios de tempo e frequência são comparadas com a suspensão não amortecida. Buscou-se encontrar a melhor localização e o número de amortecedores a fim de melhorar o conforto da tripulação.

ABBAS et al (2013) apresentam um estudo sobre um modelo de veículo de ½ carro, onde, empregando o método Algoritmo Genético (GA), são encontrados parâmetros ótimos da suspensão do assento do motorista.

SEKULIĆ *et al* (2013) analisam a vibração vertical que causa desconforto no motorista de um ônibus e em dois bancos de passageiros com diferentes tipos de assentos, com o veículo trafegando em pavimentos diferentes.

THITE (2012) usa o conceito de rigidez em série no sistema de suspensão para aumentar o amortecimento nas frequências naturais empregando o modelo de $\frac{1}{4}$ de carro.

THAMSUWAN *et al* (2012) analisam a vibração transferida do solo para o pneu em quatro tipos de pavimentos (pavimentos de concreto unido, pavimentos rígidos, pavimentos de concreto de asfalto rehabilitados e concreto de cimento Portland articulado rehabilitado), com três tipos de modelos de contato de pneu/estrada.

XU e DE LAMARE (2012) apresentam algoritmos adaptativos distribuídos com base no método de gradiente conjugado (CG) para redes distribuídas de sensores. As soluções incrementais e adaptativas de difusão são consideradas. Os algoritmos convencionais CG (CCG) e GC modificados (MCG) têm um desempenho melhorado em termos de erro quadrático médio em comparação com algoritmos baseados em mínimos quadrados (LMS) e um desempenho que é próximo dos algoritmos recursivos de mínimos quadrados (RLS).

ALFI e FATEH (2011) apresentam um novo algoritmo de otimização de enxame de partículas modificadas (MPSO) para identificar sistemas não-lineares com a finalidade de identificar e otimizar 4 parâmetros de um sistema de suspensão hidráulica não-linear.

CHEN, YANG e LEE (2009) apresentam um algoritmo inverso baseado em método de gradiente conjugado é aplicado para estimar o perfil irregular de incrustação tridimensional, em locais específicos, na parede interna de um tubo, com algumas temperaturas conhecidas e com o auxílio de uma equação adjunta. A técnica pode ser usada como uma alternativa para fornecer informações cruciais para a otimização do cronograma de limpeza para sistemas de tubulação.

COSTA NETO (2008) apresenta um método, baseado na abordagem por fluxo de potência, em que a dinâmica de determinado sistema espacial é determinada por sua cinemática, utilizando suas relações de causalidade. Esse método é usado na determinação das forças que agem sobre o centro de gravidade do chassi do veículo, bem como das velocidades dos pontos de ancoragem das suspensões.

POLI, KENNEDY e BLACKWELL (2007) descrevem sua concepção clássica e apresenta novas abordagens e aplicações da otimização do enxame de partículas (PSO). Os autores apresentam novas versões, desenvolvendo novas aplicações e estudos teóricos a partir dos efeitos dos vários parâmetros e aspectos do algoritmo.

Van der WESTHUIZEN, ANRIËTTE e Van NIEKERK (2006) compararam os níveis de conforto subjetivo e objetivo, considerando o uso de sete tipos de assentos diferentes e seis excitações de base diferentes.

ELS (2004) realiza sete testes em um veículo militar de quatro rodas, de quatro toneladas, em diferentes tipos de terrenos e velocidades. As acelerações laterais, verticais e longitudinais são medidas, bem como guinada, arfagem e rolagem. A análise é feita com parâmetros de conforto de viagem subjetivos e objetivos.

FERREIRA (2003) apresenta um estudo das vibrações naturais e os modos de vibrar da massa suspensa e não suspensa dos veículos comerciais por meio do software SIMULINK/MATLAB® e compara com medições feitas em laboratório.

KATU, DESAVALE, KANAI (2003) analisam dados obtidos em três carros diferentes, trafegando em três pistas diferentes e a três velocidades diferentes, a fim de determinar níveis de conforto. Tais análises de conforto são baseadas em resultados de simulações numéricas.

MAIA (2002) apresenta um estudo da sensibilidade para determinar as variações dos parâmetros que influenciam o modelo numérico, empregando diagrama de blocos, de um veículo leve aplicado ao estudo do conforto.

BALBINOT (2001) apresenta um estudo para avaliar os níveis de vibrações do corpo humano, e o segmento mão-braço do motorista de ônibus urbanos com coleta de dados experimentais no eixo Z.

No Capítulo 3 aborda-se a base teórica para desenvolvimento do modelo, tanto do ponto de vista da dinâmica do veículo quanto dos métodos usados na abordagem de problemas inversos.

3 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

O objetivo da dinâmica vertical é a adequação da suspensão de forma a proporcionar o amortecimento dos movimentos do chassi para garantir o conforto na condução, com o mínimo esforço de carga (RILL, 2012).

3.1 DINÂMICA VERTICAL

A dinâmica vertical estuda, por meio da transmissão de esforços entre a massa não suspensa (conjunto roda, eixo e suspensão) e a massa suspensa (chassi), o comportamento do veículo como resposta às excitações de base às quais é submetido. A excitação de base representa os diferentes tipos de obstáculos que existem no terreno. Além disso, o estudo do conforto avalia o comportamento do corpo humano sobre os assentos (da tripulação e do soldado), que também são submetidos a excitações, mas agora provenientes do chassi. Neste trabalho, o chassi é considerado um corpo rígido. O sistema de coordenadas adotado é o ISO 4130, retratado na FIG 3, com origem no centro de gravidade (CG).

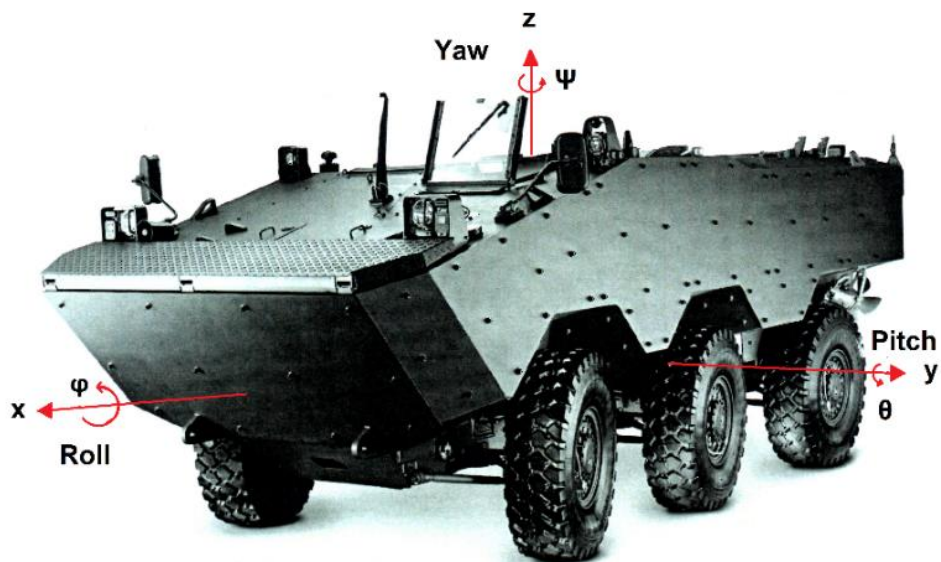


FIG 3: Sistema de coordenadas conforme a Norma ISO 4130 – adaptado (Manual Técnico IVECO, 2012)

3.2 MODELO MATEMÁTICO DO PROBLEMA DIRETO

O estudo está alinhado com a linha de pesquisa adotada no IME, na área de Dinâmica de Veículos Terrestres. Nesse modelo o chassi é considerado rígido, o que é uma boa aproximação tendo em vista a estrutura da carroceria do veículo, produzida em aço balístico.

3.2.1 EXCITAÇÃO DE BASE

Há diferentes tipos de fontes de excitação nos estudos de dinâmica de veículos apresentados na FIG 4. Neste trabalho é considerada apenas a fonte de excitação externa, e o veículo modelado tem que percorrer uma pista com lombadas em forma de trapézio (FIG. 5).

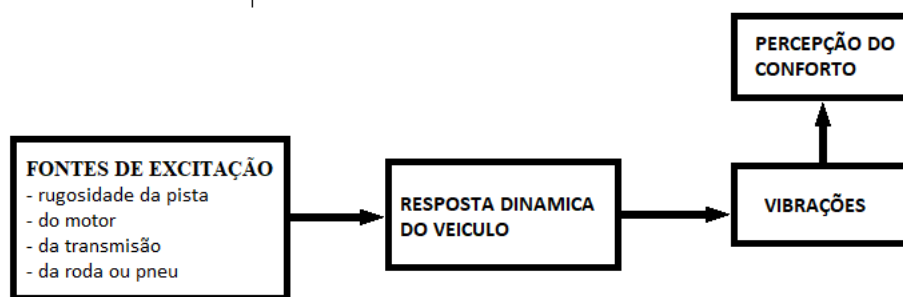


FIG 4: Dinâmica de conforto - adaptado (GILLESPIE, 1992)

3.2.1.1 EXCITAÇÃO DE BASE DAS MEDIÇÕES

A pista de ensaios para carros de combate do Centro de Avaliações do Exército (CAEx) tem uma ampla variedade de obstáculos com diferentes finalidades, mas neste estudo é usado o perfil representado na FIG 5 e os valores são apresentados na tabela 1.

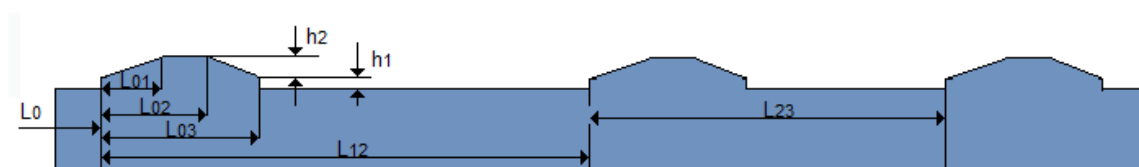


FIG 5: Desenho da Pista de Obstáculos

TAB 1: Dados da pista de Obstáculos.

Símbolos	Dado (m)
L_{01}	0,30
L_{02}	0,74
L_{03}	1,78
L_{12}	14,24
L_{23}	9,40
ho_1	0,025
ho_2	0,135

A excitação de base para cada de cada uma das rodas esquerdas da viatura é a mesma, mas com uma defasagem no tempo. Portanto, é necessário definir a distância entre o primeiro e o segundo eixo, definida pela equação (3.1) e a distância entre o segundo e o terceiro eixo, apresentado pela equação (3.2).

$$Le_{12} = a_1 + a_2 \quad (3.1)$$

$$Le_{23} = a_3 - a_2 \quad (3.2)$$

Uma vez definida a distância entre eixos e preciso calcular o tempo em que cada eixo atinge o obstáculo, ressaltado que as medições no campo foram feitas a velocidade constante. O tempo t e o tempo de simulação e o tempo t_1 é o tempo que demora o primeiro eixo em atingir o obstáculo, conforme a equação (3.3), o t_2 é o tempo em o segundo eixo demora em atingir o obstáculo, conforme as equações (3.4) e (3.5), e finalmente t_3 é o tempo em que o terceiro eixo atinge o obstáculo, conforme as equações (3.6) e (3.7).

$$t_1 = t \quad (3.3)$$

$$te_{12} = \frac{Le_{12}}{V} \quad (3.4)$$

$$t_2 = t_1 + te_{12} \quad (3.5)$$

$$te_{23} = \frac{Le_{23}}{V} \quad (3.6)$$

$$t_3 = t_1 + te_{23} \quad (3.7)$$

Uma vez definido o tempo para cada eixo precisa-se definir a distância percorrida por cada eixo, considerando V , em m/s, como a velocidade constante que o carro se desloca, conforme a equação (3.8).

$$\mathbf{d}_i = V \cdot \mathbf{t}_i \quad (3.8)$$

A equação (3.9) define a pente da reta tangente do quebra-molas trapezoidal.

$$alfa = \frac{(ho_2 - ho_1)}{L_{o1}} \quad (3.9)$$

Finalmente, a equação (3.10) apresenta o módulo da excitação de base para cada instante de tempo.

$$Z_{0i} = \begin{cases} 0; & d_i < L_o \\ ho_1 + alfa \cdot (d_i - L_o); & L_o \leq d_i \leq L_o + L_{o1} \\ ho; & L_o + L_{o1} \leq d_i \leq L_o + L_{o2} \\ ho_2 - alfa \cdot (d_i - L_o - L_{o2}); & L_o + L_{o2} \leq d_i \leq L_o + L_{o3} \\ 0; & L_o + L_{o3} < d_i \end{cases} \quad (3.10)$$

Na FIG 6 pode-se observar a simulação da excitação de base e a diferença em função do tempo para que cada eixo atingia o obstáculo.

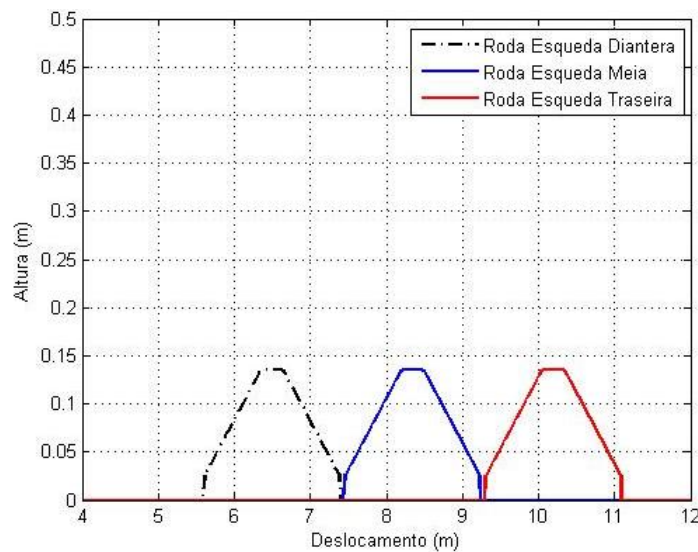


FIG 6: Simulação da excitação de base para cada roda

3.2.1.2 EXCITAÇÃO DE BASE PARA A ANÁLISE DE CONFORTO

A forma mais comum para quantificar a vibração de um sistema ou um corpo humano inteiro, quando é submetido a uma fonte de excitação, é por meio da medição das acelerações de pontos de interesse.

Existem diferentes tipos de fontes de excitação nos estudos de dinâmica do veículo, que podem ser divididas em interna (transmitida pelo motor e pelo sistema de transmissão) e externa (produzida pela rugosidade do pavimento e pelas excitações de base). Neste trabalho foi considerada apenas esta última, com a finalidade de analisar o conforto da viatura, depois de definidos os parâmetros da suspensão, dos assentos e do corpo humano.

O perfil é definido pela norma ISO 8608, sendo que os perfis típicos da estrada podem ser agrupados em classes de A até E. O perfil aleatório é dado pela superposição de N sinais senoidais definidos no domínio da frequência. Os sinais podem ser originados considerando a densidade espectral de potência (PSD). A frequência espacial é definida pela variável Ω_i , em m^{-1} , sendo Ω_0 é a frequência espacial de referência, em m^{-1} . Tem-se $\Phi(\Omega_0)$, que é o coeficiente de rugosidade definido conforme a classe de pista, expressado em m^3 , e, ainda, w , que é o expoente de ajuste de PSD definido conforme a equação (3.11).

$$\Phi(\Omega_i) = \Phi(\Omega_0) \cdot (\Omega_i / \Omega_0)^{-w} \quad (3.11)$$

As faixas de frequências de onda de Ω_1 até Ω_N são escolhidos para caber em N intervalos iguais $\Delta\Omega$, como mostrado na equação (3.12), que vai proporcionar o passo das frequências.

$$\Delta\Omega = (\Omega_N - \Omega_1) / (N - 1) \quad (3.12)$$

As amplitudes das ondas decorrem da equação (3.13).

$$\mathbf{A}_i = \sqrt{2 \cdot \Phi(\Omega_i) \cdot \Delta\Omega} \quad (3.13)$$

Quando a análise é em velocidade constante, a equação (3.14) fornece a coordenada espacial em função do tempo.

$$\mathbf{S}_{(i)} = v_v \cdot \mathbf{t}_{(i)} \quad (3.14)$$

Finalmente o perfil da estrada $Z_r = Z_r(s)$ é produzido conforme a equação (3.15), onde Ψ proporciona o ângulo de defasagem entre os eixos dianteiro, intermediário e traseiro.

$$Z_r(s) = \sum_{i=1}^N \mathbf{A}_i \cdot \text{sen}(\Omega_i \cdot \mathbf{S}_i - \Psi_i) \quad (3.15)$$

Do perfil Z_r , da equação (3.15), além de ter o atraso para cada um dos eixos, são produzidos dois perfis randômicos, um para as rodas da esquerda e outro para as rodas da direita, conforme a FIG 7, uma vez que as ondulações da superfície por onde as rodas não passam, não contribuem como excitação de base e podem ser desconsideradas.

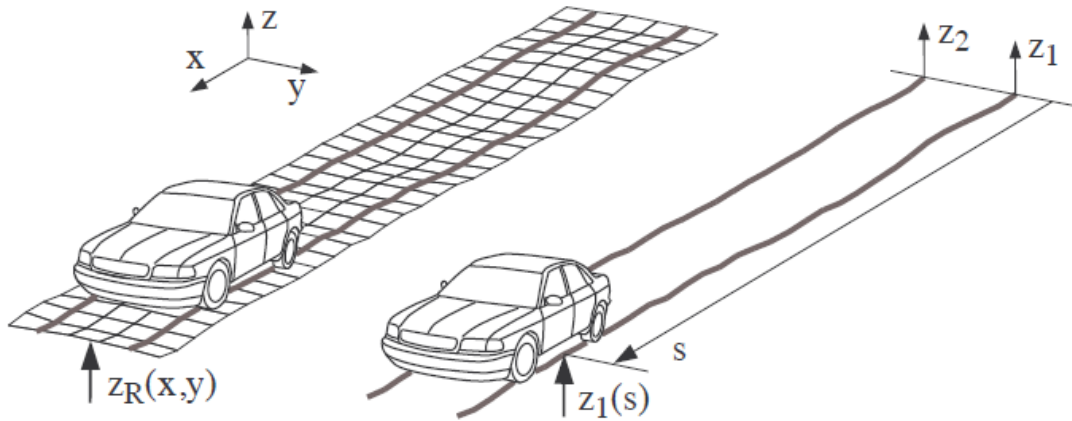


FIG 7: Perfis randômico da estrada (RILL, 2012)

3.2.2 MODELO DOS PNEUS

A excitação da estrada é transferida através do pneu para a roda, através do sistema de suspensão para o chassi, e através dos assentos para os respectivos passageiros.

O modelo de pneu empregado neste trabalho é o modelo linear de rigidez constante, com apenas um ponto de contato com o solo, sendo consideradas apenas as forças verticais. Apesar dos pneus serem do tipo *run flat*, conforme a FIG 8, a deformação apresentada nos obstáculos transpostos não é suficiente para atingir a banda de reforço montada por dentro do pneu.

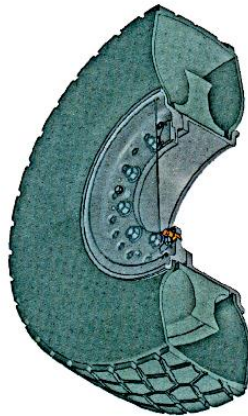


FIG 8: Pneu do Guarani com Sistema *Run Flat* (Manual Técnico IVECO, 2012)

3.2.3 SUSPENSÃO DA VIATURA

Sistemas de suspensão mais macios reduzem as acelerações do chassi, mas necessitam de espaço para um curso maior. Assim, um bom conforto ao trafegar é aquele em que há sempre um compromisso entre os valores de aceleração baixos e deslocamento limitado da suspensão.

3.2.3.1 BATENTES DA SUSPENSÃO

No modelo de carro foi adicionada uma função que considera os batentes da suspensão com a finalidade de representar o que acontece fisicamente na realidade. No caso da suspensão, há limites tanto para a compressão quanto para a distensão. Os mesmos foram definidos como 120 mm para a compressão e 200 mm para a distensão.

3.2.3.2 CONFIGURAÇÃO DA SUSPENSÃO

As configurações dos mecanismos das suspensões têm alta relevância no desempenho dos veículos, em especial nas viaturas militares. A viatura estudada emprega um sistema independente em cada roda, do tipo MacPherson (FIG. 9) com um sistema mola amortecedor pneumático com amplo curso.



FIG 9: Sistema de suspensão do Guarani (Manual Técnico IVECO, 2012).

O sistema MacPherson caracteriza-se pela sua simplicidade de construção e de tamanho menor em relação a outras configurações de suspensão. A fim de averiguar a influência da configuração cinemática da suspensão no modelo, o polinômio que representa o comportamento da rigidez da mola de cada um dos eixos é multiplicado por um fator corretor, conforme é apresentado na FIG 10, buscando assim uma equivalência com o modelo simples.

Da análise da energia potencial, chega-se à equação (3.16) para calcular o fator corretor. Nesse caso, o ângulo α mede $4,5^\circ$, o comprimento da variável a é de 0,486 metros e o da variável b é de 0,716 metros.

$$\text{Fator} = \left(\frac{a}{b} \cdot \cos \alpha \right)^2 \quad (3.16)$$

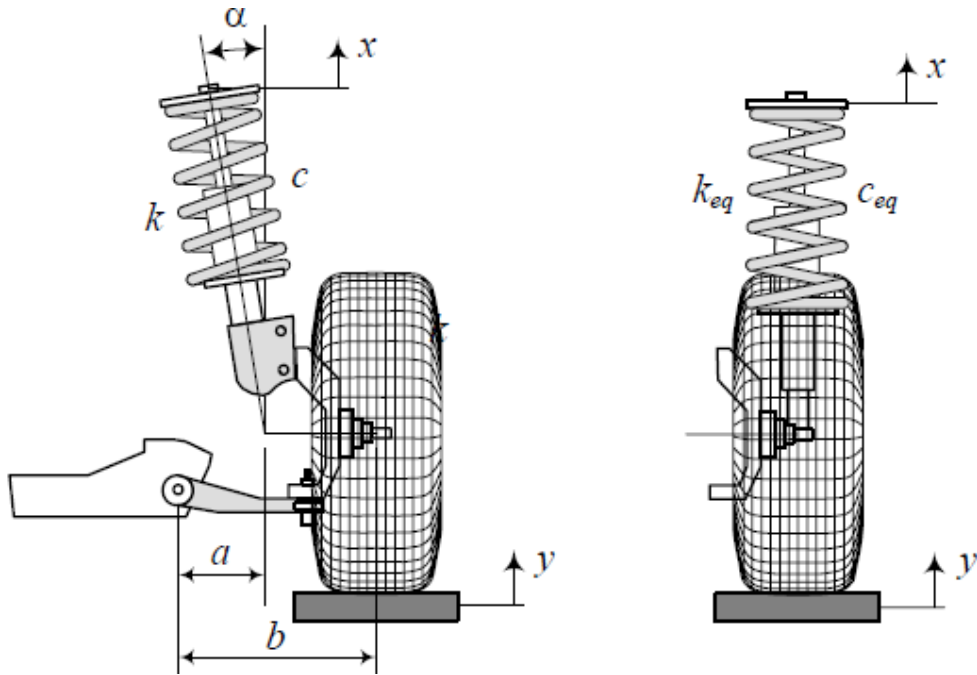


FIG 10: Geometria da suspensão do tipo McPherson (JAZAR, 2008).

Pode-se observar na FIG 11 que a força aplicada na roda deve ser multiplicada pelo fator corretor da configuração da suspensão.

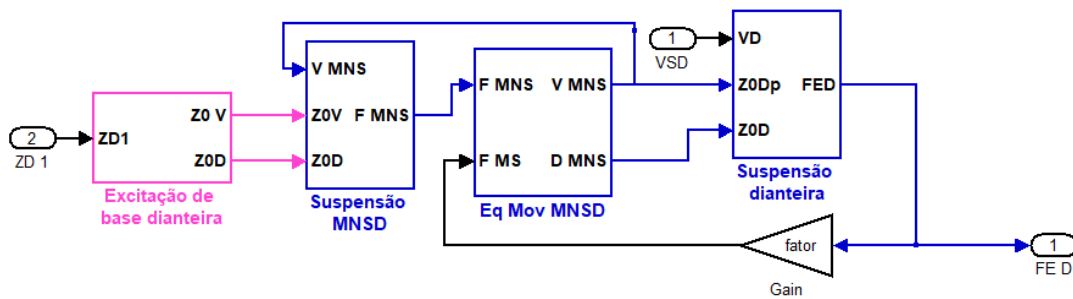


FIG 11: Modelo do Simulink com a configuração da suspensão.

3.2.3.3 CONSTANTE DE RIGIDEZ DAS MOLAS

Inicialmente foi considerado o modelo de 1/2 carro com suspensão com molas e amortecedores constantes no *bump* e no *rebound*. Observa-se na FIG 12 a rigidez das molas em função do deslocamento, conforme os valores descritos em TORRES (2016), segundo as equações (3.17) até (3.19).

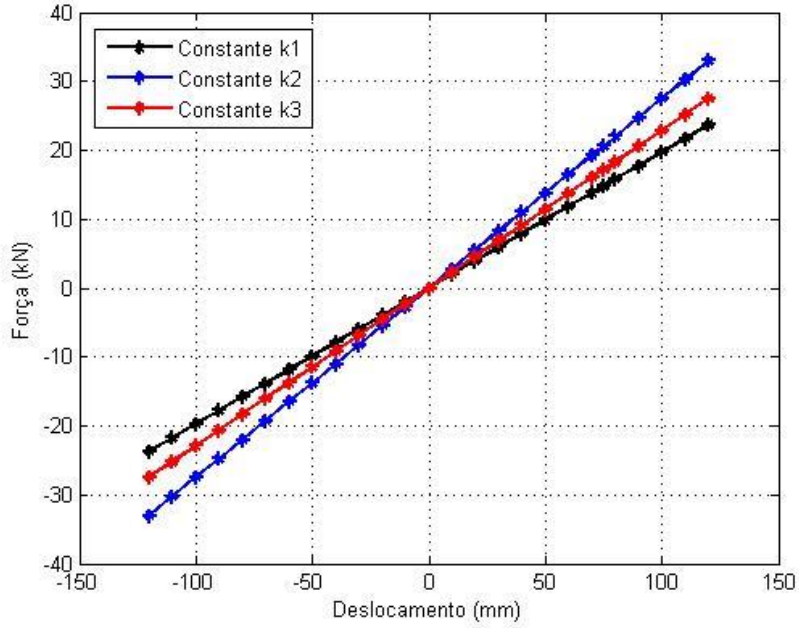


FIG 12: Curva das constantes das molas

$$k_{diant} = (k_{diantder} + k_{diantizq}) = (202 + 193) N/mm = 395 \times 10^3 N/mm \quad (3.17)$$

$$k_{item} = (k_{itermder} + k_{interizq}) = (235 + 223) N/mm = 458 \times 10^3 N/mm \quad (3.18)$$

$$k_{tras} = (k_{trasder} + k_{trasizq}) = (283 + 267) N/mm = 550 \times 10^3 N/mm \quad (3.19)$$

O bloco da suspensão do modelo em SIMULINK, onde tanto a rigidez da mola quanto coeficiente de amortecimento são constantes, é apresentado na FIG 13.

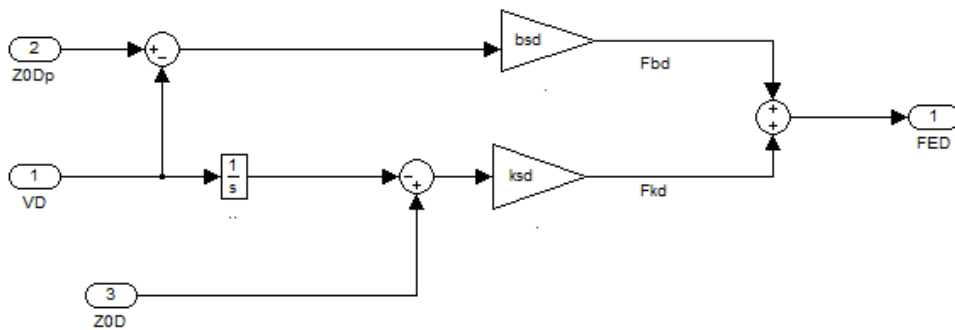


FIG 13: Modelo do Simulink com suspensão linear

As molas de cada um dos eixos do veículo Guarani são de rigidez variável. Pode-se observar na FIG 14 a rigidez variável em função do deslocamento relativo, empregando os polinômios (TORRES, 2016), conforme as equações (3.20) até (3.22), que representam a carga em Newtons, enquanto z representa o deslocamento em metros.

$$F_{\text{diant}} = 1 \times 10^{10} z^6 + 3 \times 10^9 z^5 + 8 \times 10^7 z^4 - 2,5 \times 10^7 z^3 + 3,158 \times 10^5 z^2 + 2,9495 \times 10^5 z + 24.345 \quad (3.20)$$

$$F_{\text{inter}} = 1 \times 10^9 z^6 + 3 \times 10^9 z^5 + 4 \times 10^7 z^4 - 3,14 \times 10^7 z^3 + 4,531 \times 10^5 z^2 + 3,1763 \times 10^5 z + 24.193 \quad (3.21)$$

$$F_{\text{tras}} = 1 \times 10^{10} z^6 + 3 \times 10^9 z^5 + 6 \times 10^7 z^4 - 2,65 \times 10^7 z^3 + 5,352 \times 10^5 z^2 + 3,067 \times 10^5 z + 23.686 \quad (3.22)$$

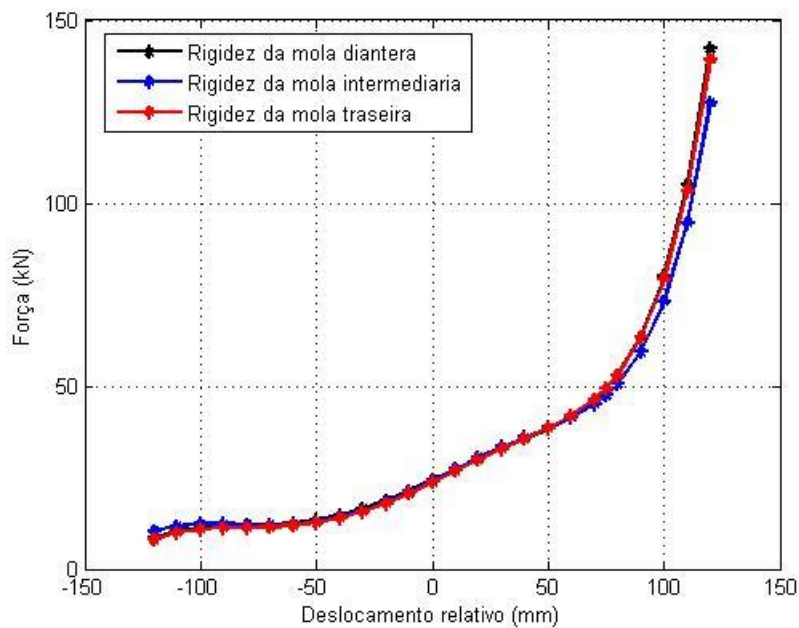


FIG 14: Curva deslocamento relativo de cada uma das molas

O bloco da suspensão do modelo em SIMULINK, com as funções em MATLAB, considerando batentes, e o polinômio que representa a rigidez da mola e o comportamento do amortecedor é exibido na FIG 15.

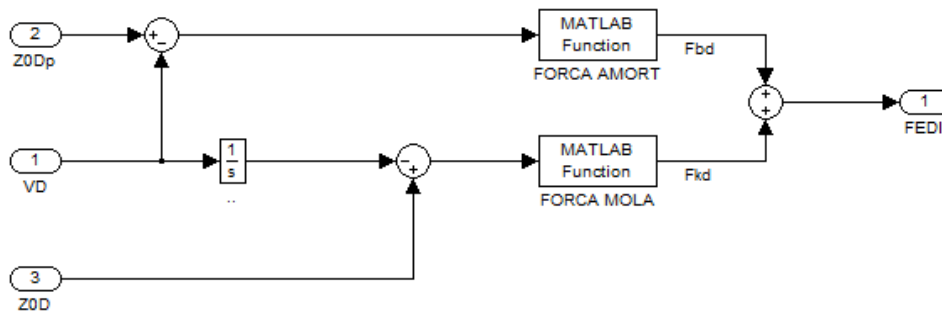


FIG 15: Modelo do Simulink com suspensão não linear

3.2.3.4 FUNÇÃO BILINEAR DA CONSTANTE DE AMORTECIMENTO

Cada amortecedor do veículo Guarani é bilinear, com um valor de força de amortecimento para *bump* e outro para o *rebound*, e sua curva é apresentada na FIG 16 e na equação (3.23).

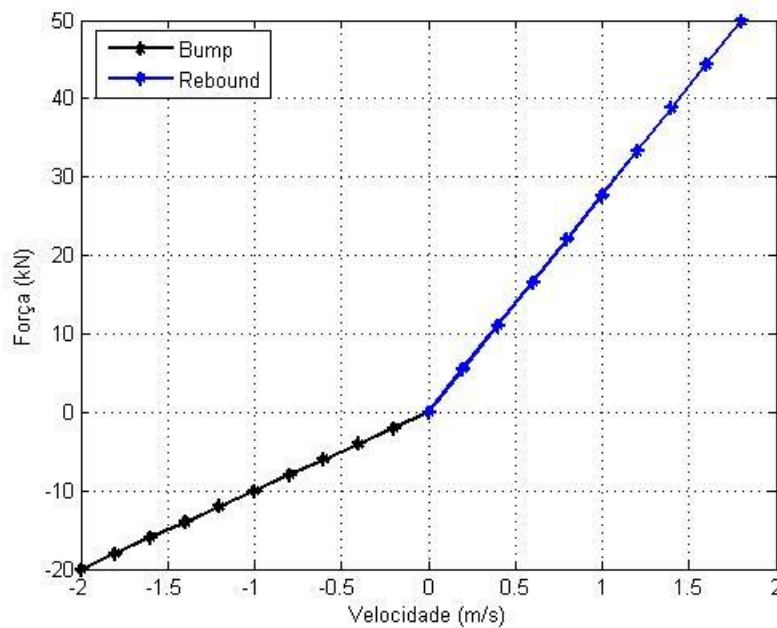


FIG 16: Gráfico bi linear do coeficiente de amortecimento da suspensão

$$F_{amort} = \left\{ \begin{array}{ll} b_{rebound} \cdot (\dot{Z}_{roda} - \dot{Z}_{AncoChassi}) & se \ (\dot{Z}_{roda} - \dot{Z}_{AncoChassi}) \geq 0 \\ b_{bump} \cdot (\dot{Z}_{roda} - \dot{Z}_{AncoChassi}) & se \ (\dot{Z}_{roda} - \dot{Z}_{AncoChassi}) \leq 0 \end{array} \right\} \quad (3.23)$$

sendo

b_{rebound} : Coeficiente de amortecimento para distensão do amortecedor.

b_{bump} : Coeficiente de amortecimento para amortecedor em compressão.

Z_{Roda} : Velocidade vertical do centro de gravidade da roda.

$Z_{\text{AncoChassi}}$: Velocidade vertical do ponto de ancoragem da suspensão no chassi.

3.2.3.5 ESTABILIZAÇÃO DOS MODELOS

Com a finalidade de evitar o deslocamento do chassi até atingir o equilíbrio estático é preciso estabelecer as condições iniciais do modelo; os valores das posições das molas, do CG, do *pitch* e do *roll* precisam ser inseridos. A diferença entre um modelo estabilizado e outro sem estabilização inicial é apresentado na FIG 17, por meio do comportamento da aceleração do CG, expressa relativamente à constante gravitacional, em função do tempo.

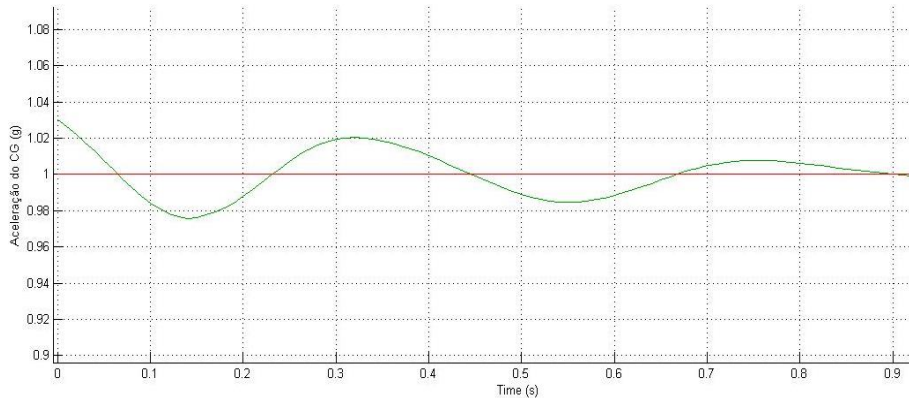


FIG 17: Aceleração vertical do CG do carro com e sem estabilização inicial

3.2.4 MODELO DOS ASSENTOS

Os diferentes modelos de assentos empregados na viatura Guarani são apresentados na FIG 18, onde o primeiro à esquerda é o assento do soldado, o segundo, ao centro, é o assento do comandante (possui regulagem de altura) e o último, o da direita, é o assento do motorista, que possui regulagem tanto em altura quanto longitudinal. Para atingir o

objetivo do trabalho é preciso primeiro achar os valores de amortecimento e rigidez equivalente para cada um dos assentos apresentados.



FIG 18: Diferentes modelos de assento do veículo GUARANI (Manual Técnico IVECO, 2012)

3.2.5 DINÂMICA DO CORPO HUMANO

Nesta dissertação o modelo de corpo humano empregado é o modelo de ABBAS *et al* (2013), conforme a FIG 19. Existem muitos modelos matemáticos de corpos humanos, alguns dos quais encontram-se resumidos em BECKER (2006), e reproduzidos na FIG 20.

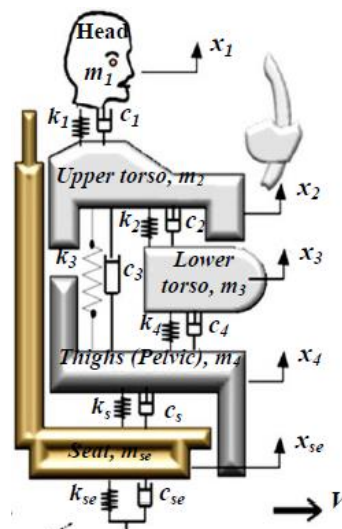


FIG 19: Modelo representativo ao Corpo Humano (ABBAS *et al*, 2013)

GDL	Autor(es)	Valores m (kg), k (N.m ⁻¹); c (N.s.m ⁻¹)	Forma	GDL	Autor(es)	Valores m (kg), k (N.m ⁻¹); c (N.s.m ⁻¹)	Forma
1	Coermann apud Wu et al., 1999	m = 83,72 k = 131181 c = 3378		2	Stuggs et al. apud Wu et al., 1999	m ₀ =6 m ₁ =3,4 m ₂ =18,6 k ₁ =25968 k ₂ =41549 c ₁ =485 c ₂ =884	
1	Fairlay e Griffin, 1989	m ₀ =6 m= 45,6 c=1360 k= 45005		3	Boileau et al., 2002	m ₀ = 2 m ₁ = 6 m ₂ = 2 m ₃ = 45 c ₁ = 387 k ₁ = 10000 c ₂ = 234 k ₂ = 34400 c ₃ = 1390 k ₃ = 36200	
1	Wei e Griffin, 1998	m ₁ =46,7 m ₂ = 4,1 c ₁ =1522 k ₁ = 44115		3	Demié, 1989	m ₁ = 42 m ₂ = 23 m ₃ = 5 c ₀ =3600 k ₀₁ =140000 c ₁ =2700 k ₁₁ =160000 c ₂ =2850 k ₂₁ =170000 k ₀₂ = 5000 k ₁₂ = 4000 k ₂₂ = 9000	
2	Allen apud Wu et al., 1999	m ₁ =5 m ₂ = 50 c ₁ =53,4 k ₁ = 57046 c ₂ =942,5 k ₂ = 49348		4	Boileau e Rakheja, 1998	m ₁ =5,31 m ₂ = 28,49 m ₃ = 8,62 m ₄ = 12,78 c ₁ =400 k ₁ = 310000 c ₂ =4750 k ₂ = 183000 c ₃ =2064 k ₃ = 162800 c ₄ =4585 k ₄ = 90000	
2	Wei e Griffin, 1998	m= 5,6 m ₁ =36,2 m ₂ = 8,9 c ₁ =815 k ₁ = 35007 c ₂ =484 k ₂ = 33254					

FIG 20: Resumo dos Modelos do Corpo Humano (BECKER, 2006)

3.2.6 ACOPLAMENTOS CINEMÁTICOS

O modelo proposto para análise é um modelo de carro inteiro com doze graus de liberdade, que são os deslocamentos das massas não suspensas dianteira esquerda e direita, intermediárias esquerda e direita, e traseiras esquerda e direita; o ângulo de *pitch*, o ângulo de *roll*, o deslocamento vertical do CG do chassi (*bounce*) e os deslocamentos verticais dos assentos nos pontos de interesse. O modelo não considera o ângulo de *câmbor* da suspensão.

O sistema é modelado por meio de diagramas de blocos, empregando o software SIMULINK/MATLAB®, e baseado na metodologia de fluxo de potência, usando as Matrizes de Vínculos Cinemáticos, (COSTA NETO, 2008). Consideram-se tanto as massas não suspensas quanto o chassi como corpos rígidos. A origem do referencial do corpo está em seu centro de gravidade, e os eixos coordenados coincidem com os eixos principais de inércia do corpo, conforme apresentado na FIG 3. Entretanto, é preciso relacionar as velocidades absolutas dos pontos de interesse do chassi com as

velocidades, absolutas, linear e angular, do próprio chassi. Para isso emprega-se a matriz Θ_C , que representa os vínculos cinemáticos entre o CG do chassi e os pontos de interesse usados na análise do movimento.

O primeiro passo é definir a posição (3.24) e a velocidade (3.25) absoluta de cada um dos pontos de interesse, i , escritas no referencial fixo (HAUG, 1989).

$${}^f \mathbf{r}_i = {}^f \mathbf{r}_o + {}^f \mathbf{T}^c \cdot {}^c \mathbf{r}_i \quad (3.24)$$

$${}^f \dot{\mathbf{r}}_i = {}^f \dot{\mathbf{r}}_o + {}^f \dot{\mathbf{T}}^c \cdot {}^c \mathbf{r}_i + {}^f \mathbf{T}^c \cdot {}^c \dot{\mathbf{r}}_i \quad (3.25)$$

Considerando que os corpos são rígidos e indeformáveis, o terceiro termo da equação (3.25) é nulo. A derivada da matriz ${}^f \mathbf{T}^c$ é apresentada na equação (3.26) onde ${}^f \boldsymbol{\Omega}$ é o vetor velocidade angular do referencial do corpo medido no referencial fixo.

$${}^f \dot{\mathbf{T}}^c = {}^f \tilde{\boldsymbol{\Omega}} \cdot {}^f \mathbf{T}^c \quad (3.26)$$

A notação $\tilde{\boldsymbol{\Omega}}$ representa um vetor de coordenadas ω_x , ω_y e ω_z escrito na forma de uma matriz antissimétrica (HAUG, 1989).

A equação (3.27) é o vetor de velocidades absolutas nos pontos de interesse, que, quando multiplicadas pela matriz de vínculos cinemáticos, são transferidas do CG aos pontos de interesse (COSTA NETO, 2008).

$${}^c \mathbf{V}_{iz}^f = \Theta_C \cdot \begin{bmatrix} {}^f \mathbf{V}_{cz}^c \\ {}^f \dot{\phi}_{ex} \\ {}^f \dot{\theta}_{ey} \end{bmatrix} \quad (3.27)$$

A equação (3.28), que é a derivada da equação (3.27), apresenta o vetor de acelerações absolutas dos pontos de interesse, necessária para achar os valores da rigidez equivalente do assento e do corpo humano inteiro com os métodos de problemas inversos.

$${}^c \dot{\mathbf{V}}_{iz}^f = \mathbf{\Theta}_C \cdot \begin{bmatrix} f \dot{\mathbf{V}}_{cz}^c \\ f \ddot{\phi}_{ex} \\ f \ddot{\theta}_{ey} \end{bmatrix} + \dot{\mathbf{\Theta}}_C \cdot \begin{bmatrix} f \mathbf{V}_{cz}^c \\ f \dot{\phi}_{ex} \\ f \dot{\theta}_{ey} \end{bmatrix} \quad (3.28)$$

A equação (3.29) é o vetor da soma das forças, segundo a equação de Newton, e a soma dos momentos, segundo a equação de Euler, calculadas em função das forças aplicadas nos pontos de interesse, que, quando multiplicadas pela transposta da matriz de vínculos cinemáticos, são transferidas para o CG (COSTA NETO, 2008).

$$\begin{bmatrix} \sum {}^c \mathbf{F}_z \\ \sum {}^c \mathbf{M}_x \\ \sum {}^c \mathbf{M}_y \end{bmatrix} = \mathbf{\Theta}_c^t \cdot \mathbf{F}_{iz} \quad (3.29)$$

Definindo ${}^j \mathbf{T}^i$ como a matriz de transformação de coordenadas de um sistema de coordenadas i para um sistema de coordenadas j , obtêm-se para o sistema de coordenadas da FIG 3 conforme as equações (3.30), (3.31) e (3.32). A mudança de sistemas de coordenadas é completa após três rotações sucessivas, usando como parâmetros os ângulos de navegação (JAZAR, 2008).

$$\mathbf{T}_\varphi = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos \varphi & -\text{sen} \varphi \\ 0 & \text{sen} \varphi & \cos \varphi \end{bmatrix} \quad (3.30)$$

$$\mathbf{T}_\theta = \begin{bmatrix} \cos \theta & 0 & \text{sen} \theta \\ 0 & 1 & 0 \\ -\text{sen} \theta & 0 & \cos \theta \end{bmatrix} \quad (3.31)$$

$$\mathbf{T}_\psi = \begin{bmatrix} \cos \psi & -\text{sen} \psi & 0 \\ -\text{sen} \psi & \cos \psi & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (3.32)$$

Considerando o ângulo Ψ , que representa o ângulo de *yaw* do veículo, igual a zero (trajetória retilínea), a matriz da equação (3.32) passa a ser a matriz identidade. Portanto, a matriz ${}^f \mathbf{T}^c$ fica da forma apresentada na equação (3.33), onde fisicamente só

são consideradas as rotações nos eixos y e x , definidos como o *pitch* (ângulo θ) e o *roll* (ângulo φ). A equação (3.34) proporciona a matriz Θ_C . Fazendo $\mathbf{R}_i = -{}^f\mathbf{T}^c \cdot \mathbf{r}_i$, tem-se:

$${}^f\mathbf{T}^c = \mathbf{T}_\psi \cdot \mathbf{T}_\theta \cdot \mathbf{T}_\varphi = \begin{bmatrix} \cos \theta & \sin \varphi \cdot \sin \theta & \cos \varphi \cdot \sin \theta \\ 0 & \cos \varphi & -\sin \varphi \\ -\sin \theta & \sin \varphi \cdot \cos \theta & \cos \varphi \cdot \cos \theta \end{bmatrix} \quad (3.33)$$

$$\Theta_C = \begin{bmatrix} \mathbf{I} & \tilde{\mathbf{R}}_1 \\ \mathbf{I} & \tilde{\mathbf{R}}_2 \\ \mathbf{I} & \tilde{\mathbf{R}}_3 \\ \mathbf{I} & \tilde{\mathbf{R}}_4 \\ \mathbf{I} & \tilde{\mathbf{R}}_5 \\ \mathbf{I} & \tilde{\mathbf{R}}_6 \\ \mathbf{I} & \tilde{\mathbf{R}}_{\text{seat1}} \\ \mathbf{I} & \tilde{\mathbf{R}}_{\text{seat2}} \\ \mathbf{I} & \tilde{\mathbf{R}}_{\text{seat3}} \end{bmatrix} \quad (3.34)$$

Os vetores das posições dos pontos de interesse são definidos pela equação (3.35).

$$\mathbf{r}_i = \begin{bmatrix} x_i \\ y_i \\ h_i \end{bmatrix} \quad (3.35)$$

A equação (3.36) desenvolve o anteriormente apresentado na equação (3.34), mas sem considerar as velocidades produzidas no eixo x nem o eixo y , uma vez que fisicamente estão restritos esses deslocamentos.

$$\tilde{\mathbf{R}}_i \cdot \begin{bmatrix} \dot{\varphi} \\ \dot{\theta} \\ \mathbf{0} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \dot{\theta} \cdot (\mathbf{x}_i \cdot \sin \theta - \mathbf{y}_i \cdot \cos \theta \cdot \sin \varphi - \mathbf{h}_i \cdot \cos \theta \cdot \cos \varphi) \\ \dot{\varphi} \cdot (-\mathbf{x}_i \cdot \sin \theta + \mathbf{y}_i \cdot \cos \theta \cdot \sin \varphi + \mathbf{h}_i \cdot \cos \theta \cdot \cos \varphi) \\ \dot{\varphi} \cdot (-\mathbf{y}_i \cdot \cos \varphi + \mathbf{h}_i \cdot \sin \varphi) + \dot{\theta} \cdot (\mathbf{x}_i \cdot \cos \theta + \mathbf{y}_i \cdot \sin \theta \cdot \sin \varphi + \mathbf{h}_i \cdot \sin \theta \cdot \cos \varphi) \end{bmatrix} \quad (3.36)$$

A equação (3.37) determina as velocidades absolutas no sistema móvel no referencial de cada corpo.

$$\begin{bmatrix} {}^f \mathbf{v}_1 \\ {}^f \mathbf{v}_2 \\ {}^f \mathbf{v}_3 \\ {}^f \mathbf{v}_4 \\ {}^f \mathbf{v}_5 \\ {}^f \mathbf{v}_6 \\ {}^f \mathbf{v}_7 \\ {}^f \mathbf{v}_8 \\ {}^f \mathbf{v}_9 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \mathbf{VCG}_z + \dot{\varphi} \cdot (y_1 \cdot \cos\varphi - h_1 \cdot \sin\varphi) - \dot{\theta} \cdot (x_1 \cdot \cos\theta + y_1 \cdot \sin\theta \cdot \sin\varphi + h_1 \cdot \sin\theta \cdot \cos\varphi) \\ \mathbf{VCG}_z - \dot{\varphi} \cdot (y_2 \cdot \cos\varphi + h_2 \cdot \sin\varphi) - \dot{\theta} \cdot (x_2 \cdot \cos\theta - y_2 \cdot \sin\theta \cdot \sin\varphi + h_2 \cdot \sin\theta \cdot \cos\varphi) \\ \mathbf{VCG}_z + \dot{\varphi} \cdot (y_3 \cdot \cos\varphi - h_3 \cdot \sin\varphi) - \dot{\theta} \cdot (x_3 \cdot \cos\theta + y_3 \cdot \sin\theta \cdot \sin\varphi + h_3 \cdot \sin\theta \cdot \cos\varphi) \\ \mathbf{VCG}_z - \dot{\varphi} \cdot (y_4 \cdot \cos\varphi + h_4 \cdot \sin\varphi) - \dot{\theta} \cdot (x_4 \cdot \cos\theta - y_4 \cdot \sin\theta \cdot \sin\varphi + h_4 \cdot \sin\theta \cdot \cos\varphi) \\ \mathbf{VCG}_z + \dot{\varphi} \cdot (y_5 \cdot \cos\varphi - h_5 \cdot \sin\varphi) + \dot{\theta} \cdot (x_5 \cdot \cos\theta - y_5 \cdot \sin\theta \cdot \sin\varphi - h_5 \cdot \sin\theta \cdot \cos\varphi) \\ \mathbf{VCG}_z - \dot{\varphi} \cdot (y_6 \cdot \cos\varphi + h_6 \cdot \sin\varphi) + \dot{\theta} \cdot (x_6 \cdot \cos\theta + y_6 \cdot \sin\theta \cdot \sin\varphi - h_6 \cdot \sin\theta \cdot \cos\varphi) \\ \mathbf{VCG}_z + \dot{\varphi} \cdot (y_7 \cdot \cos\varphi - h_7 \cdot \sin\varphi) - \dot{\theta} \cdot (x_7 \cdot \cos\theta + y_7 \cdot \sin\theta \cdot \sin\varphi + h_7 \cdot \sin\theta \cdot \cos\varphi) \\ \mathbf{VCG}_z + \dot{\varphi} \cdot (y_8 \cdot \cos\varphi - h_8 \cdot \sin\varphi) + \dot{\theta} \cdot (x_8 \cdot \cos\theta - y_8 \cdot \sin\theta \cdot \sin\varphi - h_8 \cdot \sin\theta \cdot \cos\varphi) \\ \mathbf{VCG}_z + \dot{\varphi} \cdot (y_9 \cdot \cos\varphi - h_9 \cdot \sin\varphi) + \dot{\theta} \cdot (x_9 \cdot \cos\theta - y_9 \cdot \sin\theta \cdot \sin\varphi - h_9 \cdot \sin\theta \cdot \cos\varphi) \end{bmatrix} \quad (3.37)$$

A equação (3.38) determina a aceleração absoluta linear e a aceleração absoluta angular no CG.

$$\begin{bmatrix} {}^f \mathbf{a}_z \\ {}^f \ddot{\varphi}_x \\ {}^f \ddot{\theta}_y \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \mathbf{MS} & 0 & 0 \\ 0 & \mathbf{I}_{xx} & 0 \\ 0 & \mathbf{0} & \mathbf{I}_{yy} \end{bmatrix}^{-1} \cdot \begin{bmatrix} \sum {}^f \mathbf{F}_z \\ \sum {}^f \mathbf{M}_x \\ \sum {}^f \mathbf{M}_y \end{bmatrix} \quad (3.38)$$

3.2.7 MODELAGEM DO PROBLEMA DIRETO

O modelo numérico de simulação é programado em SIMULINK/MATLAB® em forma de blocos e empregando a metodologia de fluxo de potência (COSTA NETO, 2008).

O veículo foi equipado com dois sensores IMU (*Inertial Measurement Unit*) da Racelogic/VBOX®, um posicionado no seu CG, o qual permaneceu fixo para todas as passagens, e o outro foi posicionado no início na coxa de cada um dos pontos de interesse e logo na cabeça do motorista, do comandante e do soldado na posição número 4 conforme a FIG 2. O corpo do motorista, comandante e o soldado estavam conforme o modelo (ABBAS *et al*, 2013), com um peso de 62 kg.

O modelo SIMULINK/MATLAB® do veículo Guarani com três eixos, seis rodas, e os três pontos de interesse é apresentado na FIG 21, onde se observa que a excitação de base é só fornecida nas rodas esquerdas, conforme as medições em campo.

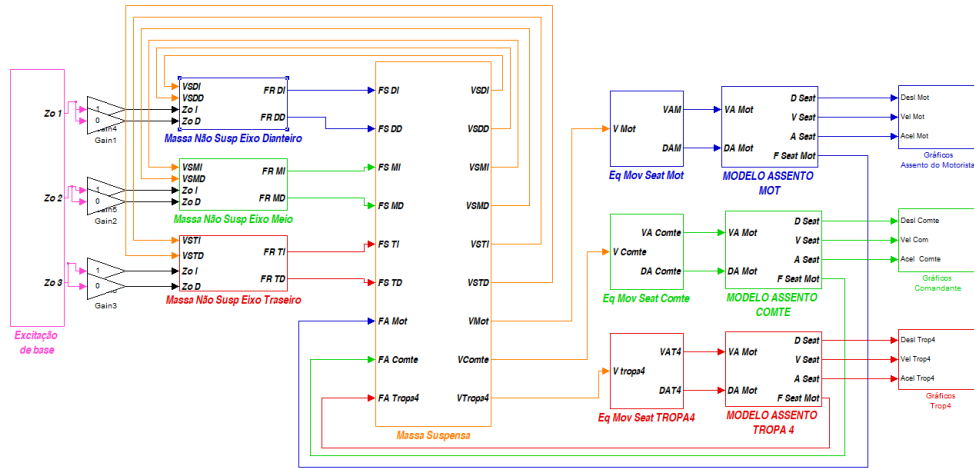


FIG 21: Modelo de veículo em diagrama de blocos, 1º nível

O bloco do chassi é apresentado na FIG 22, onde se observa o fluxo de potência, tendo como entradas as forças da suspensão e dos pontos de interesse. Emprega-se a Matriz de vínculos cinemáticos para obter as velocidades dos pontos de interesse, e com ajuda das equações de movimento do chassi, obtém-se a aceleração do CG, e as velocidades do *pitch* e do *roll*. Pode-se observar a matriz G que associa aos valores de θ e ϕ as velocidades angulares do chassi, a cada instante de tempo.

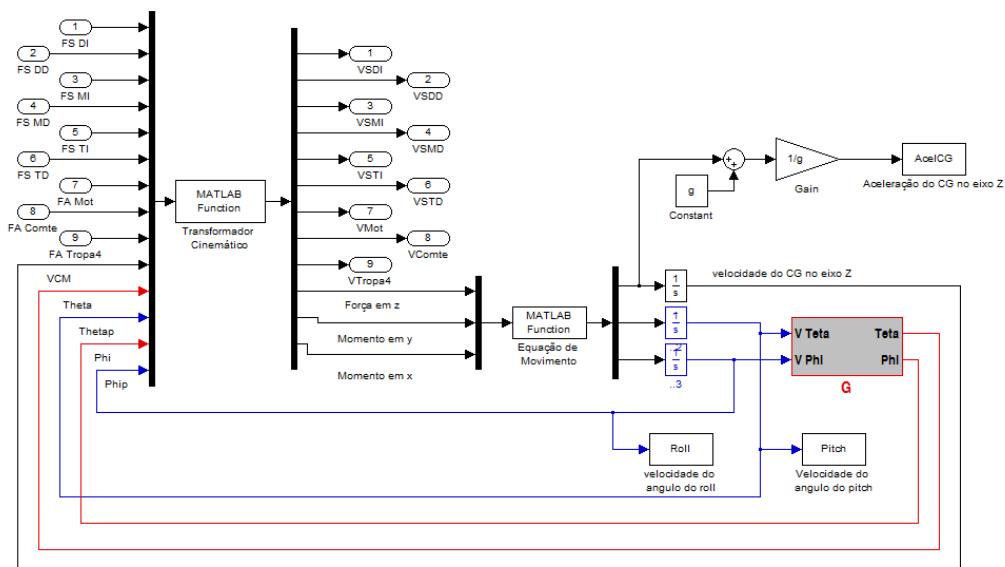


FIG 22: Diagrama de blocos do chassi, 2º nível

Na FIG 23 pode-se observar o modelo esquemático de 1/2 veículo plano com os modelos esquemáticos de corpos humanos a ele acoplados.

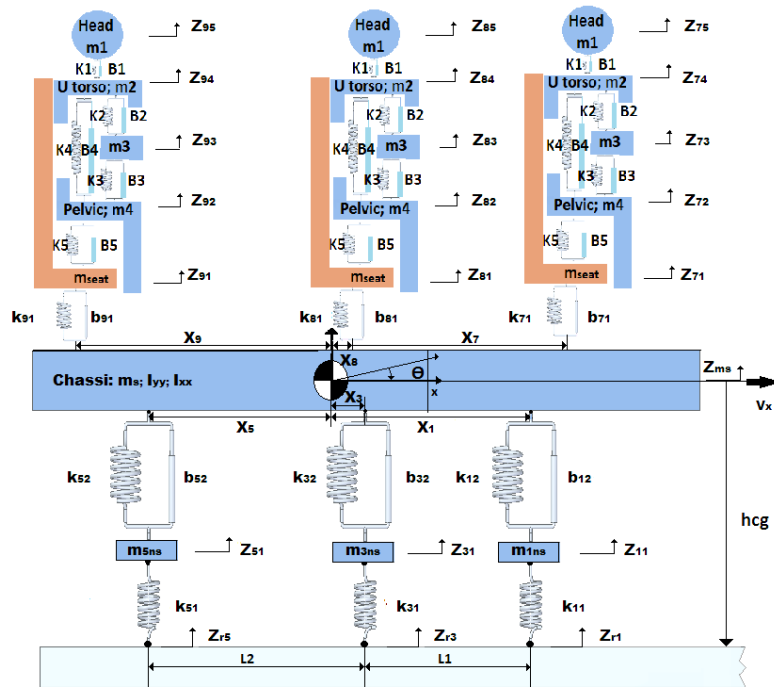


FIG 23: Modelo esquemático de 1/2 carro plano com modelos de corpos humanos acoplados

A FIG 24 retrata o modelo esquemático superior do carro.

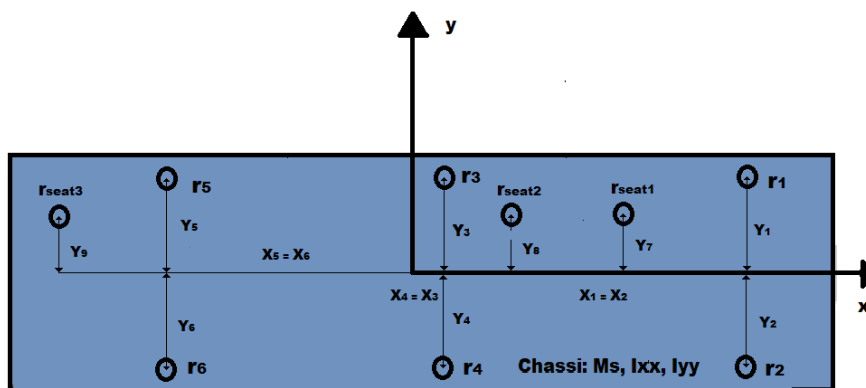


FIG 24: Modelo esquemático superior do carro

As primeiras medições foram feitas nos assentos nos três pontos de interesse conforme a FIG 25, onde o primeiro passo é achar os valores equivalentes das molas e dos amortecedores dos assentos.

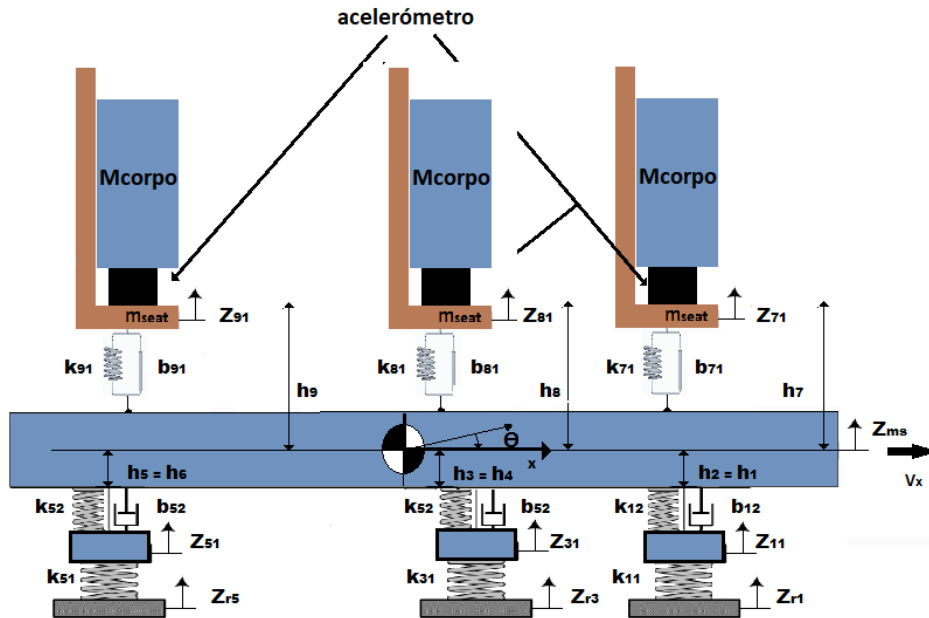


FIG 25: Medições feitas nos assentos dos pontos de interesse

O modelo em blocos de um assento é apresentado na FIG 26, com suas entradas produzidas pelo deslocamento e a velocidade de deslocamento do chassi e como saídas o deslocamento, a velocidade e a aceleração do assento, além da força sobre o chassi.

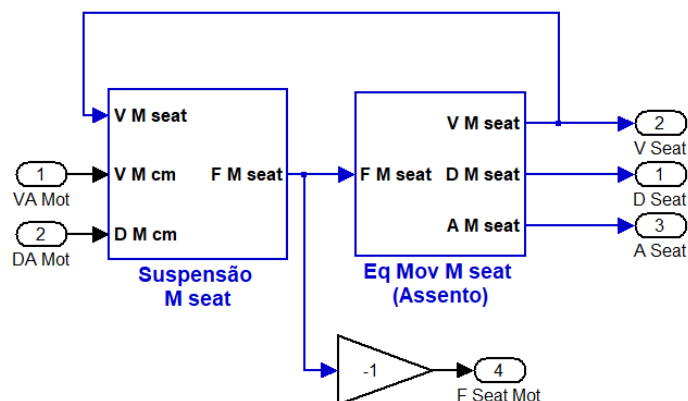


FIG 26: Modelo de blocos do assento

As segundas medições foram feitas na cabeça do motorista, na cabeça do comandante e na cabeça do soldado nº 4, conforme a FIG 27.

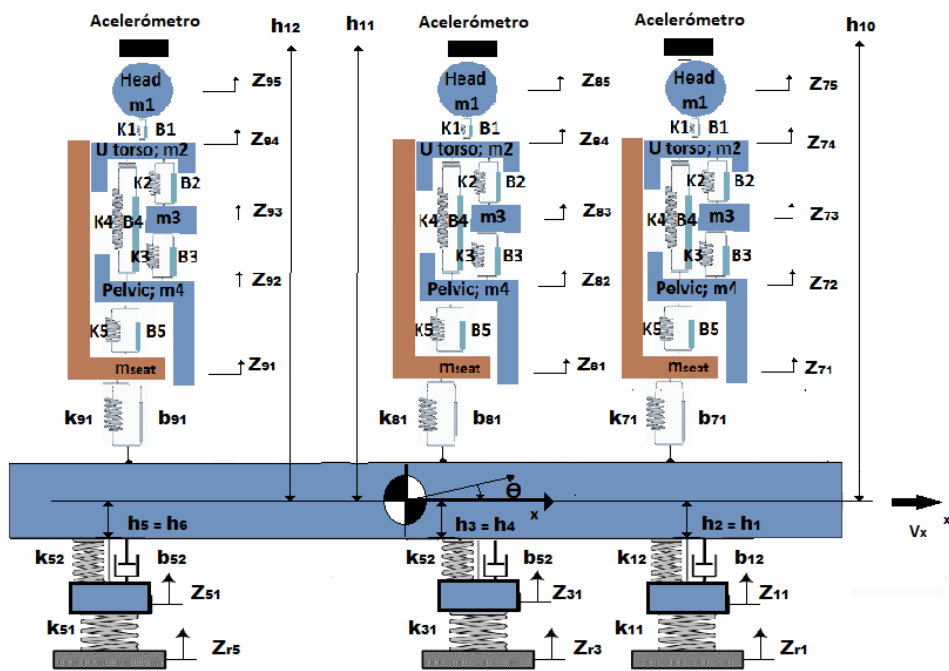


FIG 27: Medições feitas nas cabeças dos pontos de interesse

O segundo passo é calcular os valores equivalentes das molas e dos amortecedores representativos da estrutura do corpo humano. O modelo em blocos é apresentado conforme a FIG 28. O mesmo conceito apresentado no modelo do assento, mas agora as saídas são pertinentes aos pontos localizados nas cabeças do motorista, do comandante e do soldado 4.

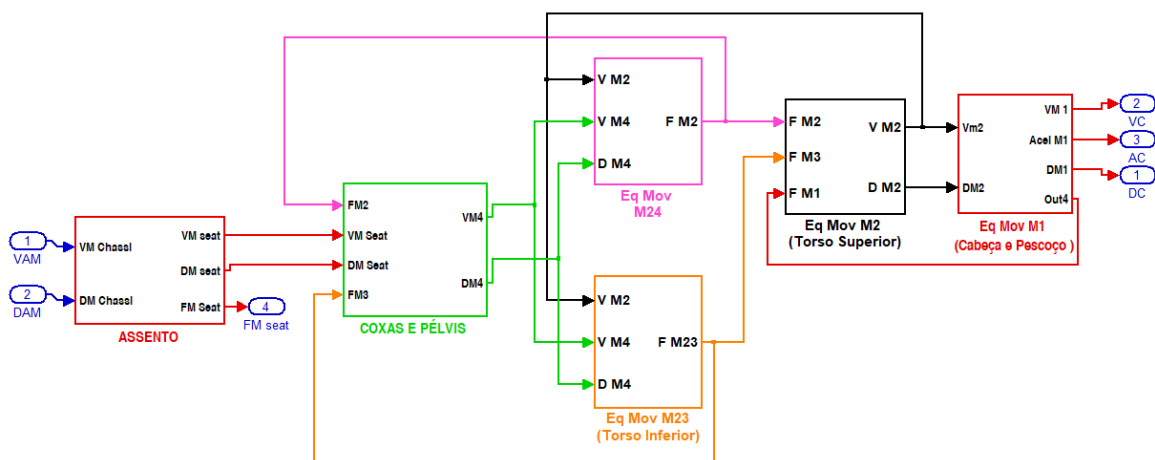


FIG 28: Modelo de blocos do assento e Corpo Humano Inteiro

Os parâmetros do modelo do carro são apresentados na TAB. 2.

TAB 2: Parâmetros do modelo VBTP-MR 6 × 6 “GUARANI” (Manual Técnico IVECO, 2012)

PARÂMETROS	SIMBOLOGIA	VALOR
Massa suspensa (kg)	m_s	14.247,92
Massa não suspensa (kg) esquerda e direita	$m_{1ns} = m_{2ns} = m_{3ns} =$ $m_{4ns} = m_{5ns} = m_{6ns}$	415
Massa do assento (kg)	$m_{seat1} = m_{seat2} = m_{seat3}$	35
Momento de Inercia do chassi ($kg \cdot m^2$)	I_{xx}	12.914,48
Momento de Inercia do chassi ($kg \cdot m^2$)	I_{yy}	52.729,48
Dist. X entre CG e 1º eixo esquerdo e direito (m)	$x_1 = x_2$	1,775
Dist. X entre CG e 2º eixo esquerdo e direito (m)	$x_3 = x_4$	0,075
Dist. X entre CG e 3º eixo esquerdo e direito (m)	$x_5 = x_6$	1,925
Dist. X entre CG e assento do Mot (m)	x_7	1,182
Dist. X entre CG e assento do Comte (m)	x_8	0,245
Dist. X entre CG e assento 4 do soldado (m)	x_9	2,928
Dist. Y entre CG e o ponto de ancoragem dianteiro, meio e traseiro esquerdo (m)	$y_1 = y_3 = y_5$	1,131
Dist. Y entre CG o ponto de ancoragem dianteiro direito, meio direito e traseiro direito (m)	$y_2 = y_4 = y_6$	1,169
Dist. Y entre CG e assento do motorista, assento do comandante e assento 4 (m)	$y_7 = y_8 = y_9$	0,55
Dist. em Z entre CG e os pontos de ancoragem das suspensões (m)	$h_1 = h_2 = h_3 = h_4 = h_5$ $= h_6$	0,48
Dist. em Z entre CG e a base do assento do motorista, do comandante e do assento 4 (m)	$h_7 = h_8 = h_9$	0,25
Dist. em Z entre CG e a cabeça do motorista, do comandante e do soldado 4 (m)	$h_{10} = h_{11} = h_{12}$	1,08
Rigidezes dos pneus (kN/m)	$k_{11} = k_{12} = k_{13} = k_{14} =$ $k_{15} = k_{16}$	1.250

Existem diferentes tipos de modelos de corpo humano inteiro para definir as vibrações, como apresentado na Seção 3.2.5. Neste trabalho é empregado o modelo de corpo humano inteiro de ABBAS *et al* (2013). Os parâmetros biomecânicos são apresentados na tabela 3.

TAB 3: Parâmetros biomecânicos (ABBAS *et. al.*, 2013).

PARÂMETROS	SIMBOLOGIA	VALOR
Massa da Cabeça e o Pescoço (kg)	m_1	4,17
Massa do Torso Superior (kg)	m_2	15
Massa do Torso Inferior (kg)	m_3	5,5
Massa das Coxas e Pélvis (kg)	m_4	36
Amortecimento do Pescoço (N.s/m)	b_1	310
Amortecimento do Torso Superior (N.s/m)	b_2	200
	b_3	909,1
Amortecimento do Torso Inferior (N.s/m)	b_4	330
Amortecimento das Coxas e Pélvis (N.s/m)	b_5	2475
Rigidez do Pescoço (N/m)	k_1	166.991
Rigidez do Torso Superior (N/m)	k_2	10.000
	k_3	144.000
Rigidez do Torso Inferior (N/m)	k_4	20.000
Rigidez das Coxas e Pélvis (N/m)	k_5	49.340

A aceleração vertical do chassi, medida em m/s^2 é definida pela equação (3.39), as acelerações angulares do *pitch* e o *roll* do chassi, medida em rad/s^2 , são proporcionadas pelas equações (3.40) e (3.41), os movimentos das rodas pelas equações (3.51) e (3.56) e os movimentos dos assentos são expressos pelas equações (3.57), (3.58) e (3.59) medidos em m/s^2 .

$$m_s \cdot \ddot{Z}_{ms} = A_{seat1} + A_{seat2} + A_{seat3} - A_{12} - A_{22} - A_{32} - A_{42} - A_{52} - A_{62} \quad (3.39)$$

$$I_{yy} \cdot \ddot{\theta} = x_1 \cdot A_{12} + x_2 \cdot A_{22} + x_3 \cdot A_{32} + x_4 \cdot A_{42} - x_5 \cdot A_{52} - x_6 \cdot A_{62} + x_7 \cdot A_{seat1} - x_8 \cdot A_{seat2} - x_9 \cdot A_{seat3} \quad (3.40)$$

$$I_{xx} \cdot \ddot{\phi} = y_1 \cdot A_{12} + y_3 \cdot A_{32} + y_5 \cdot A_{52} - y_2 \cdot A_{22} - y_4 \cdot A_{42} - y_6 \cdot A_{62} + y_7 \cdot A_{seat1} + y_8 \cdot A_{seat2} + y_9 \cdot A_{seat3} \quad (3.41)$$

$$A_{12} = b_{12} \cdot (\dot{Z}_{ms} - \dot{Z}_{11} - x_1 \cdot \dot{\theta} + y_1 \cdot \dot{\phi}) + k_{12} \cdot (Z_{ms} - Z_{11} - x_1 \cdot \theta + y_1 \cdot \phi) \quad (3.42)$$

$$A_{22} = b_{22} \cdot (\dot{Z}_{ms} - \dot{Z}_{21} - x_2 \cdot \dot{\theta} - y_2 \cdot \dot{\phi}) + k_{22} \cdot (Z_{ms} - Z_{21} - x_2 \cdot \theta - y_2 \cdot \phi) \quad (3.43)$$

$$A_{32} = b_{32} \cdot (\dot{Z}_{ms} - \dot{Z}_{31} + x_3 \cdot \dot{\theta} + y_3 \cdot \dot{\phi}) + k_{32} \cdot (Z_{ms} - Z_{31} + x_3 \cdot \theta + y_3 \cdot \phi) \quad (3.44)$$

$$A_{42} = b_{42} \cdot (\dot{Z}_{ms} - \dot{Z}_{41} + x_4 \cdot \dot{\theta} - y_4 \cdot \dot{\phi}) + k_{42} \cdot (Z_{ms} - Z_{41} + x_4 \cdot \theta - y_4 \cdot \phi) \quad (3.45)$$

$$A_{52} = b_{52} \cdot (\dot{Z}_{ms} - \dot{Z}_{51} + x_5 \cdot \dot{\theta} + y_5 \cdot \dot{\phi}) + k_{52} \cdot (Z_{ms} - Z_{51} + x_5 \cdot \theta + y_5 \cdot \phi) \quad (3.46)$$

$$A_{62} = b_{62} \cdot (\dot{Z}_{ms} - \dot{Z}_{61} + x_6 \cdot \dot{\theta} - y_6 \cdot \dot{\varphi}) + k_{62} \cdot (Z_{ms} - Z_{61} + x_6 \cdot \theta - y_6 \cdot \varphi) \quad (3.47)$$

$$A_{seat1} = b_{71} \cdot (\dot{Z}_{71} - \dot{Z}_{ms} + x_7 \cdot \dot{\theta} - y_7 \cdot \dot{\varphi}) + k_{71} \cdot (Z_{71} - Z_{ms} + x_7 \cdot \theta - y_7 \cdot \varphi) \quad (3.48)$$

$$A_{seat2} = b_{81} \cdot (\dot{Z}_{81} - \dot{Z}_{ms} + x_8 \cdot \dot{\theta} - y_8 \cdot \dot{\varphi}) + k_{81} \cdot (Z_{81} - Z_{ms} + x_8 \cdot \theta - y_8 \cdot \varphi) \quad (3.49)$$

$$A_{seat3} = b_{91} \cdot (\dot{Z}_{91} - \dot{Z}_{ms} + x_9 \cdot \dot{\theta} - y_9 \cdot \dot{\varphi}) + k_{91} \cdot (Z_{91} - Z_{ms} + x_9 \cdot \theta - y_9 \cdot \varphi) \quad (3.50)$$

$$m_{1ns} \cdot \ddot{Z}_{11} = A_{12} - k_{11} \cdot (Z_{11} - Z_{r1}) \quad (3.51)$$

$$m_{2ns} \cdot \ddot{Z}_{21} = A_{22} - k_{12} \cdot (Z_{21} - Z_{r2}) \quad (3.52)$$

$$m_{3ns} \cdot \ddot{Z}_{31} = A_{32} - k_{13} \cdot (Z_{31} - Z_{r3}) \quad (3.53)$$

$$m_{4ns} \cdot \ddot{Z}_{41} = A_{42} - k_{14} \cdot (Z_{41} - Z_{r4}) \quad (3.54)$$

$$m_{5ns} \cdot \ddot{Z}_{51} = A_{52} - k_{15} \cdot (Z_{51} - Z_{r5}) \quad (3.55)$$

$$m_{6ns} \cdot \ddot{Z}_{61} = A_{62} - k_{16} \cdot (Z_{61} - Z_{r6}) \quad (3.56)$$

$$m_{seat1} \cdot \ddot{Z}_{71} = -b_{71} \cdot (\dot{Z}_{71} - \dot{Z}_{ms} + a_4 \cdot \dot{\theta} - y_7 \cdot \dot{\varphi}) - k_{71} \cdot (Z_{71} - Z_{ms} + a_4 \cdot \theta - y_7 \cdot \varphi) \quad (3.57)$$

$$m_{seat2} \cdot \ddot{Z}_{81} = -b_{81} \cdot (\dot{Z}_{81} - \dot{Z}_{ms} + a_5 \cdot \dot{\theta} - y_8 \cdot \dot{\varphi}) - k_{81} \cdot (Z_{81} - Z_{ms} + a_5 \cdot \theta - y_8 \cdot \varphi) \quad (3.58)$$

$$m_{seat3} \cdot \ddot{Z}_{91} = -b_{91} \cdot (\dot{Z}_{91} - \dot{Z}_{ms} - a_6 \cdot \dot{\theta} - y_9 \cdot \dot{\varphi}) - k_{91} \cdot (Z_{91} - Z_{ms} - a_6 \cdot \theta - y_9 \cdot \varphi) \quad (3.59)$$

As equações. 3.39 a 3.59 podem ser escritas na forma matricial, conforme na equação. 3.60.

$$\mathbf{M} \cdot \ddot{\mathbf{z}} + \mathbf{B} \cdot \dot{\mathbf{z}} + \mathbf{K} \cdot \mathbf{z} = \mathbf{F}(t) \quad (3.60)$$

O vetor $\mathbf{F}(t)$ é o vetor das forças de excitação de base no domínio do tempo. Esta excitação de base é composta de duas partes, onde $\mathbf{f}_g(t)$ é o vetor das forças gravitacionais, em N, \mathbf{K}_{ti} é a matriz com os i -ésimos valores de rigidez de elasticidade dos pneus, em N/m, e $\mathbf{z}_i(t)$ é o vetor com os i -ésimos deslocamentos de excitação de base do perfil da pista, em metros, conforme a equação (3.61).

$$\mathbf{F}(t) = \mathbf{f}_g(t) + \mathbf{K}_{ti} \cdot \mathbf{z}_i(t) \quad (3.61)$$

Desta forma, particularizando para um modelo do carro com 3 eixos e 3 assentos tem-se a matriz das massas conforme a equação (3.62), a matriz de rigidez das molas conforme a equação (3.63) e a matriz do amortecimento conforme a equação (3.70).

$$\mathbf{M} = \begin{bmatrix} m_s & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & I_{yy} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & I_{xx} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & m_{ns1} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & m_{ns2} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & m_{ns3} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & m_{ns4} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & m_{ns5} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & m_{ns6} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & m_{seat1} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & m_{seat2} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & m_{seat3} & 0 \end{bmatrix} \quad (3.62)$$

$$\mathbf{K} = \begin{bmatrix} K1 & K2 & K3 & -k_{12} & -k_{22} & -k_{32} & -k_{42} & -k_{52} & -k_{62} & -k_{71} & -k_{81} & -k_{91} \\ K2 & K4 & K5 & k_{12} \cdot x_1 & k_{22} \cdot x_2 & k_{32} \cdot x_3 & k_{42} \cdot x_4 & -k_{52} \cdot x_5 & -k_{62} \cdot x_6 & k_{71} \cdot x_7 & k_{81} \cdot x_8 & -k_{91} \cdot x_9 \\ K3 & K5 & K6 & -k_{12} \cdot y_1 & k_{22} \cdot y_2 & -k_{32} \cdot y_3 & k_{42} \cdot y_4 & -k_{52} \cdot y_5 & k_{62} \cdot y_6 & k_{71} \cdot y_7 & k_{81} \cdot y_8 & k_{91} \cdot y_9 \\ -k_{12} & k_{12} \cdot x_1 & -k_{12} \cdot y_1 & k_{12} + k_{11} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -k_{22} & k_{22} \cdot x_2 & k_{22} \cdot y_2 & 0 & k_{22} + k_{21} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -k_{32} & k_{32} \cdot x_3 & -k_{32} \cdot y_3 & 0 & 0 & k_{32} + k_{31} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -k_{42} & k_{42} \cdot x_4 & k_{42} \cdot y_4 & 0 & 0 & 0 & k_{42} + k_{41} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -k_{52} & -k_{52} \cdot x_5 & -k_{52} \cdot y_5 & 0 & 0 & 0 & 0 & k_{52} + k_{51} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -k_{62} & -k_{62} \cdot x_6 & k_{62} \cdot y_6 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & k_{62} + k_{61} & 0 & 0 & 0 \\ -k_{71} & k_{71} \cdot x_7 & k_{71} \cdot y_7 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & k_{71} & 0 & 0 \\ -k_{81} & k_{81} \cdot x_8 & k_{81} \cdot y_8 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & k_{81} & 0 \\ -k_{91} & -k_{91} \cdot x_9 & k_{91} \cdot y_9 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & k_{91} \end{bmatrix} \quad (3.63)$$

$$K1 = (k_{12} + k_{22} + k_{32} + k_{42} + k_{52} + k_{62} + k_{71} + k_{81} + k_{91}) \quad (3.64)$$

$$K2 = k_{12} \cdot x_1 + k_{22} \cdot x_2 + k_{32} \cdot x_3 + k_{42} \cdot x_4 - k_{52} \cdot x_5 - k_{62} \cdot x_6 + k_{71} \cdot x_7 + k_{81} \cdot x_8 - k_{91} \cdot x_9 \quad (3.65)$$

$$K3 = k_{12} \cdot y_1 - k_{22} \cdot y_2 + k_{32} \cdot y_3 - k_{42} \cdot y_4 + k_{52} \cdot y_5 - k_{62} \cdot y_6 + k_{71} \cdot y_7 + k_{81} \cdot y_8 + k_{91} \cdot y_9 \quad (3.66)$$

$$K4 = k_{12} \cdot x_1^2 + k_{22} \cdot x_2^2 + k_{32} \cdot x_3^2 + k_{42} \cdot x_4^2 - k_{52} \cdot x_5^2 - k_{62} \cdot x_6^2 + k_{71} \cdot x_7^2 + k_{81} \cdot x_8^2 - k_{91} \cdot x_9^2 \quad (3.67)$$

$$K5 = k_{12} \cdot y_1 \cdot x_1 - k_{22} \cdot y_2 \cdot x_2 + k_{32} \cdot y_3 \cdot x_3 - k_{42} \cdot y_4 \cdot x_4 - k_{52} \cdot y_5 \cdot x_5 + k_{62} \cdot y_6 \cdot x_6 + k_{71} \cdot y_7 \cdot x_7 + k_{81} \cdot y_8 \cdot x_8 + k_{91} \cdot y_9 \cdot x_9 \quad (3.68)$$

$$K6 = k_{12} \cdot y_1^2 - k_{22} \cdot y_2^2 + k_{32} \cdot y_3^2 - k_{42} \cdot y_4^2 + k_{52} \cdot y_5^2 - k_{62} \cdot y_6^2 + k_{71} \cdot y_7^2 + k_{81} \cdot y_8^2 + k_{91} \cdot y_9^2 \quad (3.69)$$

$$\mathbf{B} = \begin{bmatrix} B1 & B2 & B3 & -b_{12} & -b_{22} & -b_{32} & -b_{42} & -b_{52} & -b_{62} & -b_{71} & -b_{81} & -b_{91} \\ B2 & B4 & B5 & b_{12} \cdot x_1 & b_{22} \cdot x_2 & b_{32} \cdot x_3 & b_{42} \cdot x_4 & -b_{52} \cdot x_5 & -b_{62} \cdot x_6 & b_{71} \cdot x_7 & b_{81} \cdot x_8 & -b_{91} \cdot x_9 \\ B3 & B5 & B6 & -b_{12} \cdot y_1 & b_{22} \cdot y_2 & -b_{32} \cdot y_3 & b_{42} \cdot y_4 & -b_{52} \cdot y_5 & b_{62} \cdot y_6 & b_{71} \cdot y_7 & b_{81} \cdot y_8 & b_{91} \cdot y_9 \\ -b_{12} & b_{12} \cdot x_1 & -b_{12} \cdot y_1 & b_{12} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -b_{22} & b_{22} \cdot x_2 & b_{22} \cdot y_2 & 0 & b_{22} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -b_{32} & b_{32} \cdot x_3 & -b_{32} \cdot y_3 & 0 & 0 & b_{32} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -b_{42} & b_{42} \cdot x_4 & b_{42} \cdot y_4 & 0 & 0 & 0 & b_{42} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -b_{52} & -b_{52} \cdot x_5 & -b_{52} \cdot y_5 & 0 & 0 & 0 & 0 & b_{52} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -b_{62} & -b_{62} \cdot x_6 & b_{62} \cdot y_6 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & b_{62} & 0 & 0 & 0 \\ -b_{71} & b_{71} \cdot x_7 & b_{71} \cdot y_7 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & b_{71} & 0 & 0 \\ -b_{81} & b_{81} \cdot x_8 & b_{81} \cdot y_8 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & b_{81} & 0 \\ -b_{91} & -b_{91} \cdot x_9 & b_{91} \cdot y_9 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & b_{91} \end{bmatrix} \quad (3.70)$$

$$B1 = b_{12} + b_{22} + b_{32} + b_{42} + b_{52} + b_{62} + b_{71} + b_{81} + b_{91} \quad (3.71)$$

$$B2 = b_{12} \cdot x_1 + b_{22} \cdot x_2 + b_{32} \cdot x_3 + b_{42} \cdot x_4 - b_{52} \cdot x_5 - b_{62} \cdot x_6 + b_{71} \cdot x_7 + b_{81} \cdot x_8 - b_{91} \cdot x_9 \quad (3.72)$$

$$B3 = b_{12} \cdot y_1 - b_{22} \cdot y_2 + b_{32} \cdot y_3 - b_{42} \cdot y_4 - b_{52} \cdot y_5 - b_{62} \cdot y_6 + b_{71} \cdot y_7 + b_{81} \cdot y_8 + b_{91} \cdot y_9 \quad (3.73)$$

$$B4 = b_{12} \cdot x_1^2 + b_{22} \cdot x_2^2 + b_{32} \cdot x_3^2 + b_{42} \cdot x_4^2 - b_{52} \cdot x_5^2 + -b_{62} \cdot x_6^2 + b_{71} \cdot x_7^2 + b_{81} \cdot x_8^2 - b_{91} \cdot x_9^2 \quad (3.74)$$

$$B5 = b_{12} \cdot y_1 \cdot x_1 - b_{22} \cdot y_2 \cdot x_2 + b_{32} \cdot y_3 \cdot x_3 - b_{42} \cdot y_4 \cdot x_4 - b_{52} \cdot y_5 \cdot x_5 + b_{62} \cdot y_6 \cdot x_6 + b_{71} \cdot y_7 \cdot x_7 + b_{81} \cdot y_8 \cdot x_8 + b_{91} \cdot y_9 \cdot x_9 \quad (3.75)$$

$$B6 = b_{12} \cdot y_1^2 - b_{22} \cdot y_2^2 + b_{32} \cdot y_3^2 - b_{42} \cdot y_4^2 + b_{52} \cdot y_5^2 - b_{62} \cdot y_6^2 + b_{71} \cdot y_7^2 + b_{81} \cdot y_8^2 + b_{91} \cdot y_9^2 \quad (3.76)$$

Onde finalmente pode-se conformar a equação de movimento clássica, conforme a equação (3.77).

$$\ddot{\mathbf{Z}} = \mathbf{M}^{-1} \cdot [-\mathbf{B} \cdot \dot{\mathbf{Z}} - \mathbf{K} \cdot \mathbf{Z} + \mathbf{F}(t)] \quad (3.77)$$

3.3 PROBLEMAS INVERSOS

Problemas inversos são caracterizados por determinar causas desconhecidas a partir de efeitos desejados ou observados. Geralmente, as observações não são precisas, já que podem existir dados contaminados com ruídos ou erros experimentais. Nos estudos de problemas inversos, é designada uma classe de problemas matemáticos, em geral mal postulados, que procuram estimar parâmetros ou funções inicialmente desconhecidas de um modelo matemático, a partir de um conjunto de dados experimentais ou pseudoexperimentais. A utilização de problemas inversos tem sido amplamente difundida, já que a estimativa tanto de parâmetros como de funções desconhecidas, é obtida com grande velocidade e precisão.

Os problemas inversos e os experimentos são processos interdependentes, pois visando o melhor rendimento de ambos, quanto mais informações experimentais forem disponibilizadas na análise, melhor será a precisão das estimativas dos problemas inversos, já que esses buscam determinar causas a partir de dados experimentais, conforme o diagrama da FIG 29.

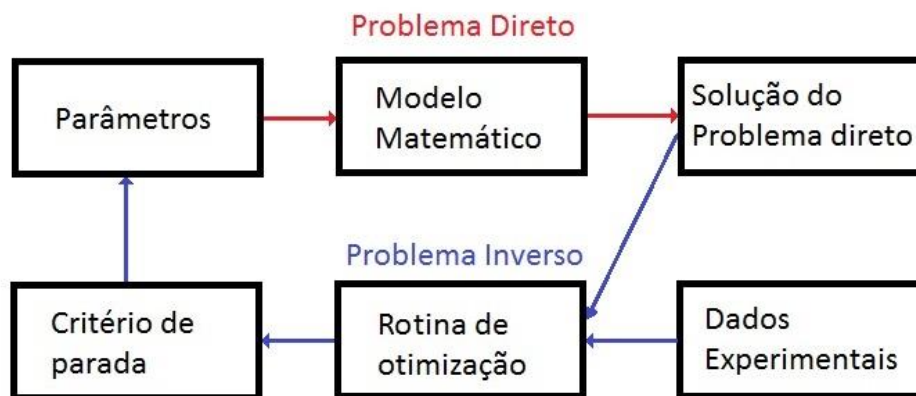


FIG 29: Diagrama esquemático da relação entre o problema direto e inverso

Nos problemas inversos, os métodos utilizados são divididos em determinísticos e estocásticos. Os determinísticos são fundamentados principalmente em termos dos gradientes, e utilizados para minimizar a função objetivo. Eles possuem boa solução para um mínimo local e não global, entretanto obtém boa taxa de convergência. Já os

métodos estocásticos possuem ótima solução para o mínimo global, entretanto seu custo computacional é maior que os dos métodos determinísticos.

Tal fato tem sido minimizado com a constante evolução dos meios computacionais e conseqüentemente, a utilização de métodos estocásticos vem aumentando nos últimos anos, demonstrando seu potencial no estudo e análise em diferentes aplicações da engenharia. As rotinas estocásticas são capazes de otimizar a solução em uma ampla série de variáveis do domínio, permitindo a determinação dos parâmetros de interesse simultaneamente.

Neste trabalho o método estocástico empregado é otimização por enxame de partículas, “Particle Swarm Optimization” (PSO) e o método determinístico empregado é “Gradiente conjugado” (GC).

3.3.1.1 ANÁLISE DA SENSIBILIDADE DOS PARÂMETROS

Os métodos determinísticos precisam de uma análise de sensibilidade prévia para determinar si o problema está bem condicionado o não. A matriz apresentada na equação (3.78) é denominada matriz jacobiana ou de sensibilidade, e seus elementos são chamados de coeficientes de sensibilidade. Estes representam as alterações que podem ocorrer na variável dependente, em função de alguma mudança decorrente à ação de um parâmetro.

A matriz Jacobiana pode ser fornecida pela derivada parcial da solução analítica em função de cada um dos parâmetros ou pode ser aproximada pelo método de diferenças finitas para todos os parâmetros procurados. Varia-se um parâmetro por vez. Os parâmetros variados são inseridos no problema direto.

$$\mathbf{J}(P) = \left\{ \frac{\partial T^T(P)}{\partial P} \right\}^T = \begin{bmatrix} \frac{\partial \mathbf{T}_1^T}{\partial P_1} & \frac{\partial \mathbf{T}_1^T}{\partial P_2} \\ \frac{\partial \mathbf{T}_2^T}{\partial P_1} & \frac{\partial \mathbf{T}_2^T}{\partial P_2} \end{bmatrix} \quad (3.78)$$

Empregando o método de diferenças finitas, pode-se fazer uma aproximação numérica de segunda ordem com a variação dos parâmetros conforme as equações (3.79) e (3.80), e a partir dessas formar a matriz Jacobiana.

$$\mathbf{J}_{i1} \cong \frac{\mathbf{T}_i(P_1 + P_1 \cdot \Delta P) - \mathbf{T}_i(P_1 - P_1 \cdot \Delta P)}{2 \cdot \Delta P_1} \quad (3.79)$$

$$\mathbf{J}_{i2} \cong \frac{\mathbf{T}_i(P_2 + P_2 \cdot \Delta P) - \mathbf{T}_i(P_2 - P_2 \cdot \Delta P)}{2 \cdot \Delta P_2} \quad (3.80)$$

Logo, para analisar a sensibilidade da matriz Jacobiana deve-se fazer a operação apresentada na equação (3.81), para averiguar se o problema inverso é bem condicionado.

$$\det(\mathbf{J}_{(p)}^T \cdot \mathbf{J}_{(p)}) > 1 \quad (3.81)$$

3.3.1.2 OTIMIZAÇÃO POR ENXAME DE PARTÍCULAS (PSO)

De acordo com ORLANDE *et al* (2004), a ideia deste método veio da observação de pássaros procurando lugares para construir seus ninhos. Quando a individualidade é grande, a procura de locais alternativos para a construção de ninhos também é grande. Então, se a individualidade torna-se demasiadamente elevada, o indivíduo pode nunca encontrar o melhor lugar para a construção de seu ninho. Por outro lado, quando a sociabilidade aumenta, o indivíduo aprende mais com a experiência de seus vizinhos. Logo, aumenta a probabilidade de encontrar o mínimo, porém aumenta também chance do enxame ficar preso em um mínimo local. Portanto, há que se ponderar o aprendizado individual e o aprendizado social.

Assim este método tem como base o comportamento da comunicação entre as partículas, já que a comunicação entre todo o enxame favorece a convergência das partículas para um ponto de mínimo no espaço de busca. O algoritmo se fundamenta em uma combinação linear da distância entre cada partícula, a cada iteração, em relação a

melhor partícula (P_g) e em relação a melhor situação histórica da partícula (P_i) ao longo das iterações, dando origem a uma grandeza denominada velocidade da partícula.

A partir dos vetores de medidas experimentais e o de estimativas provenientes do modelo matemático, arbitra-se o número de partículas do enxame. Cada partícula é valorada com base na função objetivo, a cada iteração, até atingir a tolerância estipulada.

A partir de uma posição aleatória inicia-se o enxame. Segue-se uma avaliação para cada partícula individualmente, e o posicionamento é verificado e comparado com o seu P_i (melhor posição individual). Se o valor atual é melhor do que o valor P_i futuro, neste caso, o seu posicionamento se mantém, sendo definido como o P_i da partícula. Em seguida, este valor é comparado com o melhor valor global do enxame, identificado como P_g . Caso a posição futura seja melhor que atual, o fator de velocidade entra em cena e encaminha essa na direção da P_g , atualizando assim as posições das partículas. Serão realizadas iterações até atingir a tolerância determinada, com o uso das equações (3.82) e (3.83).

$$\mathbf{v}_i^{k+1} = \alpha \cdot \mathbf{v}_i^k + \beta_1 \cdot \mathbf{r}_1 (\mathbf{P}_i^k - \mathbf{x}_i^k) + \beta_2 \cdot \mathbf{r}_2 (\mathbf{P}_g^k - \mathbf{x}_i^k) \quad (3.82)$$

$$\mathbf{x}_i^{k+1} = \mathbf{x}_i^k + \mathbf{v}_i^{k+1} \quad (3.83)$$

Onde:

\mathbf{v}_i : é a velocidade da partícula;

\mathbf{x}_i : é a posição da partícula;

k : indica o número de iteração; $i = 1, 2, \dots$;

N : é o tamanho do enxame;

β_1 e β_2 : são os coeficientes de aceleração;

r_1 e r_2 : são números aleatórios $\in [0, 1]$, distribuição uniforme;

α : é a inércia das partículas, que é usado como um parâmetro para controlar a exploração e aproveitamento no espaço de busca.

Na equação (3.82), o primeiro termo representa a inércia das partículas e, em geral, ele deve diminuir com o decorrer do processo iterativo; o segundo termo da equação

representa a individualidade, e o terceiro termo a sociabilidade. Nessa equação, o vector P_i representa o melhor valor encontrado pela i -ésima componente do vector de parâmetros x_i durante o processo iterativo. Então, o termo de individualidade envolve a comparação entre o valor da posição atual com o melhor valor no passado. O vector P_g é o melhor valor encontrado pela população inteira, então o termo de sociabilidade compara o valor da posição atual com o melhor valor da população inteira no passado. O procedimento iterativo para o método PSO é ilustrado na FIG 30.

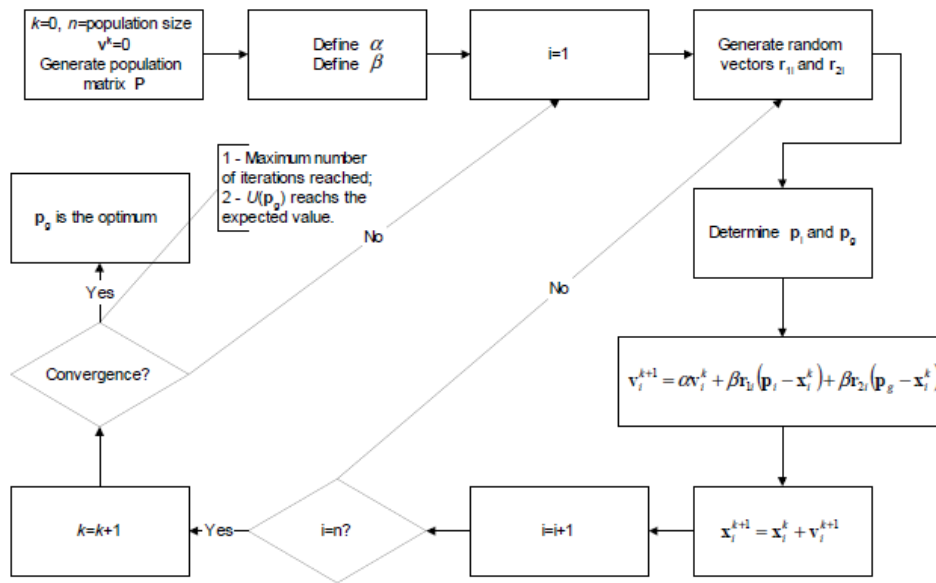


FIG 30: Diagrama representativo do algoritmo PSO (COLAÇO et al, 2006)

3.3.1.3 MÉTODO DE GRADIENTE CONJUGADO (GC)

O Método do Gradiente Conjugado é uma técnica iterativa simples e poderosa para resolver problemas inversos lineares e não lineares de estimativa de parâmetros. O primeiro passo é fazer uma análise de sensibilidade da matriz Jacobiana, como foi apresentado na Seção 3.3.1.1. Seu algoritmo é baseado na adoção de uma direção de descida d^k é dado um passo β^k ao longo desta direção com a finalidade de minimizar a função objetivo, e verificar o critério de parada a cada iteração. O método de gradiente conjugado é ilustrado na FIG 31.

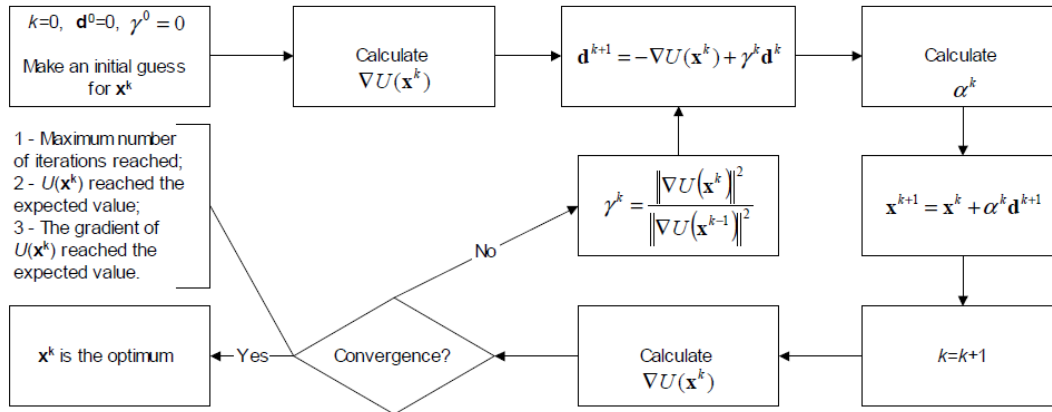


FIG 31: Diagrama representativo do algoritmo do Gradiente Conjugado (COLAÇO et al, 2006)

De acordo com Özisik e Orlande (1989), neste método procura-se obter uma diferença quadrática mínima usando uma função objetivo dada pela equação (3.84).

$$S_{(p)} = \sum_{i=1}^N [\mathbf{Y}_i - \mathbf{T}_{i(p)}]^2 \quad (3.84)$$

Sendo:

S: função objetivo (norma de mínimos quadrados);

P: vetor de parâmetros desconhecidos, que serão estimados;

T_i: valor estimado em um tempo t_i (ex: aceleração vertical, aceleração angular, etc);

Y_i: valor experimental medido em um tempo t_i;

N: número de total de medidas;

i: número da medida.

Com a determinação dos valores estimados T_i, obtidos pelo problema direto, a função objetivo generalizada pode ser escrita na forma matricial, conforme a equação (3.85).

$$S_{(p^k)} = [\mathbf{Y} - \mathbf{T}_{(p^k)}]^T \cdot [\mathbf{Y} - \mathbf{T}_{(p^k)}] \quad (3.85)$$

O procedimento iterativo, conforme a equação (3.86), em cada iteração se utiliza o tamanho de passo segundo a equação (3.87) que é tomada ao longo de uma direção de

descida apresentado na equação (3.88), achando o novo parâmetro a fim de minimizar a função objetivo generalizada dada pela equação (3.85).

$$\mathbf{P}^{k+1} = \mathbf{P}^k - \beta^k \cdot \mathbf{d}^k \quad (3.86)$$

$$\beta^k = \frac{[\mathbf{J}^k \cdot \mathbf{d}^k]^T \cdot [\mathbf{T}(\mathbf{p}^k) - \mathbf{Y}]}{[\mathbf{J}^k \cdot \mathbf{d}^k]^T \cdot [\mathbf{J}^k \cdot \mathbf{d}^k]} \quad (3.87)$$

J: é a matriz Jacobiana conforme a equação (3.83);

K: é o número de iterações;

$$\mathbf{d}^k = -\nabla S_{(p^k)} + \gamma^k \cdot \mathbf{d}^{k-1} \quad (3.88)$$

A direção de descida é obtida na forma de uma combinação linear do gradiente negativo conforme as equações (3.89) e (3.90).

$$\nabla S_{(p^k)} = -2 \cdot \mathbf{J}^{kT} \cdot [\mathbf{Y} - \mathbf{T}_{(p^k)}] \quad (3.89)$$

$$\gamma^k = \frac{\sum_{J=1}^N [\nabla S_{(p^k)}]^2 \cdot \mathbf{J}}{\sum_{J=1}^N [\nabla S_{(p^{k-1})}]^2 \cdot \mathbf{J}} \quad \text{N = quantidade de parâmetros e } \gamma^0 = 0 \quad (3.90)$$

Com os valores de \mathbf{P}^k , β^k e \mathbf{d}^k obtidos, executa-se o processo de estimativa de \mathbf{P}^{k+1} , sempre verificando o critério de parada da discrepância, conforme a equação (3.91).

$$S_{(p^{k+1})} < \varepsilon \quad (3.91)$$

3.3.1.4 FUNÇÃO OBJETIVO (FO)

Neste trabalho, a função objetivo tornou-se uma função multiobjetivo, de modo que a mesma precisa minimizar tanto o *bounce*, o *pitch*, o *roll* e a aceleração vertical do assento ou da cabeça para cada um dos pontos de interesse.

A função multiobjetivo a ser minimizada considera a aceleração vertical do *bounce*, a velocidade angular do *pitch*, a velocidade lateral do *roll* do chassi e a aceleração vertical do assento, ou na cabeça, dos pontos de interesse. Os dados experimentais e a diferença com os resultados da simulação do modelo computacional, enquanto o valor *med* é o número de elementos de cada vetor. A abordagem da soma é exposta na equação (3.92).

$$\begin{aligned}
S(p) = & \frac{1}{med} \cdot \sqrt{\sum_{i=1}^{med} \left[\frac{\ddot{Z}_{CGExp} - \ddot{Z}_{CGSim}}{\max(\ddot{Z}_{Exp1}) - \min(\ddot{Z}_{Exp})} \right]^2} + \\
& + \frac{1}{med} \cdot \sqrt{\sum_{i=1}^{med} \left[\frac{\ddot{\theta}_{CGExp} - \ddot{\theta}_{CGSim}}{\max(\ddot{\theta}_{CGExp}) - \min(\ddot{\theta}_{CGExp})} \right]^2} + \\
& + \frac{1}{med} \cdot \sqrt{\sum_{i=1}^{med} \left[\frac{\ddot{\phi}_{CGExp} - \ddot{\phi}_{CGSim}}{\max(\ddot{\phi}_{CGExp}) - \min(\ddot{\phi}_{CGExp})} \right]^2} + \\
& + \frac{1}{med} \cdot \sqrt{\sum_{i=1}^{med} \left[\frac{\ddot{Z}_{seatExp} - \ddot{Z}_{seatSim}}{\max(\ddot{Z}_{seatExp}) - \min(\ddot{Z}_{seatExp})} \right]^2}
\end{aligned} \tag{3.92}$$

Os dados da função objetivo são normalizados, isso permite unificar dimensões e escalas diferentes dentro de tal função.

3.3.1.5 CRITÉRIO DE PARADA

Os três critérios de parada, do processo iterativo, adotados correspondem ao critério da discrepância relativa inferior a 10^{-5} de tolerância, conforme a equação (3.93), entre vinte avaliações sucessivas da função objetivo, pela quantidade máxima de 100 iterações ou que a função objetivo seja menor que o valor da tolerância de 10^{-5} .

$$FO_{(k-1)} - FO_{(k)} < Tol \tag{3.93}$$

3.4 CONFORTO

O limite entre conforto e desconforto veículos é muito difícil de determinar devido às variações na sensibilidade individual à vibração e aos métodos subjetivos de medição (WONG, 2001). No entanto, uma variedade de métodos para avaliar a tolerância humana à vibração tem sido desenvolvida ao longo dos anos. A norma geral para definir tolerância humana a vibração de corpo humano adotada como padrão internacional é a ISO 2631, onde o sistema de coordenadas do corpo é definido segundo o apresentado na FIG 32.

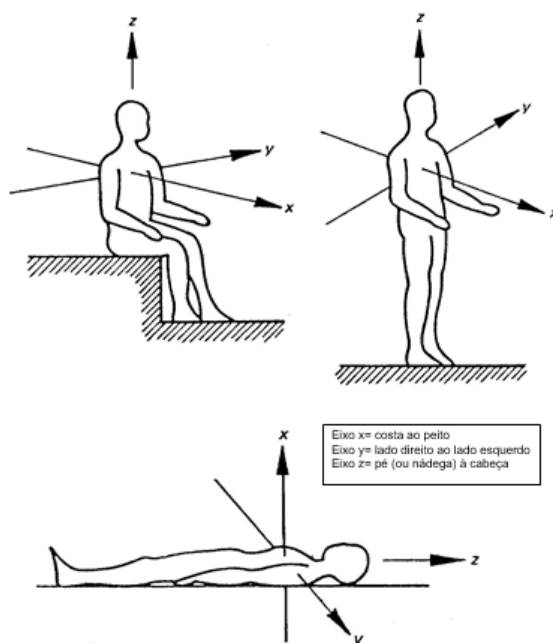


FIG 32: Sistema de coordenadas para vibrações mecânicas em seres humanos (ISO 2631, 1978)

A norma ISO 2631 utiliza de ponderação de frequência e fatores de correção para determinar as sensibilidades do corpo humano em diferentes eixos de atuação. Neste trabalho é considerada apenas a aceleração vertical (eixo Z).

A raiz do valor quadrático médio (RMS) é o método mais básico, mas não considera o tempo de exposição nem os valores de pico das vibrações. De acordo com a norma ISO 2631, todas as avaliações de vibrações devem utilizar o valor de aceleração ponderado em seus cálculos. A aceleração ponderada é usada porque fornece um valor

representativo de aceleração para um dado período. Quando se têm valores contínuos o valor médio da aceleração é obtido conforme a equação (3.94), mas quando se tem só valores discretos, usa-se a equação (3.95).

$$a_{rms} = \sqrt{\frac{1}{t} \cdot \int_{t=0}^{\tau} a_w^2(t) \cdot dt} \quad (3.94)$$

$$a_{rms} = \left(\frac{1}{n} \cdot \sum_{i=1}^n a_i^2 \right)^{\frac{1}{2}} \quad (3.95)$$

O método *Root Mean Quad* (RMQ) é um método sensível aos picos das acelerações. Quando se tem valores contínuos, o valor da aceleração é obtido conforme a equação (3.96), mas quando se tem só valores discretos, o valor médio da aceleração é obtido conforme a equação (3.97).

$$a_{rmq} = \sqrt[4]{\frac{1}{t} \cdot \int_{t=0}^{\tau} a_w^4(t) \cdot dt} \quad (3.96)$$

$$a_{rmq} = \left(\frac{1}{n} \cdot \sum_{i=1}^n a_i^4 \right)^{\frac{1}{4}} \quad (3.97)$$

O valor dose de vibração (VDV) é o método mais sensível à presença dos picos das acelerações e toma em conta o tempo de exposição as vibrações, conforme a equação (3.98).

$$VDV = \left(\frac{t_s}{n} \cdot \sum_i a_i^4 \right)^{\frac{1}{4}} \quad (3.98)$$

O fator de pico é considerado pela norma ISO 2631, conforme a equação (3.99), Se o fator de pico é superior a 9 o método RMS não representa bem o fenômeno físico, e deve-se empregar o VDV.

$$F_{pico} = \frac{a_{max}}{a_{rms}} \quad (3.99)$$

Os diferentes níveis de conforto e desconforto são apresentados na tabela 4.

TAB 4: Escala de conforto (ISO 2631, 1978)

ÍNDICE DE CONFORTO	CATEGORIA
0 a 0,315 (m/s ²)	Confortável
0,315 a 0,63 (m/s ²)	Levemente confortável
0,5 a 1 (m/s ²)	Pouco confortável
0,8 a 1,6 (m/s ²)	Desconfortável
1,25 a 2,5 (m/s ²)	Muito desconfortável
Acima de 2 (m/s ²)	Extremamente desconfortável

A norma ISO 2631 define os limites recomendados de exposição humana a vibrações. Na FIG 33 observa-se os limites dos valores RMS da aceleração vertical como função da frequência e tempo de exposição para o nível reduzido de fadiga. As curvas do gráfico são curvas logarítmicas.

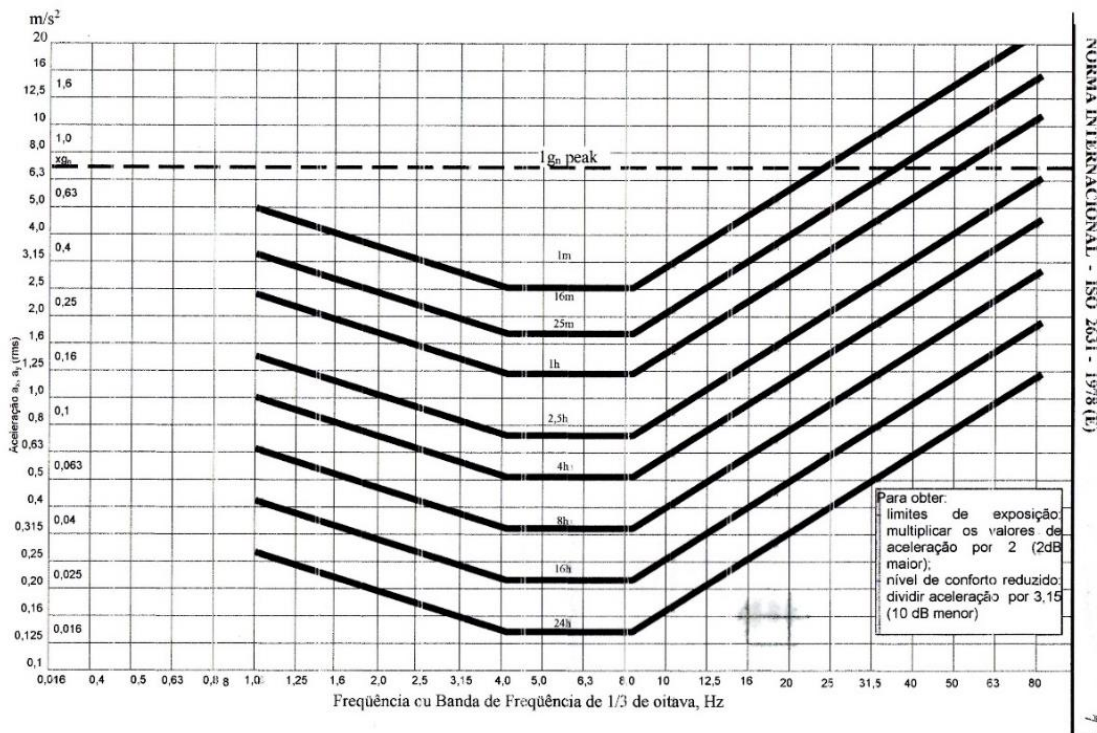


FIG 33: Limites das acelerações verticais (ISO 2631, 1978)

4 VALIDAÇÃO DO MODELO DO PROBLEMA DIRETO

Com a finalidade de validar todo o procedimento de modelagem matemática do veículo e o emprego dos métodos usados em problemas inversos, aplica-se no modelo apresentado por ATA (2014). Em tal artigo, o autor simula o comportamento de uma VBTP M113, em modelo de $\frac{1}{2}$ veículo plano, sendo que, a suspensão de cada uma das rodas é composta por uma mola e um amortecedor, conforme pode ser observado na FIG. 34.

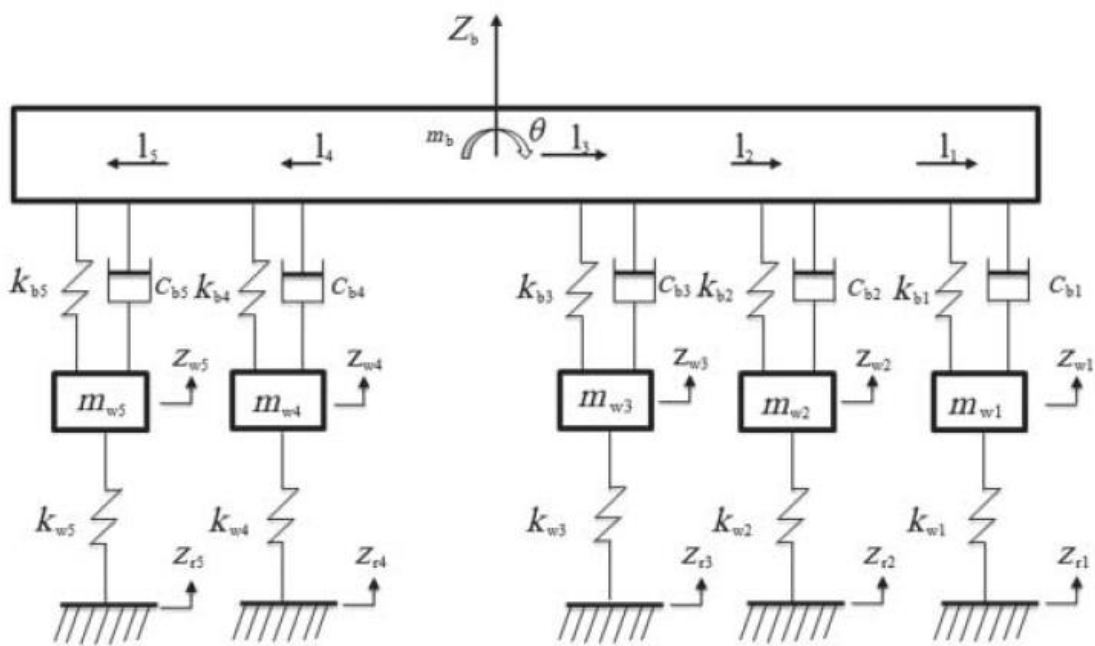


FIG 34: Modelo de $\frac{1}{2}$ carro com 5 eixos (ATA, 2014)

4.1 MODELO MATEMÁTICO DO PROBLEMA DIRETO

A excitação vertical da primeira roda de estrada é caracterizada pela equação (4.1) onde h é a altura de 0,1 m do perfil senoidal; w representa a largura do obstáculo; o ω_r é a frequência angular, conforme a equação (4.2) e (4.3) e V é a velocidade constante do veículo.

$$Z_{r1}(t) = \begin{cases} h \cdot (1 - \cos[\omega_r(t-0.5)]) & 0,5 \leq t \leq 0,5 + (w/V) \\ 0; & \text{caso contrário} \end{cases} \quad (4.1)$$

$$\omega_r = 2 \cdot \pi \cdot f \quad (4.2)$$

$$f = V/w \quad (4.3)$$

As excitações verticais para as outras rodas Z_{r2} para Z_{r5} são descritas pelas equações (4.4) e (4.5).

$$\tau_i = \frac{L_1 - L_i}{V}, \quad i = 2, \dots, 5 \quad (4.4)$$

$$\mathbf{Z}_{ri} = \mathbf{Z}_{r1}(t + \tau_i) \quad (4.5)$$

A aceleração vertical e a aceleração angular do chassi são proporcionadas pelas equações (4.6) e (4.7), e os movimentos das i -ésimas rodas de 1 até 5 são expressos na equação (4.8).

$$m_b \cdot \ddot{Z}_b + \sum_{i=1}^5 c_{bi} \cdot (\dot{Z}_b + l_i \cdot \dot{\theta} - \dot{Z}_{wi}) + \sum_{i=1}^5 k_{bi} \cdot (Z_b + l_i \cdot \theta - Z_{wi}) = 0 \quad (4.6)$$

$$I_{yy} \cdot \ddot{\theta} + \sum_{i=1}^5 c_{bi} \cdot (\dot{Z}_b + l_i \cdot \dot{\theta} - \dot{Z}_{wi}) \cdot l_i + \sum_{i=1}^5 k_{bi} \cdot (Z_b + l_i \cdot \theta - Z_{wi}) \cdot l_i = 0 \quad (4.7)$$

$$m_{wi} \cdot \ddot{Z}_{wi} - c_{bi} \cdot (\dot{Z}_b + l_i \cdot \dot{\theta} - \dot{Z}_{wi}) - k_{bi} \cdot (Z_b + l_i \cdot \theta - Z_{wi}) + k_{wi} \cdot (Z_{wi} - Z_{ri}) = 0 \quad (4.8)$$

As equações 4.6 a 4.8 podem ser escritas na forma matricial, conforme equação 4.9.

$$\mathbf{M} \cdot \ddot{\mathbf{Z}} + \mathbf{C} \cdot \dot{\mathbf{Z}} + \mathbf{K} \cdot \mathbf{Z} = \mathbf{F}^{ext} \quad (4.9)$$

Desta forma, particularizando para um modelo de 1/2 carro com 5 eixos (ATA, 2014) tem-se:

$$\mathbf{M} = \begin{bmatrix} m & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & I_{yy} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & m_{w1} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & m_{w2} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & m_{w3} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & m_{w4} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & m_{w5} \end{bmatrix} \quad (4.10)$$

$$\mathbf{K} = \begin{bmatrix} \sum_{i=1}^5 k_i & \sum_{i=1}^5 k_i \cdot l_i & -k_1 & -k_2 & -k_3 & -k_4 & -k_5 \\ \sum_{i=1}^5 k_i \cdot l_i & \sum_{i=1}^5 k_i \cdot l_i^2 & -k_1 \cdot l_1 & -k_2 \cdot l_2 & -k_3 \cdot l_3 & -k_4 \cdot l_4 & -k_5 \cdot l_5 \\ -k_1 & -k_1 \cdot l_1 & k_1 + k_{w1} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -k_2 & -k_2 \cdot l_2 & 0 & k_2 + k_{w2} & 0 & 0 & 0 \\ -k_3 & -k_3 \cdot l_3 & 0 & 0 & k_3 + k_{w3} & 0 & 0 \\ -k_4 & -k_4 \cdot l_4 & 0 & 0 & 0 & k_4 + k_{w4} & 0 \\ -k_5 & -k_5 \cdot l_5 & 0 & 0 & 0 & 0 & k_5 + k_{w5} \end{bmatrix} \quad (4.11)$$

$$\mathbf{C} = \begin{bmatrix} \sum_{i=1}^5 c_i & \sum_{i=1}^5 c_i \cdot l_i & -c_1 & -c_2 & -c_3 & -c_4 & -c_5 \\ \sum_{i=1}^5 c_i \cdot l_i & \sum_{i=1}^5 c_i \cdot l_i^2 & -c_1 \cdot l_1 & -c_2 \cdot l_2 & -c_3 \cdot l_3 & -c_4 \cdot l_4 & -c_5 \cdot l_5 \\ -c_1 & -c_1 \cdot l_1 & c_1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -c_2 & -c_2 \cdot l_2 & 0 & c_2 & 0 & 0 & 0 \\ -c_3 & -c_3 \cdot l_3 & 0 & 0 & c_3 & 0 & 0 \\ -c_4 & -c_4 \cdot l_4 & 0 & 0 & 0 & c_4 & 0 \\ -c_5 & -c_5 \cdot l_5 & 0 & 0 & 0 & 0 & c_5 \end{bmatrix} \quad (4.12)$$

$$\mathbf{Z} = [Z \quad \theta \quad Z_{w1} \quad Z_{w2} \quad Z_{w3} \quad Z_{w4} \quad Z_{w5}]^T \quad (4.13)$$

$$\mathbf{F}^{ext} = [0 \quad 0 \quad Z_{r1} \cdot k_{w1} \quad Z_{r2} \cdot k_{w2} \quad Z_{r3} \cdot k_{w3} \quad Z_{r4} \cdot k_{w4} \quad Z_{r5} \cdot k_{w5}]^T \quad (4.14)$$

4.2 MODELAGEM DO PROBLEMA DIRETO

A modelagem (ATA, 2014) emprega a metodologia de fluxo de potência conforme a FIG 35 e 36. Neste trabalho só é apresentado o modelo com os cinco eixos, cada um deles equipado com uma mola e um amortecedor, ambos lineares, trafegando em três velocidades diferentes e sendo a excitação de base uma lombada de 5 m de comprimento.

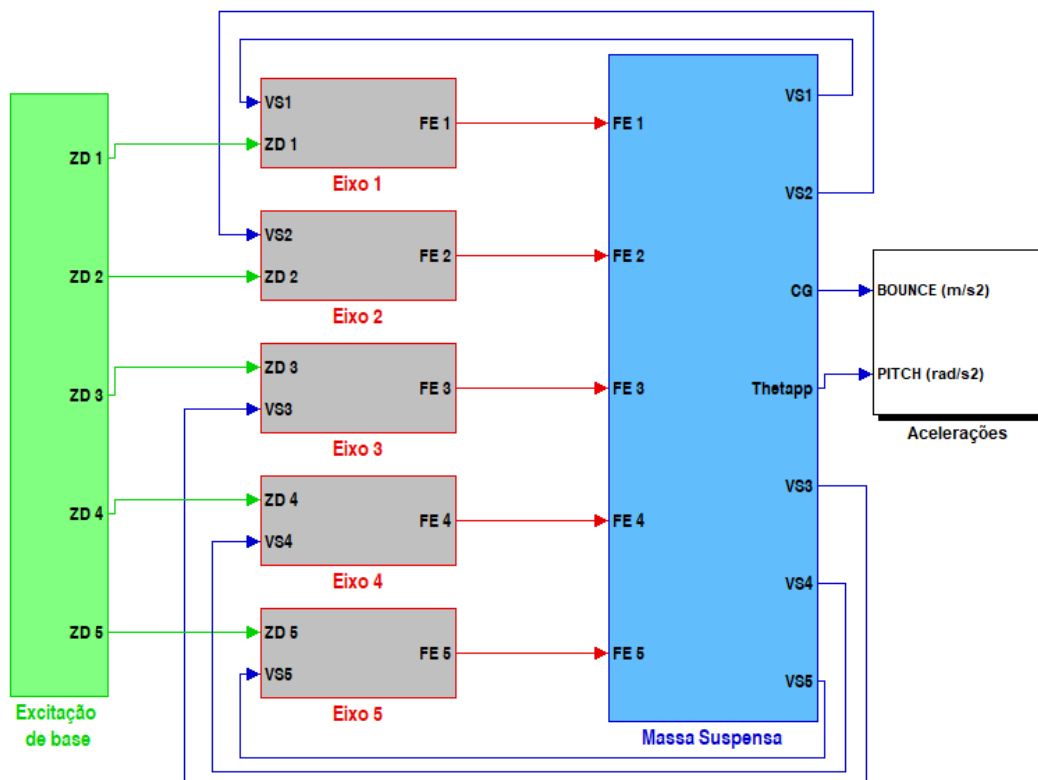


FIG 35: Modelagem no Simulink do $\frac{1}{2}$ carro com 5 eixos

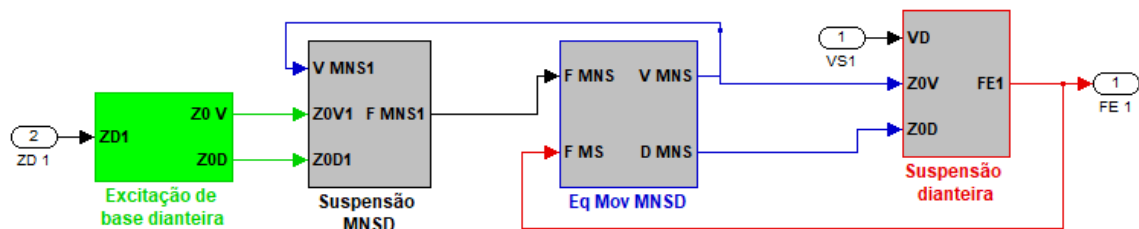


FIG 36: Modelo da suspensão do modelo de $\frac{1}{2}$ carro com 5 eixos

Os valores dos parâmetros do modelo referentes ao chassi e ao conjunto suspensão-roda estão, respectivamente, listados na tabela 5.

TAB 5: Parâmetros do modelo ½ carro (ATA, 2014)

PARÂMETROS	SIMBOLOGIA	VALOR
Massa suspensa (kg)	m_b	5.109
Massa não suspensa (kg)	m_{wi}	113,5
Momento de Inercia do chassi ($kg \cdot m^2$)	I_{yy}	12.856
Distância entre CG e 1° eixo (m)	l_1	1,35
Distância entre CG e 2° eixo (m)	l_2	0,69
Distância entre CG e 3° eixo (m)	l_3	0,02
Distância entre CG e 4° eixo (m)	l_4	0,66
Distância entre CG e 5° eixo (m)	l_5	1,32
Amortecimento da suspensão dos 5 eixos (N·s/m)	c_{bi}	22.520
Rigidez de cada pneu (N/m)	k_{wi}	613.000
Rigidez linear da suspensão dos 5 eixos (N/m)	k_{bi}	104.000

4.3 RESULTADOS DO PROBLEMA DIRETO

Os gráficos obtidos por ATA (2014) foram digitalizados permitindo identificar os valores dos pontos das curvas.

Foram feitas as simulações com três velocidades diferentes, 10 km/h, 40 km/h e 60 km/h, ultrapassando um obstáculo do tipo quebra-molas de 5 metros de comprimento e 0,1 metro de altura. As simulações foram feitas com o passo constante de 0,01 segundos e empregando a resolução das equações diferenciais ordinárias ODE8 no SIMULINK/MATLAB®. ODE8 é um método de cálculo numérico, da família de métodos de Runge Kutta, desenvolvida por Dormand-Prince.

São apresentados os resultados nas FIGs 37 até 42. Nas mesmas pode-se observar que os resultados fornecidos pelo modelo matemático do problema direto são congruentes com os resultados obtidos por ATA (2014) tanto em as acelerações verticais do CG como as acelerações angulares do CG para cada uma das velocidades analisadas.

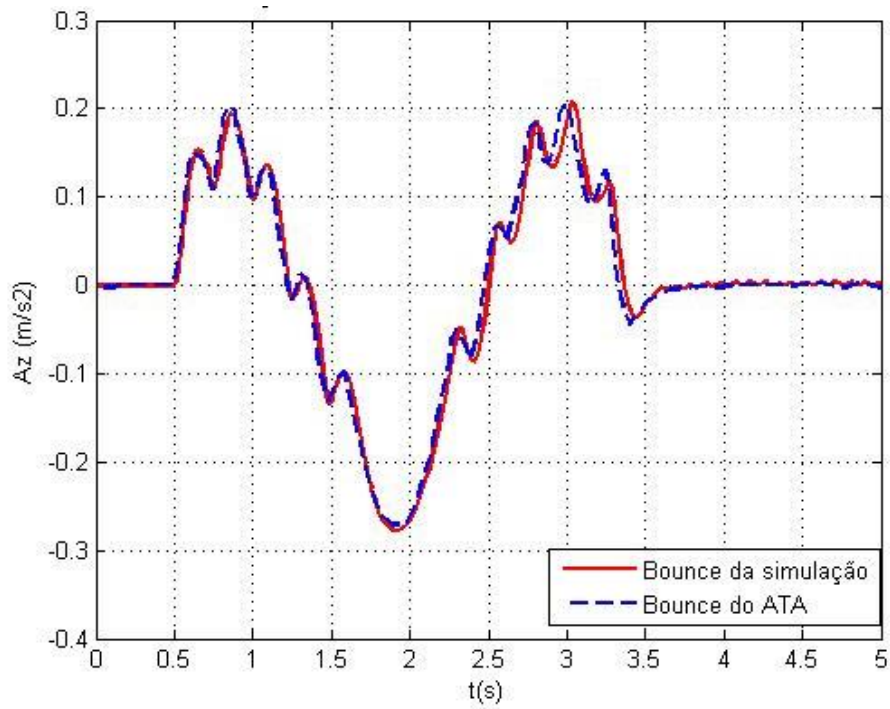


FIG 37: Aceleração vertical (bounce) a 10 km/h e $w = 5$ m

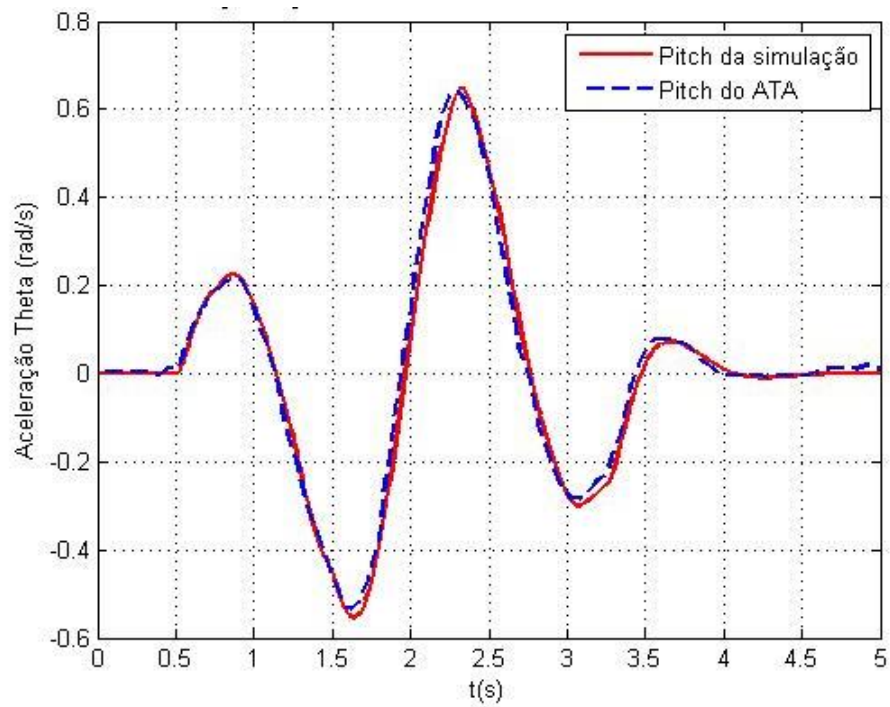


FIG 38: Aceleração angular (pitch) a 10 km/h e $w = 5$ m

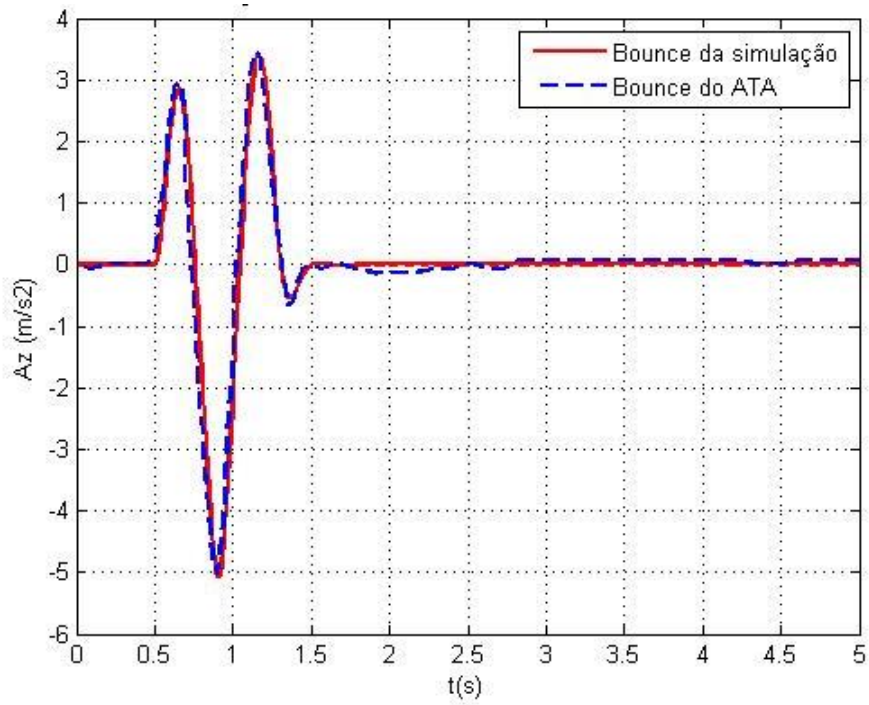


FIG 39: Aceleração vertical (bounce) a 40 km/h e w = 5 m

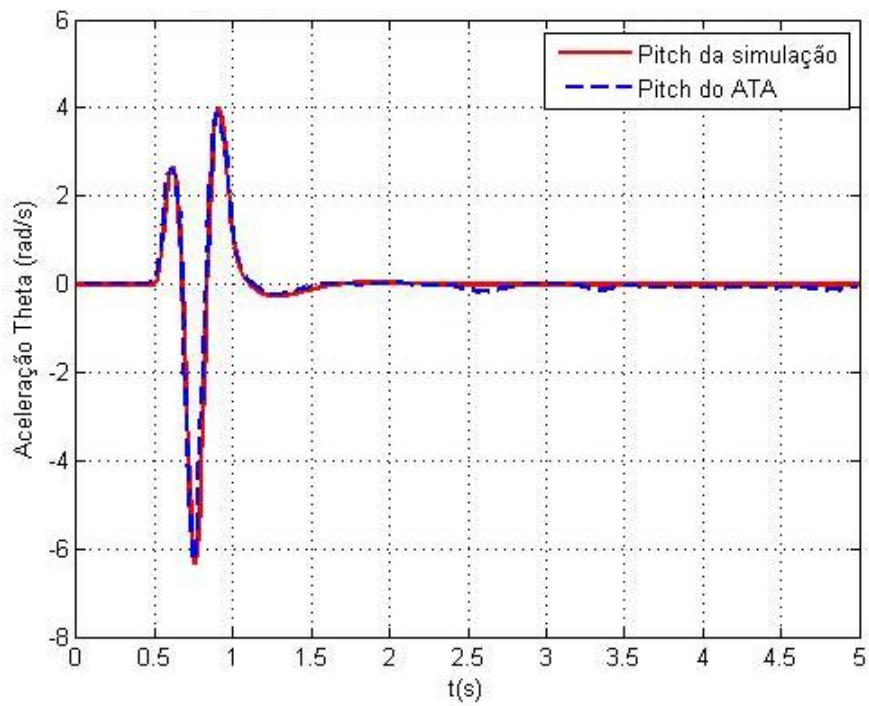


FIG 40: Aceleração angular (pitch) a 40 km/h e w = 5 m

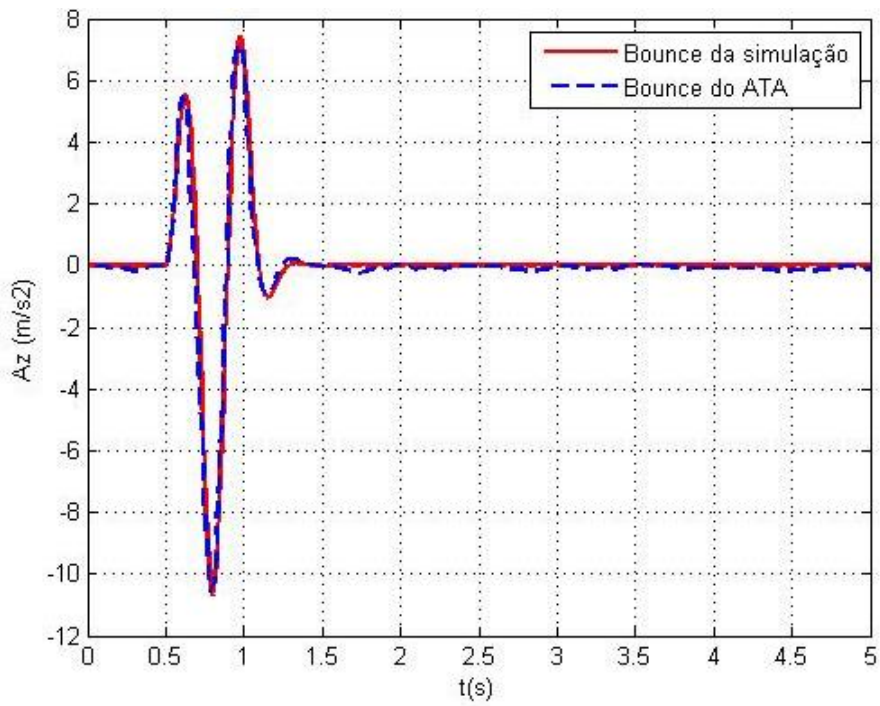


FIG 41: Aceleração vertical (bounce) a 60 km/h e w = 5 m

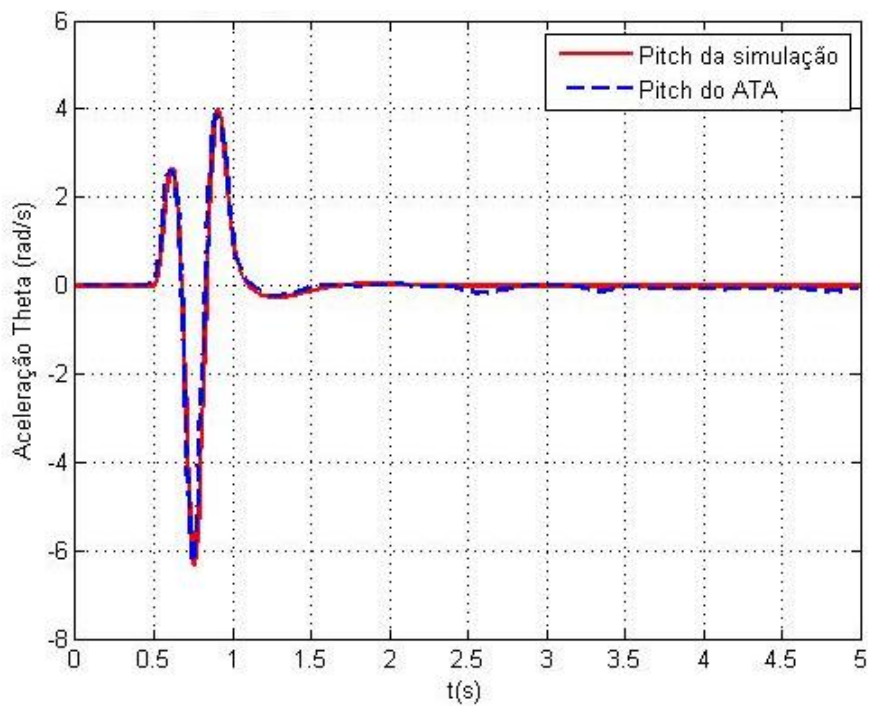


FIG 42: Aceleração angular (pitch) a 60 km/h e w = 5 m

4.4 CONCLUSÃO DA VALIDAÇÃO DO PROBLEMA DIRETO

A modelagem do problema direto empregando a abordagem de fluxo de potência forneceu resultados adequados, congruentes e com um nível de erro muito baixo com respeito ao comportamento dinâmico do veículo estudado, tanto no *Pitch* como no *bounce* em cada uma das velocidades simuladas, em comparação com os dados de ATA (2014).

5 VALIDAÇÃO DOS MÉTODOS DE OTIMIZAÇÃO.

Foram feitas simulações considerando uma população de 50 elementos, foram empregados os seguintes critérios de parada a tolerância de 10^{-5} para o valor da função objetivo, uma quantidade máxima de 100 iterações e o critério da discrepância, conforme a equação (3.93) durante vinte vezes. O tempo de simulação utilizado foi de 5 segundos, que foi o tempo empregado por ATA (2014), e foi adotado um passo de 0,01 s para as simulações. Os valores empregados no método de PSO foi o alfa de 0,5 e o beta de 1,25. Foram estimados os valores de rigidez das molas (k_{si}) das suspensões e os coeficientes de amortecimento (b_{si}) dos amortecedores das suspensões, ressaltando que as molas e os amortecedores são iguais para todos os eixos.

As soluções numéricas foram realizadas em um computador com configuração: Intel® Core TM i5-5200U 2,20 GHz, 8GB de memória RAM e sistema operacional de 64 Bits.

5.1 ANÁLISE DA SENSIBILIDADE.

Com a finalidade de fazer uma análise de sensibilidade dos parâmetros a serem procurados na matriz Jacobiana apresentada conforme a equação (3.67) e (3.68), precisa ser redimensionalizada, já que os coeficientes de sensibilidade apresentam suas próprias magnitudes e unidades o que impossibilita fazer uma comparação de seus efeitos. Para fazer a redimensionalização é preciso multiplicar cada uma das colunas da matriz Jacobiana pelo parâmetro a serem procurado conforme as equações (5.1) e (5.2), (OZISIK & ORLANDE, 2000, SANTOS *et al*, 2002). Pode-se observar que são duas matrizes Jacobianas diferentes a primeira refere-se à aceleração vertical do *pitch* e a segunda a aceleração angular do *bounce* no CG da viatura, de modo que as mesmas são empregadas na função objetivo.

$$\mathbf{Pitch}_{ij} = \mathbf{P}_j \times \mathbf{JP}_{ij} \cong \mathbf{P}_j \left(\frac{\mathbf{T}_i(P_j + P_j \cdot \Delta P) - \mathbf{T}_i(P_j - P_j \cdot \Delta P)}{2 \cdot \Delta P_j} \right), \quad rad/s^2 \quad (5.1)$$

$$\mathbf{Bounce}_{ij} = \mathbf{P}_j \times \mathbf{J}\mathbf{B}_{ij} \cong \mathbf{P}_j \times \left(\frac{\mathbf{T}_i(P_j + P_j \cdot \Delta P) - \mathbf{T}_i(P_j - P_j \cdot \Delta P)}{2 \cdot \Delta P_j} \right), \quad m/s^2 \quad (5.2)$$

A função objetivo empregada nesta validação é exibida conforme a equação (5.3). Os dados são normalizados, permitindo unificar dimensões e escalas diferentes dentro da função multiobjetivo.

$$S(p) = \frac{1}{med} \cdot \sqrt{\sum_{i=1}^{med} \left(\frac{\ddot{Z}_{CGExp} - \ddot{Z}_{CGSim}}{\max(\ddot{Z}_{Exp1}) - \min(\ddot{Z}_{Exp})} \right)^2} + \frac{1}{med} \cdot \sqrt{\sum_{i=1}^{med} \left(\frac{\ddot{\theta}_{CGExp} - \ddot{\theta}_{CGSim}}{\max(\ddot{\theta}_{CGExp}) - \min(\ddot{\theta}_{CGExp})} \right)^2} \quad (5.3)$$

O primeiro passo para garantir que o problema fique bem condicionado é calcular o determinante da matriz Jacobiana, conforme apresentado na equação (3.81). No caso em que o valor se aproxime de zero, o problema fica mal condicionado, e caso os parâmetros analisados sejam combinações lineares, o determinante é nulo, significando que o problema fique também mal condicionado.

Pode-se observar na FIG 43 que os coeficientes de sensibilidade modificados não são combinações lineares na faixa de tempo de 0,5 a 3 segundos. Portanto, o problema fica bem condicionado e permite o emprego do método determinístico de gradiente conjugado, empregado neste trabalho. Na mesma figura pode-se observar também que a sensibilidade na variação dos amortecedores é bem maior do que a sensibilidade da variação das molas lineares do carro. Até 0,5 s o chassi está em equilíbrio dinâmico sem excitação de base até atingir o obstáculo com a primeira roda; após os 3 segundos cessam os efeitos da excitação de base, e o chassi volta ao equilíbrio, conforme se observa no gráfico da FIG 43.

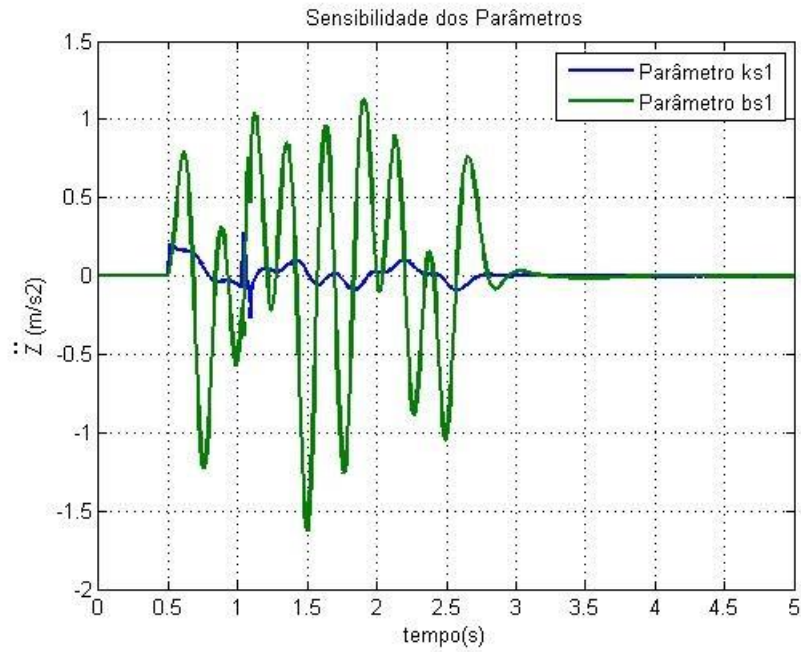


FIG 43: Análise de sensibilidade dos parâmetros na aceleração vertical (bounce)

Observa-se na FIG 44 que novamente os coeficientes de sensibilidade modificados não são combinações lineares na faixa de tempo de 0,5 a 4,5 segundos, na análise da aceleração angular de *pitch*. Em comparação com a aceleração vertical, a aceleração angular demora quase 1,5 s a mais para atingir o equilíbrio.

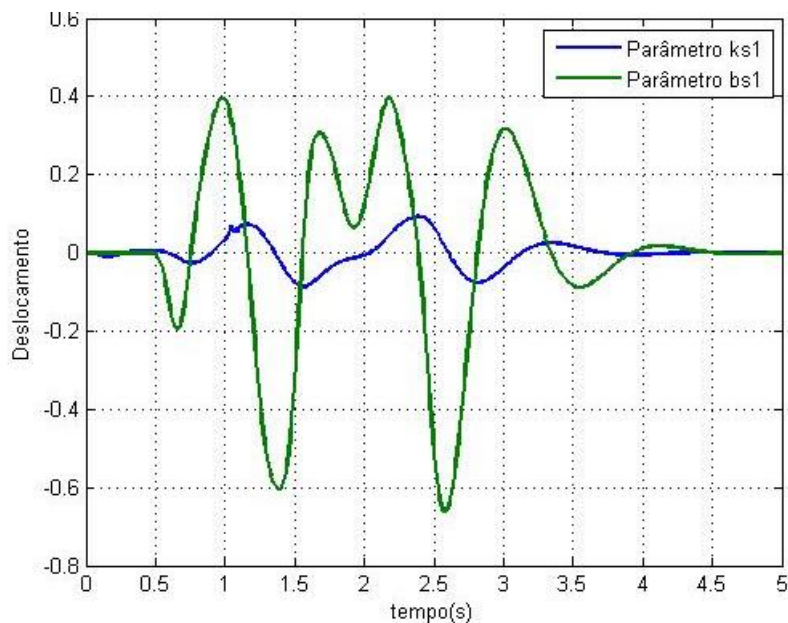


FIG 44: Análise de sensibilidade dos parâmetros na aceleração angular (pitch)

5.2 VALIDAÇÃO DOS MÉTODOS PSO E GC.

Foram feitas as simulações ultrapassando um quebra-molas de 2,5 metros de comprimento e 0,1 metro de altura, sendo que o valor verdadeiro da rigidez das molas é igual a 104.000,00 N/m, e a constante de amortecimento é de 22.520,00 Ns/m. As FIGs 44 e 45 apresentam os valores de aceleração de *bounce* e aceleração angular de *pitch* do CG com o carro trafegando a uma velocidade de 10 km/h.

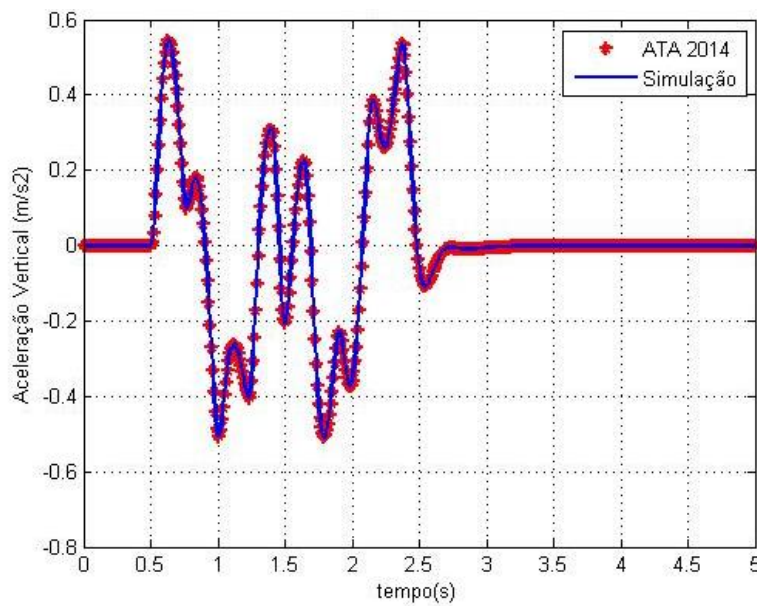


FIG 45: Aceleração vertical (bounce) a 10 km/h e $w = 2,5$ m

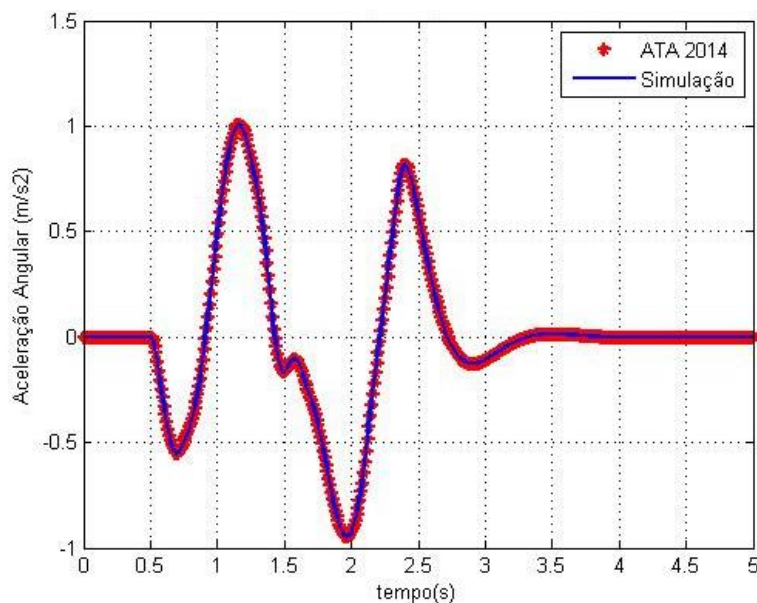


FIG 46: Aceleração angular (pitch) a 10 km/h e $w = 2,5$ m

A FIG 47 retrata a evolução dos valores das funções objetivo com o aumento do número de iterações. Vê-se que as curvas têm um comportamento descendente, e estabilizam no seu valor mínimo após 23 iterações, no caso do PSO, e 28 iterações, no caso do GC.

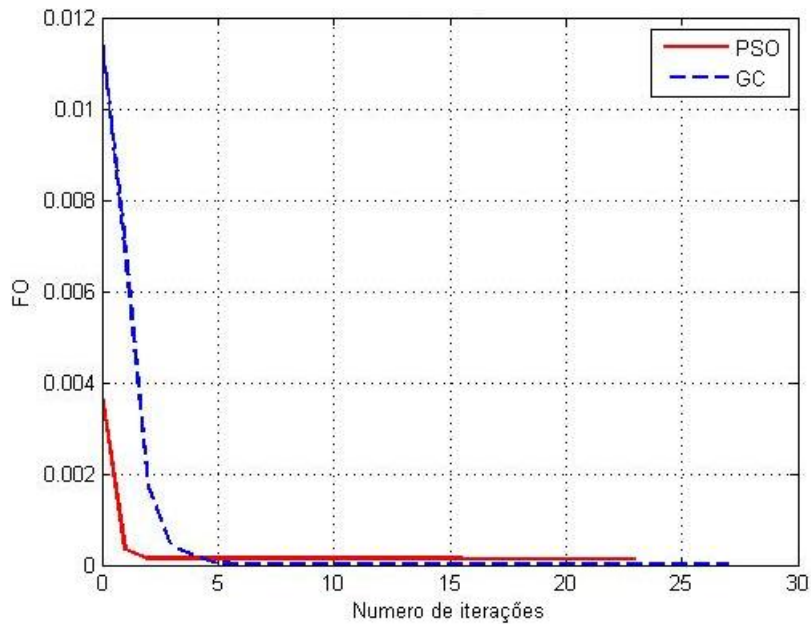


FIG 47: FO do PSO e GC a 10 km/h

Os valores achados para esta simulação são apresentados na tabela 6.

TAB 6: Parâmetros estimados com os métodos de otimização a 10 km/h

Parâmetro	Valor do PSO	Erro % PSO	Valor do GC	Erro % GC
k_{s1} (N/m)	104010,7912	$-1,0376 \times 10^{-2}$	103999,999999	$-9,6100 \times 10^{-10}$
b_{s1} (N.s/m)	22837,1903	$-1,408483 \times 10^{-2}$	22520,000001	$-4,44049 \times 10^{-11}$
TEMPO	5210,01 s	-	556,85 s	-
FO	$1,3163 \times 10^{-6}$	-	$4,2579 \times 10^{-13}$	-

As figuras 47 e 48 apresentam uma nova comparação das curvas do ATA (2014) com a simulação feita agora a uma velocidade de 40 km/h. As figuras retratam a aceleração vertical de *bounce* e aceleração angular de *pitch*, respectivamente.

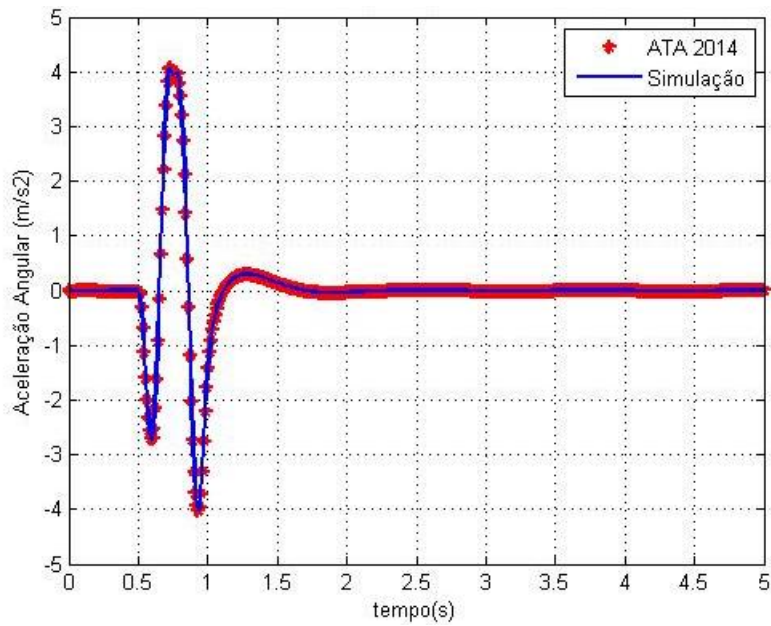


FIG 48: Aceleração vertical (bounce) a 40 km/h e $w = 2,5$ m

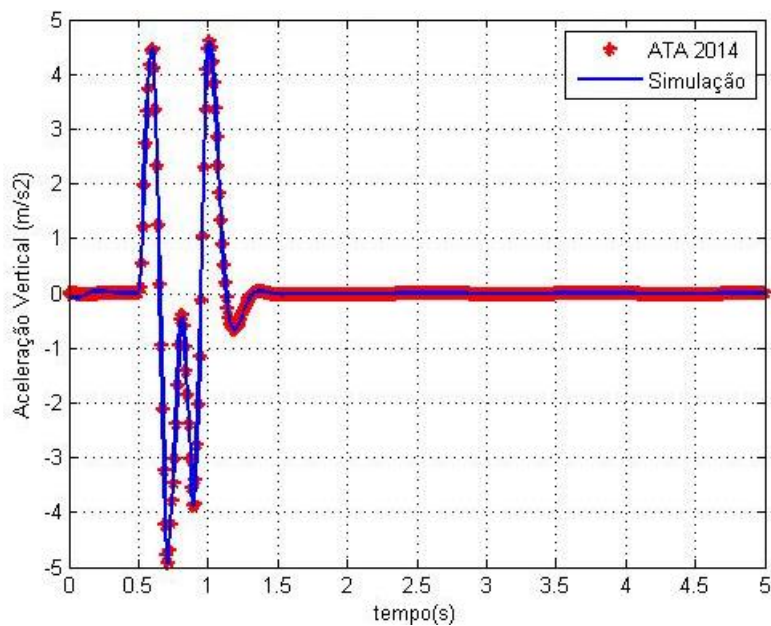


FIG 49: Aceleração angular (pitch) a 40 km/h e $w = 2,5$ m

Novamente são apresentados, na FIG 50, os valores das funções objetivo do PSO e GC em função do aumento do número de iterações. Novamente há o mesmo comportamento descendente das curvas, que neste caso se estabilizam em seu valor mínimo após 23 iterações, no caso do PSO, e 27 iterações, no caso do GC.

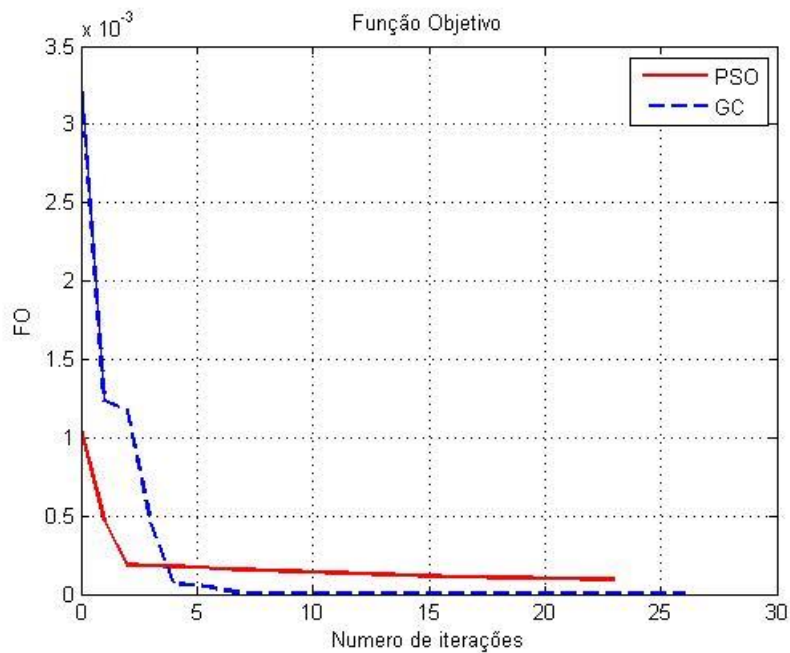


FIG 50: FO do PSO e GC a 40 km/h

Os valores estimados para esta simulação a 40 km/h são apresentados na tabela 7.

TAB 7: Parâmetros estimados com os métodos de otimização a 40 km/h

Parâmetro	Valor do PSO	Erro % PSO	Valor do GC	Erro % GC
k_{s1} (N/m)	105872,72015	$-1,80069 \times 10^{-2}$	103999,9999997	$2,8846 \times 10^{-10}$
b_{s1} (N.s/m)	22521,43987	$-6,39373 \times 10^{-3}$	22520,0000009	$-3,99645 \times 10^{-9}$
TEMPO	5220,88 s	-	544,57 s	-
FO	$1,3493 \times 10^{-6}$	-	$3,2058 \times 10^{-13}$	-

As figuras 51 e 52 apresentam as curvas, de aceleração vertical de *bounce* e aceleração angular do *pitch* do CG, mas agora a uma velocidade de 60 km/h respectivamente. Nas mesmas, pode-se observar que o comportamento dinâmico é o mesmo ao descrito por ATA (2014). Neste caso foram empregados os valores obtidos com o método de otimização de PSO para a simulação.

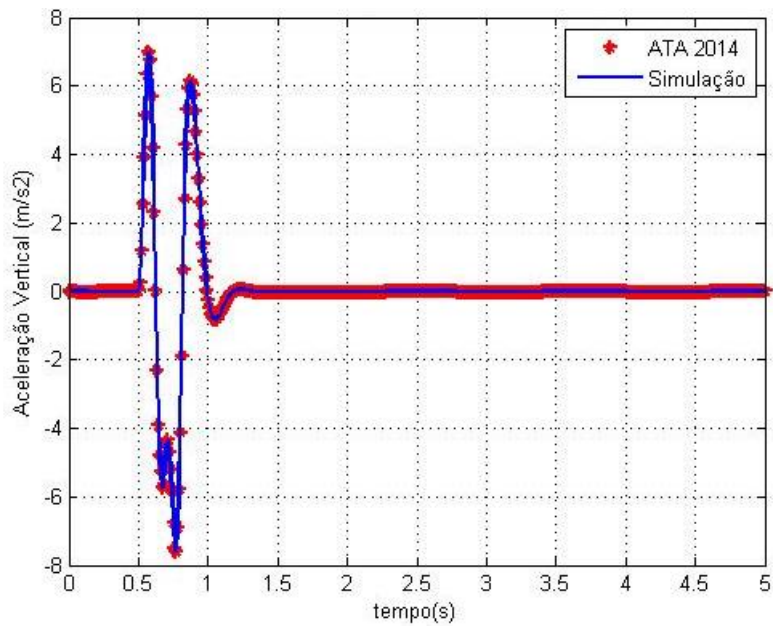


FIG 51: Aceleração vertical (bounce) a 60 km/h e $w = 2,5$ m

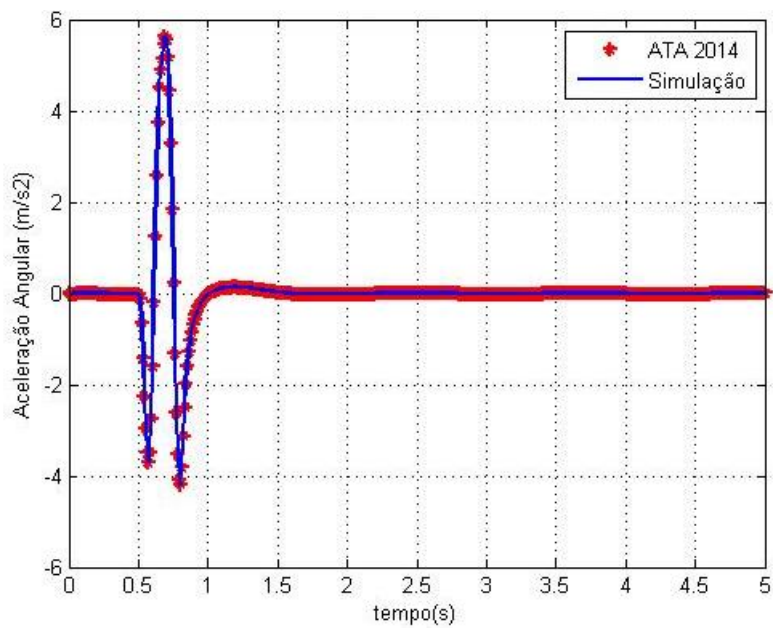


FIG 52: Aceleração angular (pitch) a 60 km/h e $w = 2,5$ m

A FIG 53 apresenta, finalmente, a evolução dos valores das funções objetivo com o aumento do número de iterações, mas agora a simulação foi feita trafegando a uma velocidade de 60 km/h. Pode-se observar que as curvas convergem para o valor mínimo, e estabilizam após 24 iterações, no caso do PSO, e 25 iterações, no caso do GC.

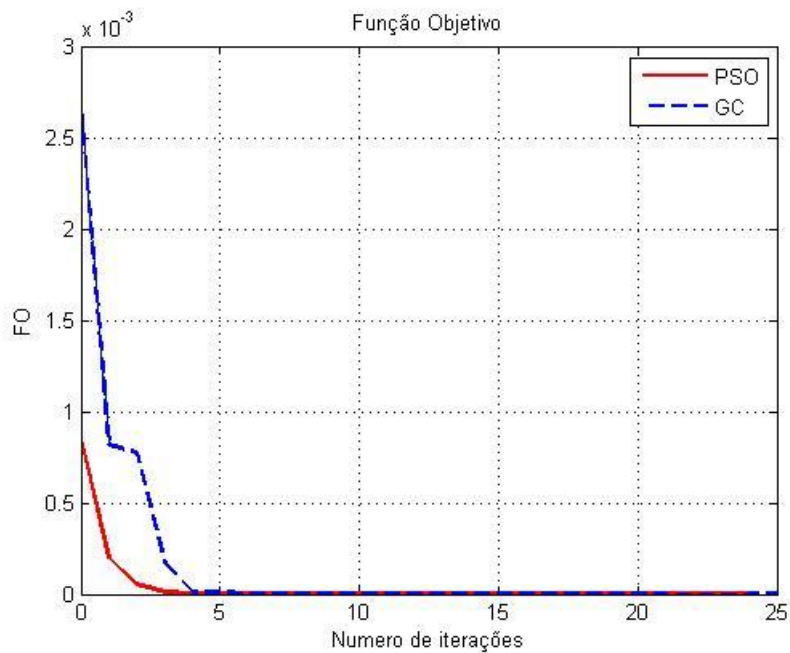


FIG 53: FO do PSO e GC a 60 km/h

Os valores estimados para esta simulação a 60 km/h são apresentados na tabela 8.

TAB 8: Parâmetros estimados com os métodos de otimização a 60 km/h

Parâmetro	Valor do PSO	Erro % PSO	Valor do GC	Erro % GC
k_{s1} (N/m)	103981,08052	$1,81918 \times 10^{-2}$	104000,00000	0
b_{s1} (N.s/m)	22515,20646	$2,12857 \times 10^{-2}$	22520,000001	$-4,4404 \times 10^{-9}$
TEMPO	5130,81 s	-	518,23 s	-
FO	$1,6131 \times 10^{-6}$	-	$3,0635 \times 10^{-13}$	-

5.3 CONCLUSÃO DA VALIDAÇÃO DOS MÉTODOS PSO E GC.

Com relação ao comportamento do veículo, pode-se constatar que os dois parâmetros estimados pelos métodos de PSO e GC resultaram em modelos computacionais com as mesmas respostas de desempenho apresentadas pelos dados obtidos por ATA (2014), tanto para a aceleração vertical quanto para a aceleração angular de *pitch* no CG do veículo. Todos os resultados apresentaram um erro absoluto bem baixo em relação aos dados pseudoexperimentais, e o desempenho dos métodos de PSO e GC no processo de minimização da função objetivo também foi satisfatório. Em

nenhuma simulação foi atingido o critério de parada de quantidade máxima de iterações. Comparando-se os dois métodos de otimização, pode-se afirmar que o método de PSO tem um erro maior que o método GC. Contudo, no GC se o valor da estimativa inicial está muito distante da solução, pode não convergir e não achar os parâmetros procurados.

6 DADOS EXPERIMENTAIS

Foram feitos três ensaios experimentais para cada uma das velocidades de 5 km/h, 10 km/h, 20 km/h e 33 km/h, na pista APG do CAEx, ultrapassando três obstáculos trapezoidais, apresentados no Capítulo 3, com as rodas do lado esquerdo da viatura, conforme a FIG 54, com uma IMU no CG da viatura, conforme a FIG 55, e com uma IMU, conforme a FIG 58, nos assentos e nas cabeças dos pontos de interesse, conforme as figuras 56 e 57.



FIG 54: Passagem dos obstáculos só com as rodas esquerdas

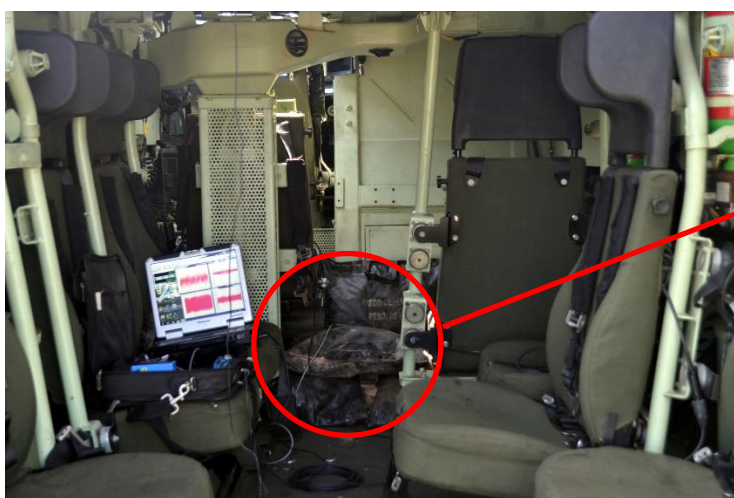


FIG 55: Localização da IMU no CG da viatura



FIG 56: Localização da IMU no assento do Motorista



FIG 57: IMU empregada no capacete



FIG 58: Localização da IMU no capacete do motorista

6.1 ANÁLISE DOS DADOS EXPERIMENTAIS

É feita uma análise das medições efetuadas e foram achadas as seguintes questões a destacar:

a) As medições feitas a baixa velocidade com 5 km/h e 10 km/h não foram boas já que a amplitude das vibrações interiores da viatura (provenientes de seu motor) estavam muito próximas das amplitudes das acelerações produzidas pela excitação de base. Além disso, o nível de erro na estabilização da velocidade foi bem maior que nas outras velocidades.

b) As medições feitas a 20 km/h e 33 km/h foram as melhores, mas quando a viatura atingia o obstáculo a 33 km/h, o carro apresentava uma queda na velocidade maior que quando se deslocava a 20 km/h.

c) No início julgou-se que a influência do *roll* nas acelerações verticais era muito baixa e poderia ser desconsiderada, mas ao longo das análises das medições, se observou que a amplitude do *roll* ficava ao mesmo nível da amplitude do *pitch*. Isso levou à decisão de fazer o modelo de carro mais completo, acrescentando mais graus de liberdade ao chassi. O modelo de carro completo permitiu fornecer a excitação de base só nas rodas esquerdas, conforme foram feitas as medições.

6.2 FILTRAGEM DOS DADOS EXPERIMENTAIS

Nas medições do *bounce* no CG, do *pitch* e do *roll* não foi necessário fazer a filtragem dos dados, mas foi necessário fazer uma filtragem dos dados experimentais fornecidos pela IMU tanto nos assentos como nas cabeças. Isso aconteceu devido à grande sensibilidade do sensor IMU, uma vez que as medições apresentam elevado nível de ruído na faixa de frequência baixa. Conseqüentemente foi necessário empregar um Filtro de Média Variável (FMV), onde é considerado o comportamento destes parâmetros em uma vizinhança composta de 4 pontos, posteriores e anteriores, para

calcular o valor médio de cada ponto da curva, de forma que o ruído das medições experimentais é reduzido de forma generalizada, conforme são apresentados nas FIG 59, 60 e 61.

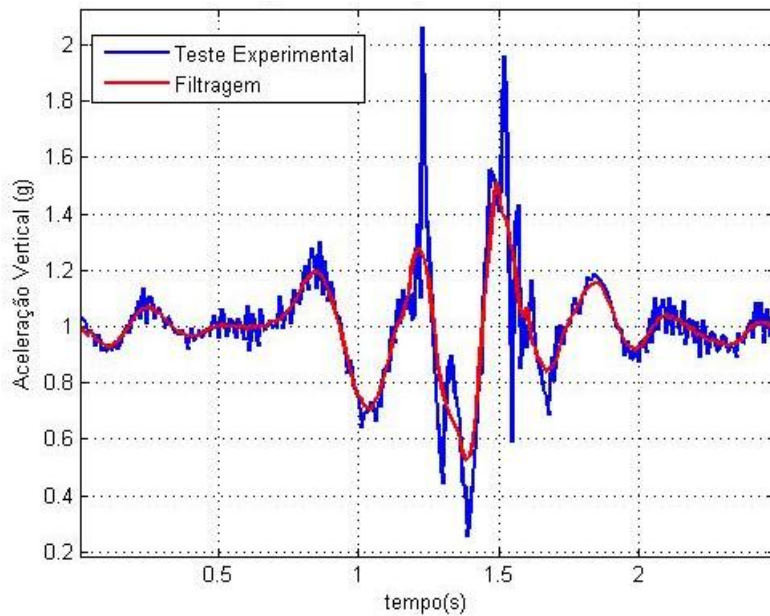


FIG 59: Filtragem da medição do sensor da cabeça do Motorista

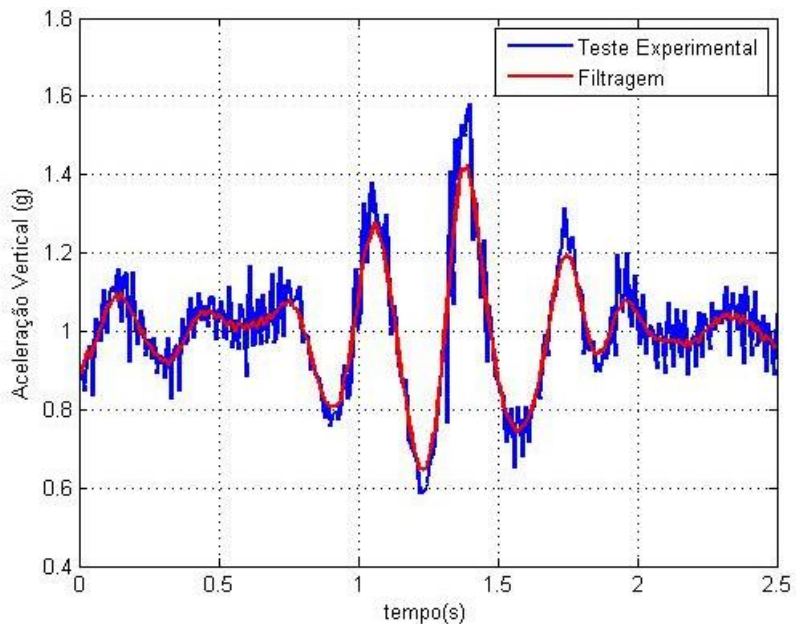


FIG 60: Filtragem da medição do sensor da cabeça do Comandante

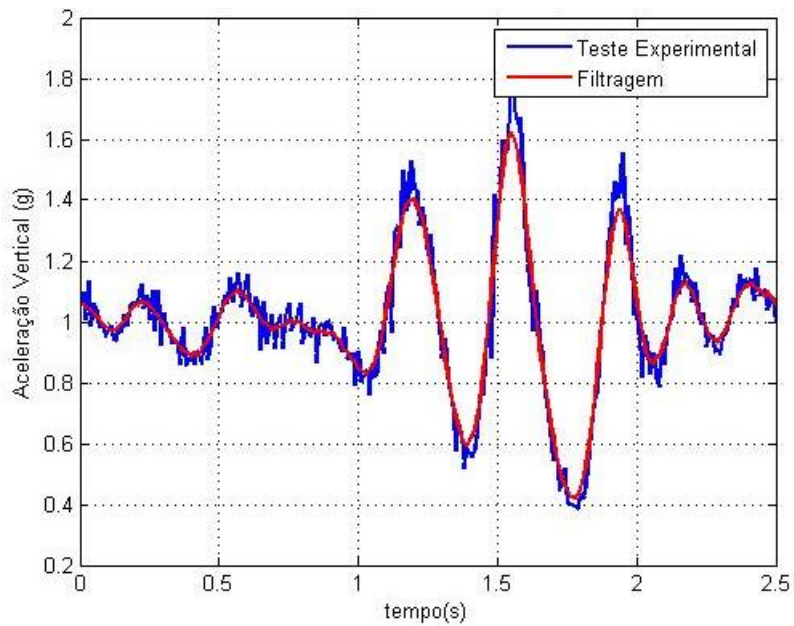


FIG 61: Filtragem da medição do sensor da cabeça do soldado 4

6.3 CONCLUSÕES

As medições feitas na cabeça, nos três assentos analisados, tiveram um nível de ruído a ser considerado, uma vez que não é possível restringir os movimentos involuntários e as vibrações de baixa frequência a que foram submetidos durante a medição dos dados experimentais.

Os dados filtrados foram utilizados como medições experimentais para a aplicação das técnicas de resolução de problemas inversos.

7 RESULTADOS DAS SIMULAÇÕES DE PROCURA DE PARÂMETROS

O objetivo deste trabalho é achar os parâmetros dos assentos e os parâmetros equivalentes ao corpo humano inteiro, a fim de fazer a análise de conforto da viatura. Entretanto, é preciso achar também parâmetros que ajustem os polinômios, em forma percentual, que representam o comportamento dos elementos elásticos das suspensões de cada um dos eixos. Isso é necessário por causa dos ajustes feitos nas pressões das colunas hidropneumáticas de cada suspensão. Nas primeiras simulações são definidos os valores dos parâmetros equivalentes da suspensão e dos assentos. Uma vez identificados os valores dos parâmetros da suspensão e dos assentos, passa-se a estimação dos valores dos parâmetros do corpo humano inteiro.

As simulações feitas para validar o problema direto com o modelo de ATA (2014) consideraram uma população de 50 elementos e uma tolerância de 10^{-5} para o critério de parada além do critério da discrepância com 20 iterações ou o número máximo de 100 iterações. O tempo de simulação é conforme a cada uma das medições experimentais, mas é adotado um passo de 0,01 segundos, já que a taxa de medição da IMU é de 100 Hz e assim é possível fazer a comparação com cada um dos algoritmos empregados. É empregada a sub-rotina ODE8 do SIMULINK/MATLAB® nas simulações, que é um método de cálculo numérico da família de métodos de Runge Kutta, desenvolvida por Dormand-Prince. Os valores empregados no método de PSO são $\alpha = 0,5$ e $\beta = 1,25$. Também é preciso estabilizar os parâmetros no meio das janelas de busca, para que o carro se estabilize no menor tempo possível e não influencie na otimização, já que ao mudar os valores dos parâmetros em cada iteração o veículo não estabiliza.

Os limites das janelas do algoritmo de PSO para procura dos parâmetros do assento empregados estão conforme a tabela 9.

TAB 9: Limites do domínio do algoritmo PSO

Parâmetro	FFD = FMD = FTD = FFI = FMI = FTI	FAD = FAM = FAT	$k_{71} = k_{81} = k_{91}$	$b_{71} = b_{81} = b_{91}$
Limite inferior da janela	0,70	0,70	5000	1000
Limite superior da janela	1,4	1,4	60000	25000

Os limites das janelas do algoritmo de PSO para busca dos parâmetros do corpo humano equivalente empregados são exibidos na tabela 10.

TAB 10: Limites do domínio do algoritmo PSO

Parâmetro	Limite inferior	Limite superior
b1 (Ns/m)	100	2.000
b2 (Ns/m)	100	3.000
b3 (Ns/m)	500	3.000
b4 (Ns/m)	100	3.000
b5 (Ns/m)	1.000	5.000
k1 (N/m)	80.000	250.000
k2 (N/m)	5.000	30.000
k3 (N/m)	80.000	250.000
k4 (N/m)	8.000	30.000
k5 (N/m)	20.000	80.000

Neste trabalho não foram considerados os efeitos da dinâmica, de forma que o modelo simulado se desloca a velocidade constante e não são consideradas as forças laterais nos pneus.

As soluções numéricas são realizadas em um computador com configuração: Intel® Core TM i5-5200U 2,20 GHz, 8GB de memória RAM e sistema operacional de 64 Bits.

7.1 ACELERAÇÃO VERTICAL DO CHASSI.

Pode-se observar na FIG 62, os três picos da aceleração vertical do chassi produzida pelo deslocamento dos três eixos ao ultrapassar o obstáculo trapezoidal a uma velocidade de 19,3 km/h, que é a velocidade média da medição. Entre os instantes 0,8 s até 2 s, é o tempo onde o carro atinge o primeiro obstáculo com as três rodas esquerdas. A aceleração de *bounce* é positiva para a primeira roda, o que coincide com a medição feita na pista APG e com os critérios adotados conforme a norma ISO 4130. O comportamento dinâmico do *bounce* é coerente com a medição feita. Apenas a

amplitude da primeira roda fica um pouco diferente devido a que é considerado só um ponto de contato do pneu com o solo. Porém, ao atingir esse tipo de obstáculo o pneu tem ao menos dois pontos de contato. Além disso, vibrações veiculares anteriores ao contato com o obstáculo não estão presentes no modelo matemático e modificam a situação inicial de mediação. Estas questões ocorreram em todas as medições. A diferença entre os parâmetros estimados pelo método PSO e GC é bem pequena.

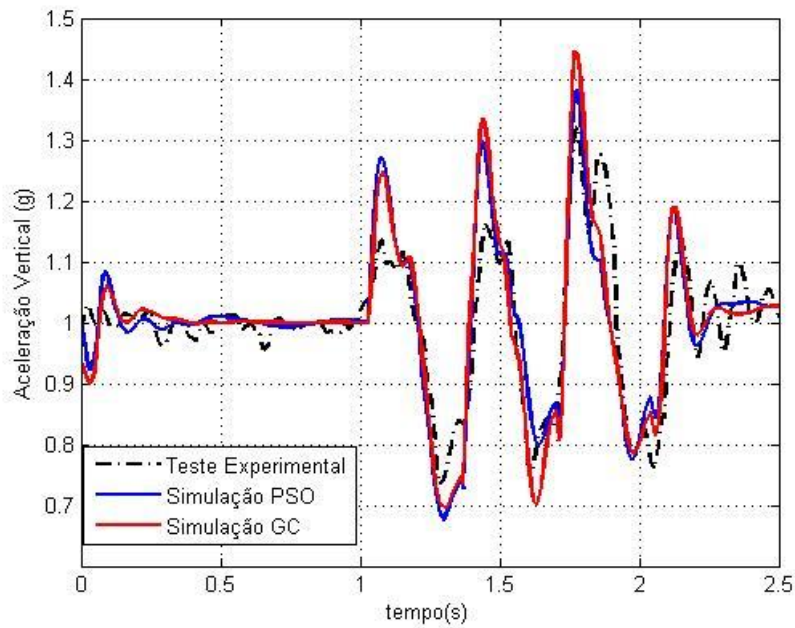


FIG 62: Aceleração vertical do CG (bounce)

7.2 VELOCIDADE ANGULAR DE ARFAGEM DO CHASSI.

Pode-se observar na FIG 63 que entre os instantes 0 até 0,8 segundos, no caso das simulações, o chassi têm diferentes deslocamento no *pitch*; por causa da mudança dos parâmetros da suspensão o modelo não estabiliza, e nas medições o carro, que vem se deslocando, há também uma variação do *pitch*, mas agora por causa da aceleração do carro. Entre os instantes 0,8 s até 1,1 s, é o tempo onde o carro atinge o primeiro obstáculo, com a primeira roda esquerda; no entanto a velocidade angular é negativa, o que é coincidente com a medição feita na pista APG e conforme a orientação do sistema de coordenadas adotado, da norma ISO 4130. O comportamento dinâmico do *pitch* está coerente com a medição feita e a diferença entre os parâmetros estimados pelo PSO e pelo GC também é bem pequena.

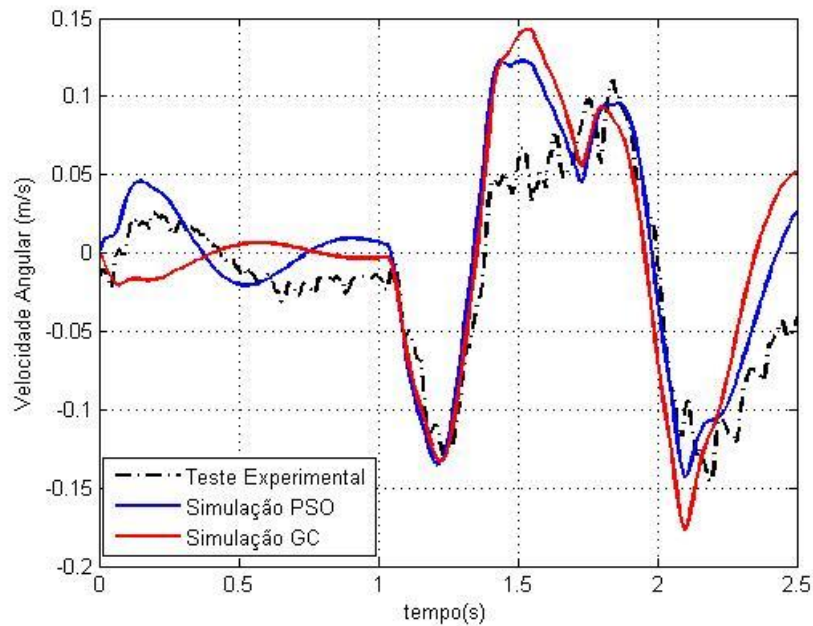


FIG 63: Velocidade angular de arfagem do CG (pitch)

7.3 VELOCIDADE ANGULAR DE ROLAGEM DO CHASSI.

Pode-se observar na FIG 64 entre os instantes 0 até 0,8 segundos, no caso da simulação, o chassi não apresenta *roll*, mas nas medições no carro, que se deslocando acelerando levemente, há uma pequena variação no *roll* devido ao perfil e à rugosidade da pista, fatores que não são analisados neste trabalho. Entre os instantes 0,8 s até 2 s, o carro atinge o primeiro obstáculo com as três rodas esquerdas e a velocidade da rolagem é positiva, o que coincide com a medição feita na pista APG. O mesmo ocorre com a aceleração vertical do *bounce*; depois de atingir o primeiro obstáculo com a roda dianteira esquerda, a amplitude da velocidade angular de rolagem é menor pelas condições iniciais diferentes entre a simulação do modelo matemático e as medições feitas que representem a realidade. Mesmo assim, o comportamento dinâmico simulado é corresponde qualitativamente ao comportamento experimental.

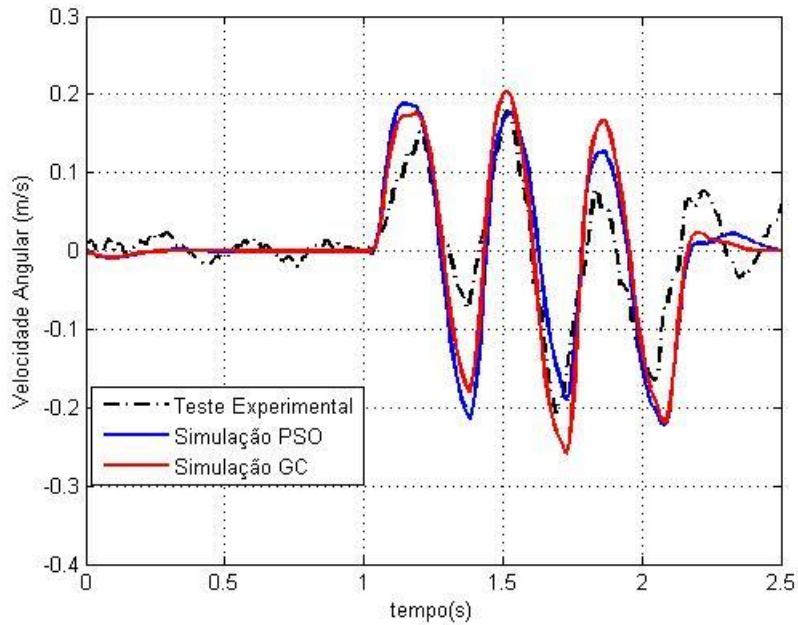


FIG 64: Velocidade angular de rolagem no CG (roll)

7.4 ACELERAÇÃO VERTICAL DO ASSENTO DO MOTORISTA.

A FIG 65 retrata o mesmo comportamento geral da aceleração vertical do CG para a aceleração vertical do assento do motorista, já que a base de excitação do assento é o chassi, portanto a diferença traslada-se para o assento. O chassi apresentava uma diferença na amplitude da aceleração face às causas descritas anteriormente, e é por isso que o modelo matemático de mola-amortecedor do assento não conseguiu representar a curva experimental corretamente quando o carro atinge o obstáculo com a primeira roda. Os parâmetros otimizados com os métodos de PSO e GC apresentaram um bom comportamento dinâmico geral. A diferença do comportamento dinâmico, entre os dois métodos, é que os parâmetros otimizados pelo PSO apresentam uma menor amplitude na aceleração ao atingir o obstáculo com a segunda e a terceira roda em comparação com os parâmetros otimizados pelo GC e com a curva experimental.

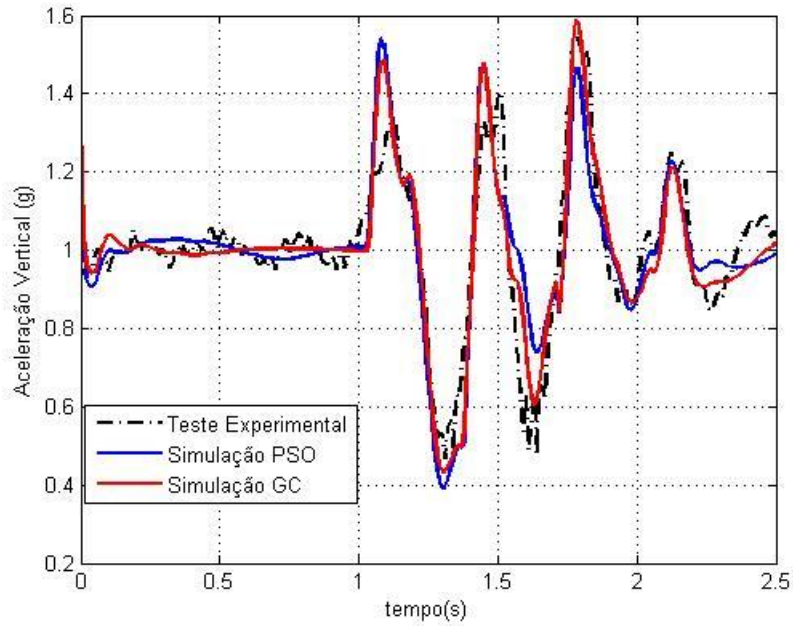


FIG 65: Aceleração vertical do assento do motorista

Os valores da suspensão equivalente e os parâmetros do assento do motorista estimados, com os métodos de otimização PSO e GC, são apresentados na tabela 11.

TAB 11: Parâmetros da suspensão e do assento do motorista

Parâmetro		Valor do PSO	Valor do GC
Fator de correção das molas dianteiras	FFD = FDI	1,0559	1,2361
Fator de correção das molas meias	FFM = FMI	0,9810	1,0155
Fator de correção das molas traseiras	FFT = FTI	1,2934	0,9175
Fator de correção dos amortecedores dianteiros	FAD	0,9629	0,6801
Fator de correção dos amortecedores meios	FAM	1,3322	2,0078
Fator de correção dos amortecedores traseiros	FAT	1,2728	1,2718
Rigidez do assento do Mot.	k_{71} (N/m)	42.065,77	42.064,56
Amortecimento do assento do Mot.	b_{71} (Ns/m)	14.558,75	14.558,71
Tempo do algoritmo (s)		49.368	14.295
Valor da Função Objetivo		0,0517	0,05059
Erro % relativo da aceleração vertical do <i>bounce</i>		-0,4201	-0,5632
Erro % relativo da velocidade angular do <i>pitch</i>		1,2732	-1,9986
Erro % relativo da velocidade angular do <i>roll</i>		-15,1265	-28,3487
Erro % relativo da aceleração vertical do Assento do Motorista		1,2183	0,8660

A FIG 66 retrata a evolução dos valores da função objetivo com o aumento do número de iterações, na busca dos parâmetros equivalentes ao assento do motorista. Pode ser observado que as curvas têm um comportamento descendente, e estabilizam no seu valor mínimo após 39 iterações, no caso do PSO, e 47 iterações, no caso do GC. O método de GC conseguiu uma maior minimização da função objetivo.

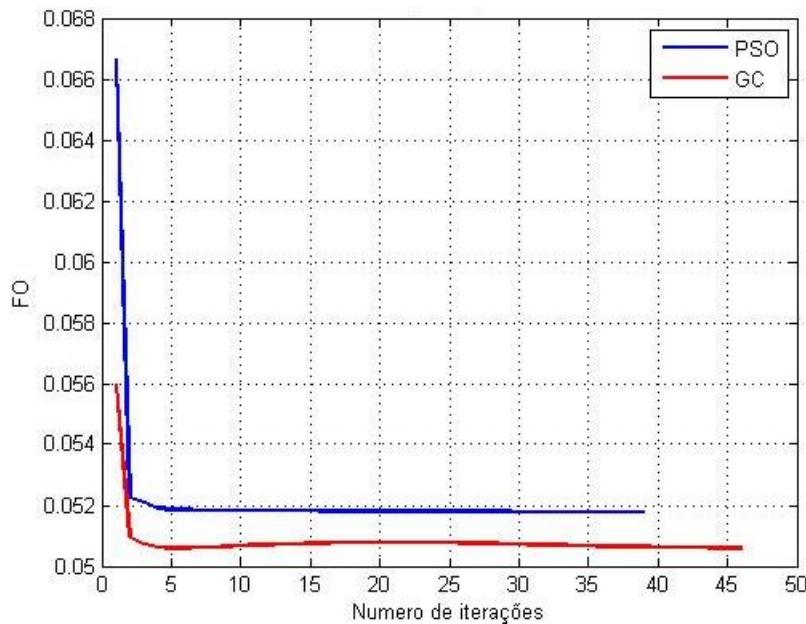


FIG 66: FO dos parâmetros do assento do Motorista

7.5 ACELERAÇÃO VERTICAL NA CABEÇA DO MOTORISTA.

Uma vez estimados os parâmetros equivalentes da suspensão e do assento do motorista, é feita uma nova simulação com a finalidade de estimar os parâmetros equivalentes das molas e dos amortecedores representativos do corpo humano inteiro conforme o modelo de *ABBAS et al* (2013).

A aceleração da cabeça do motorista é retratada na FIG 67. Pode-se observar no gráfico, quando o carro atinge o obstáculo com a primeira roda, que a diferença na amplitude é significativa, mas depois se aproxima da curva. Os parâmetros estimados apresentaram um bom comportamento dinâmico geral, e a diferença na amplitude da aceleração entre os dois métodos se mantém, em comparação com o comportamento observado para o assento.

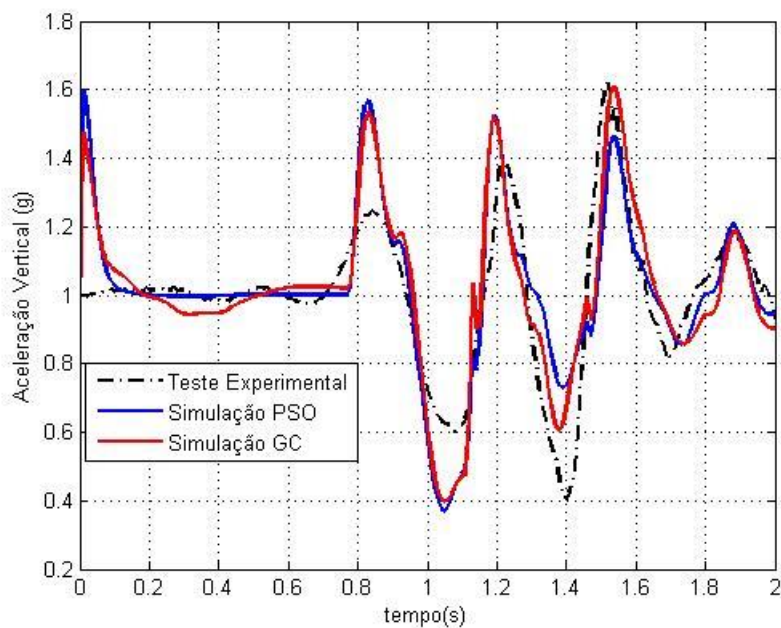


FIG 67: Aceleração Vertical na Cabeça do Motorista

Os valores dos parâmetros de molas e amortecedores representativos ao corpo humano inteiro estimados, encontrados com os métodos de otimização PSO e GC, são apresentados na tabela 12.

TAB 12: Parâmetros do corpo humano equivalente do motorista

Parâmetro		Valor do PSO	Valor do GC
Amortecimento da Cabeça e Pescoço	b_1 (Ns/m)	1.471,67	1.495,00
Amortecimento do Torso Superior	b_2 (Ns/m)	2.317,91	2.323,00
	b_3 (Ns/m)	2.922,85	2.925,00
Amortecimento do Torso Inferior	b_4 (Ns/m)	2.242,30	2.231,01
Amortecimento das Coxas e Pélvis	b_5 (Ns/m)	5.000,00	5.043,00
Rigidez da Cabeça e Pescoço	k_1 (N/m)	250.000,00	247.226,00
Rigidez do Torso Superior	k_2 (N/m)	30.000,00	31.603,00
	k_3 (N/m)	80.000,00	79.066,00
Rigidez do Torso Inferior	k_4 (N/m)	30.000,00	28.431,00
Rigidez das Coxas e Pélvis	k_5 (N/m)	20.000,00	20.121,00
Tempo do algoritmo (s)		25.866,37	10.978,01
Valor da Função Objetivo		0,06193	0,06197
Erro % relativo da aceleração vertical da cabeça do Mot		0,4800	-0,6649

A FIG 68 retrata novamente a evolução dos valores das funções objetivo, mas agora na busca dos parâmetros representativos ao corpo humano inteiro do motorista em função do número de iterações. As curvas retratam novamente um comportamento descendente, e estabilizam no seu valor mínimo após 39 iterações, no caso do PSO, e 42 iterações, no caso do GC. Neste caso a diferença entre as duas funções objetivo é muito mais baixa em comparação com as funções objetivo anteriores.

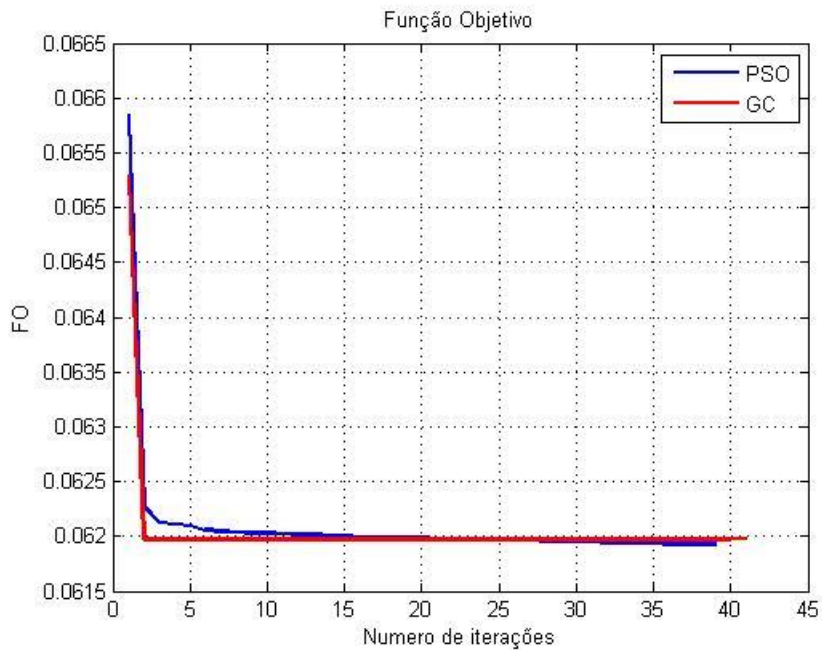


FIG 68: FO dos parâmetros do corpo humano equivalente ao Motorista

7.6 ACELERAÇÃO VERTICAL DO ASSENTO DO COMANDANTE.

A aceleração vertical do assento do motorista, que é retratado na FIG 69, apresenta o mesmo comportamento geral que o chassi, em relação a amplitude ao atingir o obstáculo com a primeira roda. Os parâmetros otimizados, com os métodos de PSO e GC, apresentaram, novamente, um bom comportamento dinâmico geral e a diferença do comportamento dinâmico, entre os dois métodos, é maior ao obtido do comportamento da aceleração do assento do motorista.

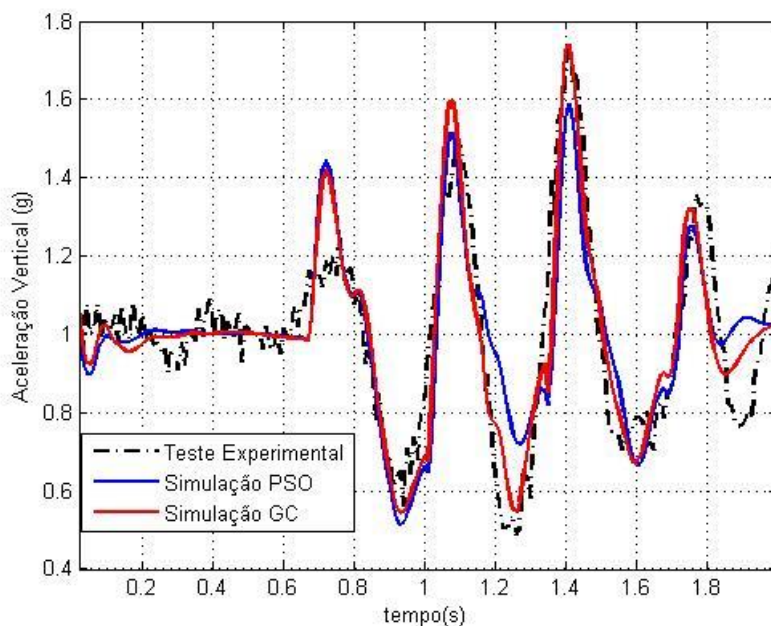


FIG 69: Aceleração vertical do assento do comandante

Os valores dos parâmetros de mola e amortecedor equivalentes do assento do comandante, estimados com os métodos de otimização PSO e GC, são apresentados na tabela 13.

TAB 13: Parâmetros do assento do comandante

Parâmetro		Valor do PSO	Valor do GC
Fator de correção das molas dianteiras	FFD = FDI	1,0571	1,1946
Fator de correção das molas meias	FFM = FMI	0,7897	0,7294
Fator de correção das molas traseiras	FFT = FTI	1,2581	1,3604
Fator de correção dos amortecedores	FAD	1,1045	0,9383
Fator de correção dos amortecedores meios	FAM	1,2751	2,3248
Fator de correção dos amortecedores	FAT	1,3291	1,6388
Rigidez do assento do Comandante.	k_{81} (N/m)	41.828,71	41.844,67
Amortecimento do assento do Comandante	b_{81} (Ns/m)	13.327,89	13.358,01
Tempo do algoritmo de otimização (s)		25.305,95	18.958,87
Valor da Função Objetivo		0,0641	0,0629
Erro % relativo da aceleração vertical do <i>bounce</i>		-0,1639	-0,2213
Erro % relativo da velocidade angular do <i>pitch</i>		-0,9975	-5,2951
Erro % relativo da velocidade angular do <i>roll</i>		-6,7201	-26,1462
Erro % relativo da aceleração vertical do assento do Comandante		1,9043	0,4067

A evolução dos parâmetros da mola e do amortecedor equivalentes ao assento do comandante da viatura em função das iterações são retratados na FIG 70. Pode-se observar que as curvas apresentam novamente um comportamento descendente, e estabilizam no seu valor mínimo após 44 iterações, no caso do PSO, e 73 iterações, no caso do GC. Neste caso o método que minimizou mais a função objetivo é o método de GC.

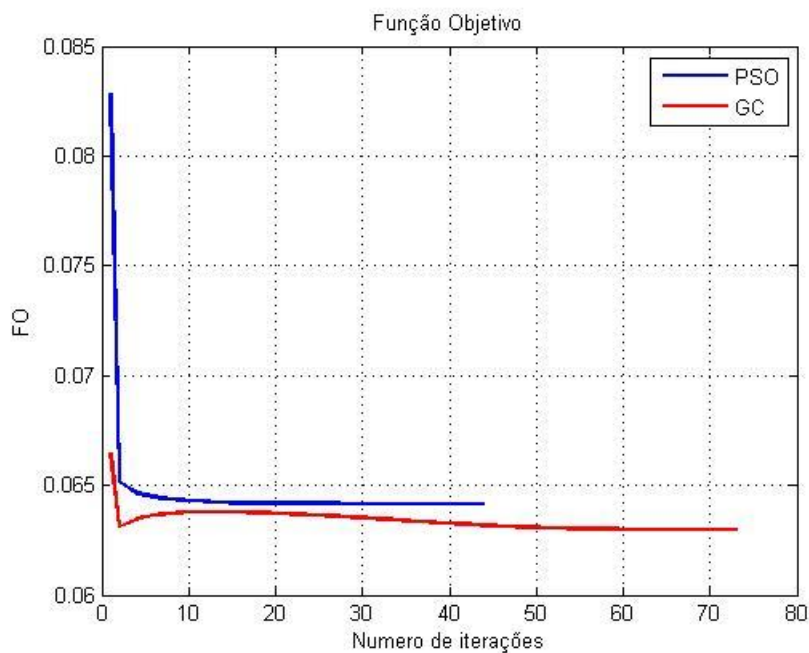


FIG 70: FO dos parâmetros do assento do Comandante

7.7 ACELERAÇÃO VERTICAL NA CABEÇA DO COMANDANTE.

A aceleração da cabeça do comandante da viatura é retrata na FIG 71. Pode-se observar na figura a diferença na amplitude quando o carro atinge o obstáculo com a primeira roda ainda é significativa, mas depois se consegue aproximar à curva. Os parâmetros estimados com os métodos de PSO e GC, apresentaram novamente um bom comportamento dinâmico geral, e a diferença é dada novamente pela amplitude das acelerações, entre os dois métodos, ao atingir o segundo e o terceiro eixos.

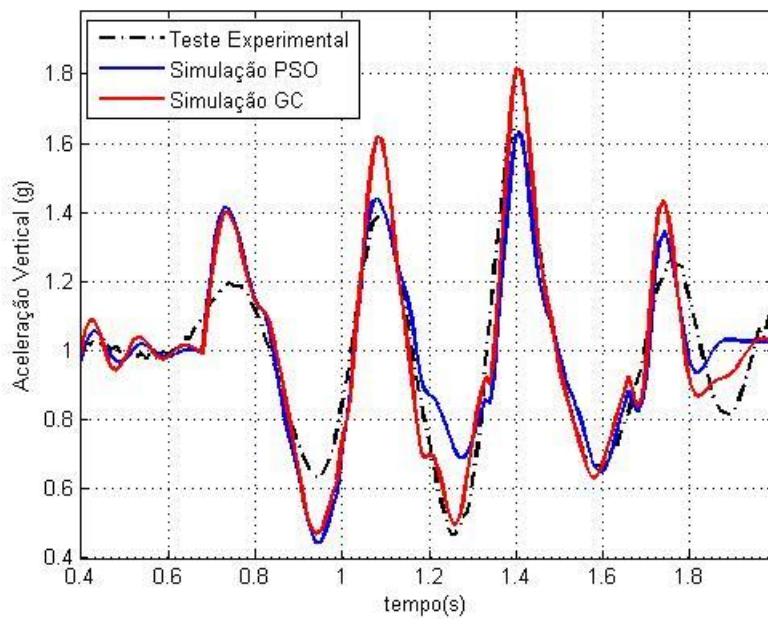


FIG 71: Aceleração na cabeça do comandante

Os valores dos parâmetros de molas e amortecedores representativos ao corpo humano inteiro do comandante, estimados com os métodos de otimização, são apresentados na tabela 14.

TAB 14: Parâmetros do corpo humano equivalentes ao comandante

Parâmetro		Valor do PSO	Valor do GC
Amortecimento da Cabeça e Pescoço	b_1 (Ns/m)	1.400,88	1.404,99
Amortecimento do Torso Superior	b_2 (Ns/m)	2.050,00	2.062,00
	b_3 (Ns/m)	2.209,91	2.204,00
Amortecimento do Torso Inferior	b_4 (Ns/m)	2.876,32	2.870,99
Amortecimento das Coxas e Pélvis	b_5 (Ns/m)	4.940,81	4.975,00
Rigidez da Cabeça e Pescoço	k_1 (N/m)	205.260,19	205.042,00
Rigidez do Torso Superior	k_2 (N/m)	20.713,98	18.457,00
	k_3 (N/m)	99.573,83	99.021,00
Rigidez do Torso Inferior	k_4 (N/m)	11.130,75	11.275,00
Rigidez das Coxas e Pélvis	k_5 (N/m)	52.820,48	52.712,00
Tempo do algoritmo de otimização		31.372,83	10.189,06
Valor da Função Objetivo		0,06208	0,06220
Erro % relativo da aceleração vertical da cabeça do Mot		-0,1780	-1,2030

A evolução dos valores das funções objetivo dos algoritmos empregados em função da quantidade de iterações são retratados na FIG 72. Pode ser observado que as curvas apresentam novamente um comportamento descendente, e estabilizam no seu valor mínimo após 39 iterações, no caso do PSO, e 40 iterações, no caso do GC.

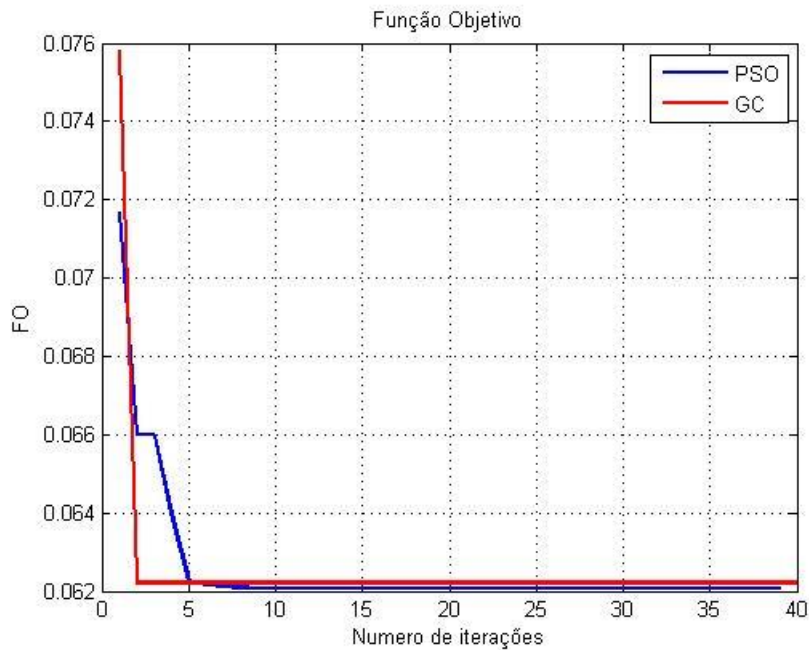


FIG 72: FO dos parâmetros do corpo humano equivalente ao Comandante

7.8 ACELERAÇÃO VERTICAL DO ASSENTO DO SOLDADO 4.

A aceleração do assento do soldado 4 é retrata na FIG 73. A diferença em relação aos outros pontos de interesse a influência da aceleração da primeira roda, foi menor, e o assento conseguiu copiar a curva a longo da simulação; só ao final o carro apresenta uma diferença pela questão que esse estabiliza mais rápido pela simulação que nos dados experimentais. Os parâmetros estimados com os métodos de PSO e GC, apresentaram novamente um bom comportamento dinâmico geral e a diferença na amplitude das acelerações, entre os dois métodos, não é significativa.

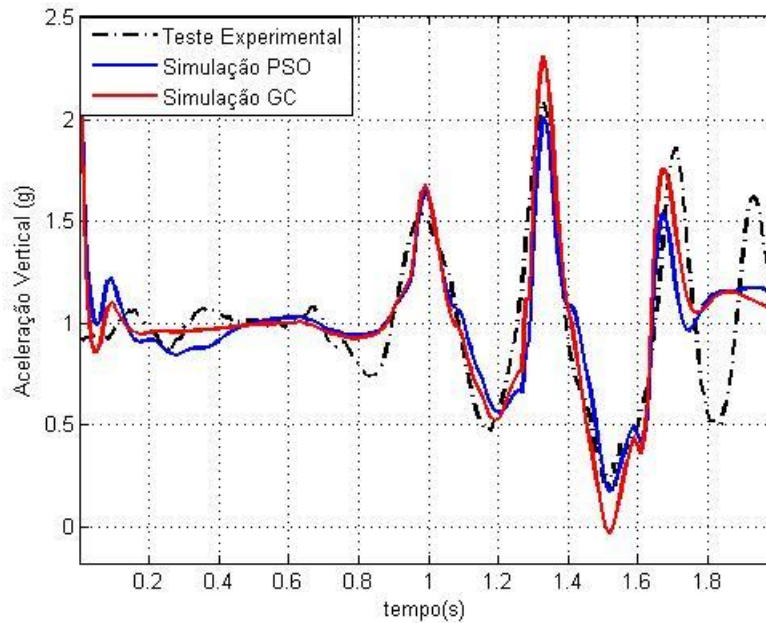


FIG 73: Aceleração vertical do assento do soldado 4

Os valores dos parâmetros de mola e amortecedor do assento do soldado 4, estimados com os métodos de otimização PSO e GC, são apresentados na tabela 15.

TAB 15: Parâmetros do assento do soldado 4

Parâmetro		Valor do PSO	Valor do GC
Fator de correção das molas dianteiras	FFD = FDI	1,0745	1,1463
Fator de correção das molas meias	FFM = FMI	0,8804	0,6938
Fator de correção das molas traseiras	FFT = FTI	1,4000	1,1776
Fator de correção dos amortecedores	FAD	1,4000	1,4137
Fator de correção dos amortecedores meios	FAM	1,4000	1,5351
Fator de correção dos amortecedores traseiros	FAT	1,4000	2,0200
Rigidez do assento da soldado N°4.	k_{g1} (N/m)	48.584,08	48.564,22
Amortecimento do assento da soldado N°4	b_{g1} (Ns/m)	9.701,59	9.721,40
Tempo do algoritmo de otimização (s)		31.536,78	9.317,02
Valor da Função Objetivo		0,0605	0,0618
Erro % relativo da aceleração vertical do <i>bounce</i>		-0,3371	-0,3578
Erro % relativo da velocidade angular do <i>pitch</i>		12,4159	13,8142
Erro % relativo da velocidade angular do <i>roll</i>		-8,9854	-15,1597
Erro % relativo da aceleração vertical do assento do soldado 4		4,8330	1,7797

A evolução dos valores das funções objetivo em função do número de iterações na busca dos parâmetros equivalentes do assento do soldado na posição número 4, é retratada na FIG 74. Nesta figura, observa-se que as curvas convergem ao valor mínimo rapidamente, e estabilizam após 39 iterações, tanto no caso do PSO quanto no caso do GC, sendo que agora o método PSO conseguiu minimizar mais a função objetivo que o método de GC.

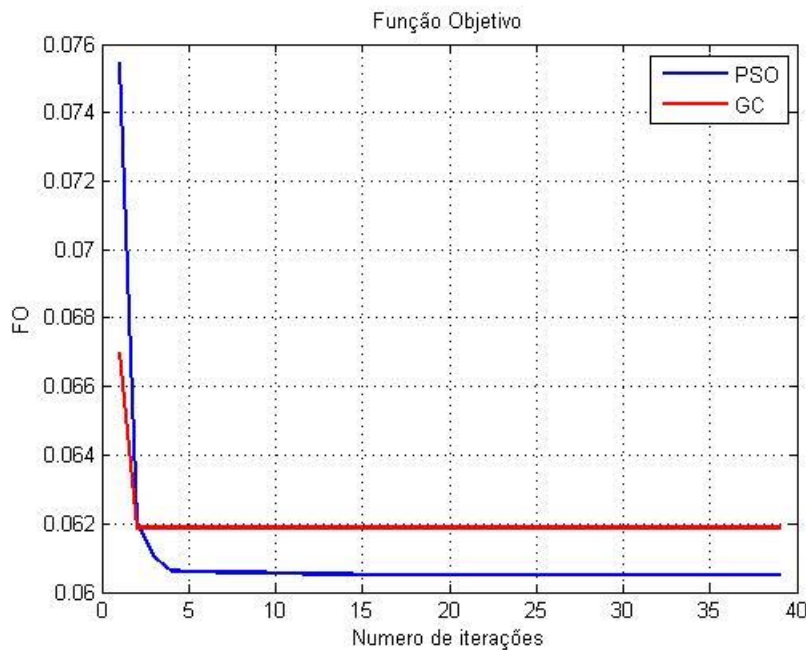


FIG 74: FO dos parâmetros do assento do soldado 4

7.9 ACELERAÇÃO VERTICAL NA CABEÇA DO SOLDADO 4.

A aceleração da cabeça do soldado 4 da viatura é retratada na FIG 74. Observa-se no gráfico a diferença significativa na amplitude dos picos positivos ao longo de toda a simulação, mas o comportamento dinâmico geral ainda é aceitável. Os parâmetros otimizados com os métodos de PSO e GC, apresentam uma diferença bem pequena em relação ao comportamento dinâmico geral. Os parâmetros otimizados com o método PSO apresentam um melhor comportamento que os estimados com o método GC.

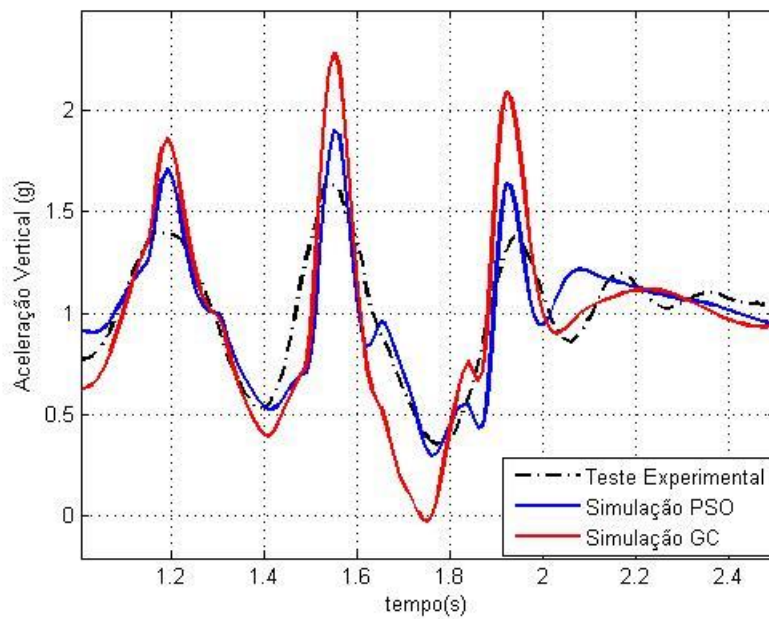


FIG 75: Aceleração na cabeça do soldado 4

Os valores dos parâmetros de molas e amortecedores representativos ao corpo humano inteiro do soldado 4, estimados com os métodos de otimização PSO e GC, são apresentados na tabela 16.

TAB 16: Parâmetros do corpo humano equivalente ao soldado 4

Parâmetro		Valor do PSO	Valor do GC
Amortecimento da Cabeça e Pescoço	b_1 (Ns/m)	1.185,96	1.172,00
Amortecimento do Torso Superior	b_2 (Ns/m)	1.788,25	1.717,00
	b_3 (Ns/m)	2.497,10	2.485,00
Amortecimento do Torso Inferior	b_4 (Ns/m)	2.928,15	2.981,00
Amortecimento das Coxas e Pélvis	b_5 (Ns/m)	4.978,72	5.043,00
Rigidez da Cabeça e Pescoço	k_1 (N/m)	81.919,84	87.226,00
Rigidez do Torso Superior	k_2 (N/m)	25.560,24	25.603,00
	k_3 (N/m)	87.466,77	87.163,22
Rigidez do Torso Inferior	k_4 (N/m)	15.006,53	15.431,45
Rigidez das Coxas e Pélvis	k_5 (N/m)	68.678,43	68.721,45
Tempo do algoritmo de otimização (s)		31.688,26	12.286,57
Valor da Função Objetivo		0,0538	0,0550
Erro % relativo da aceleração vertical da cabeça do soldado 4		-0,0167	1,5540

Finalmente, a FIG 76 retrata uma vez mais a evolução dos valores das funções objetivo com o número de iterações na procura dos parâmetros representativos ao corpo do soldado 4. As curvas apresentaram um comportamento descendente, e estabilizam no seu valor mínimo após 44 iterações, no caso do PSO, e 47 iterações, no caso do GC. Neste caso o PSO conseguiu minimizar mais a FO que o GC.

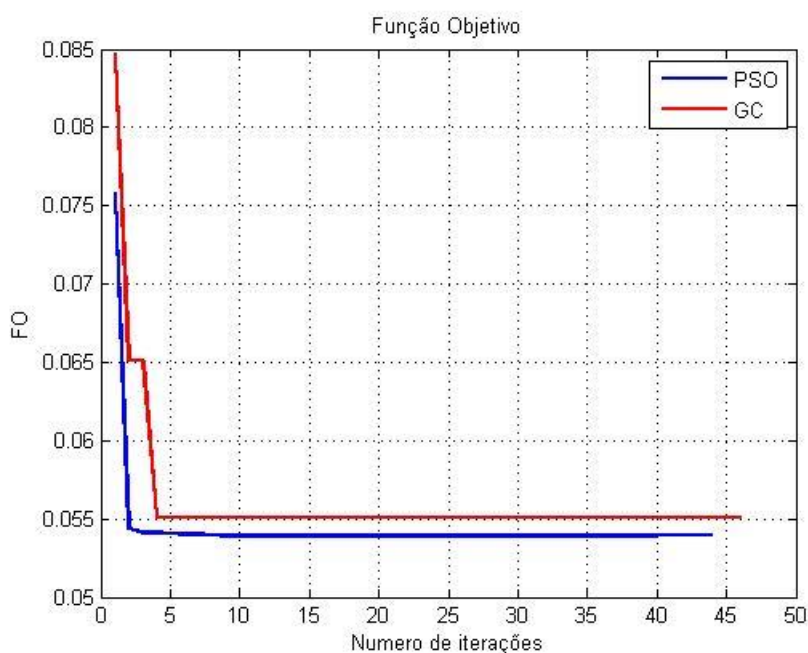


FIG 76: FO dos parâmetros do corpo humano equivalente ao soldado 4

7.10 CONCLUSÕES

Todas as simulações forneceram resultados coerentes com as medições feitas no campo, com o mesmo comportamento físico; os resultados apresentaram erros aceitáveis com relação aos dados experimentais. Os algoritmos de otimização PSO e GC conseguiram minimizar a função objetivo de forma satisfatória em todas as simulações. Ressalta-se que foi preciso definir o valor da estimativa inicial bem próximo das soluções encontradas com o PSO para que o GC convergisse. Como conclusão foi preciso achar primeiro o valor dos parâmetros com o método estocástico para que o determinístico pudesse então achar uma boa solução. Essa questão é uma desvantagem dos métodos determinísticos. Contudo, a vantagem destes métodos é o menor custo computacional em comparação aos métodos estocásticos. Portanto, a partir

dos resultados obtidos neste trabalho, constata-se que a adoção de métodos híbridos de otimização, os quais iniciam a busca do ponto ótimo com um método estocástico e ao longo do processo de minimização da função objetivo mudam para um método determinístico, é uma estratégia promissora.

Em relação aos parâmetros equivalentes para os efeitos de rigidez e amortecimento dos assentos, pode-se observar que são diferentes. Mas isso era esperado, já que os assentos, além de serem diferentes, também têm formas de ancoragem distintas.

Com os parâmetros do corpo humano, foram encontrados valores diferentes para os parâmetros equivalentes. Contudo, estes resultados foram inesperados, posto que as pessoas que participaram das medições tinham estruturas físicas semelhantes. Especula-se que uma possível causa destas diferenças reside na rigidez muscular de cada indivíduo.

O uso da abordagem de fluxo de potência na modelagem do veículo forneceu resultados adequados no que diz respeito ao comportamento dinâmico do veículo, e ao logo desse processo, foi validado o modelo da dinâmica vertical do veículo 6×6 , o que permitiu empregar o modelo para fazer a análise de conforto.

Finalmente, ressalta-se que a maior dificuldade enfrentada decorre das diferentes condições iniciais presentes nas passagens do veículo na pista de testes. Além disso, a pista da APG não é simétrica, o que obrigou a trocar o modelo de $\frac{1}{2}$ carro para o modelo de carro completo porque a influência do *roll* não podia ser desconsiderada.

8 RESULTADOS DAS SIMULAÇÕES PARA ANÁLISE DE CONFORTO

Uma vez estimados os parâmetros equivalentes ao modelo matemático das suspensões, dos assentos e os valores representativos dos corpos humanos, apresentados no Capítulo 7, são empregados junto com uma excitação de base de perfil de pista randômico e com diferentes rugosidades, conforme foi apresentado na Seção 3.2.1.2. A finalidade deste trabalho é justamente fazer a análise de conforto da viatura modelada pelo método de fluxo de potência, usando os parâmetros estimados pelos métodos de problemas inversos, que, por sua vez, se originam dos ensaios em campo.

O perfil da estrada Z_R é originado com $N = 200$ ondas senoidais na faixa de frequência de $\Omega_1 = 0,0628$ rad/m até $\Omega_N = 62,83$ rad/m, com uma ondulação de $w = 2$. São consideradas três estradas com PSD (densidade espectral de potência) diferentes: o perfil Classe A, com $\Phi_0 = 16 \times 10^{-6}$ m³/rad, o perfil Classe C com $\Phi_0 = 256 \times 10^{-6}$ m³/rad e o perfil Classe E com $\Phi_0 = 4.096 \times 10^{-6}$ m³/rad. Os perfis simulados são apresentados na FIG 77, onde pode ser observado o atraso da excitação entre a roda direita e a roda esquerda; tal tempo de atraso é de 0,5 s.

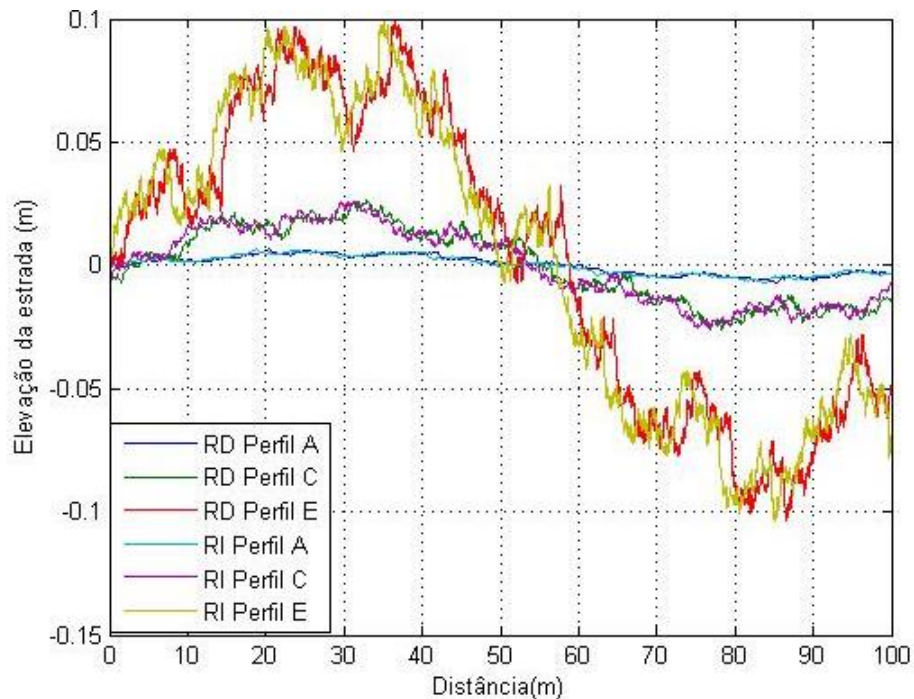


FIG 77: Atraso dos perfis randômicos entre a roda direita e a esquerda

A FIG 78 retrata a distribuição espacial dos diferentes perfis fornecidos para cada roda.

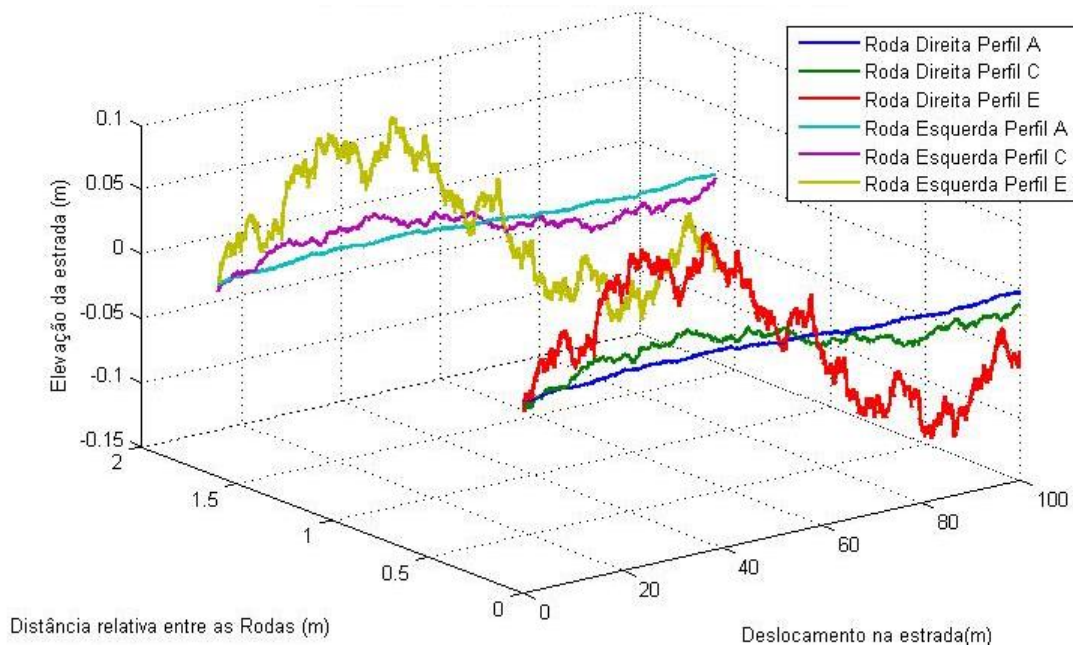


FIG 78: Perfis espaciais randômicos de estrada para as rodas esquerda e direita

O tempo de simulação é de 30 s, é adotado um passo constante de 0,01 s e é empregada novamente a sub-rotina ODE8 do SIMULINK/MATLAB® nas simulações.

As soluções numéricas são realizadas, em um computador com configuração: Intel® Core TM i5-5200U 2,20 GHz, 8GB de memória RAM e sistema operacional de 64 Bits.

8.1 RESULTADOS DAS SIMULAÇÕES DE CONFORTO

A FIG 79 retrata os valores de RMS da aceleração na cabeça do motorista, do comandante da viatura e do soldado na posição N°4, para cada uma das velocidades simuladas, trafegando por um perfil de pista classe A. Pode-se observar que o RMS do comandante da viatura em todas as velocidades é o menor em comparação com os outros pontos de interesse; isso acontece devido à posição do assento do comandante fica muito próximo do CG da viatura o que minimiza a influência do *pitch* e do *roll*. Fazendo a comparação com os dados apresentados na tabela 4, o nível de conforto nos

pontos de interesse é confortável, já que ficam abaixo do valor de referência da norma de $0,315 \text{ m/s}^2$.

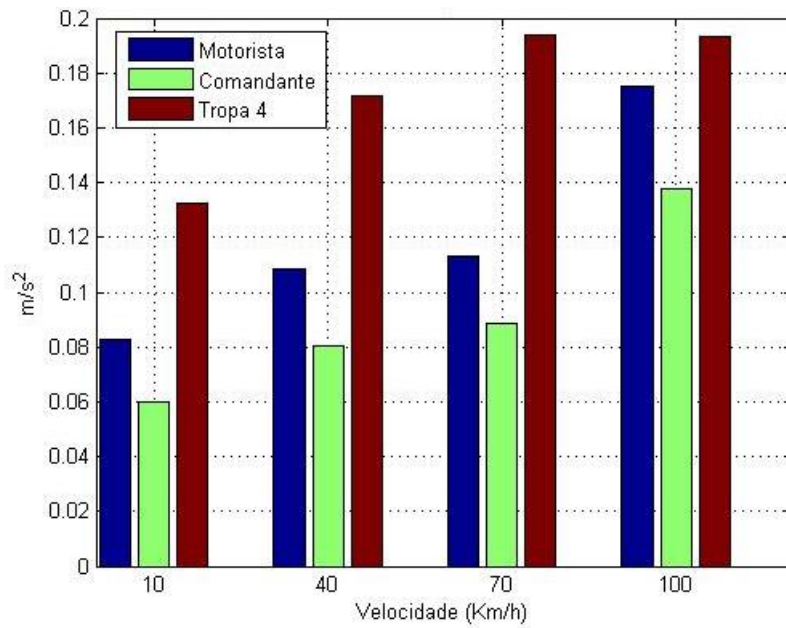


FIG 79: RMS na estrada Classe A

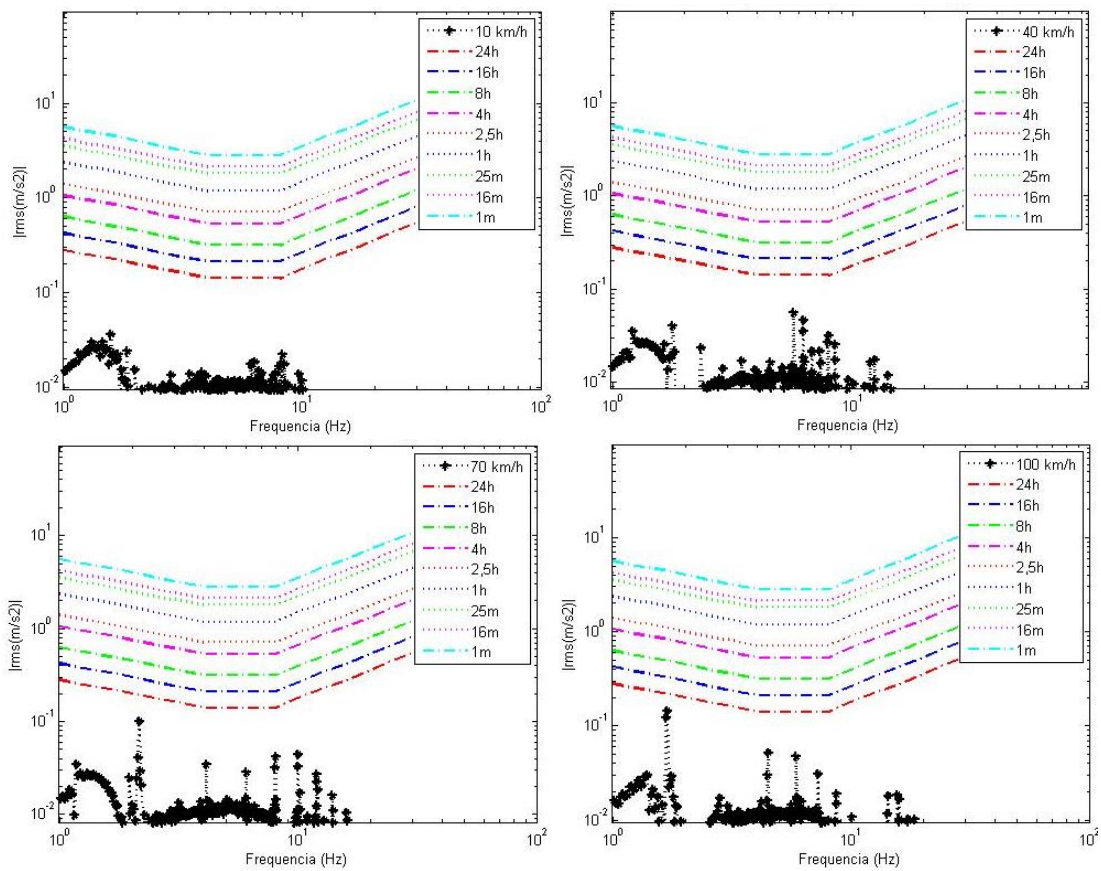


FIG 80: Limite da aceleração na cabeça do motorista na estrada Classe A

Os limites de exposição de vibrações no domínio da frequência conforme a norma ISO 2631, e as acelerações na cabeça do motorista, trafegando por um perfil de pista com rugosidade classe A, são retratados na FIG 80. As acelerações da cabeça são transformadas do domínio do tempo para o domínio da frequência empregando a função FFT (Fast Fourier Transform) do MATLAB®. Na mesma, pode-se observar que o motorista pode, ao menos teoricamente, dirigir em todas as velocidades simuladas por mais de 24 horas, já que o pico da frequência fica abaixo da primeira curva.

A FIG 81 também retrata os valores de RMS nos pontos de interesse, para cada uma das velocidades simuladas, mas agora trafegando por um perfil de pista com rugosidade classe C. Pode-se observar que o RMS do comandante da viatura em todas as velocidades é novamente o menor de todos. Nesta simulação e fazendo a comparação com os dados apresentados na tabela 4, o nível de conforto nos três pontos de interesse para a velocidade de 10 km/h é considerado **confortável**, já que ficam por abaixo do valor de referência de $0,315 \text{ m/s}^2$. À velocidade de 40 km/h, só o comandante fica na faixa dita **confortável**, enquanto que o motorista e o soldado na posição N°4 ficam na faixa dita **levemente confortável**, já que o RMS ficam entre os valores de referência de $0,315 \text{ m/s}^2$ e de $0,63 \text{ m/s}^2$. Já para as velocidades de 70 km/h e 100 km/h, os três ocupantes ficam na faixa **levemente confortável**.

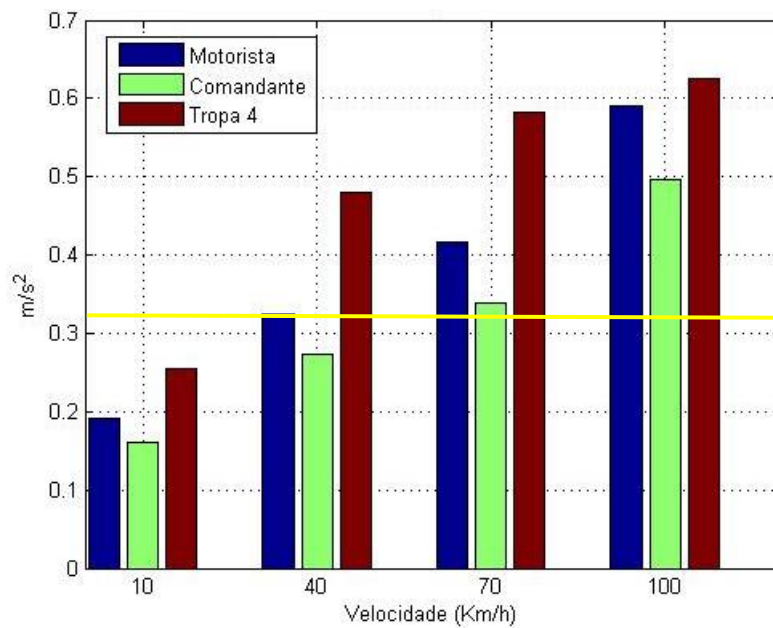


FIG 81: RMS na estrada Classe C

As acelerações na cabeça do motorista, trafegando por um perfil de pista com rugosidade classe C, e os limites de exposição de vibrações no domínio da frequência conforme a norma ISO 2631 são apresentados na FIG 82, onde se observa que o motorista pode dirigir à velocidade de 10 km/h por mais de 24 horas, já que o pico da frequência fica abaixo da primeira curva; pode dirigir a 40 km/h de velocidade por menos de 16 horas, uma vez que o pico da frequência está muito próximo á segunda curva; pode dirigir à velocidade de 70 km/h por menos de 8 horas, já que o pico da frequência fica por abaixo da terceira curva, e, finalmente, pode dirigir a 100 km/h por menos de 4 horas, já que o pico da frequência fica abaixo da quarta curva.

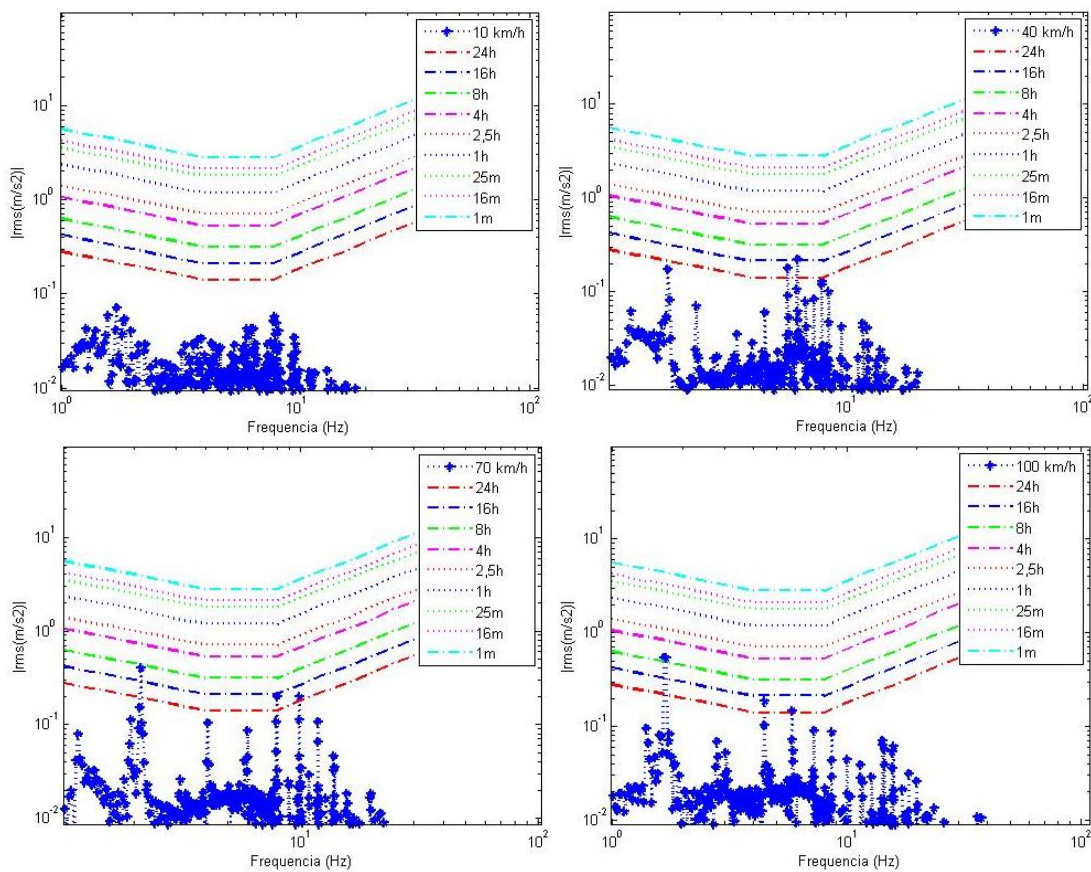


FIG 82: Limite da aceleração na cabeça do motorista na estrada Classe C

Os valores de RMS da aceleração na cabeça do motorista, do comandante da viatura e do soldado na posição N°4, para cada uma das velocidades simuladas, finalmente trafegando por um perfil de pista com rugosidade classe E, são retratados na FIG 83. Aqui observa-se que o RMS do comandante da viatura em todas as velocidades continua sendo o melhor em comparação com os demais ocupantes. Nesta simulação, e fazendo a comparação com os dados apresentados na tabela 4, o nível de conforto nos pontos de interesse para a velocidade de 10 km/h fica da seguinte forma: o comandante e o motorista ficam na faixa de **levemente confortável** e o soldado na posição N°4 fica na faixa **pouco confortável**; para a velocidade de 40 km/h, o comandante e o motorista ficam na faixa de **desconfortável** e o soldado na posição N°4 fica na faixa **muito desconfortável**; para a velocidade de 70 km/h, o comandante e o motorista ficam ainda na faixa de **desconfortável**, e o soldado na posição N°4 agora fica na faixa **extremadamente desconfortável**. Finalmente, para a velocidade de 100 km/h o comandante fica na faixa de **muito desconfortável** e o motorista e o soldado na posição N°4 ficam na faixa de **extremadamente desconfortável**.

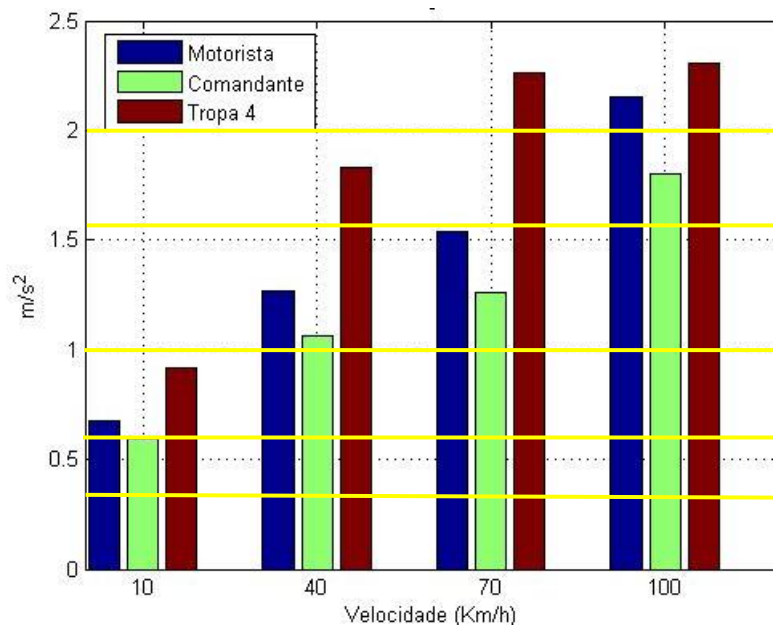


FIG 83: RMS na estrada Classe E

Por fim, a FIG 84 retrata os limites de exposição de vibrações no domínio da frequência conforme a norma ISO 2631, e as acelerações na cabeça do motorista, mas agora trafegando pela estrada com perfil de rugosidade Classe E. Pode-se ver na figura que o motorista pode dirigir a 10 km/h por até 16 horas, a 40 km/h por menos de 1 hora, a 70 km/h também por menos de 1 hora, e pode dirigir a 100 km/h por menos de 25 minutos, já que o pico da frequência fica abaixo da curva de pontos verdes.

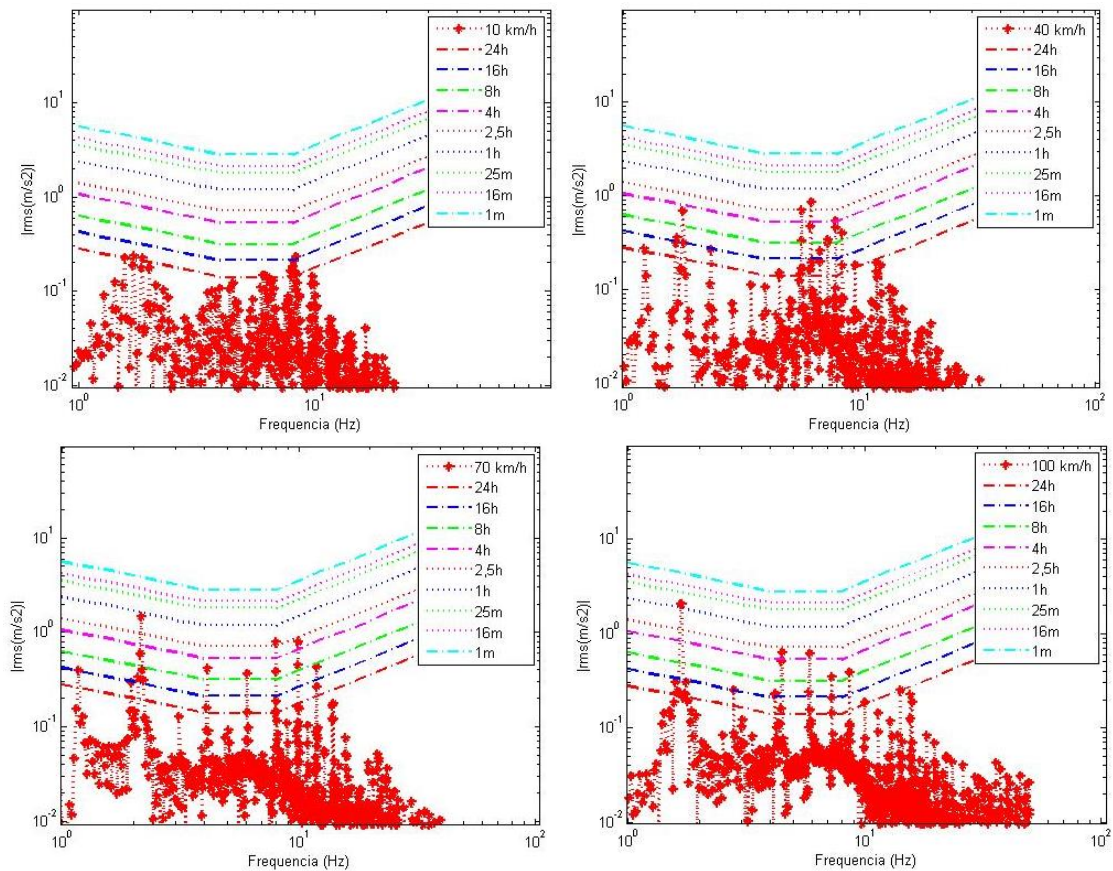


FIG 84: Limite da aceleração na cabeça do motorista na estrada Classe E

8.2 CONCLUSÕES E SUGESTÕES

A análise do conforto do veículo Guarani forneceu os parâmetros que permitem fazer uma análise dos limites aos que são submetidos os diferentes integrantes da tripulação. Como era o esperado, a pior localização na viatura é o assento do soldado 4,

e a melhor é a do comandante da viatura. Contrário ao que se esperava que a melhor fosse a do motorista, mas a diferença entre eles ficou bem baixa.

No que tange às pistas simuladas, o mesmo valor de desvio padrão para cada pista gerada aleatoriamente foi garantido, contribuindo para que todas as simulações não tivessem diferença, quando comparadas ao mesmo perfil de pista.

As simulações efetuadas dão uma ideia do comportamento dinâmico geral e do nível de conforto da viatura. Além de fazer a comparação com a Norma ISO 2631, poderia ser comparada com outras viaturas de mesma classe ou mesmo propósito, em trabalhos futuros.

A análise do conforto do veículo Guarani do Exército Brasileiro, além de ainda não ter sido foco de trabalhos na linha de pesquisas do IME, se alinha com a pesquisa atual para achar os parâmetros da curva do sistema mola amortecedor, que podem ser empregados em trabalhos futuros a fim de fazer uma comparação dos resultados obtidos.

O desgaste da suspensão por uso contínuo e em terrenos irregulares pode produzir uma elevada e significativa influência no conforto. Portanto, uma análise de conforto em tal linha de pesquisa poderia ser feita em trabalhos futuros.

9 REFERENCIAS BIBLIOGRAFICAS

- ABBAS, W., *et al.* *Optimal seat and suspension design for a half-car with driver model using genetic algorithm.* Intelligent Control and Automation, v. 4, n. 02, p. 199, 2013.
- ALFI, A., FATEH, M. M., *Identification of nonlinear systems using modified particle swarm optimisation: a hydraulic suspension system.* Vehicle system dynamics, v. 49, n. 6, p. 871-887, 2011.
- ATA, W. G., OYADIJI, S. O., *An investigation into the effect of suspension configurations on the performance of tracked vehicles traversing bump terrains.* Vehicle System Dynamics, v. 52, n. 7, p. 969-991, 2014.
- BALBINOT A., *Caracterização dos níveis de vibração em motorista de ônibus: um enfoque no conforto e na saúde,* Universidade Federal Do Rio Grande Do Sul, Porto Alegre, 2001.
- BECKER, T., *Desenvolvimento de uma mesa vibratória para estudos sobre vibração no corpo humano, medições em um grupo de motoristas e ajuste de um modelo biodinâmico,* Porto Alegre, 2006, Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul.
- BRITISH STANDARDS INSTITUTION. BS-6841: *Measurement and evaluation of human exposure to whole-body mechanical vibration and repeated shock.* London: BSI; 1987.
- BROCH, J. T., *Mechanical Vibration and Shock Measurements,* BRÜEL and KJAER; 1980. ISBN: 87-87355-36-1
- CAMPOS, C. G.; *et. al,* *Suspension parameters estimation of a rwd vehicle,* SAE Paper 2017-36-0382.
- CARVALHO M. S., *Estimativa de parâmetros de suspensões passivas de veículos militares empregando um modelo de 1/2 carro,* Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica), Instituto Militar de Engenharia, Rio de Janeiro, 2015.
- CHEN, W., YANG, Y., LEE, H., *Three-dimensional pipe fouling layer estimation by using conjugate gradient inverse method.* Numerical Heat Transfer, Part A: Applications, v. 55, n. 9, p. 845-865, 2009.

- COLAÇO, M. J.; ORLANDE, H. R. B; DULIKRAVICH, G. S., *Inverse and optimization problems in heat transfer*. Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering, v. 28, n. 1, p. 1-24, 2006.
- COSTA NETO, R. T., *Modelo de Veículo Tipo 4WS Utilizando Transformadores Cinemáticos*, Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica), Instituto Militar de Engenharia, Rio de Janeiro, 2001.
- COSTA NETO, R. T., *Modelagem e Integração dos Mecanismos de Suspensão e Direção de Veículos Terrestres Através do Fluxo de Potência*, Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica), Pontifícia Universidade Católica, Rio de Janeiro, 2008.
- DA VINHA, G. F., *Modelo de Meio Veículo Modular com Suspensão de Eixo Rígido Usando Fluxo de Potência*, Congresso Nacional de Engenharia Mecânica 2012.
- DREHMER, L. R. C., *Otimização de Parâmetros Concentrados de Suspensão para Conforto e Segurança Veicular*. 2012. 98p. Tese de Doutorado. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre. 2012.
- DREHMER, L. R. C; CASAS, W. J. P.; GOMES, H. M., *Parameters optimisation of a vehicle suspension system using a particle swarm optimisation algorithm*. Vehicle System Dynamics, v. 53, n. 4, p. 449-474, 2015.
- DE LIMA, A. C. R. G., ALVES, V. S., BRITTO, P., *Uso De Assentos Para Redução Dos Movimentos Oscilatórios Dos Passageiros De Um Veículo Terrestre*, Projeto Final de Curso de Engenharia Mecânica e de Automóvel do Instituto Militar de Engenharia, 2016.
- FATEMI, M., *A new efficient conjugate gradient method for unconstrained optimization*. Journal of Computational and Applied Mathematics, v. 300, p. 207-216, 2016.
- FERREIRA, H. T. *Determinação das frequências naturais e modos de vibrar de um veículo de dois eixos através de um programa computacional em Matlab-Simulink*. Tese de Doutorado. Universidade de São Paulo, 2003.
- GILLESPIE, T. D. *Fundamentals of Vehicle Dynamics*. Warrendale PA: SAE. 1992. ISBN: 1-56091-199-9.
- GUEDES, G. D., *Modelagem e simulação da dinâmica do sistema viatura - metralhadora calibre .50*, Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica), Instituto Militar de Engenharia, Rio de Janeiro, 2010.

- HAUG, E. J., *Computer aided kinematics and dynamics of mechanical systems*. Boston: Allyn and Bacon, 1989. ISBN: 0-205-11669-8 (v.1)
- HUANG, Y., LIU, C., *Dai-Kou type conjugate gradient methods with a line search only using gradient*. *Journal of Inequalities and Applications*, v. 2017, n. 1, p. 66, 2017.
- ISO 2631: *Guide for evaluation of human exposure to whole body vibration*. Geneva: International Organization for Standardization; 1978.
- ISO 4130: *Road vehicles – Three-dimensional reference system and fiducial marks*. Geneva: International Organization for Standardization; 1978.
- ISO 8608: *Mechanical vibration – Road surface profiles – Reporting of measured data*. International Organization for Standardization; 1995.
- JAZAR, R. N., *Vehicle Dynamics: Theory and Application*. Springer Science. 2008. ISBN: 978-0-387-74243-4.
- KULKARNI, N. K., *et al*. *Particle swarm optimization applications to mechanical engineering-A review*. *Materials Today: Proceedings*, v. 2, n. 4-5, p. 2631-2639, 2015.
- LOPES, E. D. R., *Análise do comportamento dinâmico de um veículo leve 4 × 4 com sistema de controle de tração*, Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica), Instituto Militar de Engenharia, Rio de Janeiro, 2015.
- MAIA, R., *Análise de sensibilidade aplicada a estudos de conforto vibracional em automóveis*, Dissertação de Mestrado, Pontifícia Universidade Católica, Minas Gerais, 2002.
- MARJANEN, Y., *Validation and improvement of the ISO 2631-1 (1997) standard method for evaluating discomfort from whole-body vibration in a multi-axis environment*, Tese de Doutorado. Loughborough University, United Kingdom, 2010.
- OZISIK, M. N.; ORLANDE, H. R. B. *Inverse Heat Transfer: fundamentals and applications*, Taylor & Francis, 2008, ISBN 1-56032-838-X.
- PARK, H. M., HONG, S. M., LIM, J. Y. *Estimation of rheological parameters using velocity measurements*. *Chemical Engineering Science*, v. 62, n. 23, p. 6806-6815, 2007.
- PERALTA, A. O.; *et al*, *Otimização do assento e da suspensão de um veículo AWD trafegando em diferentes tipos de pavimentos*, RMCT. 2017
- PERALTA, A. O.; *et al*, *Ride comfort analysis of an AWD vehicle travelling on different types of pavements – SAE Paper 2017-36-0384*.

- POLI, R., KENNEDY, J., BLACKWELL, T., *Particle swarm optimization*. Swarm intelligence, v. 1, n. 1, p. 33-57, 2007.
- RILL, Georg. *Road vehicle dynamics: fundamentals and modeling*. CRC Press, 2011. ISBN: 13: 978-1-4398-9744-7.
- SAE J6a, Society of Automotive Engineers, *Ride and vibration data manual*, 1995.
- SHI, Z.; GUO, J., *A new family of conjugate gradient methods*. Journal of Computational and Applied Mathematics, v. 224, n. 1, p. 444-457, 2009.
- VOSOUGHI, A. R.; DARABI, A., *A new hybrid CG-GAs approach for high sensitive optimization problems: With application for parameters estimation of FG nanobeams*. Applied Soft Computing, v. 52, p. 220-230, 2017.
- WONG, J. Y., *Theory of Ground Vehicles*. John Wiley & Sons, 3ed; 2001. ISBN: 0-471-35461-9.
- XU, S., DE LAMARE, R. C., *Distributed conjugate gradient strategies for distributed estimation over sensor networks*. 2012. ISBN: 978-1-84919-712-0