

MARCUS DE FREITAS LEAL

DESENVOLVIMENTO DE UMA METODOLOGIA  
MODERNA DE PROJETO DE VEÍCULOS



UNIVERSIDADE FEDERAL DE UBERLÂNDIA  
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA

2007

MARCUS DE FREITAS LEAL

**DESENVOLVIMENTO DE UMA METODOLOGIA MODERNA DE  
PROJETO DE VEÍCULOS**

**Tese** apresentada ao Programa de Pós-graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Uberlândia, como parte dos requisitos para a obtenção do título de **DOUTOR EM ENGENHARIA MECÂNICA**.

Área de Concentração: Mecânica dos Sólidos e Vibrações.

Orientador: Prof. Dr. José Antônio Ferreira Borges

**UBERLÂNDIA - MG  
2007**

Dados Internacionais de Catalogação na Publicação (CIP)

---

L435d Leal, Marcus de Freitas, 1975-  
Desenvolvimento de uma metodologia moderna de projeto de veículos /  
Marcus de Freitas Leal. - 2008.  
205 f. : il.

Orientador: José Antônio Ferreira Borges.

Tese (doutorado) – Universidade Federal de Uberlândia, Programa de  
de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica.  
Inclui bibliografia.

1. Veículos a motor - Dinâmica - Teses. I. Borges, José Antônio Fer-  
reira. II. Universidade Federal de Uberlândia. Programa de Pós-Gradua-  
ção em Engenharia Mecânica. IV. Título.

CDU: 629.113

## **AGRADECIMENTOS**

Agradeço primeiramente a Deus por todas as bênçãos concedidas, por me acompanhar durante toda minha vida e por proporcionar a força necessária para vencer os desafios.

Ao Prof. José Antônio Ferreira Borges, orientador e acima de tudo um bom amigo que sempre demonstrou competência, equilíbrio e apoio, contribuindo de forma imensurável no meu desenvolvimento profissional e pessoal.

Aos Profs. Valder Steffen Jr. e Francisco Paulo Lépure Neto pelos exemplos de dedicação e competência, sempre presentes durante a realização deste trabalho.

Aos Profs. Marcos Morais de Sousa e Cleudmar Amaral de Araújo pela concessão de uso dos equipamentos do órgão de inspeção veicular e pelo equipamento de ensaios de tração.

Ao Sr. Nogueira pela visão que influenciou grandemente a direção do trabalho, além da concessão de uso do veículo utilizado como objeto de referência.

A todos colegas que me incentivaram e ajudaram na realização de cada uma das etapas deste trabalho. Em especial, aos amigos Sergio Butkewitsch Choze, Rômulo Rossi Pinto Filho, Giovanni Iamin Kotinda e Jean Carlos Campos Rezende.

À Universidade Federal de Uberlândia e à Faculdade de Engenharia Mecânica pela oportunidade de realizar este trabalho.

À CAPES pelo apoio financeiro.

Leal, M. F., 2007, “Desenvolvimento de uma Metodologia Moderna de Projeto de Veículos”, Tese de Doutorado, Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia, MG.

## Resumo

O estudo do comportamento dinâmico de veículos tem sido amplamente beneficiado com o uso da simulação computacional, em relação principalmente às possibilidades de análise de modelos numéricos mais complexos e representativos da realidade. Neste contexto de evolução dos métodos de otimização automática aplicados na dinâmica de veículos, foi proposto o desenvolvimento de uma metodologia que estabeleça as ações e critérios associados ao projeto de um veículo. Para tanto, são utilizadas várias ferramentas computacionais responsáveis pela modelagem de componentes e análise segundo as técnicas de multicorpos, elementos finitos e otimização numérica. Neste sentido, faz-se um intenso esforço para elaborar um modelo numérico de um veículo real com características semelhantes à do projeto pretendido. Isto envolve a definição de modelos tridimensionais dos componentes, a verificação de seu comportamento em dinâmica vertical através de medição em campo considerando várias condições de excitação e na determinação experimental de parâmetros de inércia, rigidez e amortecimento. Um refinamento aplicado ao modelo multicorpos do veículo é feito através da inclusão da flexibilidade do chassis. Com a finalização do modelo e sua validação experimental, volta-se para a etapa em que são analisados vários aspectos do comportamento dinâmico como conforto e desempenho. Estes aspectos foram usados na formulação de problemas de otimização multi-disciplinar e multi-objetivo visando a definição de uma configuração de projeto para o veículo com desempenho superior. Como variáveis de projeto foram modificadas várias características dos componentes e sistemas do modelo, a partir das quais foram utilizadas metodologias de metamodelagem. Por fim, são feitas as considerações finais e conclusões com respeito ao trabalho proposto e realizado.

---

*Palavras chave: Dinâmica de Veículos, Modelagem Computacional, Validação Experimental, Otimização Numérica, Método de Superfícies de Resposta.*

Leal, M. F., 2007, "Development of a Modern Vehicle Design Methodology", Dr. Thesis, Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia, MG.

### **Abstract**

The study of vehicle dynamics has been widely improved by the use of numerical simulation, in particular related to the several possibilities associated to complicated and representative models. In the context of the evolution of optimization methods applied to vehicle dynamics, a methodology development able to establish the design actions and requirements related to the vehicle has been proposed. Several numerical tools were used in the system modeling and analysis through the multibody technique, finite element method and numerical optimization. An intense effort was made to build a computational model of a real vehicle which was similar to the final intended design. That involves, three-dimensional component models, validation of the dynamic behavior using experimental tests under several operation conditions, experimental determination of physical properties like inertia tensor, stiffness and damping. The vehicle model was refined by considering the chassis flexibility. After the modeling and validation steps, the main aspects of the vehicle dynamics were analyzed taking into account comfort and performance. These aspects were used in the formulation of multidisciplinary and multi-objective optimization problems in order to obtain a better vehicle configuration. The design variables used in the problems are related to characteristic properties of components and systems, in which were applied meta-modeling techniques. At last, we have the final considerations and conclusions of the proposed and accomplished work.

---

*Key words: Vehicle Dynamics, Computational Modeling, Experimental Validation, Numerical Optimization, Meta-modeling.*

## Lista de Símbolos

$\{S\}$	- direção de busca
$\{X\}$	- vetor de variáveis de projeto
$\{y\}$	- vetor de respostas
$\{\hat{y}\}$	- vetor de respostas previstas
$\{\beta\}$	- coeficientes do polinômio ou superfície de resposta
$\mu_p$	- fator de atrito máximo
$A$	- área frontal do veículo
$A_i, A_j$	- amplitudes de sinais harmônicos
$a_x$	- aceleração longitudinal experimentada pelo veículo
$a_y$	- aceleração lateral do veículo
$B$	- distância entre o CG do veículo e o eixo dianteiro
$C$	- distância entre o CG do veículo e o eixo traseiro
$C, N$	- coeficientes da função densidade espectral de potência
$Cd$	- coeficiente de arrasto aerodinâmico
$C\alpha$	- coeficiente de rigidez lateral devido ao ângulo de desvio
$d$	- distância do ponto de ancoragem ao centro da roda
$Da$	- força de arrasto aerodinâmico
$d_h$	- distância do engate ao eixo traseiro
$d_r$	- deflexão da suspensão
$e$	- altura do ponto de ancoragem da suspensão
$e_f$	- altura do ponto de ancoragem da suspensão dianteira
$e_r$	- altura do ponto de ancoragem da suspensão traseira
$F(\{X\})$	- função objetivo
$F_{inc}$	- força gerada pela inclinação da pista
$f_o, f_s$	- parâmetros dependentes da pressão dos pneus e da superfície da pista
$f_r$	- coeficiente de resistência ao rolamento
$F_x$	- força disponível para vencer as resistências ao movimento
$F_{xf}$	- força de frenagem no eixo dianteiro
$F_{x\max}$	- força máxima de tração
$F_{xmf}$	- força de frenagem máxima no eixo dianteiro
$F_{xmr}$	- força de frenagem máxima no eixo traseiro
$F_{xr}$	- força de frenagem no eixo traseiro
$G$	- aceleração da gravidade
$G_i, H_j$	- restrições
$h$	- altura do CG
$h_a$	- altura do ponto de aplicação da força aerodinâmica
$h_h$	- altura do engate ao solo
$I$	- momento de inércia
$K$	- gradiente de esterçamento
$k_e$	- rigidez equivalente
$K_f$	- rigidez da suspensão dianteira
$K_r$	- rigidez da suspensão traseira
$L$	- distância entre eixos

$m$	- massa não suspensa do veículo
$M$	- massa suspensa do veículo
$M_r$	- inércia rotativa dos componentes
$M_v$	- massa do veículo
$N_{tf}$	- relação de transmissão total para determinada marcha
$P(\{X\})$	- função de penalidade
$r$	- raio da roda
$R$	- raio de curvatura da trajetória
$R^2$	- coeficiente de correlação múltipla
$R_{hx}$	- força na direção x gerada no engate do veículo
$R_{hz}$	- força na direção z gerada no engate do veículo
$T_e$	- torque no motor
$\eta_{tf}$	- coeficiente de eficiência da transmissão
$V$	- velocidade do veículo em m/s
$W$	- peso total do veículo
$\omega_d$	- frequência natural amortecida
$W_f$	- peso no eixo dianteiro do veículo
$W_{fs}$	- carregamento estático no eixo dianteiro
$\omega_n$	- frequência natural não amortecida
$W_r$	- peso no eixo traseiro do veículo
$W_{rs}$	- carregamento estático no eixo traseiro
$X$	- matriz experimental
$Z$	- deslocamento vertical na direção z
$\ddot{Z}$	- aceleração vertical na direção z
$\alpha$	- ângulo de desvio
$\beta q$	- escalar do método das direções conjugadas
$\delta$	- ângulo de esterçamento
$\varepsilon$	- erro aleatório normalmente distribuído
$\theta$	- ângulo de inclinação do pista
$\mu$	- coeficiente de atrito estático
$\xi$	- fração da força total desenvolvida no eixo dianteiro
$\rho$	- densidade do ar
$\sigma$	- variância
$\zeta_s$	- fator de amortecimento
$\varphi\{X\}$	- função pseudo-objetivo
$\Phi_i, \Psi_j$	- fases dos sinais harmônicos
$\Omega_i, \Omega_j$	- frequências espaciais dos sinais harmônicos
$\Omega_{min}, \Omega_{max}$	- frequências espaciais mínima e máxima dos sinais harmônicos
$\nabla$	- gradiente



## SUMÁRIO

### Capítulo 1 - Introdução

1.1 A tecnologia e o desenvolvimento de projetos automotivos	1
1.2 Otimização numérica aplicada ao projeto de veículos	9
1.3 Objetivos do trabalho	13
1.4 Divisão do trabalho	14

### Capítulo 2 - Ferramentas de Modelagem e Simulação Computacional

2.1 Considerações Gerais	15
2.2 Técnica de Multicorpos	15
2.3 Método dos Elementos Finitos	16
2.4 Modelagem Multicorpos	17

### Capítulo 3 - Dinâmica de Veículos

3.1 Considerações gerais	21
3.2 Sistemas e Componentes	23
3.2.1 Componentes Estruturais	23
3.2.2 Componentes Flexíveis e Dissipativos	25
3.2.3 Sistemas de Suspensão	31
3.2.4 Sistemas de Propulsão e Transmissão	32
3.3 Análise do comportamento dinâmico	33
3.3.1 Dinâmica Longitudinal	33
3.3.1.1 Desempenho em Aceleração Limitada pela Potência	34
3.3.1.2 Desempenho em Aceleração Limitada pela Aderência	36
3.3.1.3 Desempenho a Frenagem	37
3.3.1.4 Características Anti-Pitch na Suspensão	39
3.3.2 Dinâmica Vertical	41
3.2.2.1 Excitações provenientes da pista	42
3.2.2.2 Análise da resposta dinâmica	42
3.2.2.3 Tolerância a vibrações	47
3.2.3 Dinâmica Lateral	48

## **Capítulo 4 - Técnicas de Otimização Numérica**

4.1 Considerações gerais	51
4.2 Técnicas de aproximação de modelos	52
4.2.1 Método da Superfície de Resposta	53
4.3 Métodos de solução do problema de otimização	59
4.3.1 Métodos baseados no cálculo de gradientes	59
4.3.1.1 Determinação de uma direção de busca	59
4.3.1.2 Determinação do passo a ser dado na direção de busca	61
4.3.1.3 Verificação da convergência	62
4.3.1.4 Consideração sobre espaço de projeto com restrições	62
4.4 Considerações sobre otimização multi-objetivo	64

## **Capítulo 5 - Ensaios Experimentais – Veículo de Referência**

5.1 Definição dos aspectos de desempenho do veículo	66
5.2 Levantamento de propriedades para modelagem do veículo	67
5.2.1 Preparação do veículo	68
5.2.2 Instrumentação para determinação das propriedades de inércia	69
5.2.3 Determinação experimental da posição do CG do veículo	75
5.2.4 Medição das propriedades de inércia	77
5.2.5 Determinação das propriedades de rigidez e amortecimento	84
5.3 Levantamento do comportamento dinâmico do veículo	90
5.4 Levantamento do comportamento dinâmico do chassis	94

## **Capítulo 6 - Elaboração do Modelo Computacional do Veículo**

6.1 Modelo base	97
6.1.1 Modelos da geometria em ambiente CAD	97
6.1.2 Modelos em ambiente CAE	100
6.1.3 Inserção dos pneus no modelo	109
6.1.4 Inserção do chassis flexível no modelo	112
6.2 Simulação e comparação dos resultados com os ensaios experimentais	114
6.2.1 Caso 1 – Mola e amortecedor representando o pneu	116
6.2.2 Caso 2 – Mola e amortecedor representando o pneu e chassis flexível	119
6.2.3 Caso 3 – Mola e amortecedor representando o pneu, chassis flexível e excitação por PSD	120

6.2.4 Mola e amortecedor representando o pneu, chassis flexível e excitação por PSD com altas frequências	122
6.2.5 Caso 5 – Mola e amortecedor representando o pneu, chassis flexível, excitação por PSD e batentes de fim de curso	124
6.2.6 Caso 6 – Pneus Fiala e chassis flexível	125
<b>Capítulo 7 - Otimização aplicada ao Projeto do Veículo</b>	
7.1 Considerações gerais	127
7.2 Formulação do problema de otimização	127
7.2.1 Estudo do espaço de projeto	128
7.2.2 Metamodelagem do comportamento dinâmico	134
7.2.3 Modelagem analítica do comportamento dinâmico	137
7.3 Otimização multi-objetivo para dinâmica	138
7.3.1 Modelo baseado em metamodelagem (superfícies de resposta)	138
7.3.2 Modelo analítico baseado em equações simplificadas	140
7.4 Definição do projeto levando em conta a dinâmica do veículo	143
<b>Capítulo 8 - Conclusões e Proposta para Trabalhos Futuros</b>	151
<b>Referências</b>	156
<b>Anexos</b>	
Anexo A - Propriedades de rigidez e amortecimento de componentes flexíveis	164
Anexo B - Estudo de estilo para a carroceria do veículo	172
Anexo C - Resultados experimentais de dinâmica vertical	176

# CAPÍTULO I

## INTRODUÇÃO

### 1.1 A Tecnologia e o Desenvolvimento de Projetos Automotivos

O desenvolvimento de projetos vem se transformando à medida que aumenta a competição em um mercado globalizado, com legislações mais restritivas e consumidores mais seletivos. Esta transformação coloca a otimização de produtos e serviços no principal foco de atuação de várias categorias de indústrias, das quais se destacam as indústrias automobilística e aeroespacial. Este fenômeno pode ser observado na busca por melhores produtos e redução de custos associados ao desenvolvimento, através do aperfeiçoamento de metodologias de projeto e processos de fabricação.

Um dos aspectos importantes que pode ser encontrado neste contexto é a utilização de uma abordagem conjunta entre métodos computacionais e técnicas experimentais durante o desenvolvimento de um veículo, através da integração de tecnologias como CAD (*Computer-Aided Design*), CAE (*Computer-Aided Engineering*) e CAM (*Computer-Aided Manufacturing*), com sistemas e instrumentos avançados de medição. Tais tecnologias têm sido usadas desde a concepção de um novo veículo até o aperfeiçoamento dos projetos, através do estudo do comportamento dinâmico e estrutural de modelos computacionais.

Estas tecnologias compõem a chamada prototipagem virtual, que pode ser aplicada ao desenvolvimento de vários tipos de sistemas. De maneira geral, o procedimento abrange os seguintes aspectos:

- Elaboração de um modelo computacional a partir da concepção de um projeto inicial;
- Caracterização do comportamento dinâmico e estrutural do modelo e seus sistemas através de simulações numéricas;
- Verificação da correlação entre dados previstos pelo modelo e dados obtidos de forma experimental sob vários aspectos da dinâmica de veículos como conforto, estabilidade, manobrabilidade, ruído, durabilidade, etc;
- Introdução de refinamentos no modelo como a consideração de componentes flexíveis, a introdução de modelos para sistemas hidráulicos e definição de sistemas de controle, podendo ser feitos de acordo com a representatividade do modelo computacional frente aos dados experimentais ou pela necessidade de se estudar alguma característica mais específica.

- Parametrização do modelo, submetendo-o a ações que o transformam em um modelo geral com o qual suas características principais podem ser modificadas de forma automática.
- Otimização de características do modelo buscando atingir metas de desempenho e critérios de projeto.

Podemos observar nos procedimentos de prototipagem virtual mais recentes, uma tendência caracterizada pelo aumento da complexidade dos modelos no sentido de torná-los cada vez mais representativos da realidade observada nos veículos. Desta forma, tem ocorrido uma crescente demanda para os chamados modelos completos de veículos (*full vehicle models*), que levam em conta as características básicas (inércia, rigidez, amortecimento, geometria, restrições de movimento, etc) de vários sistemas mecânicos como suspensões, direção, propulsão e transmissão. Além da perspectiva de prever de maneira mais adequada o comportamento dinâmico de um veículo, uma vez que está presente no modelo a influência simultânea do acoplamento de vários sistemas, esta abordagem elimina a necessidade de que diferentes modelos sejam criados para diferentes análises. Em contra-partida, com o aumento da complexidade dos modelos e análises torna-se mais difícil o gerenciamento de informações para sua caracterização e posterior validação experimental.

Em grande parte, esta tendência no desenvolvimento dos projetos de veículos tem sido possível devido o auxílio de vários códigos matemáticos desenvolvidos com o objetivo de facilitar a modelagem e a simulação de sistemas dinâmicos. Haja vista, a grande utilização de programas pela indústria com um enfoque voltado à simulação da dinâmica de corpos, como os programas comerciais ADAMS, VirtualLab Motion, SD/FAST, MEDYNA e AUTOSIM.

A indústria de maneira geral conta também com vários códigos computacionais desenvolvidos com base no método dos elementos finitos, como ANSYS, NASTRAN, ABAQUS, GENESIS, etc. Estes programas auxiliam na solução de vários problemas de engenharia, como a determinação de tensões e deformações em elementos estruturais submetidos a carregamentos estáticos, problemas da mecânica dos fluidos (que tratam da determinação de distribuições de pressão, velocidade e temperatura sob condições de regime permanente ou transitório), problemas de autovalor (que tratam da determinação de frequências naturais e modos de vibração de meios sólidos e fluidos), ou ainda problemas de propagação nos quais o comportamento do sistema mecânico é caracterizado em função do tempo (como a determinação do movimento de sistemas estruturais a cargas de impacto).

Uma abordagem conjunta de métodos computacionais e experimentais, aplicados ao estudo da dinâmica e projeto de veículos, considera naturalmente a importância de aspectos como a determinação de parâmetros de entrada para os modelos computacionais e a execução de ensaios experimentais para a caracterização do comportamento dinâmico dos sistemas. Isto se deve ao fato de que, para modelos mais complexos e representativos, torna-se necessário à caracterização experimental de vários tipos de componentes automotivos.

Stevens et al. (1997) apresenta a definição de uma metodologia usada na Ford Motor Company para melhorar características de manobrabilidade (*handling*) de um veículo. Ferramentas CAD e CAE são utilizadas visando a redução de custos de desenvolvimento e mantendo a alta qualidade. Basicamente, as etapas de modelagem envolvem a construção de um modelo computacional usando o programa ADAMS através de modelos de geometria do veículo elaborados em CAD. Foram realizados ensaios experimentais para obtenção de parâmetros de rigidez e amortecimento de componentes da suspensão. Os parâmetros associados aos pneus foram obtidos através de um equipamento capaz de medir as forças e momentos gerados em um pneu, conforme ilustrado na Fig. 1.1. A validação do modelo foi feita através da realização de uma série de ensaios experimentais como: a verificação da geometria de suspensão e direção em testes usando equipamento de medição de coordenadas, chamado de CMM (*Coordinate Measuring Machine*); a verificação da inércia total do veículo, com um ensaio em que o veículo oscila como um pêndulo; e a determinação de características da dinâmica através de ensaios de campo com o veículo instrumentado.

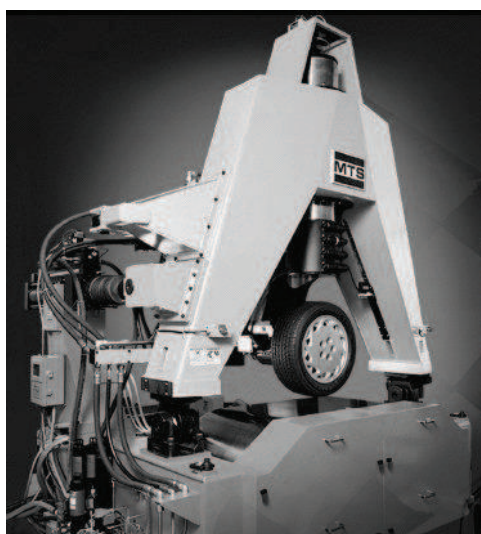


Figura 1.1 – Equipamento de medição de forças e momentos MTS – Flatrac.

Subramanyam et al. (2000) apresenta uma metodologia para validação de um modelo computacional elaborado em ADAMS através de ensaios experimentais. Primeiramente, os ensaios são feitos para obtenção das propriedades de inércia dos componentes da suspensão, rigidez radial e torcional de buchas e curvas características para os amortecedores. Um ensaio com os pneus, considerado como um dos ensaios mais importantes, caracteriza os parâmetros para a elaboração dos modelos empíricos envolvendo as forças laterais e longitudinais. A modelagem computacional e a validação são feitas com base nas informações obtidas com: a medição das coordenadas de pontos da suspensão através de um equipamento CMM (*Coordinate Measuring Machine*); a determinação da cinemática da suspensão através de um equipamento K&C (*Kinematics and Compliance Testing Machine*), ilustrado na Fig. 1.2; a obtenção do peso, centro de gravidade e inércia do veículo com um equipamento chamado de VIMF (*Vehicle Inertia Measurement Facility*), ilustrado na Fig. 1.3; e a instrumentação e medição do veículo em um teste de pista, para determinação do comportamento dinâmico em testes padrão segundo normas SAE, tais como aceleração em reta, curva com raio constante, etc.



Figura 1.2 – Equipamento de determinação da cinemática da suspensão e direção.



Figura 1.3 – Equipamento de medição das propriedades de inércia.



Neto et al. (1998) apresenta um trabalho com enfoque voltado mais para os aspectos da modelagem do que os estudos de Stevens et al. (1997) e Subramanyam et al. (2000) que tratam da definição de parâmetros de componentes e de caracterização do comportamento dinâmico. Neste trabalho, o autor justifica a importância da redução de peso e custo do chassis de veículos pesados e chama a atenção para o fato de que com esse intuito pode ocorrer o acoplamento de modos naturais de vibração do chassis com vibrações típicas de componentes rígidos dos sub-sistemas do veículo. Buscando incluir estas interações nas análises, um conjunto separado de modelos simples foi desenvolvido em ADAMS, usando a técnica de multicorpos para se obter os diversos modos de corpo rígido e as frequências de vibração para componentes como os eixos, conjunto propulsor, cabine e o chassis. Em uma segunda etapa o veículo completo foi modelado em NASTRAN, a partir do qual um modelo em elementos finitos do chassis foi elaborado para ser introduzido no modelo multicorpos. A validação foi feita através de medições experimentais realizadas em campo, utilizando obstáculos destacados na pista. Por fim, o modelo multicorpos incluindo a flexibilidade do chassis foi submetido a excitação sob os pneus através de sinais aleatórios que representam as irregularidades de pistas reais. Nestas simulações foi verificado o efeito de variação da rigidez do coxim da cabine em níveis de conforto segundo critérios da ISO Standard 2631-85.

Palcák e Hulla (1998) descrevem uma aplicação de ferramentas CAE no estudo do comportamento dinâmico em análises que levam em conta a flexibilidade do chassis de um veículo do tipo caminhão leve (*Light Truck*). Um modelo de corpos rígidos foi desenvolvido para análises iniciais, representando diversos sub-sistemas do veículo como pneus, molas pneumáticas, buchas, batentes de fim-de-curso (*rubber bumpstops*) e o sistema de direção. As propriedades geométricas e de inércia foram obtidas através do software I-DEAS e os parâmetros de rigidez e amortecimento foram caracterizados experimentalmente. A carga no veículo foi modelada como um bloco rígido montado em seis buchas flexíveis no chassis. Para a consideração da flexibilidade no modelo a abordagem usada foi a da expansão modal através de um modelo do chassis elaborado no pré-processador I-DEAS/FEM usando elementos de casca (*shell elements*).

Pasquini Junior (1999) estuda as vantagens de se utilizar uma abordagem conjunta MBS (*Multi-body System*) e FEM (*Finite Element Method*), destacando a interdependência entre as informações provenientes de cada um dos métodos separadamente. Foi realizado um estudo de caso envolvendo a elaboração de um modelo multicorpos ADAMS para um ônibus urbano leve levando em conta uma série de componentes da suspensão como molas a ar e semi-elípticas, amortecedores, barra estabilizadoras, etc. Também foi elaborado um modelo completo do veículo em



NASTRAN, incluindo o chassis e a carroceria com cerca de 30000 elementos. Desta forma, a partir de uma série de simulações do comportamento dinâmico envolvendo obstáculos sobre a pista e manobras em curva, um conjunto de informações relativas à inércia e forças resultantes foi obtido e então aplicado ao modelo de elementos finitos. Assim, o modelo de elementos finitos pode ser utilizado para análises de tensão em diversos componentes da suspensão e da estrutura levando em conta os carregamentos encontrados na simulação do modelo.

Considerando a associação feita entre a técnica de multicorpos e método dos elementos finitos, vale ressaltar as duas diferentes abordagens. Em Neto et al. (1998) e Palcák e Hulla (1998), um conjunto de informações relativas ao modelo de elementos finitos da estrutura são armazenadas e incorporadas diretamente dentro do modelo multicorpos. Durante a simulação do veículo as características de flexibilidade da estrutura são acopladas ao modelo de corpos rígidos usando o método dos modos assumidos. Já em Pasquini et al. (1999) demonstra-se a possibilidade de transferência das informações características de um método para outro, levando em conta a simulação dos modelos separadamente.

Mrazek e Marzy (2000) utilizam um modelo computacional em ADAMS para avaliar o nível de conforto na cabine de um veículo pesado através da modificação de parâmetros das suspensões. As características básicas da modelagem envolvem a representação do eixo dianteiro com molas de lâminas e do eixo traseiro com molas a ar. Um refinamento importante trata da inclusão da flexibilidade do chassis através de um modelo elaborado em NASTRAN e exportado para o ADAMS via expansão modal. O comportamento dinâmico do modelo é confrontado com os resultados obtidos através de ensaios experimentais caracterizados pela passagem do veículo sobre obstáculos destacados na pista. Depois de validado, o modelo é simulado com uma excitação determinada por uma função densidade espectral (*PSD - Power Spectral Density*) que representa as irregularidades de pistas reais. Por fim, são analisados os resultados com base nos valores da aceleração vertical da cabine calculada em modelos usando diferentes suspensões.

Chang et al. (1997) realiza estudos da dinâmica de veículos mostrando que o uso de modelos multicorpos sem a inclusão de flexibilidade de componentes diminui o tempo de simulação, mas pode introduzir erros significativos na predição da interação entre os componentes do veículo. Utiliza também a formulação baseada nos métodos dos modos assumidos (recurso do programa ADAMS) para estudar a influência da flexibilidade de uma carroceria considerando 30 modos de vibração até 50 Hz no comportamento global do veículo.

Kulkarni et al. (1997) usa o modelo computacional de um veículo para avaliar através de uma análise de sensibilidade a influência de vários parâmetros no comportamento lateral (Rolamento). Os parâmetros representam a massa suspensa, posição do CG (Centro de Gravidade) da massa suspensa, parâmetros de rigidez vertical e lateral dos pneus, rigidez da barra estabilizadora, curso da direção de acordo com uma entrada degrau e o intervalo de tempo para entrada na direção. O procedimento é baseado em uma simulação da dinâmica lateral com o veículo descrevendo curvas concêntricas. No modelo não são representados os aspectos de flexibilidade da estrutura, não linearidades nas buchas, folgas em juntas, atrito, desgaste, aerodinâmica e dinâmica do trem de potência.

Scholpp et al. (2000), motivado pela importância da segurança automobilística, desenvolveu um algoritmo matemático capaz de detectar a iminência de rolamento do veículo com base em seu comportamento dinâmico. Foram utilizadas ferramentas computacionais como ADAMS, MADYMO e PAM-CRASH, submetendo o modelo numérico de um veículo a várias condições de operação associadas a situações de rolamento. Nas simulações foram modificados diversos parâmetros como velocidade do veículo, massa, carga, ângulo de direção, geometria de obstáculos, condições de pista, além das características das molas, amortecedores e pneus. Com base nas simulações foi possível verificar o comportamento do algoritmo de detecção. Seu funcionamento se baseia no processamento e comparação de sinais de aceleração lateral, vertical e taxa de rolamento, com um determinado valor limite (*dynamic threshold*).

Verros et al. (2000) apresenta uma metodologia que reduz o custo computacional da determinação da resposta dinâmica de modelos complexos de veículos. A ideia básica envolve a aplicação do método de síntese de componentes para reduzir a ordem de um modelo de veículo e melhorar sua representatividade em uma determinada faixa de frequências. A comparação entre o modelo reduzido e o completo, levando em conta os resultados obtidos em simulações com excitação harmônica, demonstra a eficiência da metodologia. Entre outras observações, destaca-se a importância da flexibilidade de componentes quando se estuda o comportamento dinâmico de um veículo em frequências acima de 15 Hz.

Existem várias técnicas experimentais capazes de fornecer dados e estimativas de parâmetros necessários já nas primeiras etapas de modelagem computacional de veículos. Barber (1999) apresenta uma abordagem que utiliza ensaios experimentais com a finalidade de obter um conjunto de dados necessários para a modelagem numérica de componentes flexíveis e dissipativos encontrados nos veículos como molas, buchas de suspensão, pneus e amortecedores. Essencialmente esta abordagem consiste na obtenção de dados dos componentes reais durante a realização de ensaios controlados. Estes dados são usados

posteriormente na elaboração de modelos computacionais baseados na técnica de inteligência artificial conhecida como teoria das redes neurais. A vantagem desta abordagem vem do fato de que técnicas convencionais, como por exemplo, as técnicas baseadas no ajuste de polinômios ou na representação através de funções de resposta em frequência não são capazes de abstrair nos modelos as dependências simultâneas da amplitude e frequência dos movimentos. Embora seja uma abordagem completa e importante, principalmente em análises que envolvam excitações numa banda de frequência larga ou em amplitudes grandes de movimento, o seu uso ainda é restrito em função do elevado custo dos equipamentos de teste.

De maneira geral, os estudos citados até aqui, juntamente com diversos outros realizados na área da engenharia automotiva, apresentam o nível de modelagem e simulação de veículos característicos da indústria automobilística. Assim, observa-se que um grande avanço tem ocorrido na representatividade dos modelos computacionais e na confiabilidade de dados experimentais obtidos a partir de ensaios de componentes e testes de campo em veículos ou protótipos.

Um aspecto que também deve ser lembrado trata dos fundamentos da dinâmica de veículos amplamente divulgada em trabalhos com Wong (1978), Gillespie (1992), Bastow e Howard (1993), Bauer (1995), Milliken e Milliken (1995) e Rahnejat (1998). Estes trabalhos servem como base para a compreensão dos conceitos, fenômenos e terminologias empregadas durante o desenvolvimento de veículos ou definição de uma metodologia de estudos.

Barbosa (1999) propõe a aplicação da técnica de sistemas multicorpos na dinâmica de veículos guiados em trajetória variável. Foi apresentada uma visão geral do formalismo matemático baseado nos métodos de Lagrange e Kane, utilizados nos programas de multicorpos, para a geração automática das equações do movimento. A teoria da mecânica do contato, fundamental para o cálculo das forças de contato entre o veículo e a guia, foi exposta detalhadamente. Sua validação foi realizada através de ensaios de laboratório, realizados no INRETS na França.

Borges (1999) aplica a modelagem dinâmica de veículos articulados pesados visando o projeto deste tipo de sistema mecânico. Modelos matemáticos foram desenvolvidos mantendo-se a maior fidelidade possível para com o veículo real, considerando movimentos tridimensionais, flexibilidade do chassis e não linearidades geométricas associadas a movimentos angulares. Além disso, os componentes elásticos e dissipativos com características de rigidez e amortecimento não lineares foram levados em consideração. A inclusão da flexibilidade do chassis do veículo foi feita através do método dos modos assumidos, considerando-se como funções admissíveis para o deslocamento as

formas modais obtidas pelo método do elementos finitos. As equações do movimento foram obtidas a partir do formalismo de Lagrange utilizando ferramentas de computação simbólica e integração numérica.

## 1.2 Otimização Numérica Aplicada ao Projeto de Veículos

Desde a década de 60 tem-se exigido das indústrias aeronáutica e aeroespacial um grande desempenho de seus processos e produtos, impondo a necessidade de otimização e servindo de motivação para novos desenvolvimentos na área. Situações relacionadas à dinâmica passam a ter grande relevância como a modificação das frequências naturais de sistemas evitando ressonâncias, a diminuição da energia de deformação ou peso das estruturas, a escolha dos melhores parâmetros de controle, etc.

O problema geral de otimização pode ser definido como a minimização de um funcional, chamado de função objetivo, sujeito às funções de restrição (funções de igualdade e desigualdade). Os argumentos destas funções representam um conjunto de parâmetros, chamados de variáveis de projeto ou variáveis de decisão, estando sujeitas a restrições laterais que as limitam entre determinados valores máximos e mínimos (Vanderplaats, 1998).

Os métodos de otimização clássica podem, de maneira bem geral, ser classificados em métodos diretos e métodos seqüenciais. Os primeiros exploram os limites impostos pelas restrições durante todo o processo de minimização e utilizam variáveis “de folga” para garantir que tais restrições não sejam violadas. Os mais conhecidos são: Método das Direções Viáveis, Método do Gradiente Reduzido Generalizado, Método Modificado das Direções Viáveis. Os métodos seqüenciais, através de uma função pseudo-objetivo, permitem obter o projeto restrito ótimo pela solução seqüencial do problema sem restrição, destacando-se: Método da Função de Penalidade Exterior, Método da Função de Penalidade Interior, Método dos Multiplicadores de Lagrange Aumentado, etc. (Vanderplaats, 1998).

Atualmente existe uma tendência em se buscar modelos baseados na natureza, indicando que os processos naturais relacionados aos seres vivos adaptam-se aos problemas de engenharia e podem trazer bons resultados em várias aplicações. Entre os paradigmas de computação mais importantes encontram-se: recozimento simulado (*Simulated Annealing*), redes neurais artificiais e computação evolucionária. A computação evolucionária engloba um número crescente de paradigmas e métodos, tendo os algoritmos genéticos como seu representante mais popular (Steffen, 2000).

Do ponto de vista da aplicação da otimização no desenvolvimento de veículos, surgem trabalhos envolvendo o uso de modelos de sistemas multicorpos e modelos de elementos finitos como parte da formulação de diversos problemas de engenharia.

Motoyama et al. (2000) aplica o método dos algoritmos genéticos para a otimização de parâmetros associados a uma suspensão do tipo SLA (*Short Long Arm*) a partir de um modelo multicorpos elaborado em ADAMS. As respostas relativas ao ângulo de convergência, ângulo de câmbor e deslocamento lateral no pneu são otimizadas segundo um conjunto de 20 variáveis de projeto divididas em propriedades geométricas e propriedades de rigidez (nas buchas da suspensão).

Kodiyalam et al. (2001) apresenta como foco principal de seu trabalho, a aplicação da otimização multi-disciplinar em sistemas veiculares sob os aspectos da segurança, NVH (*Noise Vibration and Harshness*) e peso. Neste estudo, diferentes abordagens de otimização são utilizadas com o intuito de resolver o problema do alto custo computacional, característica do uso de modelos que representam situações de colisão frontal e lateral de veículos.

Apesar da simulação do comportamento dinâmico de veículos ser uma realidade no nível de desenvolvimento de projetos na indústria, notam-se duas grandes dificuldades em se utilizar técnicas de otimização automática em conjunto com os códigos de simulação (Borges et al., 1996):

- As técnicas tradicionais de otimização necessitam de um grande número de avaliações da função objetivo e no caso do estudo do comportamento dinâmico de veículos cada avaliação desta função implica em executar códigos de simulação de elevado custo computacional.
- A dificuldade de definição de funções objetivo que traduzam matematicamente um comportamento físico desejado (conforto, desempenho, etc.), de forma independente da condição de operação do veículo (Borges, 1999; Rill; Zampieri, 1997).

Segundo Kodiyalam (2001), o problema da otimização de sistemas complexos ou multidisciplinares pode ser representado por uma composição de vários sub-sistemas de engenharia que interagem fisicamente. Esta interação pode ser caracterizada de forma que cada sub-sistema possua um certo grau de autonomia, porém se relaciona com os demais através de acoplamentos nem sempre bem definidos.

Sendo assim, o projeto baseado em simulações computacionais pode depender da execução de programas de análise que demandam elevados recursos de processamento. Além disso, verifica-se que o grau de complexidade destes aplicativos aumenta numa taxa igual ou maior à do incremento no desempenho dos computadores.

Dado o intenso esforço computacional geralmente associado à simulação de fenômenos não-lineares, o uso de técnicas para a condensação de dados torna-se fundamental, em estudos de otimização aplicados ao comportamento dinâmico de veículos. Recursos lógicos e matemáticos têm sido então desenvolvidos para contornar este problema e viabilizar o uso das técnicas de otimização.

No sentido de apresentar formulações eficientes, tanto em termos de simulação quanto de otimização, diversas metodologias têm sido propostas, sendo uma classe especial baseada em técnicas de aproximação de modelos (Butkewitsch, 1998). De forma geral, estes métodos podem ser descritos como implementações computacionais de atitudes adotadas em ambientes de projeto não automático por engenheiros com experiência e conhecimento sobre o comportamento físico de um dado sistema. Este tipo de abordagem, tentando reproduzir a lógica de raciocínio de seres humanos aptos em determinado ramo da engenharia, tem sua eficiência comprovada na otimização de modelos lineares com reduzido grau de acoplamento multidisciplinar.

À medida que o projeto fica mais complexo, a viabilidade destes métodos passa a ter limitações (Simpson et al., 1998). Nestes casos, técnicas estatísticas voltadas à condensação de modelos apresentam vantagens como:

- Condições favoráveis à otimização, associadas à construção de um espaço de projeto numericamente bem condicionado.
- Integração de várias disciplinas de análise num mesmo modelo condensado.
- Fornecimento de uma perspectiva simplificada sobre as relações entre variáveis de projeto e respostas, permitindo rapidez na análise de sensibilidade.
- Ampla redução do esforço computacional, uma vez que os dados referentes ao modelo são reformulados numa representação aproximada.

A aplicação de recursos estatísticos para gerar problemas aproximados envolve um conjunto de técnicas amplamente empregadas para a análise de dados em vários campos da ciência, o planejamento experimental (Schmidt e Case, 1999).

De modo geral, um sistema físico ou processo apresenta uma série de respostas de interesse  $\{y\}$  que dependem de um conjunto de fatores  $\{X_1, X_2, \dots, X_n\}$ , sendo que em sua maioria, as relações exatas entre os vetores  $\{y\}$  e  $\{X\}$  são desconhecidas. Neste caso, é adequado aproximar a relação funcional exata através de um modelo empírico.

Montgomery (1996) apresenta os modelos empíricos como sendo, normalmente, curvas (geralmente polinômios de primeiro ou segundo grau) ajustadas a partir de um conjunto de respostas em função das combinações correspondentes das variáveis de projeto. Neste contexto, cada combinação pode ser entendida como uma amostra

pertencente ao espaço de projeto, de forma que arranjos particulares destas amostras obtidas através de um experimento estatisticamente planejado permitem a abstração da relação funcional existente. Por outro lado, a seleção arbitrária de amostras no espaço de projeto tende a resultar numa combinação de alto custo computacional e aproximações falhas. Em um experimento estatisticamente planejado, a amostragem do espaço de projeto é feita dentro de critérios matemáticos, permitindo a obtenção da relação funcional com menor esforço computacional, ou seja, com um número menor de pontos amostrados e com uma determinada confiabilidade.

Welch et al. (1992) discute sobre as possibilidades de identificação de variáveis significativas (*screening*) em um modelo empírico interpolado com pontos amostrados no espaço de projeto de funções matemáticas conhecidas.

Lynn (2000) descreve como uma abordagem baseada na utilização conjunta do método da superfície de resposta (*Response Surface Method - RSM*) e da técnica de planejamentos de experimentos (*Design of Experiments - DOE*) para auxiliar a otimização do desempenho de veículos de competição. São elaborados modelos empíricos baseados em simulações de veículos completos em ADAMS, permitindo que a avaliação em tempo-real de parâmetros de influência e suas interações caracterize um acréscimo ao desempenho dinâmico do veículo.

Venter et al. (1998) utiliza o método da superfície de resposta na formulação de um problema de otimização. As respostas associadas ao comportamento estrutural de um modelo de elementos finitos, obtidas para diferentes configurações de uma placa com espessura variável, permitem a elaboração dos modelos aproximados. Então, estas superfícies de resposta servem como fonte de informações para a formulação da otimização, reduzindo o custo computacional durante a procura pelo ponto ótimo.

Unal et al. (1997) realiza uma série de simulações computacionais planejadas através de matrizes ortogonais para a geração de modelos de superfície de resposta, tendo em vista a aplicação de procedimentos de otimização multi-disciplinar. Já em Unal et al. (1998), também para estudos de otimização, usam-se os planejamentos D-ótimos como meio para definição de modelos de aproximação.

Giunta e Watson (1998) estabelecem uma comparação entre as técnicas de aproximação de modelos, estudando o desempenho de modelos polinomiais de segunda ordem e de modelos de interpolação (*kriging models*) na predição de respostas para problemas envolvendo diferentes números de variáveis.

Na representação do comportamento dinâmico de veículos, respostas de interesse como deslocamentos, velocidades, acelerações e forças, servem para a construção de



modelos empíricos que predizem alguns aspectos dinâmicos como estabilidade, segurança e conforto.

### 1.3 Objetivos do Trabalho

Considerando que a qualidade de um projeto e o seu tempo de desenvolvimento representam pontos vitais no sucesso de um veículo, e com base em um contexto local em que, ao longo do tempo, vários trabalhos têm sido desenvolvidos com um enfoque em sistemas veiculares na FEMEC (Faculdade de Engenharia Mecânica), são estabelecidos os seguintes objetivos:

- Desenvolver uma metodologia para o projeto completo de um veículo de forma a obter um produto final com o adequado comportamento dinâmico e estrutural, levando em conta os aspectos relativos à viabilidade econômica de uma produção inicial em pequena escala.
- Aplicar a metodologia desenvolvida na realização de um estudo de caso com etapas de projeto, construção e ensaios experimentais.
- Fazer o levantamento das propriedades dinâmicas e estruturais de um veículo produzido em série, cujo desempenho seja considerado adequado para servir de referência ao estudo de caso pretendido.
- Desenvolver modelos matemáticos de veículos através da técnica de multi-corpos e do método de elementos finitos, utilizando ferramentas computacionais comerciais.
- Utilizar técnicas de planejamento de experimentos, otimização numérica automática e o robustecimento de projetos na definição do novo projeto a partir de um veículo de referência e levando em conta a seleção de componentes disponíveis no mercado de autopeças.
- Desenvolver no Brasil a necessária competência técnica e científica em uma área da engenharia mecânica dominada por empresas multi-nacionais que, em sua maioria, têm seus centros de desenvolvimento em suas matrizes no exterior.
- Proporcionar o desenvolvimento regional através da integração entre a universidade e a indústria.



## 1.4 Divisão do Trabalho

Este trabalho está dividido da seguinte maneira:

- Capítulo 2 - São apresentados alguns conceitos de modelagem e simulação computacionais que refletem a técnica de multicorpos aplicada a sistemas dinâmicos;
- Capítulo 3 - São revistos os fundamentos da dinâmica de veículos, com um breve resumo dos sistemas veiculares mais importantes, assim como os principais aspectos da dinâmica vertical, longitudinal e lateral;
- Capítulo 4 - Destina-se a apresentação de procedimentos de otimização numérica mais importantes, com especial atenção aos métodos que serão aplicados na otimização do modelo computacional e das superfícies de resposta;
- Capítulo 5 - São apresentadas as características do veículo que serve de referência para o estudo de caso, através principalmente da realização de ensaios experimentais;
- Capítulo 6 - A modelagem e validação do modelo do veículo de referência com dados experimentais são apresentadas neste capítulo;
- Capítulo 7 – Neste capítulo são apresentados os estudos de otimização aplicados com a intenção de se estabelecer uma configuração de projeto que atenda os requisitos de projeto associados ao comportamento dinâmico do veículo;
- Capítulo 8 – Neste capítulo são apresentadas as conclusões e comentários finais para o trabalho, além de propostas para trabalhos futuros.

# CAPÍTULO II

## FERRAMENTAS DE MODELAGEM E SIMULAÇÃO COMPUTACIONAL

### 2.1 Considerações Gerais

Este capítulo apresenta uma visão geral da técnica de modelagem de sistemas multicorpos, levando em conta seu histórico e desenvolvimento matemático.

De forma geral a modelagem de sistemas multicorpos pode ser dividida nas seguintes etapas:

- Descrição do modelo físico do sistema, levantamento dos aspectos mais importantes e das simplificações necessárias.
- Obtenção das equações que descrevam o comportamento do sistema.
- Solução das equações, visando obter o comportamento do sistema.
- Validação do modelo numérico através de dados experimentais.

### 2.2 Técnica de Multicorpos

Um sistema multicorpos pode ser entendido como um sistema mecânico de vários graus de liberdade que possui dois ou mais corpos. O movimento deste sistema é governado por um conjunto de equações diferenciais e algébricas. As equações diferenciais descrevem os movimentos dos corpos rígidos através das leis de movimento de Newton e as equações algébricas levam em consideração as restrições geométricas e de movimento aplicadas entre os corpos.

Com o aumento da complexidade necessária para o estudo de novos sistemas, a obtenção de forma manual das equações da dinâmica do movimento tornou-se uma tarefa difícil e lenta. Estas dificuldades motivaram o desenvolvimento de algoritmos de geração automática das equações do movimento para os sistemas multicorpos.

A técnica de multicorpos possibilita, com base em formalismos matemático-numéricos, a obtenção das equações de movimento para um sistema a partir de informações sobre os corpos (geometria e propriedades de inércia) e suas conexões (restrições cinemáticas e forças aplicadas). A técnica pode ser dividida em duas classes, Euleriana e Lagrangeana, de acordo com o formalismo utilizado para descrever o sistema.

A abordagem MBS foi introduzida na área mecânica e de transportes no final dos anos 60. Ao final dos anos 70, a partir de trabalhos de Orlandea C. que buscou entre outras

coisas a solução de problemas com encadeamentos cinemáticos, originou-se o programa de simulação ADAMS.

Na década de 90 vários esforços de pesquisa foram direcionados para o tratamento de estruturas flexíveis e da dinâmica de multicorpos (Huston, 1996) e mais recentemente sua integração com programas de elementos finitos.

Códigos especializados podem ser dedicados a um tipo específico de simulação ou mesmo para uma classe de modelos. Alguns programas deste tipo, implementados de forma a permitir pequenas modificações nos modelos, ainda são largamente utilizados na indústria ou em universidades. Normalmente, estes códigos são pequenos e rápidos devido a sua especificidade.

Códigos de uso geral em sistemas MBS são atraentes, mas resultam em número maior de equações para descrição de um mesmo sistema. Entretanto, implementações numéricas para a solução confiável do sistema de equações com o uso de métodos iterativos (Newton-Raphson), eliminação Gaussiana (decomposição e pivotamento) e tratamento de matrizes esparsas, aumentaram a rapidez e eficiência deste tipo de programa.

A utilização do programa ADAMS é voltada para modelagem de sistemas tridimensionais com configuração arbitrária. Com esta finalidade são adotadas equações de primeira ordem para cada corpo, correspondendo às relações cinemáticas, equações da dinâmica e equações de energia. Um algoritmo Newton-Rapson é utilizado para a solução da parte algébrica, ao passo que o método de Gear é utilizado na integração das equações diferenciais (Ryan, 1993). Implementações numéricas (eliminação de Gauss e tratamento de matrizes esparsas) permitiram aumentar a eficiência do programa, uma vez que o número de equações geradas para um mesmo sistema é maior que em outros métodos.

O software ADAMS utilizado neste trabalho constitui uma ferramenta para a geração das equações do movimento, possuindo recursos numéricos avançados para realizar a integração das equações algébrico-diferenciais.

### **2.3 Método dos Elementos Finitos**

O Método dos Elementos Finitos consiste em uma aproximação numérica para a resolução de equações diferenciais por integração (Adams e Askenazi, 1999). Este método é aplicado a partir da divisão de um sistema ou conjunto a ser analisado em partes discretas menores (discretização do modelo). Depois o sistema de equações diferenciais inerentes ao tipo de análise e correspondentes a cada parte discretizada do sistema conhecido

usualmente como elemento finito é resolvido a partir de rotinas numéricas. Daí a origem do nome deste método numérico.

O MEF é utilizado para a resolução de problemas da mecânica do contínuo obtendo geralmente uma boa precisão na solução de problemas de engenharia. O princípio básico do método é a partição do domínio em elementos sobre os quais as variáveis do problema são aproximadas por combinações lineares de funções de interpolação, ponderadas por parâmetros a determinar. Obtidas tais funções, o comportamento de cada elemento é determinado em termos de uma relação entre valores nodais das variáveis aproximadas pelas funções de interpolação e os parâmetros a determinar, sendo que estes representam as incógnitas do problema.

A idéia de se dividir o domínio em estudo em diversas regiões menores soluciona o problema referente à dificuldade de se escolher funções de interpolação que descrevam o comportamento das variáveis do problema ao longo de todo o domínio, as quais devem satisfazer as condições de contorno do problema assim como representar satisfatoriamente a geometria e o comportamento do material.

Segundo Kamal e Wolf Jr. (1982) o método dos elementos finitos tem uma aplicação na análise estrutural importante, reduzindo custos através da simulação do comportamento de componentes como chassis e carroceria. Neste trabalho, o programa ANSYS é utilizado para geração de modelos de elementos finitos e simulação de seu comportamento. Basicamente, o modelo para o chassis do veículo de referência é submetido a um conjunto de simulações (sub-estruturação, modal e transiente com PSD), resultando em uma base de dados ordenada definida como parâmetros de entrada para o modelo multicorpos no ADAMS. Tendo como base as metodologias apresentadas em diversos trabalhos que tratam da utilização do método dos modos assumidos e do recurso ADAMS/Flex, estuda-se a influência da flexibilidade do chassis do veículo na busca por um projeto mais adequado.

## **2.4 Modelagem Multicorpos**

A modelagem computacional de sistemas dinâmicos vem se tornando cada vez mais uma ferramenta poderosa para o desenvolvimento e aprimoramento de projetos. A criação de programas específicos para a modelagem e simulação de sistemas dinâmicos, juntamente com o incremento da capacidade de processamento dos atuais computadores, tem permitido que várias áreas da engenharia associadas à indústria automobilística se empenhem na construção de protótipos virtuais de veículos.

Considerado como uma das mais eficientes e versáteis ferramentas para o estudo da dinâmica de sistemas, o programa ADAMS apresenta-se como um pacote computacional

que engloba uma série de recursos de modelagem e simulação dinâmica na forma de módulos independentes. Eles permitem que sub-sistemas importantes como pneus, motorista e conjunto propulsor e aspectos como flexibilidade de componentes e sistemas de controle sejam agregados ao modelo global do veículo de forma prática e funcional.

Com base nos recursos oferecidos pelo programa, a modelagem computacional pode ser realizada através das seguintes etapas:

#### *2.4.1 Criação de Partes do Modelo*

Normalmente nesta etapa são gerados os desenhos CAD relativos aos componentes do veículo com o intuito de obter suas propriedades individuais: geometria, massa e momentos de inércia.

As funções da geometria durante a modelagem são basicamente: representar graficamente o objeto modelado e servir de referência para a adição de restrições cinemáticas e forças. Tendo em vista estes aspectos, a geometria dos componentes é adicionada ao modelo do veículo utilizando os recursos de importação de arquivos do tipo IGES (*Initial Graphics Exchange Specification*).

Com base nos componentes do veículo, uma série de partes do tipo corpo rígido são criadas no modelo, passando a ser representadas pela geometria importada do programa CAD e pelas suas respectivas propriedades de massa e inércia.

Ao final desta etapa o modelo fica constituído por um conjunto de partes representadas por geometrias e com valores definidos para as propriedades: massa, posição do centro de gravidade, momentos principais de inércia e orientação dos eixos principais de inércia.

#### *2.4.2 Adição de restrições cinemáticas e movimentos*

As restrições definem os graus de liberdade de uma parte e como ela se movimenta em relação às outras. Uma série de restrições pode ser incorporada ao modelo:

- Juntas – Representam matematicamente as juntas que são encontradas em mecanismos, sendo formuladas em termos de uma ou mais restrições primitivas. Podem ser classificadas em: Junta de velocidade constante, cilíndrica, fixa, hooke, planar, pinhão e cremalheira, revolução, parafuso, esférica, de translação e universal. A caracterização de cada uma destas juntas é feita em função dos graus de liberdade que restringem;

- Restrições de curva – Definem o acoplamento entre partes segundo movimentos específicos. Um exemplo de aplicação para este tipo de restrição é o desenvolvimento de mecanismos de came-seguidor, onde um ponto ou superfície do seguidor segue a trajetória curva determinada pela superfície da came;
- Funções geradoras de movimentos – Especificam movimentos de translação ou rotação nas juntas através de funções no tempo.

#### 2.4.3 Adição de forças resistivas ou que induzem movimentos

As forças que podem ser incluídas nos modelos podem ser divididas em:

- Forças aplicadas – São recursos oferecidos pelo programa ADAMS para definição de forças e torques aplicados entre as partes. A intensidade e direção das forças podem ser definidas através de funções matemáticas que envolvem o tempo e/ou características físicas do modelo. Como exemplo deste recurso pode ser citada a caracterização de uma força de contato em que o valor da força depende de quanto uma parte penetra em outra e de características de rigidez e amortecimento de contato;
- Gravitacional – reproduz o campo gravitacional que atua nas partes, sendo caracterizado por um vetor que contém os componentes da aceleração nas 3 direções do referencial global do modelo;
- Componentes flexíveis – Representam um conjunto de forças especiais que definem componentes utilizados em grande parte dos mecanismos. A caracterização destas forças envolve a determinação de uma série de parâmetros geométricos e físicos, com o intuito de reproduzir o comportamento destes componentes durante a simulação do modelo.

Os elementos de força introduzidos no modelo visam representar comportamentos específicos de componentes flexíveis e hidráulicos existentes no veículo, como molas, amortecedores, buchas e pneus. A caracterização desses elementos representa um dos maiores desafios da modelagem de sistemas devido ao grande número de parâmetros e à dificuldade associada a sua determinação experimental.

A força do tipo mola-amortecedor (*Spring-damper*) leva em conta o deslocamento e a velocidade entre os pontos em que foi definida para reproduzir o comportamento típico de uma mola associada a um amortecedor. Além das posições de ancoragem, é necessário também definir os parâmetros de rigidez e amortecimento envolvidos.

De forma semelhante, a força do tipo bucha (*Bushing*) busca representar o comportamento de um elemento elástico deste tipo, presente principalmente nas suspensões de um veículo. Para sua definição, os parâmetros de rigidez e amortecimento são especificados em três direções.

A força que representa o comportamento dos pneus pode ser definida de várias maneiras: força do tipo mola-amortecedor, força de contato entre esfera-plano ou modelos específicos de pneus. Desta forma, a caracterização dos pneus dependerá, no mínimo, da definição de uma rigidez e um amortecimento. Em casos mais complexos, vários outros parâmetros são incorporados ao modelo.

#### *2.4.4 Refinamentos de modelagem*

Dependendo da complexidade do sistema real, vários refinamentos podem ser introduzidos no modelo com a finalidade de obter uma representação mais fiel do seu comportamento, por exemplo:

- Definição de sistemas de controle usando equações de estado lineares ou gerais;
- Parametrização de variáveis - Permite que características físicas e geométricas sejam alteradas automaticamente através da mudança em valores de variáveis específicas. Desta forma, o comportamento de um modelo pode ser analisado em função da alteração de suas características físicas e/ou geométricas. Procedimentos de otimização tradicional e planejamento experimental utilizam-se das variáveis parametrizadas para promoverem mudanças nas características do modelo durante a busca por uma configuração ótima.

# CAPÍTULO III

## DINÂMICA DE VEÍCULOS

### 3.1 Considerações gerais

O estudo da dinâmica veicular pode ser realizado através de metodologias empíricas ou analíticas, e mais recentemente com uma aplicação conjunta destas duas.

A metodologia empírica usa a tentativa e erro para aprender sobre os fatores que influenciam o desempenho do veículo, como e em que condições eles se apresentam. Apesar de apresentar resultados confiáveis, este método é caracterizado por ser de elevado custo considerando aspectos como a infra-estrutura de ensaios. A dificuldade de extrapolar resultados obtidos para diferentes condições ou novos fatores envolvidos também contribui negativamente. Isto acontece principalmente porque não se conhece de forma determinística como alterações no projeto ou em suas propriedades afetam o desempenho do veículo.

O método analítico baseia-se nas leis físicas para prever as respostas de interesse através da construção e solução de modelos matemáticos. Nesta abordagem figura um aspecto importante que é o grau de complexidade do modelo. Normalmente espera-se de um modelo mais complexo um nível de fidelidade maior com relação às situações reais que ele tenta prever, muito embora, isto seja proporcional ao aumento do custo computacional.

O uso em conjunto destas metodologias supre suas deficiências, uma vez que os resultados confiáveis obtidos de um ensaio experimental podem ser confrontados com os resultados obtidos pelos modelos computacionais, proporcionando a verificação de sua precisão e robustez. Uma vez que isto é feito, estes modelos tornam-se fontes de dados para análises posteriores.

Mais especificamente, estes métodos representam para a dinâmica de veículos um auxílio no estudo de seu foco principal que são os movimentos de um veículo sobre uma pista como a aceleração, frenagem, curva e o conjunto dos movimentos verticais conhecidos como “*Ride*”.

Para os movimentos de aceleração, frenagem e a algumas situações de curva o veículo pode ser considerado como um corpo rígido, sendo representado por uma massa localizada no centro de gravidade e pela matriz de inércia.

De maneira geral, o comportamento dinâmico é determinado principalmente pelas forças impostas sobre o veículo através dos pneus, gravidade e da aerodinâmica. A



determinação das forças associadas aos eixos sobre determinadas condições é feita mediante uma aplicação da 2ª Lei de Newton.

As equações (3.1) e (3.2) definem o carregamento dinâmico nos eixos dianteiro e traseiro do veículo, calculado através dos parâmetros da Fig. 3.1 para uma condição genérica. Outro conceito básico da dinâmica de veículos mostrado pelas equações é o efeito da transferência de peso, que ocorre quando o veículo é submetido a uma aceleração longitudinal e seu peso passa de um eixo para o outro.

$$W_f = \frac{1}{L} \cdot \left( W \cdot c \cdot \cos \theta - R_{hx} \cdot h_h - R_{hz} \cdot d_h - \frac{W}{g} \cdot a_x \cdot h - D_a \cdot h_a - W \cdot h \cdot \sin \theta \right) \quad (3.1)$$

$$W_r = \frac{1}{L} \cdot \left( W \cdot b \cdot \cos \theta + R_{hx} \cdot h_h + R_{hz} \cdot (d_h + L) + \frac{W}{g} \cdot a_x \cdot h + D_a \cdot h_a + W \cdot h \cdot \sin \theta \right) \quad (3.2)$$

- onde:
- $W_f$  é o peso no eixo traseiro do veículo;
  - $W_r$  é o peso no eixo traseiro do veículo;
  - $W$  é o peso total do veículo;
  - $L$  é a distância entre eixos;
  - $b$  representa a distância entre o CG do veículo e o eixo dianteiro;
  - $c$  representa a distância entre o CG do veículo e o eixo traseiro;
  - $F_{xf}$  é a força de tração no eixo dianteiro;
  - $R_{xf}$  é a força de resistência ao rolamento no eixo dianteiro;
  - $F_{xr}$  é a força de tração no eixo traseiro;
  - $R_{xr}$  é a força de resistência ao rolamento no eixo traseiro;
  - $\theta$  representa o ângulo de inclinação do pista;
  - $h_h$  é a altura do ponto de aplicação da força no engate;
  - $d_h$  é a distância do ponto de aplicação da força no engate ao eixo traseiro;
  - $R_{xf}$  é a força de tração no eixo dianteiro;
  - $R_{hx}$  representa a componente horizontal da força no engate;
  - $R_{hz}$  representa a componente vertical da força no engate;
  - $D_a$  força de resistência gerada pelo arrasto aerodinâmico do veículo;
  - $h$  é a altura do CG;
  - $h_a$  é a altura do ponto de aplicação da força de arrasto aerodinâmico;
  - $g$  é a aceleração da gravidade;

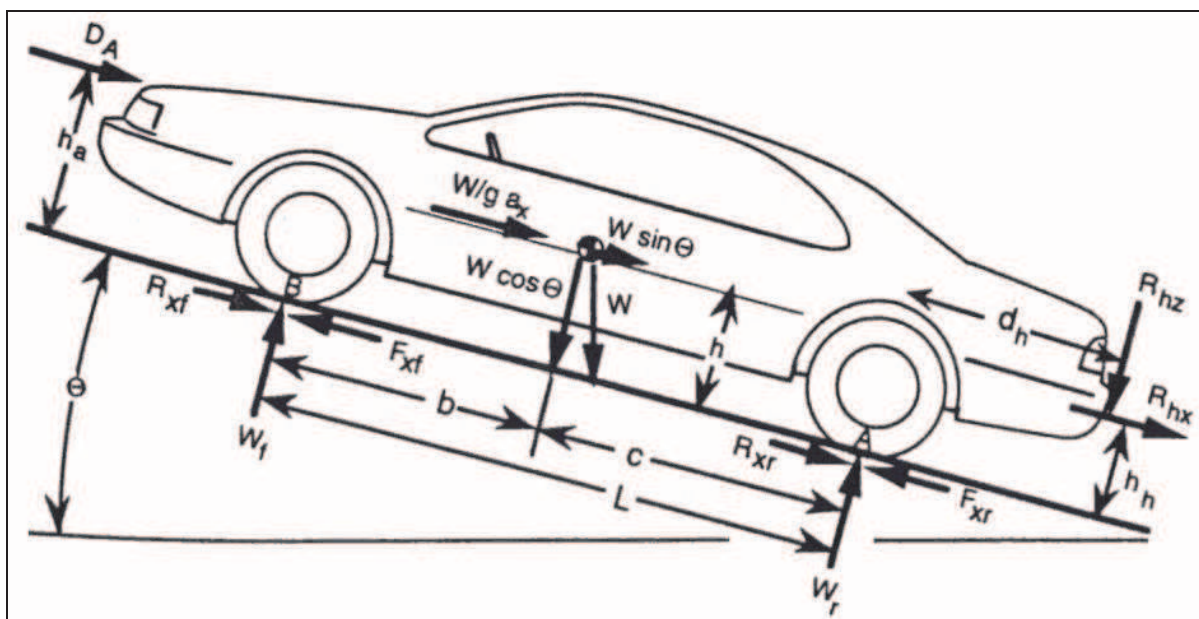


Figura 3.1 – Definição de dimensões básicas e de forças verticais e longitudinais aplicadas a um veículo (Gillespie, 1992).

Antes que conceitos matemáticos associados à dinâmica sejam apresentados em detalhe, segue-se uma descrição básica dos componentes automotivos mais importantes tendo em vista os vários conceitos funcionais e aspectos construtivos que freqüentemente representam parâmetros nas análises e procedimentos de otimização.

## 3.2 Sistemas e Componentes

### 3.2.1 Componentes Estruturais

De forma geral, a estrutura da maioria dos veículos de passeio vendidos no mercado (em todas as categorias e com diferentes vocações) pode ser dividida em dois tipos principais, o quadro de chassi e o monobloco.

O quadro de chassi ou simplesmente chassi é encontrado normalmente em veículos grandes e veículos comerciais e representa a peça básica do conjunto que serve de suporte para os demais componentes mecânicos como suspensões, conjunto propulsor e carroceria. Ele proporciona rigidez e resistência à torção e flexão absorvendo uma parcela da energia proveniente das excitações provocadas pela pista e atendendo a estas finalidades dentro do limite elástico do material (Kamal, 1982). Estruturalmente, ele é composto de perfis metálicos de seção aberta ou fechada chamados de longarinas (perfis longitudinais) e travessas (perfis transversais paralelos ou diagonais), cuja configuração depende de uma série de critérios como a resistência, rigidez e necessidade de fixação dos

componentes. O chassi do tipo escada (travessas paralelas) é o mais comum e tem como principal vantagem a facilidade de instalação de componentes. A configuração com travessas diagonais (ou tipo X) proporciona rigidez mais elevada, porém dificulta a utilização do espaço do veículo. Além disto, a necessidade de componentes de ligação mais complexos e em maior número faz com que o custo de produção seja elevado.

Do ponto de vista do projeto, os aspectos mais importantes a serem considerados são a rigidez à torção e à flexão e a resistência mecânica considerando uma determinada vida útil.

A carroceria é uma sub-estrutura fixada sobre o quadro de chassi que deve atender às condições de carga, segurança e conforto recomendados por normas. Além disto deve também estar de acordo com as expectativas do consumidor. Para o seu projeto é necessário o conhecimento de diversas informações como as dimensões, o tipo de construção, o tipo da suspensão, o posicionamento dos suportes do conjunto propulsor, a localização dos bancos, os pontos de fixação sobre o quadro de chassi, além de várias outras informações que são usadas para a determinação das cargas aplicadas à estrutura.

A determinação analítica das tensões em uma carroceria é difícil, pois se trata de uma estrutura complexa. Para isto são utilizados freqüentemente códigos numéricos baseados em métodos de energia com simplificações introduzidas para facilitar a determinação das tensões (Happian-Smith, 2002).

De maneira geral a análise detalhada das tensões em carrocerias tem sido feita através do método dos elementos finitos. Além de apresentar as vantagens oferecidas pela simulação, esta metodologia apresenta a possibilidade de aplicação de procedimentos de otimização numérica visando resolver os problemas estruturais de forma automática.

O segundo tipo de estrutura encontrado nos veículos é uma estrutura resultante da união entre o quadro do chassi e a carroceria, chamado de monobloco. Neste caso, recai sobre a estrutura da carroceria a função de suportar as cargas aplicadas pelas suspensões e a manutenção de suas funções normais como garantir a funcionalidade de mecanismos, manter as portas fechadas, etc.

O aspecto de rigidez representa uma característica fundamental e sobre a qual as dimensões do veículo exercem uma grande influência. Uma elevada rigidez torcional faz com que a geometria de suspensão se mantenha inalterada em situação de curva e garante o melhor desempenho potencial possível. Por outro lado, uma grande distância entre eixos garante estabilidade direcional em alta velocidade. Porém, estes dois objetivos são difíceis de serem atingidos simultaneamente uma vez que a deformação máxima da carroceria em flexão varia na quarta potência da distância entre eixos (Kamal, 1982).

A experiência mostra que o aumento da rigidez de uma carroceria é obtido através de um extenso trabalho de engenharia sobre as formas que definem sua estrutura. Buscando-se através do arranjo dos perfis, aumentar a característica tridimensional da estrutura sem desrespeitar as limitações impostas pela utilização adequada do seu espaço interior e pela necessidade de ampla visibilidade. Com base nisto, reforços estruturais são geralmente adicionados à lateral inferior do veículo uma vez que a contribuição do teto é limitada pelas dimensões das colunas.

### *3.2.2 Componentes Flexíveis e Dissipativos*

Nesta categoria figuram basicamente elementos como as molas, amortecedores, coxins e pneus.

As molas são elementos flexíveis que unem as partes móveis da suspensão, compondo a ligação entre a massa suspensa (carroceria) e a massa não suspensa do veículo (rodas, pneus, eixos e demais componentes não vinculados diretamente à carroceria). Neste contexto, a função principal das molas é estabelecer flexibilidade entre os componentes da suspensão e a carroceria e com isto proporcionar o contato permanente entre os pneus e o solo mesmo que a estrutura seja rígida e pista irregular. Ela armazena a energia proveniente das excitações e movimentos na forma de energia potencial elástica que é depois dissipada pelos amortecedores. Do ponto de vista dos sistemas dinâmicos, a mola representa o elemento de rigidez dentro do conjunto da suspensão que irá atuar, junto com a massa do veículo, como um filtro de vibrações provenientes principalmente das irregularidades da pista.

Vale ressaltar que a contribuição de uma mola como sistema dinâmico próprio é freqüentemente negligenciada na modelagem de veículos em função das altas freqüências naturais que apresentam.

As molas são construídas a partir de diferentes materiais em vários estados físicos (sólido, líquido e gasoso). Sua característica mais importante é a rigidez, definida a partir de parâmetros com a forma e material. As molas mais utilizadas em suspensões de veículos são as helicoidais, molas de torção, molas de lâmina e molas a ar.

Em função do seu bom desempenho e baixo custo, as molas helicoidais representam o tipo mais utilizado em suspensões automotivas. Seu projeto é baseado na utilização da propriedade elástica de um fio (ou arame) em torção para produzir uma relação entre força (de tração ou compressão) e deslocamento sendo que esta relação pode ser linear ou não linear. Em sua forma mais usual a mola helicoidal apresenta o diâmetro da espira, o diâmetro do arame e o passo de hélice constantes, contudo existe uma ampla série de

possibilidades envolvendo esses parâmetros e o formato das extremidades das molas que podem proporcionar comportamentos bem específicos.

Normalmente as molas de suspensão trabalham à compressão e apresentam comportamento linear de acordo com a lei de Hooke. Desta forma, na fase elástica do material as deformações serão proporcionais ao esforço aplicado e com isto surge um parâmetro importante que relaciona a deflexão da mola com o seu carregamento. Esta propriedade é definida como sendo o coeficiente de rigidez (*Spring Rate*).

Uma formulação analítica capaz de estimar a rigidez da mola com base nas suas propriedades geométricas e de material pode ser deduzida da resistência dos materiais (Milliken e Milliken, 1995). A seleção de molas helicoidais para um projeto pode ainda levar em conta a máxima tensão cisalhante causada pela curvatura do arame na mola durante a aplicação da carga.

A mola de torção é usada de forma que a propriedade elástica de uma barra esbelta é usada para produzir uma relação entre esforços e deslocamento angular de maneira equivalente ao que ocorre com as molas helicoidais. Estas molas são normalmente empregadas nas suspensões automotivas com a finalidade de reduzir o ângulo de rolamento da carroceria em situações de curvas (movimento de rotação em torno do eixo longitudinal), sendo nestes casos chamadas de barras estabilizadoras.

Seu funcionamento baseia-se na transformação dos esforços que aparecem em função do rolamento da carroceria em relação à suspensão em torque na barra estabilizadora que resiste a este movimento de acordo com a sua rigidez à torção. Esta rigidez torcional é caracterizada pela geometria da mola e das propriedades do material.

A influência de uma barra estabilizadora sobre um veículo pode ser caracterizada basicamente através da definição de um coeficiente ou curva de rigidez.

De maneira geral, as expressões matemáticas que permitem determinar a rigidez torcional deste tipo de mola representam boas estimativas somente para pequenos valores do ângulo de rotação. Seu dimensionamento depende da definição da máxima tensão cisalhante, sendo que considerações mais detalhadas sobre seu desempenho podem ser encontradas em Milliken e Milliken (1995).

Cabe comentar que alguns veículos utilizam molas de torção como elemento principal de rigidez de seus sistemas de suspensão e não apenas como barras estabilizadoras, como por exemplo, o VW Fusca.

Além das molas helicoidais e de torção, as molas de lâminas representam outro tipo de mola bastante empregado principalmente em veículos de carga. Devido ao maior número de variáveis envolvidas na sua definição geométrica e física a caracterização de seu comportamento torna-se mais complexa. Por exemplo, a largura

e a espessura das lâminas podem ser combinadas ou em alguns casos podem variar ao longo do comprimento, a fixação e a aplicação do carregamento também podem ser modificadas.

Estendendo a formulação analítica desenvolvida para a flexão simples de uma viga de perfil quadrado com extremidades engastada e livre e desconsiderando o atrito existente entre as lâminas, podem ser escritas as expressões básicas para a análise do comportamento de uma mola de lâmina.

Um quarto tipo de mola é a mola a ar, que consiste em um reservatório estanque composto de um fole feito de camadas de borracha reforçada por cordões de alta tenacidade e fechado por fixações metálicas. Este conjunto é projetado para operar com pressão interna de ar comprimido, água ou soluções de água-glicol.

A energia introduzida no sistema pelas irregularidades da pista é transmitida à mola a ar, sendo então transformada em energia potencial pela compressão do ar dentro da mola.

Os parâmetros que determinam as características de molas a ar são a altura de projeto (ponto ou a faixa ideal de altura na qual a carga deve ser sustentada), a área efetiva (área reativa necessária para suportar uma determinada carga a uma pressão interna específica), a carga, a pressão e volume internos.

Uma segunda classe de componentes importantes são os dissipativos, também chamados de amortecedores. Estes elementos de ligação exercem uma força que resiste ao movimento (sentido contrário à velocidade relativa de suas extremidades) cujo módulo é proporcional à velocidade. Sua função básica é limitar a velocidade e a amplitude de movimentos que ocorrem nos componentes da suspensão dissipando a energia introduzida pelas excitações. Os amortecedores são posicionados de forma a dissipar a energia associada ao movimento relativo entre a carroceria e a suspensão, porém em alguns casos aparece também entre o chassi e a carroceria e no sistema de direção do veículo (Gillespie, 1992).

A história do amortecimento em veículos tem seu início em meados do século 19 com a dissipação de energia sendo feita através do atrito entre as lâminas das molas empregadas em carruagens (Dixon, 1999). Com o aparecimento do motor de combustão interna houve um aumento da velocidade de operação dos veículos, promovendo o interesse pela descoberta de novas formas de amortecimento que permitissem dissipar uma maior quantidade de energia.

Atualmente os amortecedores têm seu princípio de funcionamento baseado no atrito viscoso que aparece quando um fluido passa através de válvulas com orifícios calibrados.

Analisando o veículo como um sistema dinâmico vibratório, observa-se que o amortecimento imposto por estes dispositivos serve fundamentalmente para evitar

oscilações indesejáveis dos componentes, respostas com “overshoot” e influência de ressonâncias.

Do ponto de vista da montagem dos amortecedores, duas preocupações são importantes para garantir seu desempenho. Primeiro é a necessidade de diminuir a transmissão de vibrações de pequena amplitude e alta frequência para a estrutura do veículo. Isto é feito com a utilização de buchas de borracha nas extremidades do amortecedor. O segundo aspecto que deve ser observado é a inclinação de montagem do amortecedor. Considerando que a posição vertical é a mais eficiente (uma vez que toda a componente da velocidade passa por ele), recomenda-se que a inclinação do amortecedor em relação à vertical não exceda 30°. Nesta condição a perda de eficiência no aproveitamento da força gerada é maior que 15%. Além disto, inclinações maiores que 45° podem resultar em problemas de sucção de gás pelo pistão do amortecedor (Dixon, 1999).

Matematicamente o comportamento do amortecedor pode ser traduzido como uma proporcionalidade (coeficiente de amortecimento) entre a velocidade (entre seus terminais) e a força resistiva. No entanto sua atuação é não-linear e diferenciada em função do sentido de operação, uma vez que ele impõe uma maior resistência ao movimento durante a tração (alongamento) do que durante a compressão. Também, segundo Gillespie (1992), esta atuação promove cargas de extensão aproximadamente três vezes maiores do que as cargas de compressão em veículos de passageiros.

A atuação de um amortecedor pode ser vista sob três formas, passiva, semi-ativa e ativa, que se diferenciam basicamente pela possibilidade de alteração da absorção de energia durante o movimento do veículo. As diferentes influências destas atuações têm sido estudadas como em Hac e Youn (1993), Karnopp (1990) e Nürnberger et al. (1999).

As buchas de suspensão e coxins também são componentes flexíveis encontrados nos veículos. Sua principal aplicação é nas interfaces dos componentes móveis (braços das suspensões, barras estabilizadoras, molas e amortecedores) onde são responsáveis por estabelecer um certo grau de complacência aos movimentos permitidos. Já os coxins são geralmente encontrados na montagem do conjunto propulsor e da carroceria no chassi do veículo.

Em sua configuração mais típica, a bucha de suspensão é composta por uma peça cilíndrica de borracha protegida internamente e externamente por superfícies metálicas.

Para os veículos de passeio estes dispositivos são confeccionados em borracha vulcanizada com a função principal de isolar as vibrações e de compensar possíveis erros de alinhamento e fabricação das peças. Contudo, para casos mais específicos como veículos de alto desempenho ou competição existem buchas de metal, plástico (*Urethane bushings*) e nylon que limitam os movimentos de acordo com as restrições cinemáticas



impostas. Em comparação com as buchas de borracha, estes materiais apresentam maior rigidez impedindo que folgas ou deflexões entre componentes das suspensões e da direção prejudiquem a manobrabilidade e o alto desempenho.

Os componentes de borracha apresentam naturalmente um comportamento não-linear dependente do nível e da taxa de deformação, mas em alguns casos este comportamento pode ser aproximado por uma relação linear entre força e deformação. Neste caso a aplicação de deformações senoidais com diferentes amplitudes resultará em sinais de força também senoidais de mesma frequência, porém defasados. Esta defasagem é usada para indicar o grau de amortecimento introduzido pelo componente.

De maneira geral a literatura tem apresentado os pneus como um dos elementos mais importantes presentes em um veículo. Esta importância é atribuída às suas funções de suportar o carregamento vertical, absorver impactos e desenvolver as forças longitudinais e laterais associadas ao controle do movimento do veículo sobre a pista.

Gillespie (1992) enfatiza que, com exceção das forças aerodinâmicas, todas as demais forças de excitação externas e de controle que agem no veículo são geradas no contato entre o pneu e o solo. Isto torna o estudo do comportamento dinâmico dos pneus um aspecto fundamental na análise dinâmica e no projeto estrutural de veículos.

A estrutura dos pneus é composta de uma carcaça moldada em uma matriz de borracha reforçada com cordonéis flexíveis (lonas) de elevado módulo de elasticidade. Estes cordonéis são responsáveis por suportar as tensões, enquanto a matriz de borracha serve de suporte estrutural, elemento de vedação para o gás de enchimento e estabelece o contato pneu/solo onde vai se desenvolver a força de atrito.

Revestindo o perímetro externo do pneu está a banda de rodagem, que é a parte de borracha composta por gomos e canais que mantém contato com a pista. A profundidade típica dos sulcos de pneus para veículos de passeio é de 8 mm quando a banda de rodagem está nova (12 a 14 mm para caminhões), o que proporciona as condições necessárias de aderência, resistência ao desgaste, refrigeração e drenagem de água.

Entre os diversos parâmetros de projeto que influenciam a dinâmica do pneu deve-se destacar o ângulo entre os fios das lonas que compõe a carcaça e o plano circunferencial de simetria do pneu. De acordo com esta característica, os pneus são classificados em diagonais e radiais. Os pneus diagonais apresentam várias camadas de lonas dispostas segundo um ângulo de aproximadamente  $35^\circ$  a  $40^\circ$ . Em operação, as lonas são submetidas à flexão e à fricção, levando a distorções da carcaça, desgaste e elevada resistência ao rolamento.

Nos pneus radiais as lonas são dispostas segundo um ângulo de  $90^\circ$  em relação ao plano circunferencial, sendo reforçadas na região da banda de rodagem por uma cinta



composta de lonas com pequeno ângulo (cerca de 20°) com a periferia do pneu. Esta configuração proporciona vantagens como baixa distorção da carcaça quando submetida a flexão, ausência de escorregamento entre a banda de rodagem e a pista e menor desgaste.

As forças provenientes de um pneu são resultantes de esforços normais e cisalhantes distribuídos pela área de contato pneu-solo, sendo geradas basicamente por dois mecanismos. O principal mecanismo é a adesão superficial que está associado à ligação intermolecular da borracha com os agregados da pista. A histerese representa a dissipação de energia da borracha, contribuindo para a geração das forças à medida que a banda se deforma ao deslizar sobre (e englobar) os agregados da pista.

As propriedades de tração dos pneus são comumente relacionadas ao coeficiente de atrito nas condições de força máxima (atrito estático) e de escorregamento total (atrito dinâmico). Estes coeficientes dependem de uma série de fatores, dentre os quais destacam-se a carga vertical, a superfície da pista, a pressão de enchimento e a velocidade.

O aumento da carga vertical reduz o coeficiente de atrito tanto em pista seca quanto pista molhada. Isto significa que à medida que a carga vertical aumenta, a força máxima de atrito não aumenta proporcionalmente (Kamal, 1982).

As condições da superfície da pista exercem influência direta nos coeficiente de atrito, uma vez que o pneu isolado não pode desenvolver este tipo de força. Em pista seca, a pressão de enchimento exerce pouca influência no coeficiente de atrito. Em pista molhada, a elevação da pressão provoca um aumento significativo de ambos os coeficientes (estático e dinâmico). Este aumento ocorre porque a elevação da pressão reduz a área de contato e aumenta a pressão específica sobre ela, tornando mais fácil o rompimento da camada de água que se forma sobre a pista. Aliado a isto, ocorre um alargamento dos canais de escoamento de água da banda de rodagem, melhorando a drenagem.

Em pista seca, o aumento da velocidade acarreta uma redução dos coeficientes de atrito. Em pista molhada, esta característica é ainda mais acentuada devido à dificuldade crescente de drenagem da água depositada sob a banda de rodagem. Em casos extremos pode ocorrer o fenômeno da aquaplanagem, que acontece quando o pneu girando sobre a água adquire sustentação hidrodinâmica e perde completamente o contato com o solo.

As propriedades laterais de um pneu aparecem quando durante seu rolamento uma força lateral o desvia de sua rota, criando um ângulo de desvio (*slip angle*) entre a direção do seu plano vertical de simetria e a direção do movimento de translação. À medida que o pneu avança rolando na direção do movimento, os elementos da banda permanecem em contato com o solo, mas são defletidos lateralmente em relação ao pneu. Quando a força lateral agindo no elemento ultrapassa a força limite de atrito disponível, ocorre o

deslizamento. A integral das forças elementares sobre a área de contato fornece a força lateral total agindo no seu centróide.

Normalmente, o comportamento lateral de pneus é caracterizado em condições de regime permanente (carga vertical e ângulo de desvio constantes), sendo que a inclinação inicial da curva da força lateral em relação ao ângulo de desvio recebe o nome de rigidez lateral (*Cornering stiffness*). A capacidade de geração de forças laterais depende de diversos fatores construtivos e operacionais de um pneu como o tipo, a carga vertical e a pressão de enchimento.

A resistência ao rolamento é uma das mais importantes forças que atuam no sentido de retardar o movimento do veículo. Esta força ocorre sempre que o pneu começa a girar e sua origem é atribuída a diversos fatores, associados principalmente à dissipação de energia que ocorre nos pneus durante o giro. O principal responsável por esta dissipação de energia é a deflexão da lateral do pneu que ocorre quando esta passa pela região do contato. Os fatores que afetam a resistência ao rolamento são todos aqueles que de alguma forma exercem influência sobre a intensidade da dissipação de energia nos pneus, como pressão de enchimento (que afeta a sua rigidez e conseqüentemente a sua deflexão sob carga), temperatura (também exerce influência sobre a rigidez) e a velocidade (afeta a taxa com que a energia é dissipada).

A resistência ao rolamento pode ser caracterizada através de medições experimentais para uma determinada condição de uso específica, ou estimada de acordo com expressões empíricas desenvolvidas para diversas aplicações (Gillespie, 1992).

### 3.2.3 Sistemas de Suspensão

As principais funções de um sistema de suspensão são manter as rodas em contato permanente com o solo, suportar as forças de controle nos pneus, resistir ao movimento da carroceria, proporcionar flexibilidade vertical e isolar o veículo das irregularidades da pista.

De maneira geral o sistema de suspensão influencia a dinâmica do veículo em vários aspectos como conforto, estabilidade lateral e controle direcional, tendo como requisitos de avaliação o seu desempenho, custo, peso, dimensões, fabricação e montagem.

Os sistemas de suspensão podem ser classificados de forma ampla como eixos rígidos e suspensões independentes.

Nas suspensões de eixo rígido as rodas são montadas nas extremidades de um eixo e por isso apresentam movimentos dependentes. Devido às suas características estruturais, os eixos rígidos são normalmente encontrados em veículos com grande capacidade de carga. Sua principal vantagem é a manutenção do ângulo de camber e do alinhamento das

rodas, independentemente dos movimentos da carroceria. Contudo, o peso elevado associado à massa não suspensa e o grande espaço necessário para a montagem e movimentação do eixo restringem a sua aplicação em veículos compactos. Além disto, quando as suspensões de eixo rígido são utilizadas na dianteira de um veículo pode aparecer um comportamento ruim denominado “*Shimmy*”. Esta vibração descontrolada do sistema de direção aparece em função do efeito giroscópico associado à dependência dos movimentos das rodas.

Nas suspensões independentes as rodas possuem movimentos independentes proporcionando vantagens do ponto de vista do projeto de um veículo como maior curso da suspensão e maior rigidez ao rolamento da carroceria. Estes sistemas são utilizados em suspensões dianteiras e traseiras de veículos de passeio sob diferentes configurações como Trailing Arm, Short-long Arm, Macpherson e Twist Beam Axle (Gillespie, 1992).

### 3.2.4 *Sistemas de Propulsão e Transmissão*

O motor ou propulsor é a unidade geradora de energia para o movimento do veículo. Suas principais características são definidas por curvas características de torque e potência em função da rotação. Estas curvas são obtidas através testes realizados em bancos dinamométricos.

Essencialmente a transmissão conduz a potência gerada no motor às rodas permitindo que o veículo inicie o movimento a partir do repouso com o motor funcionando continuamente. Ela também estabelece uma relação de transmissão variável entre motor e as rodas que permite a progressão da velocidade e possibilita a imobilização do veículo através do desacoplamento entre motor e rodas.

Happian-Smith (2002) afirma que freqüentemente os componentes do sistema de propulsão e transmissão são considerados parcelas significativas na característica estrutural do veículo, principalmente quando são analisados os aspectos de ruído, vibrações e rumorosidade (*NVH – Noise Vibration e Harshness*). Desta forma, a rigidez do conjunto será importante para a determinação da magnitude e freqüências de vibração, além de contribuir para a integridade física do veículo em situações de colisão. Nestas situações as dimensões e propriedades de inércia do sistema devem ser levadas em consideração pela possibilidade de intrusão no habitáculo dos ocupantes.

O posicionamento do conjunto propulsor no veículo afeta o espaço disponível para a montagem dos componentes, a distribuição de peso, a resistência da estrutura que suporta o torque motriz, os aspectos de conforto, a manobrabilidade, a segurança da estrutura e proteção dos ocupantes.

Um componente importante do sistema de transmissão é o diferencial, principalmente quando se trata de veículos com tração nas quatro rodas (4x4). Neste caso, o comportamento do diferencial diante das diversas condições de uso define a qualidade e segurança associados ao controle direcional do veículo. O diferencial consiste em um dispositivo que tem a função de equilibrar as velocidades e torques entre as rodas de um eixo em situações em que o veículo realiza uma curva (ou perde tração). Neste caso, os pneus externos percorrem um caminho mais longo que os internos e a diferença entre os espaços percorridos é compensada no diferencial através de engrenagens cônicas chamadas de planetárias e satélites.

### 3.3 Análise do comportamento dinâmico

A análise do comportamento dinâmico de um veículo envolve o estudo de vários aspectos associados aos seus movimentos e de seus sub-sistemas.

Dixon (1999) classifica o comportamento de um veículo em duas categorias. A primeira refere-se aos estudos dos movimentos característicos da estrutura devido às irregularidades de pista como movimentos verticais e de rotação (*ride*). Neste aspecto as suspensões têm um papel fundamental, promovendo o conforto dos passageiros pela minimização dos movimentos através de uma seleção adequada de parâmetros como rigidez e amortecimento.

A segunda categoria é a qualidade do controle direcional do veículo pelo motorista ou "*handling*", estando associada às características de segurança e manutenção do veículo na trajetória desejada sob altas acelerações (longitudinal e lateral).

A busca de um comportamento dinâmico adequado depende da relação de compromisso entre "*ride*" e "*handling*", uma vez que o máximo desempenho associado a estes aspectos não pode ser obtido simultaneamente. Por exemplo, a diminuição da rigidez da suspensão reduz a frequência natural da massa suspensa podendo levar a um aumento do conforto, mas pode também reduzir o desempenho do veículo em manobras de aceleração, frenagem ou curvas.

#### 3.3.1 Dinâmica Longitudinal

A análise do comportamento longitudinal do veículo depende inicialmente do estudo de seu desempenho à aceleração. Segundo Gillespie (1992), este desempenho em altas velocidades depende fundamentalmente das características do conjunto propulsor e a baixas velocidades depende da capacidade de tração dos pneus no solo.

### 3.3.1.1 Desempenho em Aceleração Limitada pela Potência

Tendo a potência do motor como fator limitante, o equacionamento do desempenho se baseia na segunda lei de Newton escrita na direção longitudinal do veículo e relaciona as forças de tração, resistência ao rolamento, arrasto aerodinâmico e inclinação da pista, conforme mostrado na Eq. (3.3):

$$F_x - \underbrace{(R_x - D_a - F_{inc})}_{\text{Forças de resistência}} = (M_v + M_r) \cdot a_x \quad (3.3)$$

onde:

- $F_x$  é a força disponível para vencer as resistências ao movimento;
- $R_x$  representa a parcela da resistência ao rolamento dos pneus;
- $D_a$  indica a resistência gerada pelo arrasto aerodinâmico do veículo;
- $F_{inc}$  define a influência da inclinação da pista;
- $M_v$  é massa do veículo;
- $M_r$  representa a inércia rotativa dos componentes.

A força de tração ( $F_x$ ) é a força disponibilizada pelo motor e transmitida ao solo, pode ser escrita como na Eq. (3.4):

$$F_x = \frac{T_e \cdot N_{tf} \cdot \eta_{tf}}{r} \quad (3.4)$$

onde:

- $T_e$  é o torque no motor;
- $N_{tf}$  representa a relação de transmissão total para determinada marcha desde a entrada da caixa de câmbio até os semi-eixos das rodas;
- $\eta_{tf}$  indica o coeficiente de eficiência da transmissão, levando em conta as perdas;
- $r$  é o raio da roda.

A força de resistência ao rolamento ( $R_x$ ) representa uma das principais parcelas de resistência ao movimento do veículo. Conforme citado anteriormente, entre os fatores responsáveis por esta força podemos citar: a dissipação de energia devido à deflexão das laterais da carcaça dos pneus e bandas de rodagem, deflexão da superfície da pista e arrasto aerodinâmico interno e externo dos pneus.

Várias formulações têm sido desenvolvidas para tentar representar a resistência ao rolamento imposta pelos pneus ao movimento do veículo. Entretanto, o estabelecimento de uma equação geral que leva em conta todas as variáveis envolvidas é uma tarefa praticamente impossível devido ao elevado nível de interação entre cada um dos fatores.

De maneira geral, as formulações tentam representar a resistência ao rolamento como função da velocidade do veículo, levando em conta na forma de parâmetros de ajuste os fatores de pressão de enchimento, temperatura, carregamento e características específicas do pneu, conforme mostrado na Eq. (3.5):

$$R_x = f_r \cdot W \quad (3.5)$$

onde:

- $f_r$  é o coeficiente de resistência ao rolamento;
- $W$  é o peso total do veículo.

Assim, a definição da força de resistência ao rolamento depende da caracterização do coeficiente adequado para a aplicação em estudo. Dentre as abordagens apresentadas destaca-se uma formulação que representa o coeficiente de resistência como uma função quadrática da velocidade, conforme Eq. (3.6) (Gillespie, 1992):

$$f_r = f_o + 0,00258 \cdot f_s \cdot v^{2,5} \quad (3.6)$$

onde: -  $f_o$  e  $f_s$  são parâmetros dependentes da pressão de enchimento dos pneus e da superfície da pista;  
-  $v$  é a velocidade do veículo em m/s.

O coeficiente de resistência pode ser também representado através de uma constante estimada de maneira mais geral segundo a Tabela 3.1 (Gillespie, 1992).

Tabela 3.1 – Coeficientes de resistência ao rolamento.

Tipo de Veículo	Concreto	Superfície de dureza intermediária	Areia
Passageiro	0,015	0,08	0,30
Caminhão leve	0,012	0,06	0,25
Caminhão trator	0,020	0,04	0,20

A força de arrasto aerodinâmico ( $D_a$ ) representa a influência do ar agindo sobre o veículo como uma força de resistência dependente de várias características do meio ambiente e do próprio veículo. Hucho (1998) apresenta um estudo amplo e detalhado de todos os fenômenos associados à aerodinâmica veicular.

Basicamente, o fenômeno do arrasto aerodinâmico é importante em altas velocidades e pode ser formulado como mostra a Eq. (3.7):

$$D_a = 0,5 \cdot \rho \cdot A \cdot C_d \cdot v^2 \quad (3.7)$$

onde: -  $\rho$  indica a densidade do ar ( $1,3 \text{ kg/m}^3$  em condições normais de temperatura e pressão);

-  $A$  representa a área frontal do veículo;

-  $C_d$  é o coeficiente de arrasto aerodinâmico, determinado experimentalmente e depende principalmente da forma da carroceria do veículo;

-  $v$  é a velocidade do veículo em m/s.

A força devido à inclinação da pista ( $F_{inc}$ ) representa a influência de uma componente do peso aplicada a favor ou contra o movimento do veículo em pistas inclinadas. Ela pode ser escrita como na Eq. (3.8):

$$F_{inc} = W \cdot \sin \theta \quad (3.8)$$

onde: -  $W$  é o peso total do veículo;

-  $\theta$  representa o ângulo de inclinação do pista.

### 3.3.1.2 Desempenho em Aceleração Limitada pela Aderência

Neste aspecto da dinâmica considera-se que a aceleração pode ser limitada pelo coeficiente de atrito entre o pneu e o solo, que relaciona a força de tração e a carga vertical aplicada sobre o pneu. Assim, a força longitudinal pode ser escrita como mostrado na Eq. (3.9).

$$F_x = \mu \cdot W \quad (3.9)$$

onde: -  $\mu$  representa o coeficiente de atrito estático.

Contudo, o peso do veículo distribuído em cada uma de suas rodas depende do carregamento estático nos eixos e da transferência de peso devido às acelerações lateral e longitudinal. Além disto, deve ser considerado no equacionamento do desempenho as características da suspensão (eixo rígido ou independente), diferencial (bloqueante ou não) e qual é o eixo que proporciona a tração (dianteiro, traseiro ou 4x4) (Gillespie, 1992).

Para este estudo são consideradas as características da operação normal de um veículo com tração traseira, suspensão de eixo rígido e com diferencial bloqueante. Esta hipótese nos deixa com a Eq. 6.10 para o cálculo da força longitudinal.

$$F_x = \mu \cdot W_r = \mu \cdot \left[ W \cdot \left( \frac{b}{L} + \frac{a_x}{g} \cdot \frac{h}{L} \right) \right] \quad (3.10)$$

onde: -  $W_r$  é o peso no eixo traseiro do veículo;

-  $L$  é a distância entre eixos;

-  $b$  representa a distância entre o CG do veículo e o eixo dianteiro;

-  $h$  é a altura do CG;

-  $g$  é a aceleração da gravidade;

-  $a_x$  é a aceleração longitudinal experimentada pelo veículo.

Desconsiderando a ação das forças resistivas, a aceleração longitudinal ( $a_x$ ) pode ser expressa como sendo a força longitudinal ( $F_x$ ) dividida pela massa do veículo. Portanto a força máxima conseguida para tração do veículo fica definida na forma da Eq. (3.11).

$$F_{x_{MAX}} = \frac{\mu \frac{W \cdot b}{L}}{1 - \mu \cdot \frac{h}{L}} \quad (3.11)$$

A partir da Eq. (3.11) estima-se a força de tração máxima conseguida para um veículo sob a influência de seus parâmetros característicos  $W$ ,  $b$  e  $L$ .

### 3.3.1.3 Desempenho à Frenagem

A equação geral para o desempenho à frenagem é obtida através da segunda Lei de Newton aplicada ao modelo mostrado na Fig. 3.1, o que resulta na Eq. (3.12).



$$M_v \cdot a_x = -\frac{W}{g} D_x = -F_{xf} - F_{xr} - D_a - W \cdot \sin \theta \quad (3.12)$$

onde: -  $F_{xf}$  e  $F_{xr}$  são as forças de frenagem no eixo dianteiro e traseiro, respectivamente.

Partindo da Eq. (3.12) pode-se desenvolver outras formulações que permitem o cálculo do tempo para mudança de velocidade, tempo de parada e da distância percorrida durante a desaceleração.

Um aspecto a ser considerado é que a frenagem pode ser analisada em termos da energia absorvida pelo sistema de freios a partir da energia cinética experimentada pelo veículo. A estimativa da absorção de energia ao longo do tempo representa a potência de frenagem e fornece indicadores do desempenho associado ao sistema de freios.

Em nível de sistema, o desempenho a frenagem está ligado ao limite de atuação dos freios. A partir desta fronteira o veículo experimenta perda de aderência com o travamento das rodas e conseqüentemente a possível perda de controle direcional.

Pensando na condição ideal de operação, as duas suspensões deveriam chegar ao limite simultaneamente. Contudo, o efeito da transferência de peso durante a desaceleração reduz a carga vertical nas rodas traseiras na mesma proporção que aumenta a carga nas rodas dianteiras. Este efeito produz forças máximas de frenagem diferentes, conforme mostrado nas equações (3.13) e (3.14).

$$F_{xmf} = \mu_p \cdot W_f = \mu_p \cdot \left[ W_{fs} + \frac{h}{L} \frac{W}{g} \cdot D_x \right] \quad (3.13)$$

$$F_{xmr} = \mu_p \cdot W_r = \mu_p \cdot \left[ W_{rs} - \frac{h}{L} \frac{W}{g} \cdot D_x \right] \quad (3.14)$$

onde: -  $F_{xmf}$  e  $F_{xmr}$  são as forças de frenagem máximas no eixo dianteiro e traseiro;

-  $\mu_p$  é o fator de atrito máximo;

-  $W_{fs}$  e  $W_{rs}$  são os carregamentos estáticos no eixo dianteiro e traseiro.

Este desequilíbrio nas forças de frenagem é contornado através do controle de proporcionalidade no circuito hidráulico de acionamento do freio. Isto permite que a pressão no sistema de freio seja distribuída de forma desigual entre a suspensão dianteira e traseira.

Vale ressaltar que existem diferentes tipos de sistema de freios (disco ou tambor) que afetam o desempenho do veículo. A discussão a respeito das características, vantagens

e desvantagens de cada um deles não fez parte dos estudos realizados e pode ser facilmente encontrada na bibliografia (Gillespie, 1992).

#### 3.3.1.4 Características Anti-Pitch na Suspensão

A transferência de peso da parte dianteira para a traseira de um veículo quando sujeito a aceleração longitudinal implica em movimentos importantes da carroceria. Estes movimentos se caracterizam pelo abaixamento da suspensão traseira (*Squat*) e pelo levantamento da suspensão dianteira (*Lift*). A definição adequada destes movimentos confere ao veículo características desejadas de estabilidade e segurança.

Em Gillespie (1992) encontra-se o desenvolvimento completo de como qualquer suspensão pode ser representada por um sistema com um braço de suspensão único, ou braço equivalente, conforme ilustrado na Fig. 3.2.

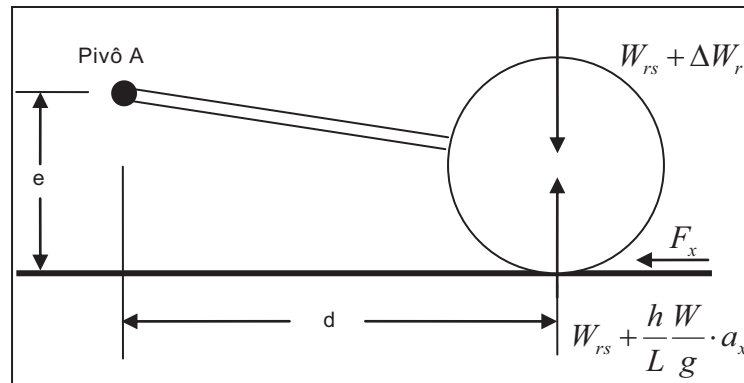


Figura 3.2 – Forças agindo no eixo traseiro durante aceleração.

O termo  $\Delta W_r$  representa a variação no estado da mola de suspensão e seu valor pode ser obtido com o equilíbrio de momentos em torno do pivô A, conforme Eq. (3.15).

$$\Delta W_r = \frac{hW}{Lg} \cdot a_x - F_x \cdot \frac{e}{d} = K_r \cdot \delta_r \quad (3.15)$$

onde: -  $K_r$  é a rigidez da suspensão traseira;

-  $\delta_r$  representa a deflexão da suspensão.

Considera-se agora que  $F_x$  depende do peso do veículo, conforme Eq. (3.16).

$$F_x = M_v \cdot a_x = \frac{W}{g} \cdot a_x \quad (3.16)$$

Substituindo a Eq. (3.16) em (3.15), tem-se a Eq. (3.17) para  $\Delta W_r$  igual a zero, ou seja, deflexão nula na suspensão traseira sob influência do carregamento dinâmico. Nesta condição o veículo apresenta um efeito “*anti-squat*” igual a 100%.

$$\frac{h}{L} = \frac{e}{d} \quad (3.17)$$

Se considerarmos que a dianteira do veículo será sujeita a uma elevação de  $\delta_f$  estima-se o ângulo resultante (ângulo de *pitch*) dos dois movimentos (*squat* e *lift*) através da Eq. (3.18).

$$\Theta_p = \frac{1}{L} \frac{W}{g} \cdot a_x \cdot \left( \frac{1}{K_r} \frac{h}{L} - \frac{1}{K_r} \frac{e}{d} + \frac{1}{K_f} \frac{h}{L} \right) \quad (3.18)$$

Assim para que o veículo não apresente nenhum movimento de rotação em torno de seu eixo y, basta igualar a Eq. (3.19) a zero, obtendo o efeito “*anti-pitch*” igual a 100%, conforme mostrado na Eq. (3.19).

$$\frac{e}{d} = \frac{h}{L} \cdot \left( 1 + \frac{K_r}{K_f} \right) \quad (3.19)$$

Segundo Gillespie (1992), espera-se sempre que exista um certo grau de “*pitch*” durante a aceleração do veículo. Este efeito não pode ser considerado sem a análise de outras formas de desempenho do veículo, uma vez que este efeito pode ser conflitante com características de frenagem e manobrabilidade ou “*handling*”. Um exemplo disso é a possibilidade de aparecer uma vibração indesejada no eixo com a utilização de um braço de suspensão muito curto.

A Eq. (3.20) mostra uma formulação genérica que estima o valor do ângulo de rotação em função do sistema de suspensão e transmissão.

$$\Theta_p = \frac{1}{L} \frac{W}{g} \cdot a_x \cdot \left( \frac{1}{K_r} \frac{h}{L} - \frac{(1-\xi)}{K_r} \frac{e_r - r}{d_r} + \frac{1}{K_f} \frac{h}{L} + \frac{\xi}{K_f} \frac{e_f - r}{d_f} \right) \quad (3.20)$$

onde: -  $\xi$  representa a fração da força total que é desenvolvida no eixo dianteiro;  
 -  $r$  é o raio da roda.

Para o caso da tração, ser aplicada por apenas um dos eixos, basta fazer o termo  $r$  igual a zero na parte da equação aplicável ao eixo (dianteiro ou traseiro).

Os efeitos “*anti-dive*” e “*anti-lift*” também são características estudadas durante a definição de um sistema de suspensão. Neste caso, o movimento de rotação da carroceria acontece durante uma manobra de frenagem sendo resultado do levantamento da parte traseira do veículo (*anti-lift*) e o abaixamento da parte dianteira (*anti-dive*). A análise deste comportamento pode-se ser feito também através da Eq. (3.20), mas levando-se em conta uma aceleração negativa e  $\xi$  representando a proporcionalidade de frenagem.

Na prática o valor de 100% para “*anti-dive*” é raramente utilizado porque pode afetar negativamente o comportamento dinâmico vertical e não fornece uma sensação de redução de velocidade ao motorista durante a frenagem.

### 3.3.2 Dinâmica Vertical

Freqüentemente, a adequada análise matemática dos movimentos verticais torna necessário representar as rodas como massas separadas da carroceria. Neste caso a massa que representa a estrutura principal do veículo é chamada de massa suspensa ( $M$ ), e a parte associada às rodas e suspensão de massa não suspensa ( $m$ ).

O termo “*Ride*” é usado como referência às vibrações percebidas pelos sentidos do tato e visão, sendo caracterizadas por estarem na faixa de 0 Hz a 25 Hz. Os fatores que definem estas vibrações constituem um ambiente considerado com um dos mais importantes no julgamento da qualidade de um veículo. Neste contexto, a análise da dinâmica envolve o estudo de 3 aspectos: As fontes de excitação, a resposta dinâmica e a tolerância às vibrações.

As fontes de excitação, em ordem decrescente de importância, vêm basicamente das irregularidades da pista, do conjunto roda/pneu, dos componentes da transmissão e propulsão.

### 3.2.2.1 Excitações provenientes da pista

Tradicionalmente as excitações provenientes da pista são representadas matematicamente como sendo movimentos impostos sob os pneus do veículo. Esta representação pode ser feita através de uma formulação baseada na função densidade espectral de potência. Borges (1999) demonstra como uma pista pode ser caracterizada pela adição de irregularidades aleatórias sobre um perfil básico formado por um conjunto de planos e obstáculos isolados de diferentes formas.

As irregularidades da pista são definidas por uma série de harmônicos dada pela Eq. (3.21), onde as amplitudes  $A_i$  e  $A_j$  correspondem às frequências espaciais  $\Omega_i$  e  $\Omega_j$ , respectivamente, e são calculadas a partir da função densidade espectral de potência  $S(\Omega)$ .

$$Z(x, y) = \frac{1}{2} \left[ \sum_{i=1}^n A_i \sin(\Omega_i x + \phi_i) + \sum_{j=1}^n A_j \sin(\Omega_j y + \psi_j) \right] \quad (3.21)$$

A bibliografia mostra que a função densidade espectral de potência das ondulações de uma pista pode ser representada como sendo proporcional ao inverso da frequência espacial, conforme Eq. (3.22).

$$S(\Omega) = C \Omega^{-N} \quad (3.22)$$

Os coeficientes  $C$  e  $N$ , as frequências espaciais mínima  $\Omega_{min}$  e máxima  $\Omega_{max}$  e o número de harmônicos  $n$ , determinam a amplitude média quadrática para os  $n$  intervalos através da integral da Eq. (3.23). A amplitude  $A_i$  calculada é então associada à frequência  $\Omega_i$ .

$$A_i^2 = \int_{\Omega_{min_i}}^{\Omega_{max_i}} C \Omega^{-N} d\Omega \quad (3.23)$$

### 3.2.2.2 Análise da resposta dinâmica

Conforme citado anteriormente, os fatores que compõem a análise dos movimentos verticais são a excitação da pista, a resposta dinâmica e a tolerância às vibrações. Do ponto de vista da resposta dinâmica, a análise de um veículo como sistema começa com o estudo

de suas propriedades básicas e de seu sistema de suspensão. Uma abordagem muito utilizada para esta análise do comportamento dinâmico é a determinação das relações de entrada e saída. A entrada representa uma excitação externa e a saída é normalmente a vibração do veículo.

A relação entre as amplitudes da saída e das entradas representa um valor de ganho para o movimento, sendo conhecido como transmissibilidade. Esta relação auxilia no estudo de uma propriedade conhecida como a capacidade de absorção das irregularidades da pista, ou no termo em inglês “*ride isolation*”. Para estudar este efeito consideremos o modelo dinâmico de um quarto de veículo ou “*quarter-car*”, conforme ilustrado na Fig. 3.3.

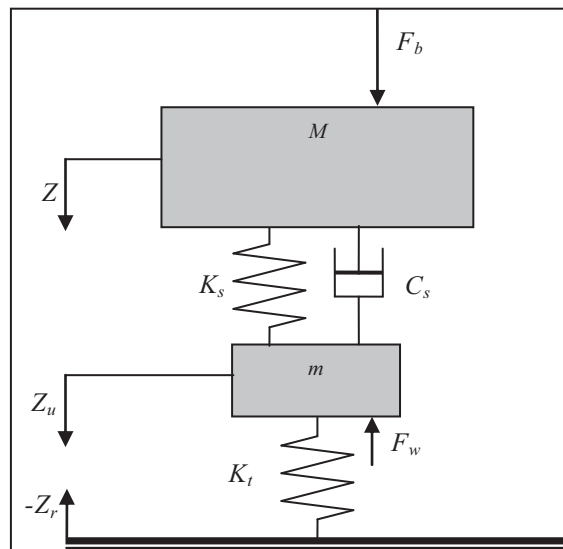


Figura 3.3 – Modelo “quarter-car”.

Neste modelo a suspensão possui rigidez e amortecimento. O pneu é representado somente por um parâmetro de rigidez, embora um certo grau de amortecimento (devido à sua característica visco-elástica) pudesse também ser incluído.

A frequência natural vertical para cada extremidade do veículo pode ser então escrita conforme a Eq. (3.24).

$$\omega_d = \omega_n \cdot \sqrt{1 - \zeta_s^2} \quad (3.24)$$

onde: - A frequência natural não amortecida é  $\omega_n = \sqrt{\frac{K_e}{M}}$

- A rigidez equivalente é dada por  $k_e = \frac{K_s \cdot K_t}{K_s + K_t}$

- O fator de amortecimento é dado por  $\zeta_s = \frac{C_s}{\sqrt{4 \cdot K_s \cdot M}}$

Ainda considerando o diagrama de corpo livre para o modelo “*quarter-car*” pode-se representar o seu comportamento dinâmico usando a 2ª Lei de Newton, conforme equações (3.25) e (3.26).

$$M \cdot \ddot{Z} + C_s \cdot \dot{Z} + K_s \cdot Z = C_s \cdot \dot{Z}_u + K_s \cdot Z_u + F_b \quad (3.25)$$

$$m \cdot \ddot{Z}_u + C_s \cdot \dot{Z}_u + (K_s - K_t) \cdot Z_u = C_s \cdot \dot{Z} + K_s \cdot Z + K_t \cdot Z_r + F_W \quad (3.26)$$

A solução para estas equações pode ser obtida para o domínio da frequência com uma condição harmônica e em regime estacionário, conforme mostrado na Eq. (3.27).

$$\frac{\ddot{Z}}{\ddot{Z}_r} = \frac{K_1 \cdot K_2 + j(K_1 \cdot C \cdot \omega)}{[\kappa \cdot \omega^4 - (K_1 + K_2 \cdot \kappa + K_2) \cdot \omega^2 + K_1 \cdot K_2] + j[K_1 \cdot C \cdot \omega - (1 + \kappa) \cdot C \cdot \omega^3]} \quad (3.27)$$

onde: -  $\kappa$  é a relação entre  $m$  e  $M$ ;  
 -  $C$  é a relação entre  $C_s$  e  $M$ ;  
 -  $K_t$  é a relação entre  $K_t$  e  $M$ ;  
 -  $K_2$  é a relação entre  $K_s$  e  $M$ .

A Fig. 3.4 ilustra o ganho (*response gain*) na resposta para a aceleração da massa suspensa em relação à aceleração imposta pelo perfil da pista utilizando a Eq. (3.27). Este valor de ganho, também conhecido como transmissibilidade, mostra que para frequências próximas de zero a massa suspensa acompanha o perfil da pista (ganho igual a 1) e para frequências de excitação próximas da frequência natural da massa suspensa ocorre a ressonância. Nesta condição o ganho fica normalmente entre 1,5 e 3 para veículos de passageiro. À medida que a frequência (*frequency*) aumenta o movimento da massa suspensa é atenuado podendo aparecer uma pequena elevação quando a excitação provocar a ressonância da massa não suspensa.

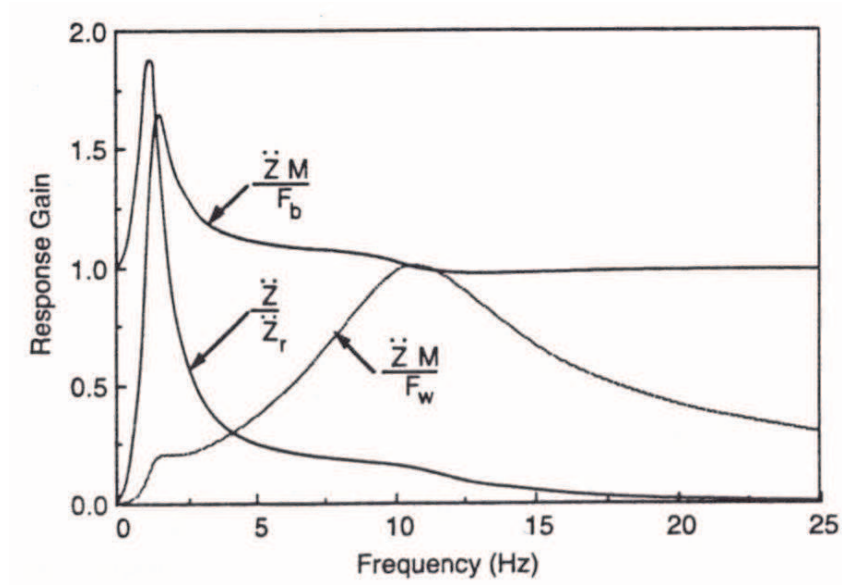


Figura 3.4 – Transmissibilidade para massa suspensa (Gillespie, 1992).

A análise do movimento de rotação do veículo em torno de seu eixo transversal, conhecido como “pitch” é importante para a caracterização do comportamento dinâmico vertical. Neste caso é usado normalmente o modelo “half-car” conforme ilustrado na Fig. 3.5.

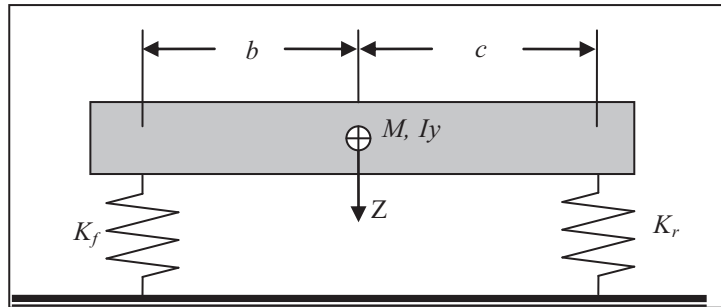


Figura 3.5 – Modelo do veículo para análise de movimento de rotação.

As frequências e os centros de movimento (nós dos modos de vibração) podem ser obtidos através das equações do movimento (3.28).

$$\begin{cases} \ddot{Z} + \alpha \cdot Z + \beta \cdot \theta = 0 \\ \ddot{\theta} + \beta \cdot Z / k^2 + \gamma \cdot \theta = 0 \end{cases} \quad (3.28)$$

onde:

$$\alpha = \frac{(K_f + K_r)}{M}; \quad \beta = \frac{(K_r \cdot c + K_f \cdot b)}{M}; \quad \gamma = \frac{(K_f \cdot b^2 + K_r \cdot c^2)}{M \cdot k^2}; \quad k = \sqrt{\frac{I_y}{M}}$$



Desconsiderando o amortecimento e admitindo uma resposta harmônica para  $Z$  e  $\theta$ , tem-se a partir da Eq. (3.28):

$$-Z \cdot \omega^2 \cdot \sin \omega t + \alpha \cdot Z \cdot \sin \omega t + \beta \cdot \theta \cdot \sin \omega t = 0 \quad (3.29)$$

A solução da Eq. (3.29) pode ser escrita na forma da Eq. (3.30).

$$\frac{Z}{\theta} = -\frac{\beta}{(\alpha - \omega^2)} \quad (3.30)$$

Fazendo o mesmo para a segunda Eq. (3.28), tem-se:

$$\frac{Z}{\theta} = -\frac{k^2 \cdot (\gamma - \omega^2)}{\beta} \quad (3.31)$$

Os valores de  $\omega$  que satisfazem a equação resultante da igualdade entre (3.30) e (3.31) são as frequências naturais de vibração, obtidas através da Eq. (3.32).

$$\omega_{1,2}^2 = \frac{(\alpha + \gamma)}{2} \pm \sqrt{\frac{(\alpha + \gamma)^2}{4} - \left( \alpha \cdot \gamma - \frac{\beta^2}{k^2} \right)} \quad (3.32)$$

Os centros de oscilação são calculados substituindo  $\omega_1$  e  $\omega_2$  nas Eqs. (3.30) e (3.31). O valor de  $Z/\theta$  fornece a posição do centro em relação ao CG do veículo, sendo que para um valor positivo o centro está a frente do CG e negativo está atrás.

Para uma frequência de interesse, a posição do centro de oscilação em relação a distância entre eixos indica se o modo associado é de translação vertical (centro fora da distância entre eixos) ou rotação em torno do eixo transversal ou “*pitch*” (centro dentro do intervalo definido pelas suspensões).

Os critérios de projeto para se obter uma boa qualidade nas características de “*Ride*” ou “*Handling*” tem sido buscados desde 1930 nos estudos de Maurice Olley (Milliken e Milliken, 1995). Ele definiu através de ensaios experimentais regras importantes como a necessidade da suspensão dianteira apresentar uma taxa de rigidez 30% menor que a da suspensão traseira, a frequência do movimento vertical ser aproximadamente 1,2 vezes a frequência do movimento de pitch, nenhuma das frequências deveria ser maior que 1,3 Hz e a frequência de rotação em torno do eixo longitudinal (*roll*) deveria ser aproximadamente

igual às frequências vertical e de pitch. Estas regras buscam, entre outros objetivos, garantir que durante a passagem do veículo por obstáculos na pista, as oscilações deixem de ser preferencialmente de rotação para se tornarem oscilações verticais, mais toleráveis pelos ocupantes.

### 3.2.2.3 Tolerância a vibrações

O estudo da dinâmica vertical se completa com a verificação da percepção humana e da tolerância às vibrações. Isto resulta numa característica subjetiva das análises, aumentando a importância de fatores como o projeto dos bancos, temperatura, ventilação, espaço interno, etc. Esta característica torna o assunto controverso entre as entidades e pessoas que o estudam.

Na Fig. 3.6 são mostradas as propostas de regiões limitantes ao conforto dos passageiros para diferentes entidades.

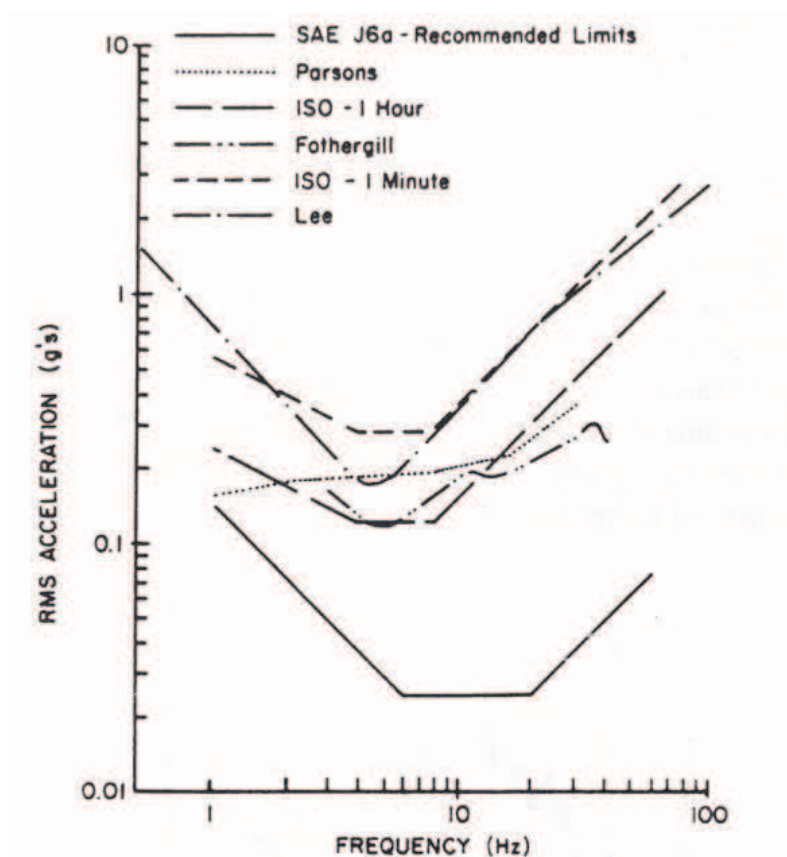


Figura 3.6 - Regiões limitantes ao conforto dos passageiros (Gillespie, 1992).

Duas considerações podem ser feitas com base na Fig. 3.6, a medição do conforto através dos níveis RMS de aceleração experimentados pelas pessoas e a predisposição ao desconforto para a faixa de frequência de 4 Hz a 8 Hz para movimentos verticais.

### 3.2.3 Dinâmica Lateral

O comportamento lateral de um veículo representa um aspecto importante na dinâmica global do sistema, sendo normalmente relacionado com manobrabilidade e estabilidade. Em termos gerais este aspecto pode ser entendido como a facilidade com que o motorista consegue controlar o veículo durante uma manobra, expressando uma medida geral da combinação entre o veículo e o motorista.

Para a caracterização do comportamento do veículo sem a influência do motorista, é utilizada uma abordagem chamada de “*open loop*”, que se refere à resposta do veículo quando sujeito a uma trajetória determinada.

O estudo do comportamento em curva pode ser dividido em dois momentos, curva em baixa velocidade e curva em alta velocidade. A diferença está na necessidade ou não dos pneus gerarem forças laterais. Estas forças são praticamente insignificantes em curvas de baixa velocidade, mas aumentam à medida que a velocidade cresce.

Durante a execução de curvas em alta velocidade o pneu desenvolve uma força lateral que é função do ângulo de desvio  $\alpha$ , definido como o ângulo entre a direção do pneu e a direção da trajetória.

Teoricamente para um ângulo de desvio menor que 5 graus a sua relação com a força lateral é considerada linear, sendo definida pela Eq. (3.33). Contudo, para o modelo analítico responsável pela determinação do comportamento do pneu a função que define a força lateral é linear para quaisquer valores de  $\alpha$ .

$$F_y = C_\alpha \cdot \alpha \quad (3.33)$$

onde: -  $C_\alpha$  é o coeficiente de rigidez lateral devido ao ângulo de desvio.

O ângulo de esterçamento  $\delta$  é um parâmetro importante, definido como a diferença entre a direção do pneu e a direção longitudinal do veículo. Este parâmetro pode ser deduzido através da análise geométrica do veículo em curva, sendo dado pela Eq. (3.34).

$$\delta = \frac{L}{R} + K \cdot a_y \quad (3.34)$$

onde: -  $L$  é a distância entre eixos do veículo;

-  $R$  indica o raio de curvatura da trajetória;

-  $a_y$  representa a aceleração lateral do veículo;

-  $K$  é o gradiente de esterçamento, definido conforme a Eq. (3.35).

$$K = \frac{W_f}{C_{af}} - \frac{W_r}{C_{ar}} \quad (3.35)$$

onde: -  $W_f$  é o carregamento dinâmico vertical nos pneus dianteiros;

-  $C_{af}$  é o coeficiente de rigidez lateral devido ao ângulo de desvio para os pneus dianteiros.

-  $W_r$  é o carregamento dinâmico vertical nos pneus traseiros;

-  $C_{ar}$  é o coeficiente de rigidez lateral devido ao ângulo de desvio para os pneus traseiros.

O comportamento do veículo em curva pode ser classificado segundo o gradiente de esterçamento como veículo neutro, sobre-esterçante, e sub-esterçante.

O veículo neutro apresenta o índice  $K$  igual a zero, de forma que o veículo pode percorrer uma curva de raio constante com velocidade variável sem que haja necessidade de introduzir correções no ângulo de esterçamento.

O veículo sobre-esterçante apresenta o índice  $K$  menor que zero e ao percorrer uma curva de raio constante com velocidade crescente, é necessário introduzir uma correção no ângulo de esterçamento no sentido de diminuí-lo.

O veículo sub-esterçante tem o índice  $K$  maior que zero e ao percorrer uma curva de raio constante com velocidade crescente, é necessário introduzir uma correção no ângulo de esterçamento no sentido de aumentá-lo.

Um critério de desempenho importante para um veículo em curva é a medida da aceleração lateral máxima que ele consegue sustentar.

Para o veículo sobre-esterçante a quantificação de seu desempenho em curva pode ser dada também em termos de sua velocidade crítica. Esta velocidade é definida como sendo aquela em que o veículo percorre uma curva de determinado raio sem que haja esterçamento do volante. Esta situação representa uma condição de instabilidade do comportamento do veículo. A velocidade crítica é dada pela Eq. (3.36).

$$v_{crítica} = \sqrt{-\frac{L \cdot g}{K}} \quad (3.36)$$

No caso do veículo sub-esterçante seu desempenho pode ser quantificado pela velocidade característica, conforme mostrado na Eq. (3.37). Esta velocidade representa a condição (geométrica) em que o ângulo de esterçamento necessário para

negociar a curva é o dobro do ângulo de Ackerman (Gillespie, 1992). Cabe salientar que o fato de atingir ou superar este valor de velocidade não implica em instabilidade do veículo.

$$v_{característica} = \sqrt{\frac{L \cdot g}{K}} \quad (3.37)$$

De forma geral, as considerações levantadas até agora neste capítulo vão ao encontro a uma necessidade de se conhecer os vários aspectos da dinâmica do veículo e os fatores que os influenciam. Esta necessidade tem sua origem na formulação de um procedimento de otimização que tem por função, estabelecer as condições para a definição de um projeto de veículo que atenda aos requisitos de desempenho sob o ponto de vista de vários aspectos simultaneamente.

# CAPÍTULO IV

## TÉCNICAS DE OTIMIZAÇÃO NUMÉRICA

### 4.1 Considerações gerais

O conceito de otimização pode ser entendido como sendo um conjunto de procedimentos que visam promover a melhoria de uma característica tida como importante num dado sistema. Do ponto de vista matemático, esta característica é representada por uma função que ao ser minimizada ou maximizada por algoritmos numéricos define uma condição mais favorável ao sistema, conforme os critérios estabelecidos pela função.

De forma geral a formulação de um problema de otimização (Vanderplaats, 1998) depende inicialmente da definição dos seguintes aspectos:

- Função objetivo  $F(\{X\})$  – define de forma matemática a característica do sistema que se deseja melhorar;
- Variáveis de projeto  $\{X\}$  – parâmetros que influenciam a função objetivo;
- Restrições – restringem por meio de equações, regiões do espaço de projeto (conjunto de todas as possíveis configurações de um sistema) para a função objetivo e ainda delimitam uma faixa de variação (valor mínimo e máximo) para cada variável de projeto.

O equacionamento do problema de otimização pode ser definido como sendo:

$$\text{Minimizar : } F(\{X\}) \quad (4.1)$$

$$\text{Sujeito a : } \begin{cases} G_j(\{X\}) \leq 0 \\ H_k(\{X\}) = 0 \\ \{X\}^l \leq \{X\} \leq \{X\}^s \end{cases} \quad (4.2)$$

A Eq. (4.1) estabelece de forma genérica a função objetivo  $F(\{X\})$  dependente das variáveis de projeto contidas no vetor  $\{X\}$ . Delimitando regiões dentro do espaço de projeto estão as equações em (4.2) que representam as  $j$  restrições de desigualdade  $G_j(\{X\})$ , as  $k$  restrições de igualdade  $H_k(\{X\})$  e  $n$  restrições laterais, sendo  $n$ , o número de variáveis de projeto.

Butkewitsch (1998) ressalta que um problema pode admitir diversas formulações de otimização diferentes, existindo casos em que a importância das restrições é tão elevada, que a função objetivo passa a ser apenas uma referência para se comparar o desempenho do procedimento de otimização. Desta forma, o sucesso da otimização depende muito de uma formulação competente assim como da definição de métodos de solução adequados ao problema.

#### 4.2 Técnicas de Aproximação de Modelos

Existe ainda outro aspecto importante encontrado durante a tentativa de se aplicar com sucesso os procedimentos de otimização, que se refere ao elevado esforço computacional em avaliar as respostas de modelos complexos (Borges et al., 1996). Nestes casos, a necessidade de avaliar muitas configurações de variáveis representa uma dificuldade. Com o objetivo de contornar este problema, surgem técnicas de condensação de modelos (Schmidt; Case, 1999) que proporcionam a obtenção de modelos empíricos baseados nas respostas dos modelos complexos.

Montgomery (1996) apresenta o método da superfície de resposta (RSM – *Response Surface Method*) como um método de condensação baseado na elaboração de polinômios, além de um método de amostragem do espaço de projeto conhecido como planejamento experimental (DOE – *Design of Experiments*). Ambos os métodos serão detalhados adiante.

Welch et al. (1992) mostra que em casos onde a ineficiência dos métodos que envolvem o cálculo de gradientes associa-se a um custo computacional elevado para a avaliação da função objetivo, a otimização de modelos aproximados, ou também conhecidos como meta-modelos, de base estatística torna-se uma abordagem mais apropriada. A vantagem desta abordagem está na forma com que os modelos são elaborados, proporcionando ao código de otimização um espaço de projeto mais bem condicionado e livre de não linearidades de ordem elevada (Butkewitsch, 1998).

A utilização de meta-modelos em otimização multidisciplinar representa uma tendência em estudos relacionados principalmente à indústria aeroespacial e naval, onde os cálculos envolvem a execução, em diferentes áreas da engenharia, de códigos computacionais “pesados” e modelos complexos. Nestas situações a utilização de um modelo capaz de prever o comportamento de uma função sem a execução de códigos de simulação computacional, torna-se um meio rápido de obter informações a respeito do sistema, não aumentando o custo computacional (Simpson et al., 1998).

#### 4.2.1 Método da Superfície de Resposta

A técnica da superfície de resposta foi originalmente desenvolvida para criar modelos empíricos a partir de valores de respostas observadas em experimentos físicos. Normalmente é aplicada em problemas onde não se conhece a relação funcional entre uma determinada resposta de interesse  $\{y\}$  e um conjunto de variáveis independentes  $\{X_1, X_2, \dots, X_n\}$  chamadas de variáveis ou fatores de projeto, onde  $n$  é o número de variáveis independentes (Venter et al., 1998).

Para que um modelo empírico seja construído, um conjunto de valores representando a resposta  $\{y\}$  deve ser obtido para algumas combinações das variáveis de projeto. Em outras palavras essas combinações podem ser entendidas como pontos amostrados em um espaço de projeto  $n$ -dimensional (Balabanov, 1998).

Unal et al. (1997) discute as vantagens e desvantagens de se empregar a metodologia da superfície de resposta em experimentos computacionais no sentido de aproximar um modelo numérico complexo e não linear por um modelo empírico simples.

Um modelo empírico que aproxima a relação entre a resposta  $\{y\}$  e suas variáveis, pode ser traduzido conforme a Eq. (4.3).

$$\{y\} = f(\{X_1, X_2, \dots, X_n\}) + \varepsilon \quad (4.3)$$

onde,  $f(\{X\})$  é uma função a ser determinada, e  $\varepsilon$  o erro aleatório assumido como sendo normalmente distribuído com média nula e variância  $\sigma^2$ .

A função polinomial  $f(\{X\})$  usada para aproximar  $\{y\}$  pode ser um polinômio de primeira ou segunda ordem, conforme mostrado nas Eq. (4.4) e (4.5), respectivamente.

$$\{\hat{y}\} = \beta_0 + \sum_{i=1}^n \beta_i X_i \quad (4.4)$$

$$\{\hat{y}\} = \beta_0 + \sum_{i=1}^n \beta_i X_i + \sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^n \beta_{ij} X_i X_j \quad (4.5)$$

Os coeficientes  $\beta_0, \beta_i, \beta_{ij}$  nas Eq. (4.4) e (4.5) são determinados pelo método dos mínimos quadrados (Montgomery, 1996), que minimiza a soma dos quadrados dos desvios entre os valores preditos  $\hat{y}$  e os valores atuais  $y$ .

Como os polinômios são ajustados com base nos pontos amostrados, os modelos de superfície de resposta não devem ser usados para extrapolar valores fora da região definida pelos limites inferior e superior das variáveis independentes (espaço de projeto).



Outra característica importante relacionada à amostragem é que, para estimar os coeficientes através do método dos mínimos quadrados (MMQ) torna-se necessária a avaliação de um número de pontos maior que o número de termos do polinômio. Sendo assim, quanto maior a relação entre o número de pontos amostrados e o número de termos do polinômio, maior será a qualidade da interpolação e menor a influência de ruídos na resposta.

Giunta e Watson (1998), demonstram que a estimativa dos coeficientes do polinômio pelo método dos mínimos quadrados pode ser definida conforme a Eq. (4.6).

$$\{\beta\} = (X^T \cdot X)^{-1} \cdot X^T \{y\} \quad (4.6)$$

onde,  $X$  é uma matriz que contém os valores das variáveis independentes.

A definição da matriz  $X$  é feita através do planejamento experimental, que é uma ferramenta estatística que determina a melhor forma de amostrar o espaço de projeto (valores das variáveis independentes) fornecendo as informações necessárias para a obtenção dos parâmetros do modelo empírico (Balabanov, 1998). Em contrapartida, a amostragem aleatória (tendenciosa ou insuficiente), resulta em modelos que não representam a realidade do espaço de projeto amostrado ou levam ao aumento do número de pontos amostrados (mais avaliações do código computacional) na tentativa de melhorar a qualidade do modelo estatístico.

A qualidade de um modelo estatístico construído através de um conjunto de respostas avaliadas pelo planejamento experimental é duramente influenciada pela variabilidade existente no espaço de projeto amostrado. Assim sendo, o estabelecimento de regras gerais para a construção de tais modelos representa elevado risco ao sucesso da aproximação.

Existem várias métricas capazes de verificar o nível de erro presente nos modelos empíricos como as medidas de eficiência, análise de erros, de resíduos e variância. Contudo, o estudo de resíduos e análise da variância é possível somente em aproximações super-determinadas, onde o número de termos no modelo é menor que a quantidade de experimentos. Caso contrário, a busca dos coeficientes recai num sistema linear cuja solução leva a ajustes precisos nos pontos experimentados, eliminando os resíduos a despeito de erros de arredondamento e truncamento inerentes aos experimentos computacionais.

Com a análise da variância surgem as métricas como o coeficiente de múltipla determinação que representa a relação entre a variação explicada pela equação de regressão e a variação total da variável dependente (resposta de interesse).

Os gráficos estatísticos como Probabilidade Normal dos Efeitos, Probabilidade Normal dos Resíduos e Gráfico de Pareto, também são importantes recursos para a análise dos dados durante a construção dos modelos empíricos de superfície de resposta. Gráficos como estes fornecem informações a respeito da influência de cada variável considerada pelo planejamento experimental, permitindo a seleção daquelas que são preponderantes.

Montgomery (1996) apresenta alguns tipos de planejamento experimental, sendo diferentes entre si pela forma com que as variáveis são combinadas. Os mais importantes são descritos a seguir:

#### a) Planejamentos fatoriais a dois níveis ( $2^n$ )

Permitem que uma relação funcional linear entre uma resposta e as variáveis independentes seja estimada através da avaliação da resposta em pontos extremos do espaço de projeto definidos nos limites de cada variável. Neste caso, cada uma das  $n$  variáveis, ou também chamadas de fatores, podem apresentar apenas dois valores. Uma desvantagem destes planejamentos é o aumento rápido do número de experimentos à medida que o número de variáveis aumenta. Em casos onde o elevado número de experimentos torna a solução do problema inviável é possível estimar a resposta através de modelos aproximados ajustados com pontos do espaço de projeto. Este tipo de abordagem é conhecido como planejamento fatorial fracionado, sendo denotado por  $2^{(n-m)}$  onde  $m$  é um número inteiro menor que  $n$ .

O planejamento a dois níveis para duas variáveis ( $2^2$ ) é o planejamento mais simples. A representação geométrica deste planejamento pode ser vista na Fig. 4.1. Os valores para os fatores  $A$  e  $B$  são indicados através dos seus limites, inferior (-1) e superior (+1). A utilização de valores codificados para as variáveis é um procedimento comum em planejamentos experimentais.

Na Fig. 4.1, o termo (a) representa a resposta para a combinação entre o fator  $A$  no nível maior (+1) e o fator  $B$  no nível menor (-1). De forma semelhante, (b) representa a resposta para a combinação entre o fator  $B$  no nível maior e  $A$  no nível menor, o termo (ab) representa a resposta para a interação entre os dois fatores no nível maior e (média) entre os fatores no nível menor.

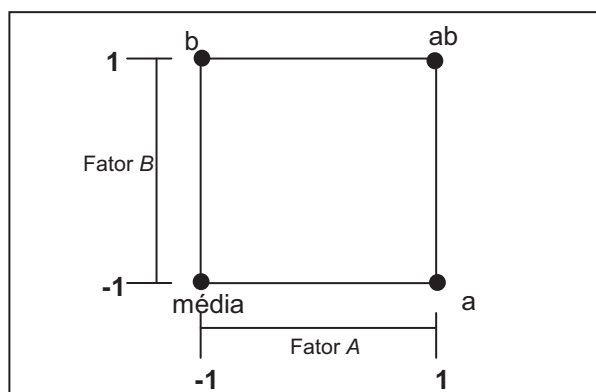


Figura 4.1 – Representação geométrica do planejamento fatorial  $2^2$ .

Para o planejamento fatorial  $2^2$  dos dois fatores  $A$  e  $B$ , a matriz de planejamento fica como mostrado na Fig. 4.2.

$A$	$B$
-1	-1
-1	1
1	-1
1	1

Figura 4.2 – Matriz de planejamento fatorial  $2^2$ .

Um exemplo de aplicação de um planejamento experimental  $2^2$  é mostrado na Tab. 4.1, onde  $\mathbf{F}$  representa a força obtida em um sistema dinâmico, para diferentes combinações da massa  $\mathbf{M}$  e aceleração  $\mathbf{A}$ .

Tabela 4.1 – Matriz de planejamento  $2^2$  e a resposta  $\mathbf{F}$  para as combinações.

Experimento	$\mathbf{M}$	$\mathbf{A}$	$\mathbf{M} \times \mathbf{A}$	$\mathbf{F}$
1	-1	-1	+1	500
2	-1	+1	-1	1000
3	+1	-1	-1	1000
4	+1	+1	+1	2000

A matriz experimental, com uma coluna adicional de valores iguais a 1 para estimar o termo da média, e o vetor de resposta para o exemplo são mostrados na Fig. 4.3 com base nos valores da Tab. 4.1.

$$X = \begin{bmatrix} 1 & -1 & -1 & 1 \\ 1 & -1 & 1 & -1 \\ 1 & 1 & -1 & -1 \\ 1 & 1 & 1 & 1 \end{bmatrix} \quad \{y\} = \begin{bmatrix} 500 \\ 1000 \\ 1000 \\ 2000 \end{bmatrix}$$

Figura 4.3 – Matriz de planejamento fatorial  $2^2$ .

Com base nas respostas obtidas com o planejamento experimental  $2^2$  pode-se ajustar um modelo linear, conforme mostrado na Eq. (4.4). Os coeficientes deste polinômio podem ser obtidos através do método dos mínimos quadrados representado na Eq. (4.6). O polinômio resultante é mostrado na Eq. (4.7).

$$F = 1125 + 375 \cdot M + 375 \cdot A + 125 \cdot M \cdot A \quad (4.7)$$

A transformação dos termos codificados **M** e **A** da Eq. (4.7) em valores reais é feita através da Eq. (4.8), levando em conta os limites inferiores e superiores para os parâmetros.

$$M = \frac{M_R - 7,5}{2,5} \quad ; \quad A = \frac{A_R - 150}{50} \quad (4.8)$$

Desta forma, o polinômio resultante que prediz a resposta da força em função da massa e aceleração será dado pela Eq. (4.9).

$$F = 1125 + 375 \cdot \frac{M_R - 7,5}{2,5} + 375 \cdot \frac{A_R - 150}{50} + 125 \cdot \frac{M_R - 7,5}{2,5} \cdot \frac{A_R - 150}{50} = M_R \cdot A_R \quad (4.9)$$

#### b) Planejamentos compostos centrais (PCC)

São planejamentos fatoriais de primeira ordem ( $2^n$ ) aumentados com pontos adicionais para permitir a estimação dos parâmetros de uma superfície de resposta quadrática. Uma característica destes planejamentos é que se assemelham aos planejamentos fatoriais a 3 níveis sendo capazes de gerar modelos de segundo grau.

#### c) Planejamentos ortogonais

Um dos mais importantes é o planejamento de Taguchi, sendo muito estudado pelo potencial para abstrair não linearidades do espaço de projeto devido ao elevado número de

níveis em que as variáveis são submetidas usando poucos pontos experimentais (Unal et al., 1997).

#### d) Planejamentos D-ótimos

São construídos com base na matriz de variância-covariância que é uma medida estatística da eficiência do modelo aproximado. Os planejamentos D-ótimos são usados em casos onde o custo para elaborar uma superfície de resposta de segundo grau através de um planejamento composto central é elevado. Normalmente o número de experimentos usados no planejamento é igual ao número de coeficientes do modelo a ser ajustado e, neste caso, o planejamento é chamado de D-ótimo saturado (Unal et al., 1998).

#### e) Planejamentos LHS

O planejamento LHS ou “*Latin Hypercube Sampling*” é uma abordagem moderna e popular em aplicações baseadas em simulações computacionais. Este planejamento permite, dependendo de certas hipóteses, estimar melhor os parâmetros de média das funções do que uma amostragem com planejamento de Monte Carlo. Outra vantagem do planejamento LHS está na possibilidade de ser escolhido um número arbitrário de amostras, isto o torna ajustável à capacidade de executar os experimentos (Giunta et al., 2003).

Uma descrição básica desta abordagem pode ser feita conforme ilustrado na Fig. 4.4, onde se observam quatro pontos escolhidos aleatoriamente seguindo uma função de probabilidade uniforme. Ainda nota-se que o intervalo das duas variáveis ( $x_1$  e  $x_2$ ) foi dividido em quatro setores (*bins*). Define-se ainda uma regra geométrica que estabelece que não devem existir mais de um ponto por setor, ou seja, para cada linha ou coluna do planejamento só é possível encontrar um ponto de amostragem.

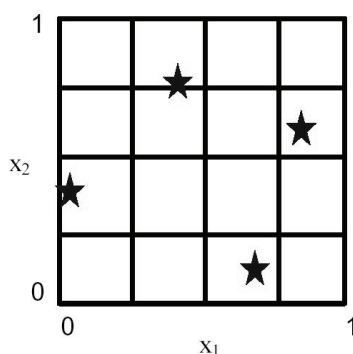


Figura 4.4 – Exemplo de amostragem de 4 pontos em duas variáveis usando planejamento LHS (Giunta et al., 2003)

### 4.3 Métodos de Solução do Problema de Otimização

Uma vez formulado o problema de otimização, seja em termos modelos complexos não-lineares (MBS / FEM) ou em termos de modelos mais simples ou aproximados, algoritmos numéricos tornam-se responsáveis por realizar uma busca no espaço de projeto no sentido de obter a configuração ótima. Portanto, a solução do problema de otimização consiste na determinação de valores para as variáveis de projeto contidas em  $\{X\}$ , tal que as condições impostas na Eq. (4.2) sejam satisfeitas.

Existem vários métodos de solução para um problema de otimização, sendo diferentes entre si em muitos aspectos, de maneira que a maior ou menor adequação de um em relação aos outros depende do problema de otimização e da forma com que ele foi formulado e equacionado. Neste contexto, observa-se a definição de dois grupos, os métodos baseados no cálculo de gradiente e os métodos baseados em conceitos heurísticos.

#### 4.3.1 Métodos baseados no Cálculo de Gradientes

Alguns conceitos devem ser considerados quando estes métodos são aplicados em um procedimento de otimização.

##### 4.3.1.1 Determinação de uma direção de busca

###### a) Método da Máxima Descida

É um método de busca simples e serve como ponto de partida para métodos mais sofisticados que apresentam melhor desempenho. Baseia-se no fato de que para uma dada função  $F(\{X\})$ , as raízes de sua derivada  $F'(\{X\})$  representam os valores extremos da função.

A característica básica do método é a busca pela variação mais rápida do valor da função objetivo seguindo na direção do vetor gradiente da função objetivo  $\nabla F(\{X\})$ . Isto coloca a direção de busca em uma direção perpendicular às projeções de valor constante (curvas de nível) de  $F(\{X\})$ , conforme ilustrado na Fig. 4.5 (Vanderplaats, 1998).

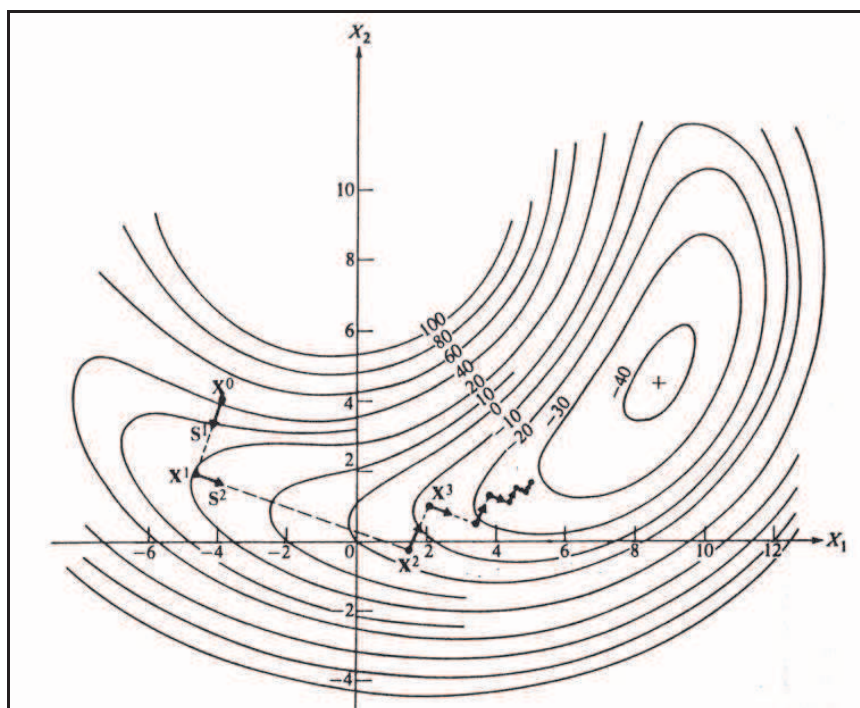


Figura 4.5 – Busca pelo ótimo através do método da máxima descida.

b) Método das Direções Conjugadas ("Fletcher & Reeves")

O método das direções conjugadas é semelhante ao método da máxima descida, contudo incorpora a cada passo as contribuições da direção de busca anterior. Esta informação é calculada através de um escalar, conforme mostra a Eq. (4.10).

$$\beta_q = \frac{|\nabla F(\{X\})_q|^2}{|\nabla F(\{X\})_{q-1}|^2} \quad (4.10)$$

onde,  $q$  é a ordem da iteração.

A inclusão desta informação no cálculo da direção de busca subsequente torna o processo de convergência mais direto, conforme ilustra a Fig. 4.6 (Vanderplaats, 1998).

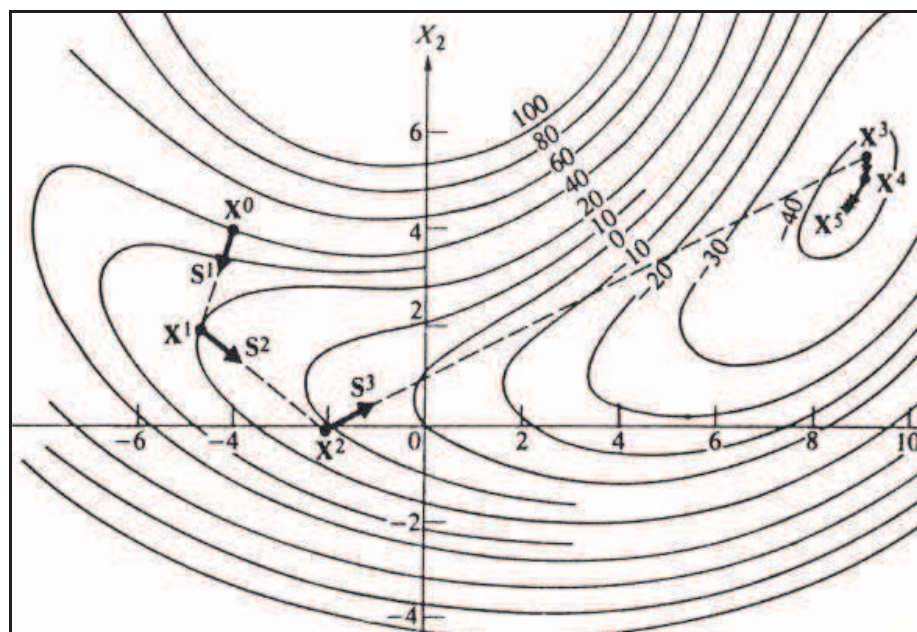


Figura 4.6 - Busca pelo ótimo através do método das direções conjugadas.

#### c) Métodos da Métrica Variável (DFP e BFGS)

Como uma aproximação dos métodos de segunda ordem, estes estabelecem de forma semelhante ao método das direções conjugadas um mecanismo para calcular a direção de busca atual a partir de informações de direções de busca anteriores (estimativa da derivada de segunda ordem da função que é otimizada). Contudo, ao invés de um simples escalar eles utilizam métricas vetoriais sofisticadas em sua implementação. Uma demonstração detalhada do equacionamento destes métodos é apresentada em Vanderplaats (1998).

##### 4.3.1.2 Determinação do passo a ser dado na direção de busca

Para um problema de otimização de  $n$  variáveis, depois de definida uma direção de busca o problema se transforma em uma busca unidimensional. Portanto, a busca por uma configuração ótima passa a ser um processo de alteração dos valores das variáveis de projeto na forma da Eq. (4.11).

$$\{X\}^{q+1} = \{X\}^q + p_i \cdot \{S\} \quad (4.11)$$

onde,  $\{X\}^{q+1}$  representa o vetor das variáveis de projeto na iteração posterior à atual  $q$  (que apresenta o conjunto de variáveis de projeto com valores  $\{X\}^q$ ).  $p_i$  é o passo percorrido na



direção de busca  $\{S\}$  para atualizar o vetor das variáveis de projeto de  $\{X\}^q$  para  $\{X\}^{q+1}$ . Sua determinação é geralmente feita através de métodos conhecidos como método da secção áurea e o método da interpolação polinomial cúbica.

#### 4.3.1.3 Verificação da Convergência

Considerando que os métodos baseados no cálculo de gradientes têm uma característica iterativa, surge a necessidade de que critérios de convergência sejam criados para finalizar o processo. Dentre os critérios mais importantes ressalta-se o conjunto de equações conhecido como condições de Kuhn-Tucker. Estas condições são utilizadas na verificação periódica da convergência, sendo responsáveis por examinar os valores das restrições e da função objetivo, decidindo sobre a continuidade do procedimento de otimização.

Basicamente, as condições de Kuhn-Tucker estabelecem que a configuração ótima de projeto deve estar inserida em uma região viável do espaço de projeto (satisfazendo todas restrições impostas). Expressam também o equilíbrio entre os vetores gradiente das funções envolvidas na formulação do problema de otimização (função objetivo, restrições de igualdade e desigualdade), ou seja, uma vez satisfeita a equação, não existirá uma direção de busca preponderante pela qual o processo de otimização deva prosseguir, uma vez que todas as parcelas da equação se anulam.

O critério do número máximo de iterações, assim como o da diferença relativa ou absoluta na função objetivo são geralmente usados como critérios de parada conjuntamente com as condições de Kuhn-Tucker, impedindo que os procedimentos de otimização se tornem excessivamente demorados.

#### 4.3.1.4 Consideração sobre espaço de projeto com restrições

Os métodos discutidos acima representam uma classe de métodos conhecidos como seqüenciais, mas até aqui, a influência das restrições não é considerada no cálculo de direções de busca e passo de variação.

A influência das restrições é inserida no contexto da otimização com os métodos seqüências através de funções chamadas de pseudo-objetivo. Assim, estes métodos permitem obter o ótimo do problema com restrições pela solução seqüencial de outro problema sem restrições. Esta função é formada pela adição da função objetivo original  $F(\{X\})$  e uma função de penalidade  $P(\{X\})$  ponderada por um escalar  $r_p$ , como descrito na Eq. (4.12):

$$\varphi(\{X\}, r_p) = F(\{X\}) - r_p \cdot P(\{X\}) \quad (4.12)$$

Basicamente, a imposição da função de penalidade permite que o valor da função pseudo-objetivo seja penalizado enquanto houver restrições violadas. A forma com que a função  $P(\{X\})$  e os coeficientes de penalidade são incluídos na formulação do problema de otimização depende do método utilizado. Nesse contexto os métodos seqüenciais podem ser divididos em três classes: o método da função de penalidade interior, o método da função de penalidade exterior e o método dos multiplicadores de Lagrange aumentado (Vanderplaats, 1998).

De maneira geral, os métodos baseados no cálculo de gradiente apresentam uma característica iterativa, ou seja, a busca do ponto ótimo é feita através de várias iterações onde direções de busca (vetor  $\{S\}$ ) são calculadas e sobre as quais passos maiores ou menores são dados. Esta característica representa uma vantagem na implementação computacional, pois os procedimentos são executados de forma automática até que um critério de parada ou convergência seja satisfeito.

Outra característica destes métodos é a definição de regiões dentro do espaço de projeto para a função objetivo e restrições, sendo classificadas como região usável (que proporciona a redução da função objetivo) e viável (onde não há violação das restrições), como mostrado na Fig. 4.7.

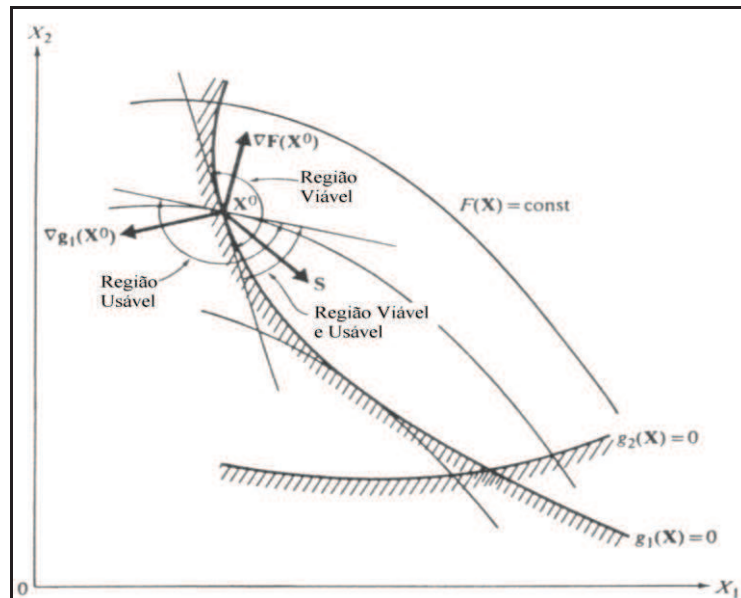


Figura 4.7 – Definição de regiões dentro do espaço de projeto (Vanderplaats, 1998).

As regiões mostradas na Fig. 4.7 são definidas a partir das condições de usabilidade e viabilidade expressas por meio das Eq. (4.13) e (4.14):

$$\nabla F(\{X\}) \cdot \{S\} \leq 0 \quad (4.13)$$

$$\nabla G_j(\{X\}) \cdot \{S\} \leq 0 \quad (4.14)$$

#### 4.4 Considerações sobre Otimização Multi-Objetivo

Em geral, os problemas de otimização aplicados a desenvolvimento de projetos em engenharia dependem da definição de mais de uma função objetivo. Nestes casos, o equilíbrio das influências de cada um dos objetivos torna-se essencial para um resultado satisfatório, como por exemplo: na construção de uma ponte, onde se deseja para o projeto as características de baixo peso e alta rigidez; e em uma aeronave, em que critérios como baixo consumo de combustível e alta capacidade de carga são requeridos.

*O conceito de otimização multi-objetivo origina-se no trabalho de Pareto V. (1848-1923) (Steffen, 2000), ao tentar resolver problemas de economia nos quais vários objetivos deveriam ser alcançados simultaneamente. De maneira geral, existem várias técnicas que permitem a construção de uma única função a ser minimizada sendo ela construída usando cada um dos elementos do vetor de funções objetivo.*

Kodiyalam (2000) faz uma revisão ampla dos métodos de otimização multi-objetivo. Já Vanderplaats (1998) demonstra uma abordagem conhecida como “*compromise programming approach*” em que  $k$  funções objetivo  $F(\{X\})$  são agrupadas em uma única função  $F_{Obj}(\{X\})$  tomando-se como referência, valores de ponderação ou pesos  $W_k$ , valores desejados ( $F^*$ ) e valores considerados como ruins ( $F^{worst}$ ), conforme mostrado a Eq. (4.15).

$$F_{Obj}(\{X\}) = \left\{ \sum_{k=1}^K \left[ \frac{W_k (F_k(\{X\}) - F_k^*)}{(F_k^{worst} - F_k^*)} \right]^2 \right\}^{\frac{1}{2}} \quad (4.15)$$

Vale ressaltar que o uso de uma abordagem como a otimização multi-objetivo conjuntamente com o método de superfície de resposta e planejamento experimental pode ainda não ser suficiente para conseguir bons resultados. Isto porque, existem situações em que a construção de um meta-modelo demanda elevado custo computacional por se depender de análises de modelos de alta fidelidade ou complexos. Neste contexto, surge a possibilidade de realizar os procedimentos de otimização em que algumas das funções objetivo são meta-modelos, mas demais são representadas por equações algébricas baseadas em modelos simplificados.

# CAPÍTULO V

## ENSAIOS EXPERIMENTAIS – VEÍCULO DE REFERÊNCIA

Neste capítulo são abordadas as etapas relativas às medições experimentais realizadas no veículo de referência e em seus componentes, tendo em vista a definição dos requisitos para o projeto e a obtenção de parâmetros necessários à elaboração e validação de um modelo mult corpos e de elementos finitos.

O veículo de referência utilizado neste trabalho como ponto de partida para um novo projeto foi um jipe nacional Troller T4, ilustrado na Fig. 5.1.



Figura 5.1 - Jipe Troller T4.

Os aspectos mais importantes que levaram à escolha do veículo de referência foram: a representatividade deste modelo no mercado nacional na categoria de veículo fora-de-estrada, a sua estrutura do tipo quadro de chassis com uma carroceria de resina de poliéster reforçada com fibra de vidro e o fato de usar um grande número de componentes automotivos padronizados e comuns a outros veículos.

As especificações de algumas características e componentes do veículo são mostradas na Tab. 5.1. Estes dados foram obtidos a partir do fabricante e revistas especializadas.

Tabela 5.1 – Ficha técnica do veículo Troller T4.

Motor Diesel	
Tipo (injeção direta, com Turbo Aftercooler)	MWM Sprint 4.07 TCA
Cilindros verticais em linha	4
Diâmetro x Curso do êmbolo [mm]	93,0 x 103,0
Cilindrada total [cm <sup>3</sup> ]	2800
Relação de compressão	19,0 : 1
Potência líquida [cv / rpm]	114,25 / 3200
Torque [N.m / rpm]	32,7 / 1800
Peso Seco [kg]	198
Transmissão	
Caixa de mudanças sincronizada	Eaton Fuller FSO2305B
Caixa de transferência	Borg Warner 32000 - 05003
Acionamento da caixa de transferência	Elétrico
Relação nos eixos	4,88 : 1
Redução na caixa de transferência	2,48 : 1
Desempenho	
Aceleração (0 – 100 km/h) [s]	15,98
Velocidade máxima [km/h]	141,0
Consumo urbano [km/l]	9,04
Consumo rodoviário [km/l]	13,4
Frenagem (60 km/h 0) [s]	22,5
Chassis	
Rodas, [polegadas]	7 x 15
Freios	Disco nas 4 rodas
Pneus	255 x 75 R 15
Peso (ordem de marcha)	1630
Tanque de Combustível [litros]	72
Dimensões	
Distância entre eixos [mm]	2405
Bitola dianteira/traseira [mm]	1590,0/1615,0
Comprimento total [mm]	3940
Largura [mm]	1850
Altura [mm]	1880
Vão livre máximo [mm]	215
Ângulo de entrada / saída [graus]	56 / 47
Rampa máxima [graus]	47
Inclinação lateral máxima [graus]	45
Travessia em água (sem snorkel) [mm]	800

## 5.1 Definição dos Aspectos de Desempenho do Veículo

Foi inicialmente realizado um teste do tipo impressões ao dirigir (Fig. 5.2) para complementar o conhecimento técnico sobre o veículo de referência e levantar suas principais características, virtudes e deficiências associadas ao projeto.

Foi proposto um procedimento simples no qual algumas pessoas, convidadas com base no seu conhecimento e experiência com veículos desta categoria, pudessem fazer comentários e críticas após um teste de direção. Desta forma os participantes puderam preencher individualmente um relatório elaborado para explorar os pontos mais importantes do veículo. Os aspectos avaliados foram o desempenho do veículo em diferentes pisos, a construção do chassis, o posicionamento de componentes, o controle direcional, o esterçamento das rodas, o conforto/estabilidade da suspensão, as características do



conjunto propulsor (capacidade de aceleração, nível de ruído, engate das marchas e acionamento dos pedais), a utilização dos sistemas de tração (4x2, 4x4 L e 4x4 H, tração permanente, roda-livre e bloqueio nos eixos) e interior do veículo (estilo, ergonomia, espaço, acesso aos bancos e cintos de segurança, vedação contra água e poeira).



Figura 5.2 – Teste de direção do veículo de referência.

De forma geral, as considerações mais enfatizadas pelos participantes do teste foram a sugestão de alteração da distância entre eixos do veículo para possibilitar o uso do chassi em diferentes carrocerias (picape e/ou utilitário esportivo), a elevada potência do motor para o veículo em questão, a elevada rigidez vertical resultando em um baixo nível de conforto, a inconveniência do sistema de furação dos cubos que limita as opções de rodas disponíveis, o baixo desempenho em frenagem associado a um elevado movimento de mergulho, os problemas de geometria da direção resultando em um grande raio de giro, o espaço interno reduzido e o precário acesso ao banco traseiro. A definição de um novo conceito de design e estilo para o projeto do veículo também foi sugerida pelos participantes. Este fato justificou o início de atividades que buscavam estabelecer um novo desenho para o veículo, conforme ilustrado no Anexo B.

## 5.2 Levantamento de Propriedades para Modelagem do Veículo

Os ensaios descritos nas seções seguintes foram realizados com o objetivo de obter parâmetros de entrada para a modelagem computacional. Estes parâmetros podem ser divididos em duas classes: as propriedades de inércia e as propriedades de rigidez e amortecimento.

As medições foram realizadas de forma individual em vários componentes depois do procedimento de desmontagem do veículo de referência. Embora aparente ser uma etapa

pouco importante, houve um grande esforço no sentido de realizar a desmontagem com um nível de segurança razoável para os envolvidos e mantendo a integridade física do veículo.

### 5.2.1 Preparação do Veículo

Basicamente a desmontagem foi executada seguindo passos como desligamento de todas as conexões elétricas e hidráulicas entre a carroceria, chassi e o conjunto propulsor, desligamento dos vínculos mecânicos (parafusos dos coxins existentes entre a carroceria e o chassi, proteção do radiador, barra de direção, atuador da embreagem, freio de mão, alavanca de câmbio, filtro de ar, reservatório do líquido de arrefecimento, entre outros), remoção da capota, bancos e console central.

Outra atividade importante foi a retirada da carroceria de sua posição sobre o chassi através de um dispositivo mecânico preso ao teto do galpão (talha) e correntes parafusadas nos locais de fixação dos bancos, como mostrado na Fig. 5.3.

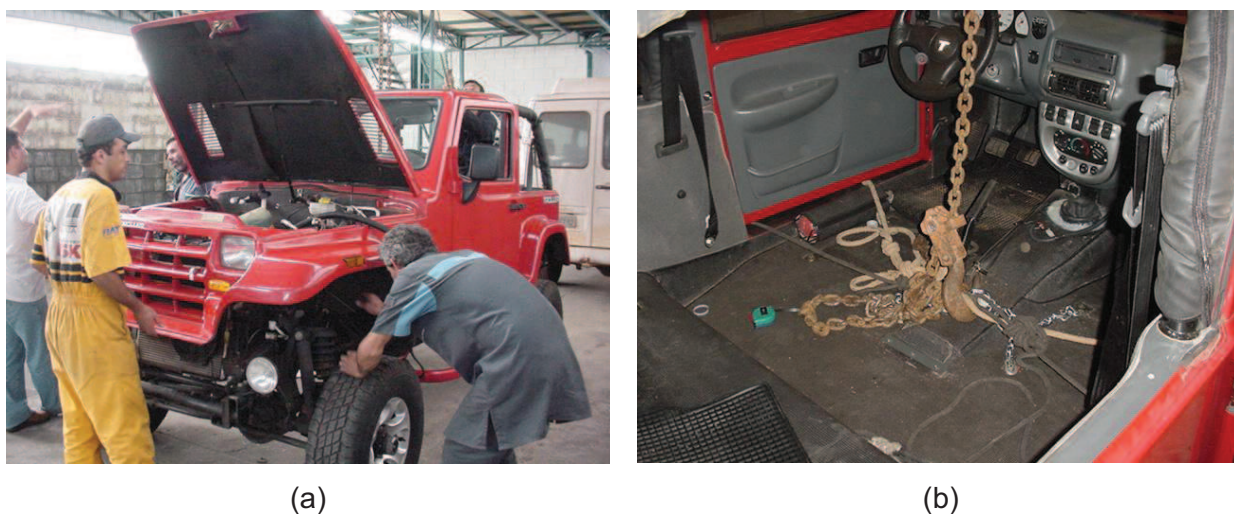


Figura 5.3 – (a) Remoção da carroceria; (b) Pontos de fixação da talha na carroceria.

A carroceria foi colocada sobre um suporte metálico com rodas, sendo então removida para possibilitar a retirada do conjunto propulsor usando um procedimento similar. Para a retirada do conjunto propulsor foi necessária a remoção do radiador, dos parafusos de fixação nos três coxins com o chassi e dos cardãs que ligam a caixa de transferência aos eixos dianteiro e traseiro. O conjunto propulsor foi elevado e posicionado em um suporte metálico especialmente construído para esta finalidade. A Fig. 5.4(a) ilustra o veículo sem a carroceria sendo preparado para a retirada do conjunto propulsor. Por fim, o chassi é isolado das suspensões dianteira e traseira conforme mostrado na Fig. 5.4(b) através da

remoção dos parafusos que fixam os braços das suspensões, as barras Panhard, os amortecedores e o tanque de combustível.



(a)



(b)

Figura 5.4 – (a) Veículo sem a carroceria; (b) Remoção dos eixos.

Vale ressaltar alguns aspectos importantes observados durante a desmontagem: todo o interior da carroceria (incluindo capota e estepe) foi retirado na tentativa de diminuir o peso do componente para a remoção manual; em todo o processo houve uma preocupação especial por parte dos envolvidos em catalogar as peças retiradas de maneira que a remontagem fosse feita com mais facilidade; em praticamente todas as atividades foi necessário o manuseio de componentes grandes e pesados aumentando a preocupação em terminar as etapas sem acidentes e prejuízos materiais.

### 5.2.2 Instrumentação para Determinação das Propriedades de Inércia

Para elaborar um modelo multicorpos é necessária a definição das propriedades associadas à dinâmica de corpo rígido, ou seja, parâmetros como a posição do centro de gravidade, massa, momentos de inércia e orientação dos eixos de inércia associados.

Em casos em que um modelo geométrico tridimensional pode ser criado para representar fielmente um determinado componente, existe a possibilidade de usar recursos das ferramentas CAD para calcular as propriedades de inércia. Este procedimento foi adotado para alguns componentes neste trabalho. Contudo, vários componentes que constituem o veículo tiveram suas propriedades determinadas de forma experimental.

A instrumentação utilizada nos ensaios é constituída basicamente por três dispositivos com as funções de pesar, medir aceleração e servir de suporte para os componentes.



A medição do peso dos componentes foi realizada por meio de uma célula de carga KRATOS do tipo resistiva, como ilustrado na Fig. 5.5. O seu princípio de funcionamento baseia-se na relação entre o sinal elétrico de saída da célula e a deformação de extensômetros colados no seu interior durante uma solitação axial. O indicador mostra a quantidade relativa de carga aplicada em relação à carga máxima suportada pela célula. Com a célula ajustada para 500 Kgf, o indicador de deformação irá mostrar o valor 100.00 quando uma carga de 500 Kgf for aplicada, ou seja, indica o percentual de carga aplicada em relação à carga máxima. Foi realizada uma calibração estática pelo método direto através de um teste de compressão usando um conjunto de pesos conhecidos.

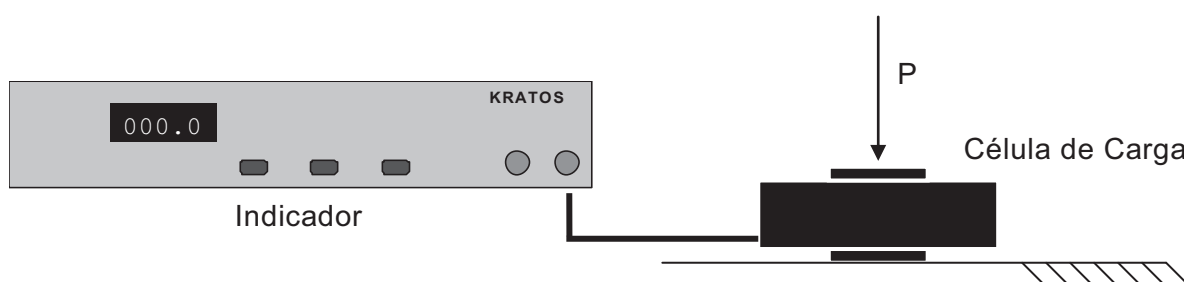


Figura 5.5 – Esquema da montagem da célula de carga.

Para a medição dos momentos de inércia foi necessária a utilização de um sensor de aceleração capaz de medir baixas frequências. Para isto, um acelerômetro resistivo foi usado em conjunto com uma placa de aquisição de sinais, como ilustrado no esquema da Fig. 5.6. Vale ressaltar que o princípio de funcionamento deste tipo de acelerômetro (extensômetros montados em uma ponte de Wheatstone como na célula de carga), torna possível a medição até de níveis DC de aceleração.

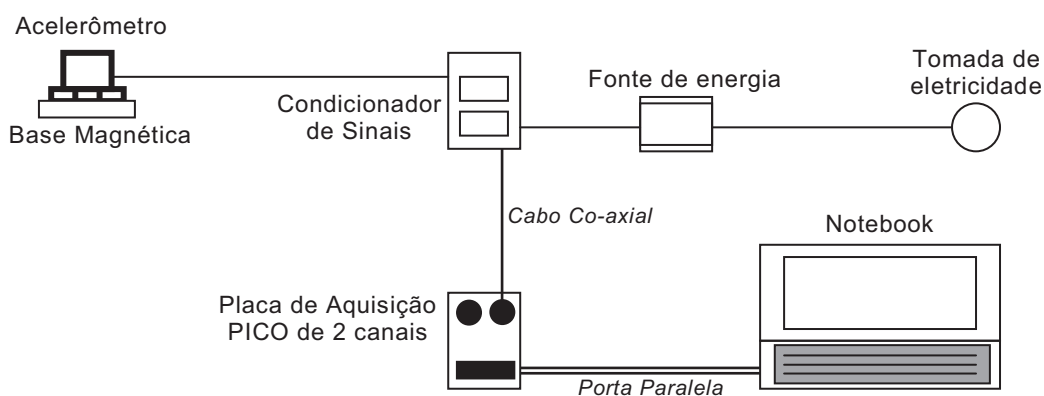


Figura 5.6 – Esquema de montagem do acelerômetro resistivo.

O uso deste acelerômetro está associado a um dispositivo projetado e construído visando estimar os valores para os momentos de inércia de diferentes componentes do veículo de referência. O dispositivo consiste em uma plataforma construída com perfis metálicos parafusados que oscila sobre um eixo metálico maciço apoiado em um par de mancais de rolamento, conforme ilustrado na Fig. 5.7. As extremidades da plataforma são apoiadas sobre molas helicoidais de comportamento linear e com constante de rigidez igual a 21000 N/m.

O dispositivo funciona como um sistema de 1 gdl de rotação, desconsiderando os efeitos de flexibilidade nas juntas aparafusadas ou nos próprios perfis. Sendo assim, a sua frequência natural estará associada com a massa do sistema, ao momento de inércia de massa, a rigidez e distância das molas ao eixo de rotação da plataforma.

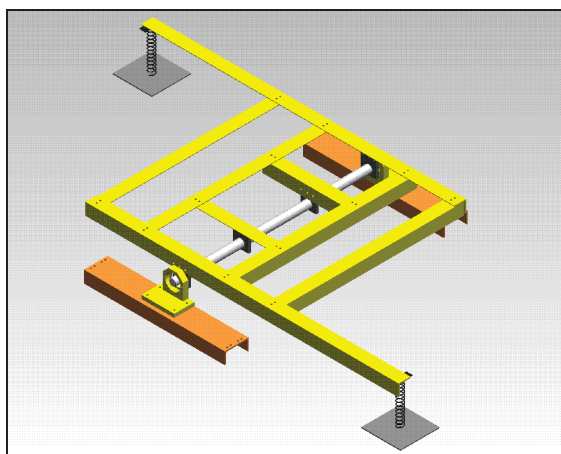


Figura 5.7 - Dispositivo de medição de inércia (DMI).

A Fig. 5.8 ilustra os parâmetros importantes na relação entre momento de inércia e a frequência natural da bancada.

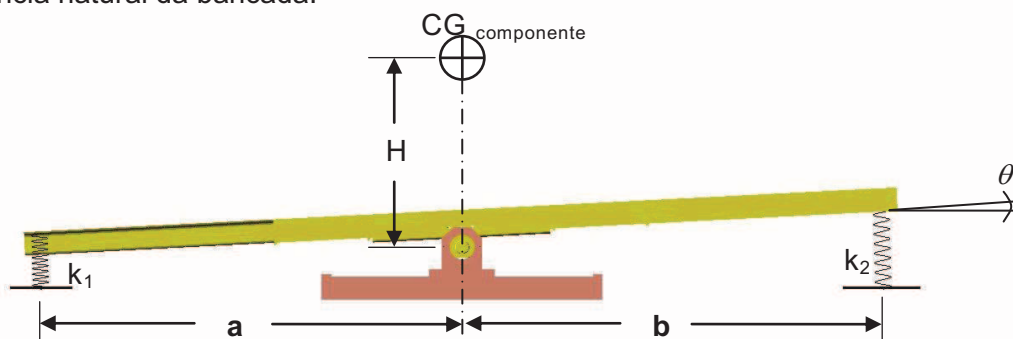


Figura 5.8 – Parâmetros de influência na estimativa do momento de inércia.

A partir do diagrama de corpo livre deduz-se a equação do movimento de rotação do sistema conforme mostrado na Eq. (5.1).

$$-k_1(\mathbf{a}\theta) \cdot \mathbf{a} - k_2(\mathbf{b}\theta) \cdot \mathbf{b} = I_T \cdot \frac{d^2\theta}{dt^2} \quad (5.1)$$

onde  $I_T$  é o momento de inércia de massa do conjunto bancada/componente em torno do eixo de rotação no mancal de rolamento.

Algumas considerações devem ser feitas com relação ao sistema: as molas apresentam uma taxa de deformação constante com a força aplicada, estão igualmente distantes do eixo de rotação, têm uma carga inicial suficiente para impedir a perda de contato da mola com seu apoio na bancada durante o movimento oscilatório e existe a hipótese de pequenos deslocamentos angulares.

Desta forma, a Eq. (5.1) pode ser re-escrita como:

$$\frac{d^2\theta}{dt^2} + \omega^2 \cdot \theta = 0 \quad (5.2)$$

sendo que:

$$\omega^2 = \frac{2 \cdot k \cdot d^2}{I_T} \quad (5.3)$$

Na Eq. (5.3)  $\omega$  é a chamada frequência natural do sistema,  $k$  é a constante de rigidez das molas,  $d$  é a distância entre o centro de uma mola e o eixo em torno do qual a plataforma oscila.

Outra importante equação é obtida pelo princípio dos eixos paralelos, que quantifica a variação do momento de inércia do componente sob medição em relação à distância entre o seu CG e o centro de rotação:

$$I_T = I_{DMI} + (I_c + M_c \cdot H^2) \quad (5.4)$$

sendo,  $I_{DMI}$  é o momento de inércia da bancada em relação ao eixo de rotação,  $I_c$  é o momento de inércia do componente em relação ao seu CG distante  $H$  do eixo de rotação e  $M_c$  é a massa do componente.

Introduzindo (5.3) em (5.4) e arranjando os termos pode-se escrever a equação que relaciona o momento de inércia do componente ( $I_c$ ) com a frequência natural não amortecida do sistema ( $\omega$ ) em termos dos parâmetros do dispositivo de medição:

$$I_c = \frac{2 \cdot k \cdot d^2}{\omega^2} - I_{DMI} - M_c \cdot H^2 \quad (5.5)$$

O esquema mostrado para a medição da aceleração é usado juntamente com o DMI para a determinação da frequência natural do conjunto, conforme ilustra a Fig. 5.9.



Figura 5.9 - Instrumentação usada no ensaio de determinação do momento de inércia.

Para a verificação do comportamento do dispositivo experimental e da formulação demonstrada foi realizado um procedimento que se baseia na medição da aceleração vertical na extremidade da bancada livre (sem nenhum componente). A partir dos valores da frequência natural observada experimentalmente, aplica-se a formulação tomando como referência os valores de massa e posição vertical do CG da bancada, obtidos em CAD.

Nos gráficos da aceleração vertical no domínio do tempo e da frequência mostrados na Fig. 5.10 podemos observar que a frequência natural é de 8,1543 Hz (51,2350 rad/s).

A partir da geometria em ambiente CAD, calcula-se os valores de 112,051 Kg para a massa e 0,0754 m para a altura do CG da bancada em relação ao eixo de rotação.

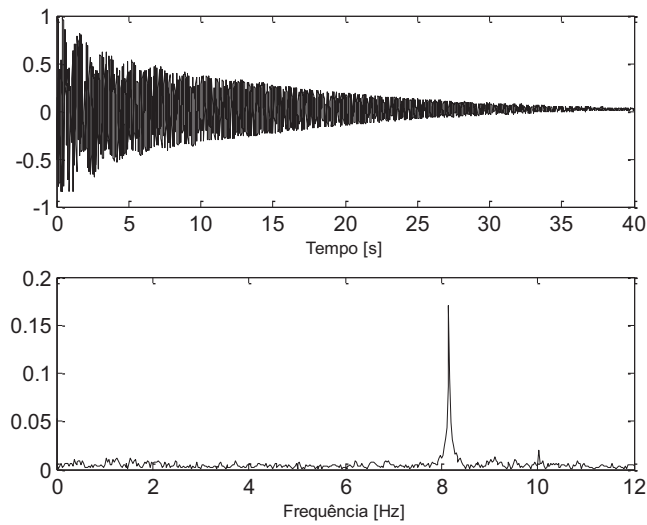


Figura 5.10 – Gráfico da amplitude da aceleração medida para o dispositivo.

Considerando que a bancada é o próprio componente a ter seu momento de inércia calculado, a Eq. (5.5) fica:

$$I_{DMI} = \frac{2 \cdot k \cdot d^2}{\omega^2} - M_{DMI} \cdot H_{DMI\_CG}^2 \quad (5.6)$$

$$I_{DMI} = \frac{2 \cdot 21000 \cdot (1,35)^2}{(51.2350)^2} - 112,051 \cdot (0,0754)^2 = 28,5226 \quad (5.7)$$

O momento de inércia, em torno do CG da bancada, obtido numericamente é de 26,6770 kg m<sup>2</sup>, correspondendo a um erro relativo de 7% em relação ao valor medido através da Eq. (5.7).

Uma segunda verificação foi realizada de forma semelhante a anterior, mas com uma montagem das molas numa posição mais próxima ao eixo de rotação, correspondendo a 0,558 m. A medição experimental da aceleração na extremidade indicou um valor de 3,5156 Hz (22,0892 rad/s). Nesta condição, o momento de inércia da bancada na direção X em torno de seu CG foi calculado como 26,8014. Este valor apresenta um erro relativo de 0,4% em relação ao momento de inércia obtido numericamente.

Os valores para o erro relativo nas duas condições mostradas indicam que existe uma relação com o valor da frequência natural do sistema de forma que, quanto menor a frequência natural medida, melhor será a precisão na obtenção do valor do momento de inércia do componente. Esta verificação fornece uma explicação para a montagem das molas na condição mais próxima do eixo de rotação para alguns dos componentes do veículo como capota e eixos.

### 5.2.3 Determinação Experimental da Posição do Centro de Gravidade do Veículo

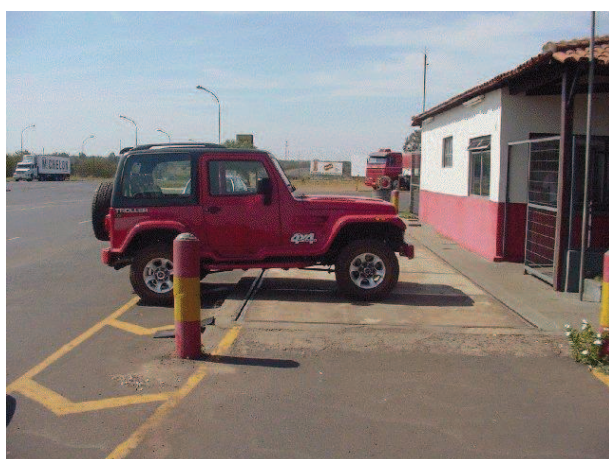
Com o objetivo de determinar as coordenadas espaciais do CG do veículo em estudo foi utilizada a técnica da pesagem em planos horizontal e inclinado através de uma balança para a pesagem de veículos de transporte de carga (Máximo, 2002).

A posição do centro de gravidade (CG) é um parâmetro importante que influencia várias características dinâmicas do veículo. Seu posicionamento está relacionado principalmente com a transferência de peso lateral ou longitudinal durante a realização de curvas e manobras em aceleração ou frenagem (Gillespie, 1992). Desta forma, a determinação experimental do CG permite a complementação das informações técnicas do veículo, servindo como mais um parâmetro de verificação do modelo computacional.

O procedimento consistiu inicialmente na determinação do peso nos eixos dianteiro e traseiro, do peso nas rodas esquerdas e nas rodas direitas. Isto permitiu o cálculo das coordenadas  $x$  e  $y$  do CG no plano horizontal através da distribuição de carga entre os eixos e as laterais do veículo. Na Fig. 5.11(a) é ilustrado o posicionamento do eixo dianteiro do veículo sobre a plataforma da balança.

A determinação da coordenada  $z$  do CG é feita através da pesagem do eixo do veículo sob duas condições (veículo no plano horizontal e plano inclinado), levando em conta também a distância entre eixos, o ângulo de inclinação imposto e raio do pneu.

A inclinação do veículo foi possível através do uso de um guincho do tipo prancha, que proporcionou a elevação dos eixos em até 0,82 m de altura, como mostrado na Fig. 5.11(b).



(a)



(b)

Figura 5.11 – (a) Pesagem do eixo dianteiro; (b) Elevação do eixo para medição da altura do CG do veículo.



O funcionamento da balança mostrada na Fig. 5.12(a) foi verificado com a pesagem de um veículo de passeio (Palio ED fabricado em 1998) ao longo de três pontos da plataforma da balança. O peso declarado pelo fabricante para o veículo é de 9100 N em ordem de marcha, sendo que para estas condições a balança indicou um valor médio de 9350 N.

Uma premissa necessária para o uso da técnica é que durante inclinação do veículo não haja nenhuma deformação ou modificação da geometria da suspensão. Assim, a suspensão deve ser travada com o uso de espaçadores nas hastes dos amortecedores e o raio dos pneus sob carga é controlado no plano horizontal através da pressão de enchimento. Para o ensaio em questão somente a suspensão submetida a aumento de carga foi travada (Fig. 5.12b) durante a inclinação devido a limitações técnicas.

Os resultados da pesagem resumidos na Tab. 5.2 mostram que a balança indica como o peso total do veículo um valor cerca de 17% maior em relação ao valor especificado pelo fabricante, havendo pequenos desvios nos valores medidos em cinco pesagens. Desta forma, embora os valores não se apresentem conforme o esperado, o cálculo da posição do CG é pouco influenciado por um erro sistemático na balança uma vez que as estimativas são feitas com base em proporções relativas.



(a)



(b)

Figura 5.12 – (a) Indicador da balança; (b) Travamento da suspensão.

Tabela 5.2 – Valores obtidos com a pesagem do veículo.

Veículo	Média [N]	Desvio [N]
Peso Total	19067	28.8
Peso Eixo Dianteiro	9112	25.5
Peso Eixo Traseiro	9450	40.8
Peso Lado Direito	8900	*****
Peso Eixo Esquerdo	9350	*****
Peso Eixo Dianteiro plano Inclinado	10800	*****
Peso Eixo Traseiro plano Inclinado	10450	*****

Do ponto de vista matemático demonstra-se que a altura do CG pode ser escrita conforme a Eq. (5.8) (Máximo, 2002; Milliken e Milliken, 1995):

$$h'_{cg} = \frac{L}{W} \frac{\Delta W}{\tan(\theta)} + r_{din} \quad (5.8)$$

sendo,  $L$  é a distância entre eixos;  $W$  é o peso total,  $\Delta W$  é a parcela de peso transferida de um eixo para o outro,  $\theta$  é o ângulo de inclinação aplicado ao veículo e  $r_{din}$  é o raio do pneu.

A análise dos valores obtidos mostra que uma estimativa razoável para a posição do CG do veículo é a de que as coordenadas  $x$  e  $y$  estejam no centro do quadrilátero definido pelas rodas, com uma tendência a estar mais para a traseira e para a esquerda do veículo. Já a coordenada  $z$  (posição vertical) pode ser estimada, para um ângulo de aproximadamente  $20^\circ$ , como sendo 0,825 m.

#### 5.2.4 Medição das Propriedades de Inércia

Dentre todos os componentes do veículo a carroceria pode ser considerada o item mais importante no que se refere às propriedades de inércia, uma vez que representa o elemento de maior massa, dimensões e complexidade. Neste caso, a complexidade da carroceria nos força a dizer que seria inviável dentro do contexto do trabalho, a elaboração de um modelo em ambiente CAD que permitisse a obtenção numérica das propriedades de maneira adequada. Portanto, alguns procedimentos foram adotados para a determinação experimental dos seguintes parâmetros: posição espacial do centro de gravidade e momentos de inércia associados aos eixos longitudinal (*roll*) e transversal (*pitch*).

A posição do CG e a massa da carroceria são obtidas simultaneamente com a medição do seu peso em três condições, conforme ilustrado na Fig. 5.13. Os parâmetros  $P_d$ ,  $P_t$ ,  $P_{t-i}$  e  $\theta$  representam respectivamente o peso na parte dianteira da carroceria com a traseira simplesmente apoiada, o peso da parte traseira da carroceria com a dianteira



também apoiada, o peso da parte traseira com a carroceria inclinada e o ângulo de inclinação aplicado.

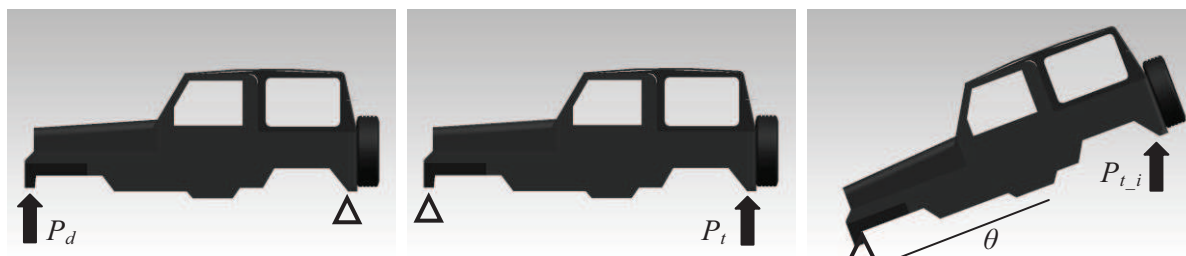


Figura 5.13 – (a) Medição na parte dianteira; (b) Medição da parte traseira; (c) Medição da parte traseira em um plano inclinado com ângulo  $\alpha$ .

Na Fig. 5.14 é ilustrada a montagem da célula de carga juntamente com o macaco hidráulico para medição do peso na parte dianteira da carroceria. Uma montagem semelhante permitiu a medição do peso na parte traseira da carroceria nivelada com o solo e inclinada.



(a)



(b)

Figura 5.14 – Montagem da célula de carga e macaco hidráulico para a pesagem da parte dianteira da carroceria.

Vale ressaltar que as medições foram realizadas com a carroceria completa, porém sem a capota que teve suas medidas tomadas separadamente. Para inclinação da carroceria foram medidos os valores de carga para diferentes alturas (inclinações), conforme mostrado no gráfico da Fig. 5.15. Os valores obtidos são mostrados na Tab. 5.3.

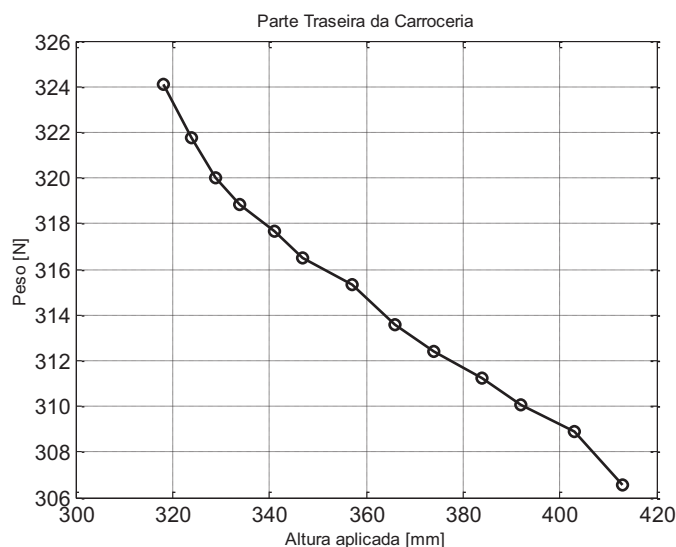


Figura 5.15 – Peso da parte traseira da carroceria submetida à inclinação.

Tabela 5.3 – Resultados da pesagem da carroceria.

Componente	Peso na Dianteira [N]	Peso na Traseira [N]	
Carroceria	$\theta = 0^\circ \Rightarrow P_d = 2060$	$\theta = 0^\circ \Rightarrow P_t = 3240$	$\theta_{\text{máx.}} \approx 5^\circ \Rightarrow P_t = 3060$

A massa da carroceria pode ser estimada através da soma dos termos  $P_d$  e  $P_t$ . A posição do CG ao longo do eixo longitudinal é obtida simplesmente considerando nula a soma dos momentos em torno de um ponto qualquer. A posição do CG ao longo do eixo transversal pode ser admitida por hipótese como estando no plano de simetria da carroceria.

Para a determinação da altura do CG da carroceria foi aplicada uma abordagem semelhante à realizada para o veículo. Neste caso, a influência (propriedades de inércia) do suporte da carroceria (Fig. 5.14) na medição de peso pôde ser estimada com auxílio da modelagem geométrica e descontada durante o cálculo da altura do CG.

Juntamente com as informações medidas para a capota (massa, posição do CG e posição relativa à carroceria), podemos considerar a carroceria completa com um peso de 6000 N (5300 N para carroceria e 700 N para a capota) e com as coordenadas x, y e z do CG sendo 828 mm, 0 mm e 925 mm em relação ao referencial global, ilustrado na Fig. 5.16. Este ponto servirá como referencial para o posicionamento dos demais componentes do veículo.

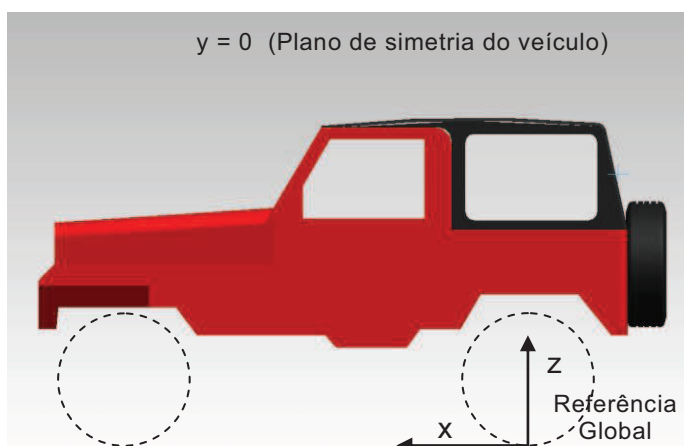


Figura 5.16 – Referência para a posição espacial dos centros de gravidade.

A medição dos momentos de inércia em relação aos eixos  $x$  e  $y$  (rolamento e mergulho) foram realizados com a carroceria montada sobre um estrado de madeira e este sobre o dispositivo de medição de inércia, conforme mostrado na Fig. 5.17.

A montagem mostrada na Fig. 5.17(b) foi feita através da elevação da carroceria com a talha mecânica, seguida do posicionamento do DMI e do estrado. A função do estrado de madeira foi a de permitir que a carroceria pudesse ser movimentada, possibilitando que o seu CG fosse alinhado verticalmente com o eixo de oscilação do dispositivo de medição de inércia.



(a)



(b)

Figura 5.17 – (a) Estrado de madeira e DMI; (b) Carroceria fixada ao estrado e DMI.

Depois de posicionado o CG da carroceria sobre o eixo de oscilação da plataforma, a aquisição do sinal de aceleração foi realizada na extremidade da bancada usando o aparato de medição apresentado anteriormente. O gráfico da Fig. 5.18 mostra o sinal no domínio do

tempo e da frequência, com uma taxa de aquisição de 0,1 KHz e tempo total de 10 segundos.

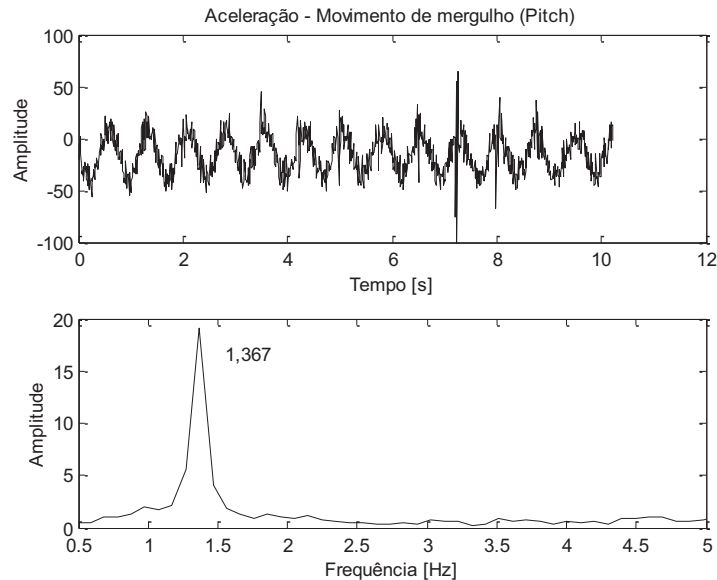


Figura 5.18 – Aceleração obtida no DMI para a carroceria em movimento de mergulho.

Desenvolve-se a Eq. (5.9) a partir da Eq. (5.5) e dos seguintes valores: a frequência natural obtida no gráfico da Fig. 5.18, a altura entre o CG e o eixo de rotação da plataforma, a massa da carroceria e as propriedades de inércia do dispositivo.

$$I_{\text{carroceria mergulho}} = \frac{2 \cdot k \cdot d^2}{\omega^2} - I_{DMI} - M \cdot H^2 = \frac{2 \cdot 21000 \cdot (1,35)^2}{(2\pi \cdot 1,367)^2} - 44,8021 - 530 \cdot (0,579)^2 \quad (5.9)$$

$$= 815,096 \quad \text{kg} \cdot \text{m}^2 = 8,15096 \times 10^8 \quad \text{kg} \cdot \text{mm}^2$$

Para o cálculo do momento de inércia da carroceria completa em relação ao eixo y (mergulho) é necessário medir a contribuição da capota. Repetindo os mesmos procedimentos para este componente obtém-se uma frequência natural de 1,813 Hz e conseqüentemente um momento de inércia de 30,519 kg m<sup>2</sup>.

Portanto, o momento de inércia da carroceria completa será dado pela adição dos momentos da carroceria e capota levando em conta a teoria dos eixos paralelos:

$$I_{\text{carroceria completa mergulho}} = [I_{\text{carroceria}} + 530 \cdot (0,1338)^2] + [I_{\text{capota}} + 74 \cdot (0,9542)^2] \quad (5.10)$$

$$= 9,26992 \times 10^8 \quad \text{kg} \cdot \text{mm}^2$$

Sendo que os valores de 0,1338 e 0,9542 são referentes à distância do CG da carroceria e CG da capota, respectivamente, medidos em relação ao CG resultante com a adição da capota à carroceria.

De forma semelhante à adotada para a determinação do momento em relação ao eixo y, foi realizada a medição do momento em relação ao eixo x (longitudinal). Assim, o DMI foi re-orientado com uma rotação de 90° em relação ao eixo vertical possibilitando a medida da oscilação (rolamento) da carroceria e capota. Os valores obtidos para as frequências naturais da carroceria e capota são 1,757 Hz e 1,855 Hz, proporcionando um momento de inércia total de rolamento igual a  $4,6596 \times 10^7 \text{ kg mm}^2$ .

A metodologia experimental aplicada à carroceria foi empregada também na determinação das propriedades de inércia para o conjunto propulsor, eixo dianteiro e eixo traseiro. Portanto, algumas considerações serão feitas deixando a apresentação dos valores obtidos para a etapa da modelagem.

Após a remoção do conjunto propulsor do veículo e sua montagem em um suporte metálico, foram realizadas as medições para determinação da posição do CG e massa utilizando a célula de carga. Feito isto, procedeu-se a determinação dos momentos de inércia com a montagem e o posicionamento do conjunto propulsor (motor, caixa de marchas e caixa de transferência) sobre o dispositivo de medição de inércia, conforme mostrado na Fig. 5.19.



(a)



(b)

Figura 5.19 – Conjunto propulsor montado com suporte sobre o DMI.

Por motivo de segurança, o radiador e o intercooler foram retirados. A montagem foi feita de forma que o conjunto permanecesse paralelo à plataforma para facilitar a medição das dimensões.



A aquisição dos sinais de aceleração para o movimento de mergulho foi realizada com taxa de aquisição e tempo total semelhante à usada para a carroceria, permitindo o cálculo do momento de inércia em relação ao eixo  $y$ .

A Fig. 5.20 ilustra a montagem do conjunto propulsor no DMI para medição da inércia ao rolamento (rotação em torno do eixo  $x$  ou eixo longitudinal).

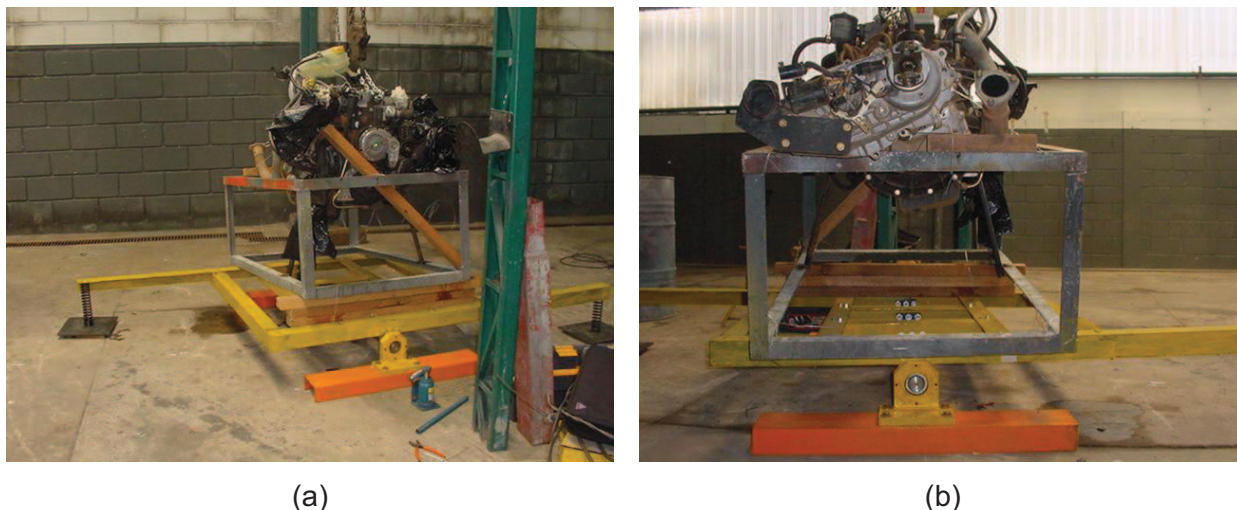


Figura 5.20 – Montagem do conjunto propulsor para medição da inércia em relação ao eixo longitudinal (rolamento).

Para o caso dos eixos, a determinação das propriedades foi realizada para todo o conjunto envolvendo o eixo diferencial, braços longitudinais, barra Panhard, cardã, conjunto roda/pneu e amortecedores, e no caso do eixo dianteiro, as barras de direção também. Tal procedimento permitiu a redução do tempo necessário para desmontagem e evitou a alteração de características de montagem originais de fábrica para os componentes da suspensão. Outra justificativa para um ensaio do conjunto se deve ao fato da pequena influência dos componentes quando comparados ao eixo, rodas e pneus.

Outra característica importante é que, de forma semelhante ao caso da capota, os eixos foram ensaiados com as molas do dispositivo em diferentes posições, ou seja, também mais próximas do centro de rotação. Esta modificação da posição das molas diminui a rigidez do sistema, reduzindo a frequência natural e por consequência aumentando a precisão da medição do momento de inércia, conforme discutido anteriormente durante a apresentação do dispositivo de medição.

Na Fig. 5.21 é mostrada a montagem do eixo traseiro sobre o dispositivo.



Figura 5.21 – Medição do momento de inércia em relação ao eixo x (rolamento) do eixo.

#### 5.2.5 Determinação das Propriedades de Rigidez e Amortecimento

As propriedades de rigidez e amortecimento estão relacionadas com a representação do comportamento de elementos flexíveis e dissipativos como os pneus, molas, buchas, coxins e amortecedores. De forma geral, estes componentes são caracterizados através de curvas de força em função da deflexão ou força em função da velocidade (Milliken e Milliken, 1995 ; Gillespie, 1992).

Neste caso, a instrumentação utilizada se baseia em um equipamento universal de ensaios de tração/compressão (MTS), propriedade da Faculdade de Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Uberlândia, e diversos suportes específicos através dos quais foi possível aplicar sobre os componentes do veículo os esforços de tração e compressão.

O procedimento para a determinação da rigidez das molas se baseia em um ensaio de compressão simples, em que uma deflexão é aplicada à mola resultando em uma força de reação. A análise do gráfico da força em função da deflexão determina como o comportamento estático para a mola será representado no modelo multicorpos.

O ensaio para a mola traseira do veículo é mostrado na Fig. 5.22, sendo possível identificar os suportes fixados nos terminais, superior e inferior da máquina de ensaios.



Figura 5.22 – Ensaio da mola traseira.

Com base no gráfico mostrado na Fig. 5.23, nota-se que a rigidez da mola apresenta um comportamento linear dentro da faixa de deflexão imposta (0,1 m). Portanto, o valor do coeficiente de rigidez para a mola pode ser estimado através da inclinação da reta, como sendo aproximadamente 28400 N/m.

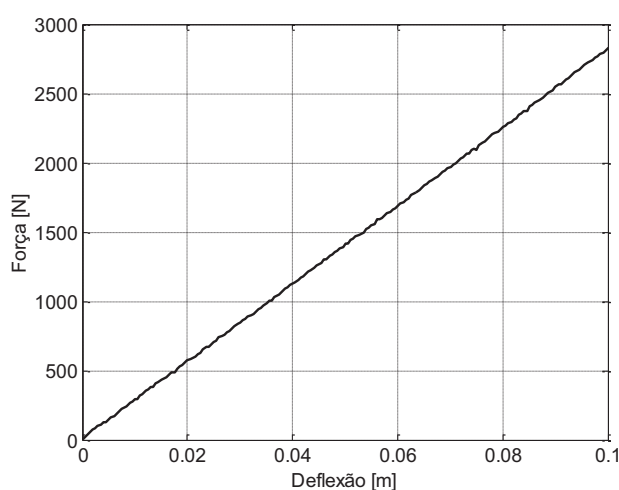


Figura 5.23 – Curva de rigidez para a mola traseira.

Considerando que o ensaio experimental foi feito somente para a mola traseira do veículo, devemos levar em conta uma estimativa analítica para a rigidez da mola dianteira a partir de seus parâmetros, conforme mostrado na Tab. 5.4. Com relação aos valores nesta tabela vale ressaltar que a forma das extremidades das molas foi levada em consideração. Neste caso a mola dianteira sem espira inativa do tipo “*Plain Ends*” e a mola traseira com uma espira inativa para cada extremidade do tipo “*Closed and Ground Ends*”. Além disto, o módulo de cisalhamento de  $11,0 \times 10^6 \text{ lb/in}^2$  é dado pela literatura como um valor comum, e com base na rigidez medida experimentalmente para a mola traseira foi também calculado



um valor para estes parâmetros de  $9,85 \times 10^6$  lb/in<sup>2</sup>. Supõe-se que uma estimativa considerável para a rigidez da mola dianteira esteja entre o intervalo de 22,7 N/mm e 25,4 N/mm.

Tabela 5.4 – Parâmetros da mola dianteira.

Parâmetros	Mola Dianteira	
Diâmetro do arame (d) [mm]	14	
Diâmetro médio da espira (D) [mm]	119	
Número de espiras ativas (N)	8,5	
Módulo de cisalhamento (G) [N/m <sup>2</sup> ]	Referência = $11 \times 10^{10}$	Experimental = $6,7 \times 10^{10}$
Rigidez ( <i>Spring Rate</i> ) [N/mm]	25,4	22,7

O procedimento usado para a determinação das propriedades dos pneus é semelhante ao empregado para a mola, porém com deslocamentos impostos e suportes diferentes.

O pneu foi caracterizado em condição de baixa velocidade para diferentes pressões de enchimento (15, 25 e 35 psi). Este procedimento tem o intuito de identificar a alteração da rigidez com a pressão de enchimento, além de verificar a rigidez para as pressões usadas nos ensaios de dinâmica vertical.

O deslocamento imposto durante a compressão iniciou-se em zero indo até 0,06 m para o pneu com pressão de 35 psi, e 0,05 m para o pneu com pressões de 15 e 25 psi. Esta mudança de 0,06 m para 0,05 m foi motivada por razões de segurança devendo-se ao fato de que em 0,06 m e a 35 psi o perfil do pneu se alterava de forma perigosa considerando a ausência de proteção no local. A velocidade dos movimentos impostos durante a compressão e a descompressão ficou compreendida entre 0,2 e 0,4 mm/s.

Na Fig. 5.24 é ilustrada a montagem do pneu nos atuadores da MTS através de seus suportes e a utilização de um cabo de segurança entre o pneu e o suporte superior.



Figura 5.24 – Ensaio de compressão para o pneu.

Os gráficos de resultados obtidos nos ensaios do pneu para as pressões de 15, 25 e 35 psi são mostrados na Fig. 5.25.

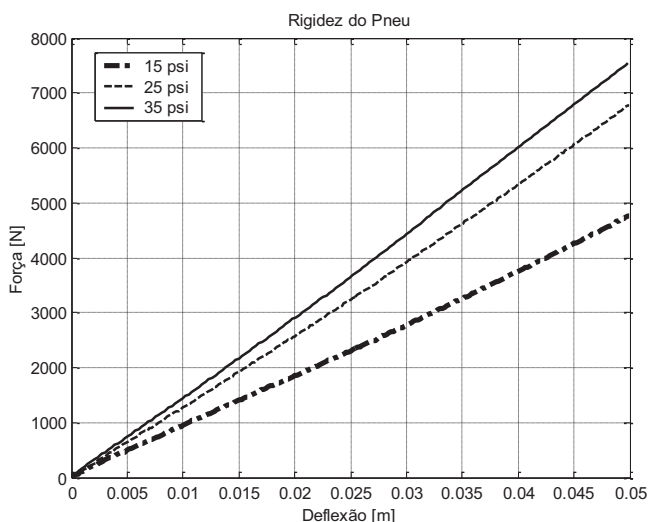


Figura 5.25 - Curva de rigidez radial para o pneu em diferentes pressões.

Uma consideração que deve ser feita é que a rigidez observada nas curvas de força por deflexão representa a metade da rigidez radial real de cada pneu, uma vez que tanto o lado superior do pneu quanto o lado inferior sofreram compressão. Isso é equivalente à compressão de dois elementos de igual rigidez associados em série.

Com base nos resultados obtidos (Fig. 5.25) e na condição de rigidez associada em série, pode-se estimar os coeficientes de rigidez radial para o pneu através da relação entre a carga máxima e a deflexão correspondente. Os valores indicam que o comportamento do pneu pode ser aproximado como um elemento elástico linear com rigidez de 190, 271 e 302 N/m para as pressões de enchimento de 15, 25 e 35 psi, respectivamente.

A caracterização do coxim de fixação da carroceria ao chassis representa um item importante para a previsão dos movimentos diretamente associados aos ocupantes do veículo.

Existem várias formas de se determinar o comportamento de elementos flexíveis de acordo com a literatura, contudo, modelos baseados em curvas de resposta em frequência ou modelos neurais dependem exclusivamente de equipamentos de testes mais avançados e específicos. Neste caso, como o equipamento universal de testes não é capaz de aplicar movimentos com altas velocidades ou oscilações em alta frequência, tem-se que levar em consideração apenas uma característica média para o comportamento do coxim. Assim, com uma montagem usando um dispositivo que reproduz na MTS a fixação do coxim, foi realizado um ensaio de tração/compressão como ilustra a Fig. 5.26.



Figura 5.26 – Fixação do coxim através de dispositivos na MTS.

Os ensaios do coxim foram definidos em duas etapas. Na primeira medição foi aplicado um deslocamento com frequência de 1 Hz e amplitude de 0,5 mm, resultando em uma velocidade máxima de aproximadamente 3 mm/s. Na segunda parte do ensaio foi aplicado um deslocamento em rampa com uma amplitude de aproximadamente 1 mm durante 20 segundos, resultando em uma condição quase estática.

A análise das Fig. 5.27(b) e 5.28(b) (referentes respectivamente à primeira e segunda fases do ensaio) mostra que a rigidez característica para o coxim testado demonstra uma variação entre o ensaio 1 e 2, sendo de 1530 N/mm e 1200 N/mm, respectivamente. Estes valores estabelecem uma relação entre a rigidez observada no coxim e a velocidade ou frequência imposta no ensaio.

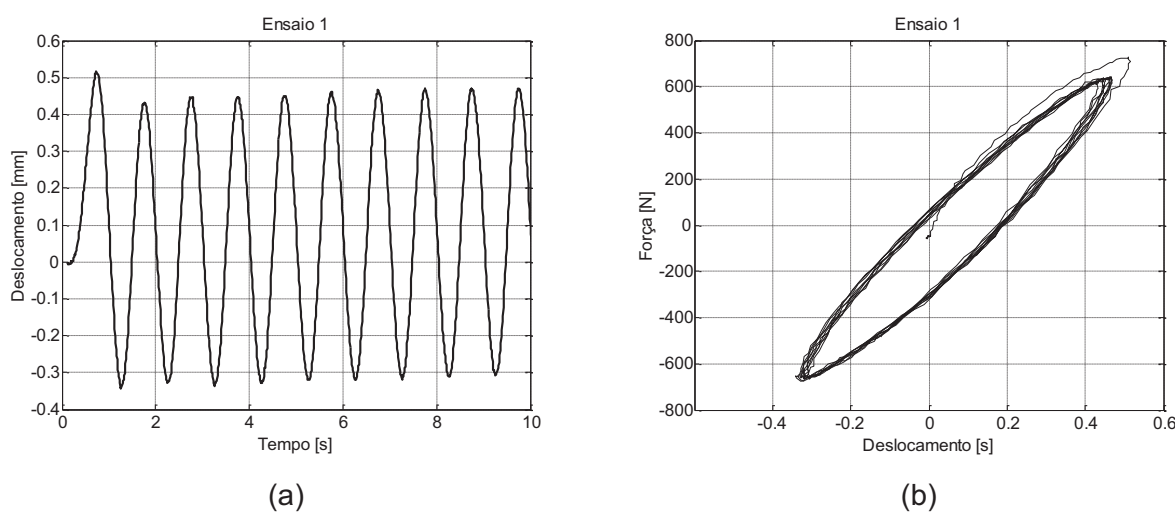


Figura 5.27 – (a) Deslocamento aplicado no ensaio 1; (b) Força em função do deslocamento no ensaio 1.

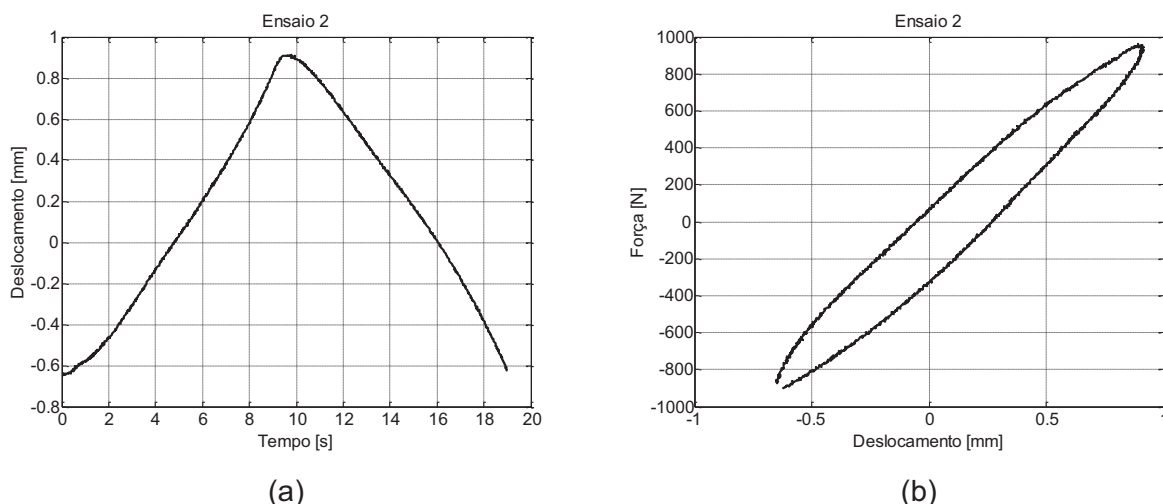


Figura 5.28 – (a) Deslocamento aplicado no ensaio 2; (b) Força em função do deslocamento no ensaio 2.

A caracterização do amortecimento nas suspensões do veículo em estudo foi feita através de ensaio de tração/compressão em um amortecedor, conforme ilustrado na Fig. 5.29.

O ensaio consistiu na aplicação de um deslocamento (tipo rampa) de aproximadamente 20 mm nos dois sentidos e medição da forças gerada pelo amortecedor, conforme mostrado na figura 5.30(a). Vale ressaltar que o equipamento de testes deveria executar esta condição de deslocamento no menor tempo possível, visando a medição das forças em valores de velocidade maiores.

Na Fig. 5.30(b) é mostrado o gráfico obtido para o ensaio do amortecedor, em que se observam os valores médios de 60 N e 10 N para as forças geradas na tração e compressão, respectivamente. Desta forma o componente seria caracterizado por um coeficiente de amortecimento igual a 0,6 N.s/mm para a tração e 0,1 N.s/mm para compressão.

Vale ressaltar que a velocidade máxima (aproximadamente 100 mm/s) conseguida pelo equipamento de teste durante o ensaio, representa cerca de 20% do valor indicado pelas normas específicas (Máximo, 2002). Sendo assim, os valores obtidos para o amortecimento contêm um nível de incerteza elevado, constituindo somente uma estimativa considerada na modelagem.



Figura 5.29 – Ensaio de compressão/tração no amortecedor traseiro.

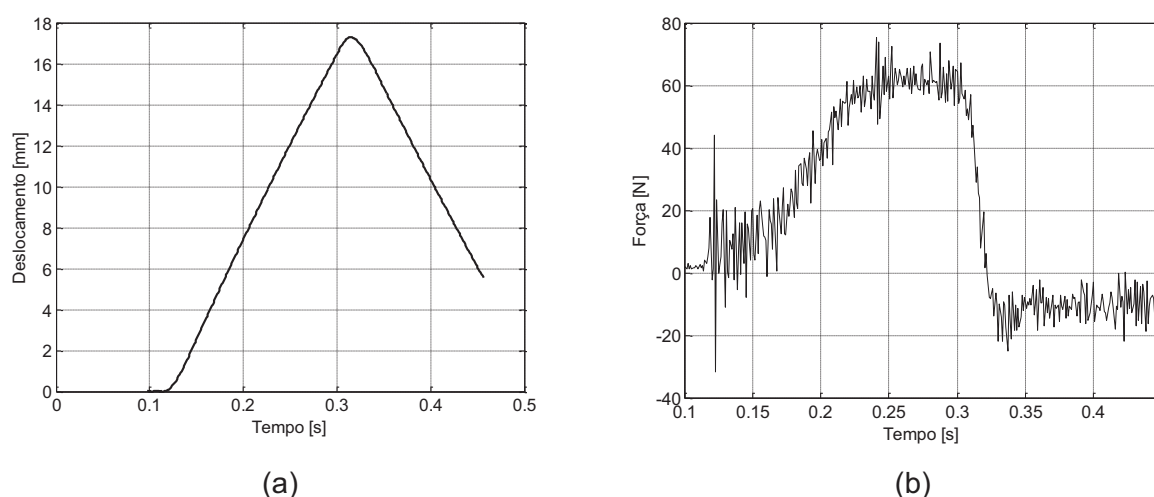


Figura 5.30 – Dados obtidos para o ensaio do amortecedor - (a) Deslocamento aplicado em função do tempo; (b) Força resultante em função do tempo.

### 5.3 Levantamento do Comportamento Dinâmico do Veículo

Para caracterizar o comportamento dinâmico vertical do veículo e seus componentes foi realizado um ensaio experimental que consistiu na passagem do veículo de estudo sobre obstáculos destacados da pista e na correspondente medição dos níveis de aceleração em seus principais componentes.

A variação de parâmetros como a pressão dos pneus, a carga, a posição dos obstáculos na pista e a velocidade longitudinal do veículo, foram levados em conta durante os ensaios seguindo as condições mostradas na Tab. 5.5.

Tabela 5.5 - Combinação dos parâmetros modificados no ensaio.

Condição	Pressão dos Pneus	Carga	Obstáculos	Velocidade
1	1	1	1	1
2	1	1	0	0
3	1	0	1	0
4	1	0	0	1
5	0	1	1	0
6	0	1	0	1
7	0	0	1	1
8	0	0	0	0

Na Tab. 5.6 são descritos os códigos 1 e 0 como condições específicas para os parâmetros modificados durante os ensaios.

Tabela 5.6 - Descrição dos códigos 1 e 0 para os parâmetros de ensaio.

Parâmetros	1	0
<b>Pressão</b>	4 pneus com pressão de enchimento de 35 psi	4 pneus com pressão de enchimento de 15 psi
<b>Carga</b>	300 Kg colocados no compartimento traseiro	Sem nenhuma carga
<b>Obstáculos</b>	Dispostos em paralelo	Defasados
<b>Velocidade</b>	2000 rpm em 2ª marcha ( 8 m/s )	1500 rpm em 2ª marcha ( 6 m/s )

O posicionamento dos obstáculos e seu perfil são mostrados esquematicamente na Fig. 5.31.

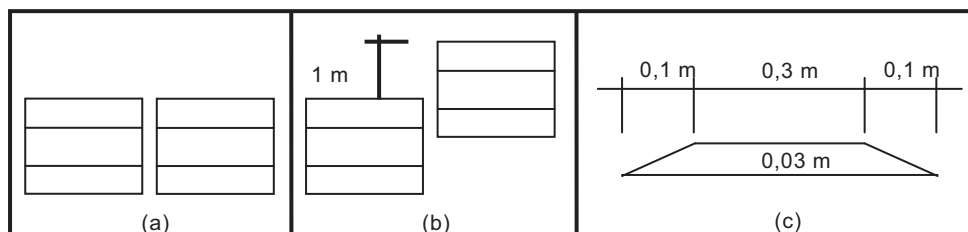


Figura 5.31 - Configurações para os obstáculos: (a) Paralelos ; (b) Defasados ; (c) Perfil dos obstáculos.

O procedimento de ensaio consistiu na colocação de acelerômetros em 20 pontos do veículo, divididos em grupos de 8 canais simultâneos. Para efeito de referência entre os acelerômetros de cada grupo, o acelerômetro colocado na posição 1 foi mantido fixo durante todo o ensaio. Desta forma, foram realizadas cerca de 72 passagens do veículo sobre os obstáculos, sendo 3 passagens para cada uma das 8 condições de parâmetros em 3 grupos de acelerômetros.

O posicionamento dos pontos de medição foi definido de forma a captar os movimentos característicos do chassi, conjunto propulsor, eixo dianteiro, eixo traseiro e carroceria, conforme mostrado na Fig. 5.32.



Os parâmetros de aquisição utilizados foram: frequência de amostragem de 1 kHz; tempo de aquisição de 5 segundos; e filtro passa-banda entre 1 Hz e 100 Hz.

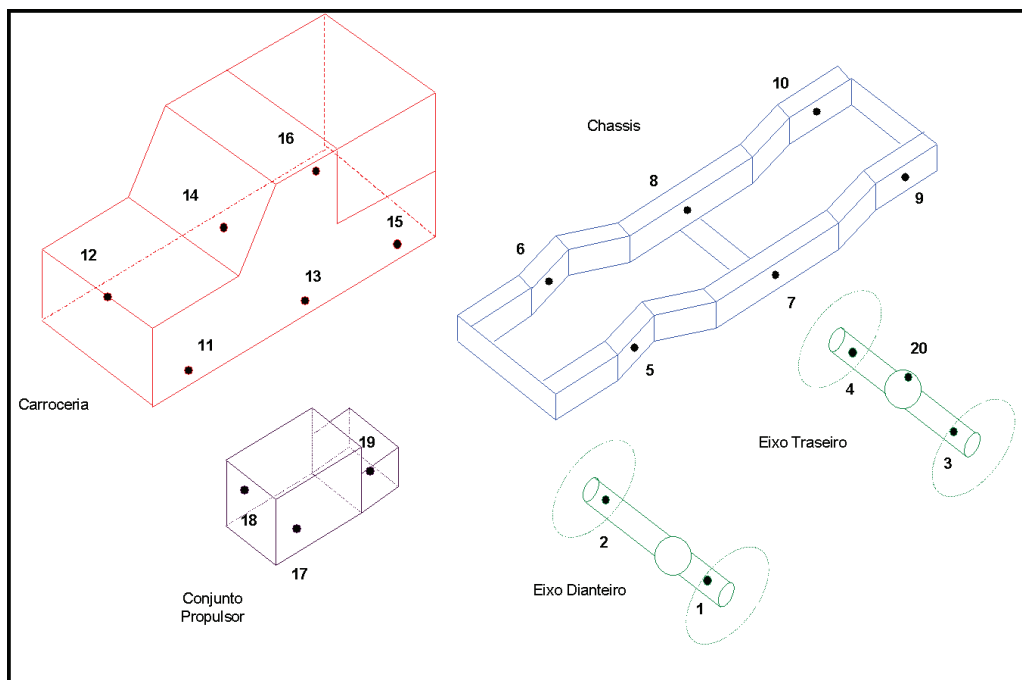


Figura 5.32 - Posicionamento dos acelerômetros para o ensaio da dinâmica vertical.

A aquisição dos sinais foi feita em computador portátil com placa de aquisição de 8 canais (National Instruments - 6024E), conforme ilustrado na Fig. 5.33(a), e a interface de comunicação foi feita com software Labview. Na Fig. 5.33(b) são mostrados os condicionadores de sinais associados aos acelerômetros colocados na parte dianteira do veículo.



(a)



(b)

Figura 5.33 - (a) Computador portátil e placa de aquisição sobre o banco de passageiros dianteiro; (b) Condicionadores de sinal fixados à carroceria do veículo.



Na Fig. 5.34 é mostrada a fixação de cubos metálicos na carroceria e chassis do veículo de forma a permitir a montagem dos acelerômetros através de bases magnéticas.



(a)



(b)

Figura 5.34 - (a) Cubo metálico fixado à carroceria; (b) Acelerômetro montado em cubo metálico fixado no chassis na posição 5.

Vale ressaltar que para o início da aquisição e para o cálculo da velocidade instantânea do veículo sobre os obstáculos foi usado um sensor ótico montado no pára-choque dianteiro em conjunto com duas faixas reflexivas posicionadas a 1 metro de distância uma da outra e a 0,4 m do primeiro obstáculo, conforme ilustrado na Fig. 5.35.



(a)



(b)

Figura 5.35 - (a) Posicionamento dos obstáculos na pista e faixas reflexivas no solo; (b) Sensor ótico montado sob o pára-choque dianteiro.

Utilizando-se de todo o aparato empregado nos ensaios de dinâmica vertical com obstáculos, foram realizadas também medições no veículo submetido ao teste de amortecedores no equipamento do órgão de inspeção veicular da FEMEC. O objetivo principal deste ensaio foi a aquisição dos níveis de aceleração aplicados na entrada ou excitação do veículo, simultaneamente ao movimento dos componentes. A Fig. 5.36 ilustra momentos do ensaio com o veículo posicionado sobre o equipamento de teste e o acelerômetro destinado à medição da aceleração nas bases de excitação.



Figura 5.36 – Medição da aceleração usando uma excitação conhecida.

#### 5.4 Levantamento do Comportamento Dinâmico do Chassis

Esta seção visa apresentar os ensaios realizados no chassis do veículo para validação dos resultados do modelo de elementos finitos, desenvolvido por Pinto et al. (2003). Os ensaios foram feitos em parceria com o autor citado e representam uma etapa importante nos trabalhos realizados que tiveram como foco o desenvolvimento de uma metodologia de projeto aplicada a veículos.

Os ensaios podem ser divididos em 3 etapas. A primeira foi a pesagem, através da montagem em uma condição bi-apoiada, sendo que em uma das extremidades foi utilizada a célula de carga. A medição foi feita novamente, mas com a célula de carga na outra extremidade, resultando em dois valores medidos. Com base na distância entre os dois pontos de medição foi estimado o peso e a posição do CG ao longo da direção longitudinal (eixo de referencia x).

Em uma segunda etapa, foram realizados os ensaios de torção e flexão para obtenção dos valores de rigidez associados. A rigidez torcional foi medida considerando a capacidade do chassis suportar um esforço de torção entre os pontos de apoio das



suspensões. A Fig. 5.37 mostra a montagem que se resume no travamento dos pontos de apoio da suspensão traseira e aplicação de uma torção nos pontos de apoio da suspensão dianteira através de um conjunto de massas e de um atuador hidráulico. Com base nos valores indicados em um conjunto de relógios comparadores e na carga aplicada, estimou-se o valor para a rigidez à torção do chassi.

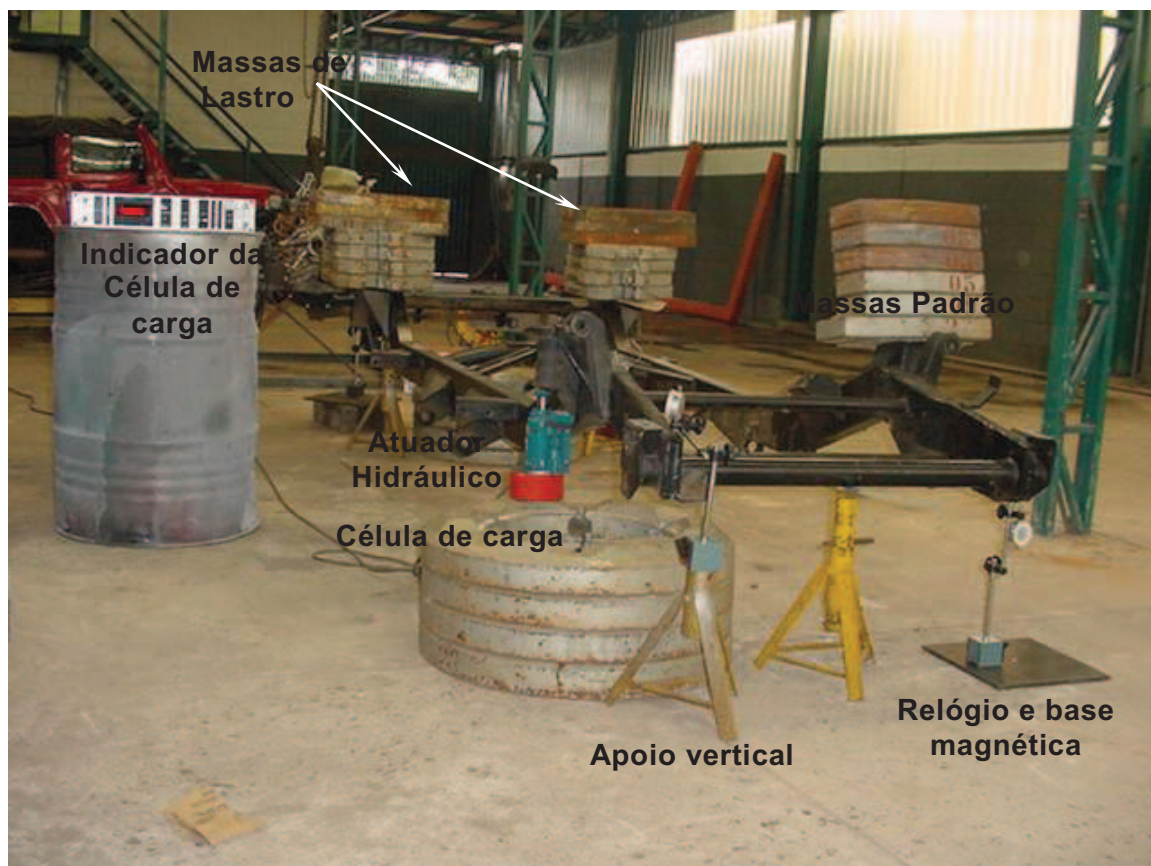


Figura 5.37 – Ensaio de torção do chassi do veículo de referência.

O ensaio de flexão seguiu procedimento semelhante ao realizado para a torção, sendo feita uma medição com o objetivo de determinar a deflexão vertical no ponto médio das longarinas quando submetidas a um carregamento normal vertical. Em uma montagem simples, o chassi foi apoiado nas suas extremidades (ponto de fixação das suspensões dianteira e traseira) e um conjunto de massas calibradas foi posicionado na sua seção central. Após uma série de medições abrangendo várias condições de carga foi possível estimar a rigidez à flexão representando mais um parâmetro experimental para validação numérica.

Na terceira etapa o objetivo foi verificar as frequências naturais e modos de vibração através da medição da aceleração vertical em pontos da estrutura (extremidades e meio de cada uma das duas longarinas). No procedimento foram usados 6 acelerômetros, martelo

inercial (excitação por impacto), além de um sistema de sustentação simulando uma condição livre-livre, como ilustrado na Fig. 5.38.

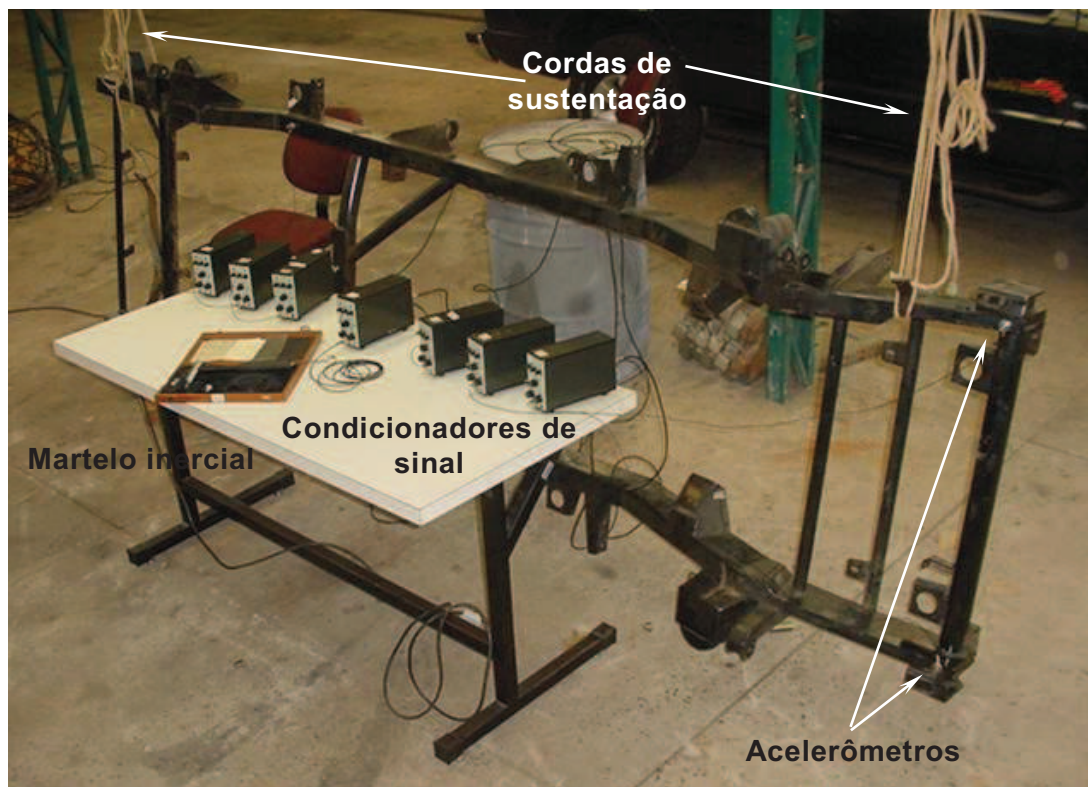


Figura 5.38 – Ensaio para análise modal experimental.

A metodologia utilizada nestes ensaios e os resultados obtidos podem ser vistos com mais detalhes no trabalho de Pinto (2003).

# CAPÍTULO VI

## ELABORAÇÃO DO MODELO COMPUTACIONAL DO VEÍCULO

### 6.1 Modelo base

#### 6.1.1 Modelos da geometria em ambiente CAD

Geralmente a definição do modelo multicorpos de um veículo tem seu início com a elaboração de modelos geométricos tridimensionais para os seus componentes, permitindo a localização de suas interfaces e o cálculo numérico de suas propriedades de inércia.

O modelo para o chassi do veículo, conforme mostrado na Fig. 6.1, define as posições mais importantes em um modelo multicorpos, como os pontos de fixação da carroceria, suportes de mola e amortecedores, suportes das barras Panhard, suportes do conjunto propulsor, etc. Este modelo foi validado com sucesso através da comparação entre os valores da massa, obtido numericamente e determinado mediante medição experimental através de célula de carga, conforme mostrado em Pinto (2003).

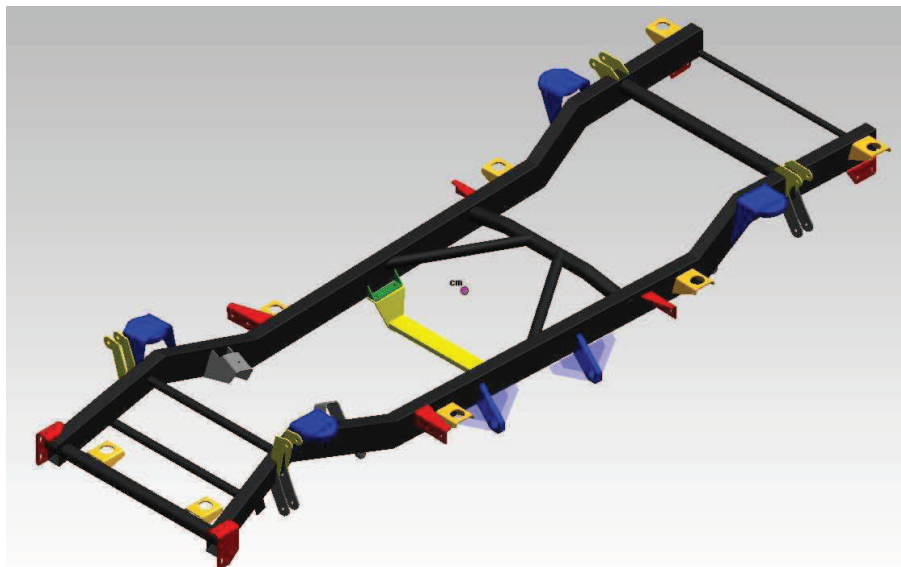


Figura 6.1 – Modelo geométrico do chassi.

A Fig. 6.2 apresenta a vista superior e lateral do modelo geométrico do chassi do veículo de referência, ilustrando a forma característica de um chassi do tipo escada.

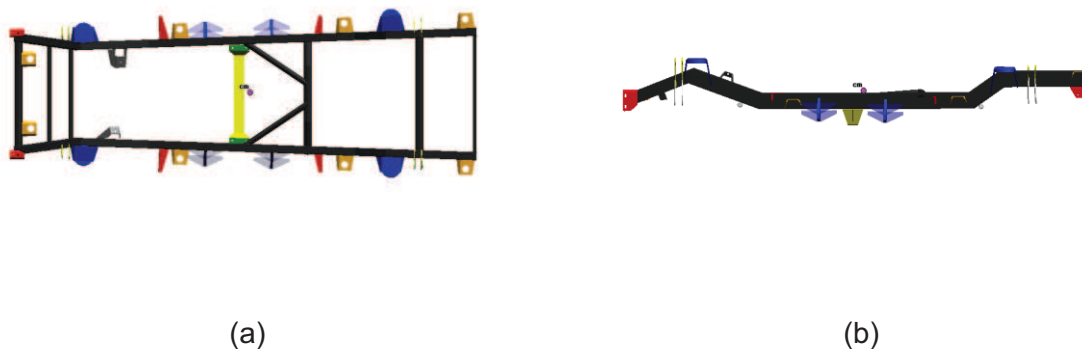


Figura 6.2 – (a) Vista superior; (b) Vista lateral do chassis.

A modelagem das suspensões do veículo foi feita a partir da união de modelos individuais de vários componentes. Os modelos representam detalhadamente os braços longitudinais, as barras do tipo Panhard, as barras estabilizadoras, as rodas, os pneus e os próprios eixos, conforme ilustrado na Fig. 6.3.



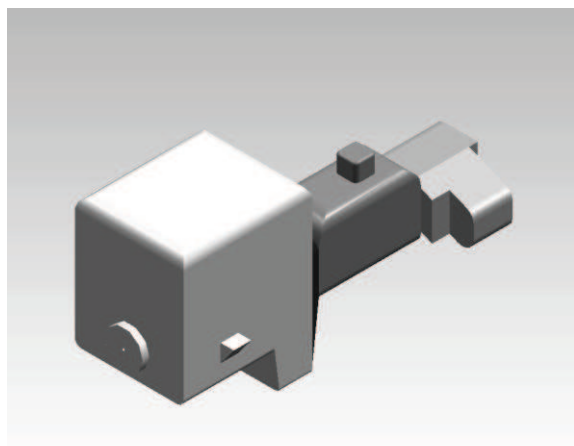
Figura 6.3 – Modelo geométrico para os conjuntos das suspensões: (a) Dianteira, (b) Traseira.

Vale ressaltar dois aspectos importantes sobre as suspensões: as propriedades de inércia para os braços longitudinais e barras Panhard foram obtidas numericamente através dos modelos geométricos, já a rigidez à torção (ao rolamento) que caracteriza cada uma das barras estabilizadoras foi obtida de forma analítica utilizando suas dimensões.

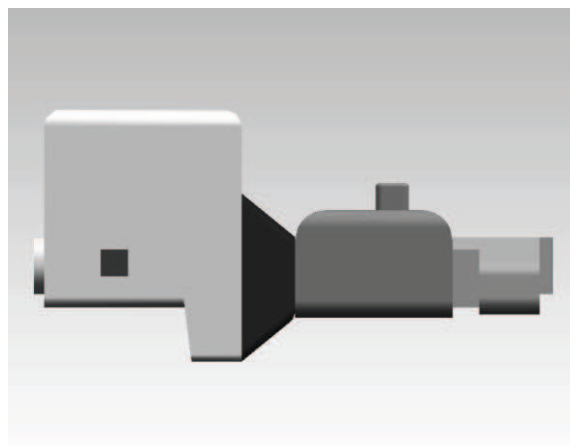
Com base no conjunto propulsor do veículo de referência foi elaborado um modelo para servir principalmente como geometria de visualização, uma vez que da mesma forma que os demais componentes (exceção feita ao modelo geométrico do chassis), as



propriedades de inércia foram determinadas experimentalmente. Na Fig. 6.4 é ilustrada a geometria definida para o conjunto propulsor.



(a)



(b)

Figura 6.4 – Modelo geométrico para o conjunto propulsor, Vistas: (a) Isométrica, (b) Lateral.

Com a elaboração do modelo geométrico para a carroceria, todos os demais conjuntos foram unidos formando o modelo completo para o veículo, conforme ilustrado na Fig. 6.5. Na Fig. 6.6 são mostradas as vistas frontal e lateral deste modelo.

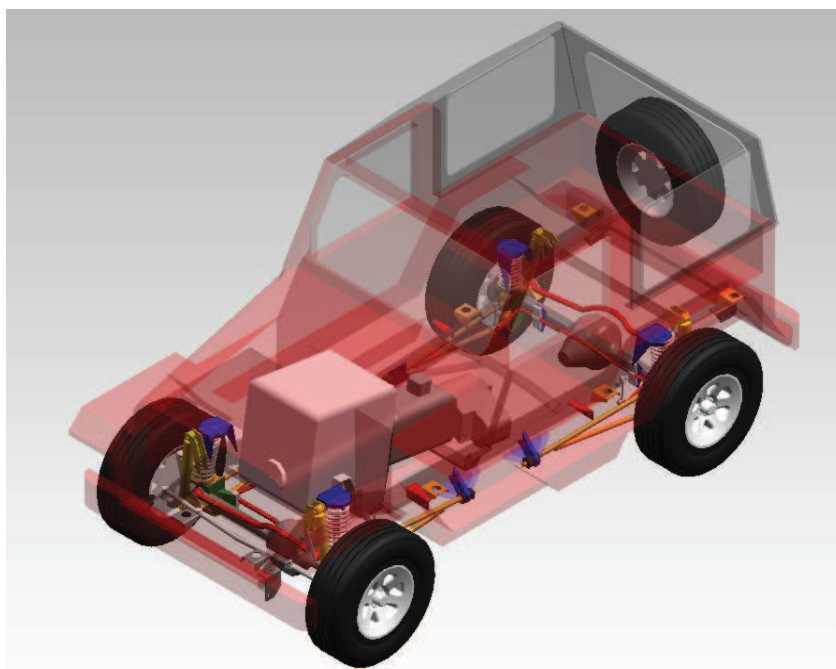


Figura 6.5 – Modelo geométrico para o veículo completo.





Figura 6.6 – Modelo geométrico do veículo: (a) Vista Frontal, (b) Vista Lateral.

### 6.1.2 Modelos em ambiente CAE

Nesta etapa foram utilizados os recursos de modelagem do software MSC ADAMS para a elaboração de um modelo mult corpos usando os modelos de geometria, os parâmetros de entrada obtidos experimentalmente e valores estimados numericamente.

Com o propósito de apresentar o modelo do veículo em ambiente CAE, segue-se uma seqüência de ações envolvendo a introdução de geometrias e a definição de elementos que representam forças e juntas cinemáticas.

Em algumas situações os valores de rigidez e amortecimento de alguns componentes foram definidos levando-se em conta valores presentes em exemplos do próprio software, conforme ilustrado no Anexo A.

O modelo mult corpos do veículo é iniciado com a introdução do modelo do chasis já desenvolvido em ambiente CAD. Esta geometria passa a ser referenciada a um corpo rígido definido com suas propriedades de inércia (Tab. 6.1). Vale lembrar que o sistema de referência utilizado é definido no capítulo 5 (Fig. 5.16). Com a geometria são introduzidos os elementos de força que representam as buchas de suspensão, conforme mostrado na Fig. 6.7.

Tabela 6.1 – Propriedades de inércia para o chasis obtidas numericamente.

Componente	Massa [kg]	Posição do CG [mm]		Posição do referencial. para o Tensor de inércia [mm]	Tensor de Inércia [kg mm <sup>2</sup> ]		
Chassis	163,0	x	1151,04	0,0	$7,402 \times 10^7$	-----	-----
		y	-1,67	0,0	$-3,645 \times 10^5$	$4,081 \times 10^8$	-----
		z	544,06	0,0	$-1,400 \times 10^5$	$1,006 \times 10^8$	$3,816 \times 10^8$

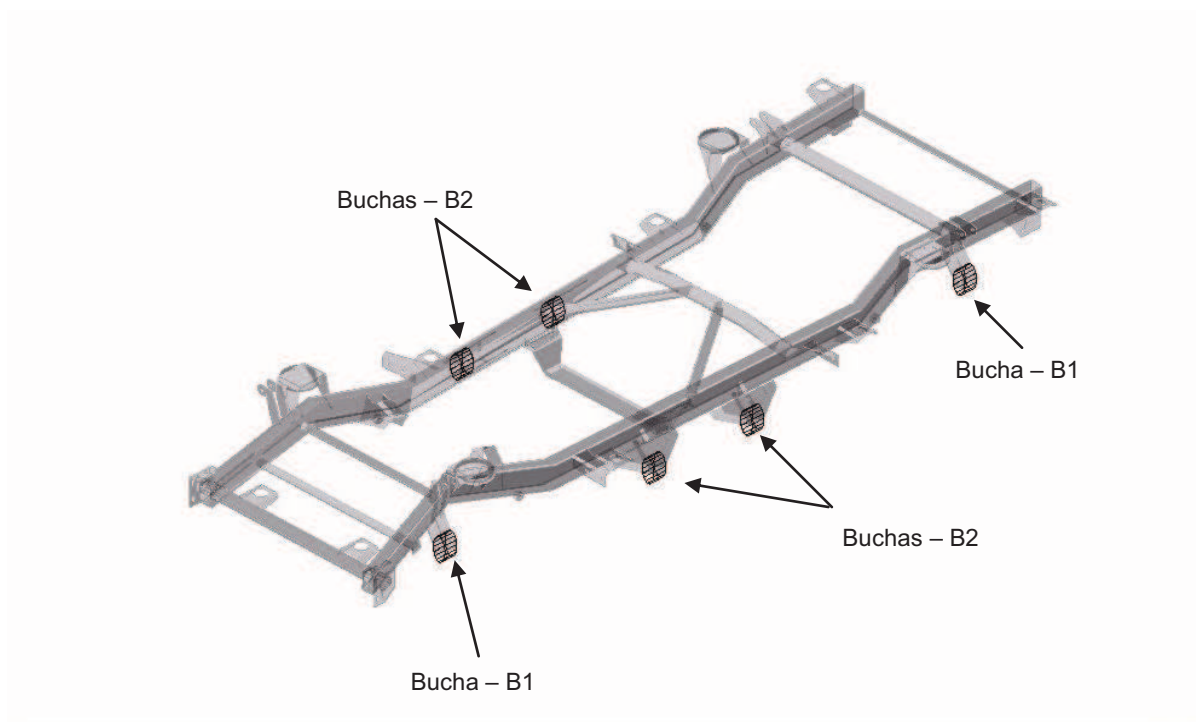


Figura 6.7 – Geometria do chassis e posicionamento das buchas de suspensão.

Vale ressaltar que o eixo axial (ou eixo z) das buchas na Fig. 6.8 está orientado segundo a direção do eixo global X (longitudinal ao veículo). As propriedades de rigidez linear, rigidez angular e pré-carga são mostradas na Tab. 6.2.

Tabela 6.2 – Propriedades de rigidez das buchas.

Componentes	Rigidez linear [N/mm]			Rigidez angular [N.mm/graus]			Pré-carga [N]		
	x	y	z	x	y	z	x	y	z
B1	$5,0 \times 10^3$	$5,0 \times 10^3$	$1,0 \times 10^4$	$1,0 \times 10^4$	$1,0 \times 10^4$	$5,0 \times 10^3$	0,0	0,0	0,0
B2	$1,0 \times 10^4$	$1,0 \times 10^4$	$1,0 \times 10^3$	$1,0 \times 10^4$	$1,0 \times 10^4$	$5,0 \times 10^3$	0,0	0,0	0,0
	Amortecimento linear [N.s/mm]			Amortecimento angular [N.s.mm/graus]			Pré-carga [N]		
	x	y	z	x	y	z	x	y	z
B1	1,0	1,0	1,0	$2,0 \times 10^2$	$2,0 \times 10^2$	$2,0 \times 10^2$	0,0	0,0	0,0
B2	1,0	1,0	1,0	$2,0 \times 10^2$	$2,0 \times 10^2$	$2,0 \times 10^2$	0,0	0,0	0,0

De forma semelhante ao caso do chassis, os braços longitudinais das suspensões dianteira e traseira, assim como as barras Panhard dianteiras e traseiras são inseridos no modelo. Assim, as buchas de suspensão inseridas anteriormente são definidas completamente a partir da indicação dos corpos rígidos associados ao chassis.

Na Fig. 6.8 são mostradas as representações geométricas para cada corpo rígido referente às suspensões, estando interligados pelos elementos de força do tipo bucha. As propriedades de inércia destes componentes encontram-se na Tab. 6.3.

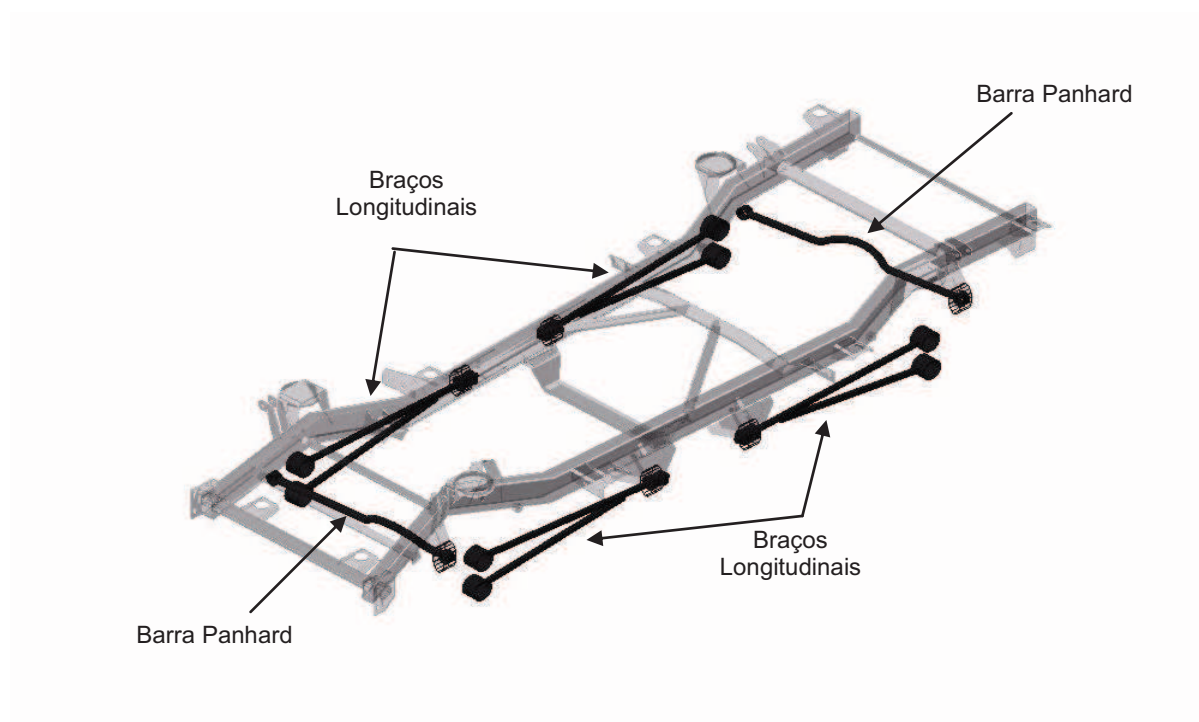


Figura 6.8 - Braços longitudinais e Barras Panhard.

Tabela 6.3 – Propriedades de inércia referentes aos componentes das suspensões obtidas numericamente.

Componentes	Massa [kg]	Posição do Centro de Gravidade [mm]		Posição do referencial para o tensor [mm]	Tensor de Inércia [kg mm <sup>2</sup> ]		
<i>Braço Longitudinal Dianteiro Esquerdo</i>	9,15	x	1995,09	0,0	$3,212 \times 10^6$	-----	-----
		y	472,36	0,0	$8,607 \times 10^6$	$3,829 \times 10^7$	-----
		z	353,72	0,0	$1,531 \times 10^6$	$6,439 \times 10^6$	$3,917 \times 10^7$
<i>Braço Longitudinal Dianteiro Direito</i>	9,15	x	1994,47	0,0	$3,206 \times 10^6$	-----	-----
		y	-472,75	0,0	$-8,611 \times 10^6$	$3,826 \times 10^7$	-----
		z	352,28	0,0	$-1,526 \times 10^6$	$6,411 \times 10^6$	$3,915 \times 10^7$
<i>Braço Longitudinal Traseiro Esquerdo</i>	9,15	x	475,32	0,0	$3,759 \times 10^6$	-----	-----
		y	530,04	0,0	$2,284 \times 10^6$	$3,929 \times 10^6$	-----
		z	356,33	0,0	$1,728 \times 10^6$	$1,579 \times 10^6$	$5,319 \times 10^6$
<i>Braço Longitudinal Traseiro Direito</i>	9,15	x	474,71	0,0	$3,759 \times 10^6$	-----	-----
		y	-529,98	0,0	$-2,280 \times 10^6$	$3,924 \times 10^6$	-----
		z	356,36	0,0	$-1,728 \times 10^6$	$1,577 \times 10^6$	$5,313 \times 10^6$
<i>Barra Panhard Dianteira</i>	5,95	x	2509,13	0,0	$1,739 \times 10^6$	-----	-----
		y	3,99	0,0	$7,049 \times 10^4$	$3,882 \times 10^7$	-----
		z	472,64	0,0	$5,669 \times 10^4$	$7,064 \times 10^6$	$3,788 \times 10^7$
<i>Barra Panhard Traseira</i>	5,90	x	-63,49	0,0	$1,850 \times 10^6$	-----	-----
		y	-1,3	0,0	$-2,975 \times 10^4$	$1,346 \times 10^6$	-----
		z	471,94	0,0	$3,374 \times 10^4$	$-1,802 \times 10^5$	$5,582 \times 10^5$

Com base na geometria das suspensões introduzidas na etapa anterior, outros elementos de força do tipo bucha são inseridos nas suas respectivas posições, possibilitando uma união entre as suspensões e os eixos, como ilustra a Fig. 6.9. Os coeficientes estimados que caracterizam estas buchas são mostrados na Tab. 6.4.

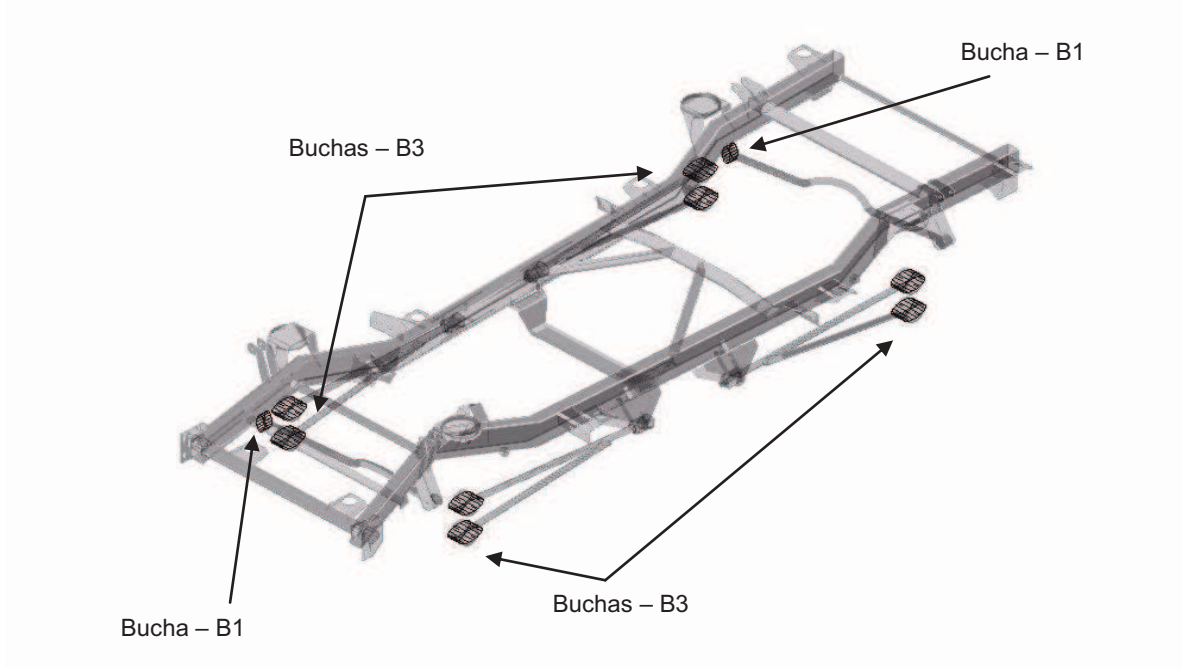


Figura 6.9 - Buchas entre os braços longitudinais e os eixos de suspensão.

Tabela 6.4 – Propriedades de rigidez para as buchas nos braços das suspensões.

Componentes	Rigidez linear [N/mm]			Rigidez angular [N.mm/graus]			Pré-carga [N]		
	x	y	z	x	y	z	x	y	z
B3	$5,0 \times 10^3$	$5,0 \times 10^3$	$1,0 \times 10^4$	$1,0 \times 10^4$	$1,0 \times 10^4$	$5,0 \times 10^3$	0,0	0,0	0,0
	Amortecimento linear [N.s/mm]			Amortecimento angular [N.s.mm/graus]			Pré-carga [N]		
	x	y	z	x	y	z	X	y	z
B3	1,0	1,0	1,0	$2,0 \times 10^2$	$2,0 \times 10^2$	$2,0 \times 10^2$	0,0	0,0	0,0

Entende-se ainda que o eixo axial (ou eixo z) das buchas (B3) na Fig. 6.9 está orientado segundo a direção do eixo global Y (transversal ao veículo).

A definição dos corpos rígidos que representam os eixos do veículo é feita a partir da introdução das respectivas geometrias e propriedades de inércia (Tab. 6.5). Mais uma vez, as buchas inseridas no passo anterior podem ser completamente definidas com a indicação dos eixos como corpos interligados com os elementos das suspensões, conforme ilustrado na Fig. 6.10.

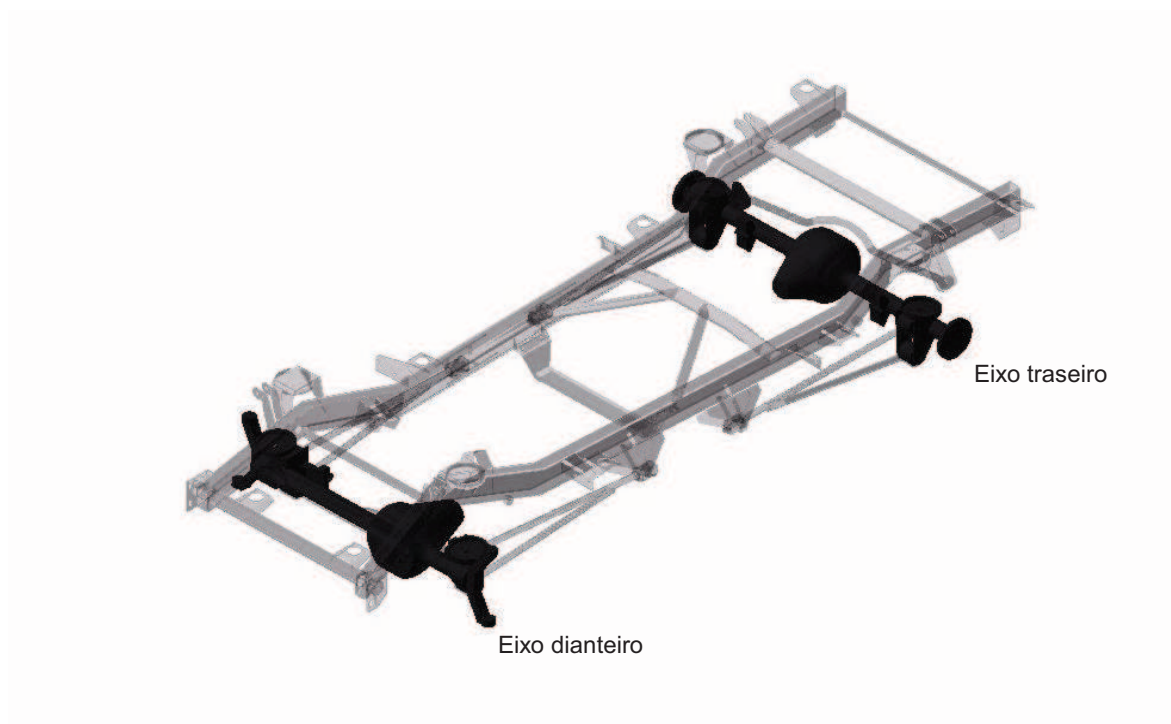


Figura 6.10 - Geometria dos eixos da suspensão.

Tabela 6.5 – Propriedades de inércia para os eixos.

Componente	Massa [kg]	Posição do Centro de Gravidade [mm]		Posição do referencial para o tensor de inércia [mm]	Tensor de Inércia [kg mm <sup>2</sup> ]		
Eixo Dianteiro	225,0	x	2435,0	2435,0	$8,194 \times 10^7$	-----	-----
		y	35,0	0,0	0,0	$1,638 \times 10^7$	-----
		z	375,0	375,0	0,0	0,0	$8,194 \times 10^7$
Eixo Traseiro	167,0	x	35,0	35,0	$7,290 \times 10^7$	-----	-----
		y	0,0	0,0	0,0	$1,458 \times 10^7$	-----
		z	375,0	375,0	0,0	0,0	$7,290 \times 10^7$

Com a geometria dos eixos e chassis definida, torna-se possível a modelagem dos elementos relativos às molas e aos amortecedores presentes no veículo. Estes elementos representam sob vários aspectos o comportamento real, a partir da definição de parâmetros tais como, a direção da força resultante entre os corpos, coeficientes ou curvas de rigidez e amortecimento e níveis de pré-carga.

Na Tab. 6.6 encontram-se os valores utilizados para a definição das forças de mola e amortecedor no modelo.

Tabela 6.6 – Propriedades de rigidez e amortecimento.

Componentes	Rigidez [N/mm]	Amortecimento [N.s/mm]	Pré-carga [N]
Molas Dianteiras	25,0 *	-----	3000,0 **
Molas Traseiras	28,0 **	-----	3200,0 **
Amortecedores	-----	Tração = 1,2 ; Compressão = 0,2 **	-----

\* Obtido com cálculo analítico; \*\* Obtido experimentalmente;

Na Fig. 6.11 são destacados os elementos de rigidez e amortecimento aplicados entre os eixos e o chassi.

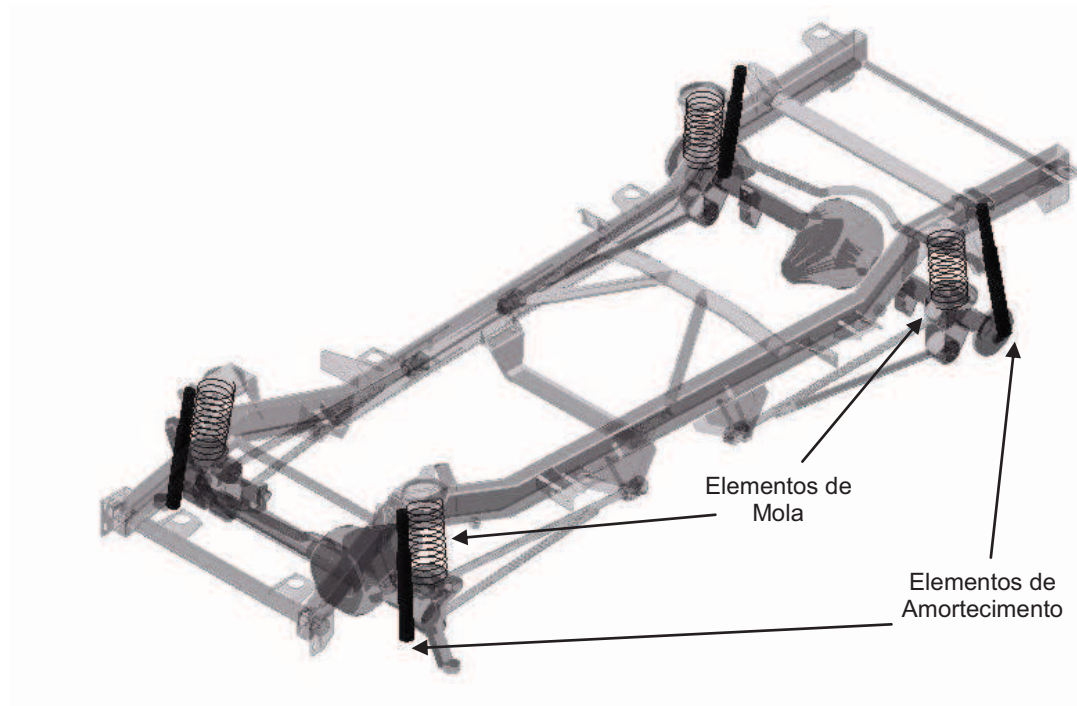


Figura 6.11 – Elementos de força representando as molas e amortecedores.

As barras estabilizadoras são representadas por meio de forças semelhantes às aplicadas para as molas, contudo são definidas para um movimento de rotação relativo entre dois corpos.

Com base em expressões analíticas (Milliken e Milliken, 1995) e nos parâmetros mostrados na Tab. 6.8, pode ser estimada a rigidez das barras (Tab. 6.9).

Tabela 6.8 – Parâmetros das barras estabilizadoras.

Componentes	Diâmetro (d) [mm]	Comprimento (L) [mm]	Braço (R) [mm]	Módulo de Cisalhamento [N/m <sup>2</sup> ]	Rigidez ( $K_{linear}$ ) [N/mm]
Barra Dianteira	26	390	235	$7,5 \times 10^{10}$	38,54
Barra Traseira	19	455	320	$7,5 \times 10^{10}$	85,05



Tabela 6.9 – Propriedades de rigidez à torção para as barras estabilizadoras.

Componentes	Rigidez Angular [N.mm/graus]	Amortecimento Angular [N.s.mm/graus]
Barra Dianteira	$2,25761 \times 10^5$	0,0
Barra Traseira	$1,39245 \times 10^5$	0,0

Neste caso, elementos de força são colocados entre os eixos e o chassi, conforme ilustrado na Fig. 6.12, sendo caracterizados por coeficientes de rigidez angular. Vale ressaltar que, assim como as molas e amortecedores, estes componentes se comportam como forças, e não representam corpos rígidos.

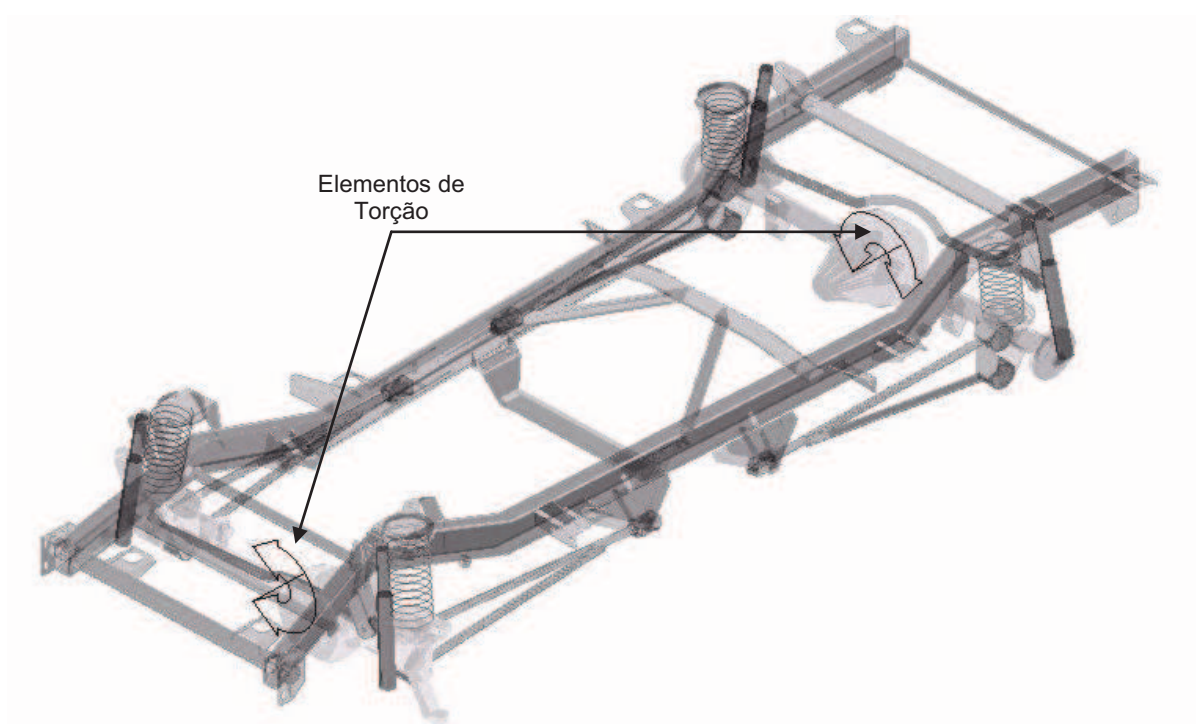


Figura 6.12 – Forças representando as barras estabilizadoras.

Os coxins são componentes semelhantes às buchas e são representados por elementos de força que se caracterizam basicamente por parâmetros de rigidez e amortecimento. Para o conjunto propulsor a geometria do chassi indica as posições destes elementos, conforme ilustrado na Fig. 6.13.



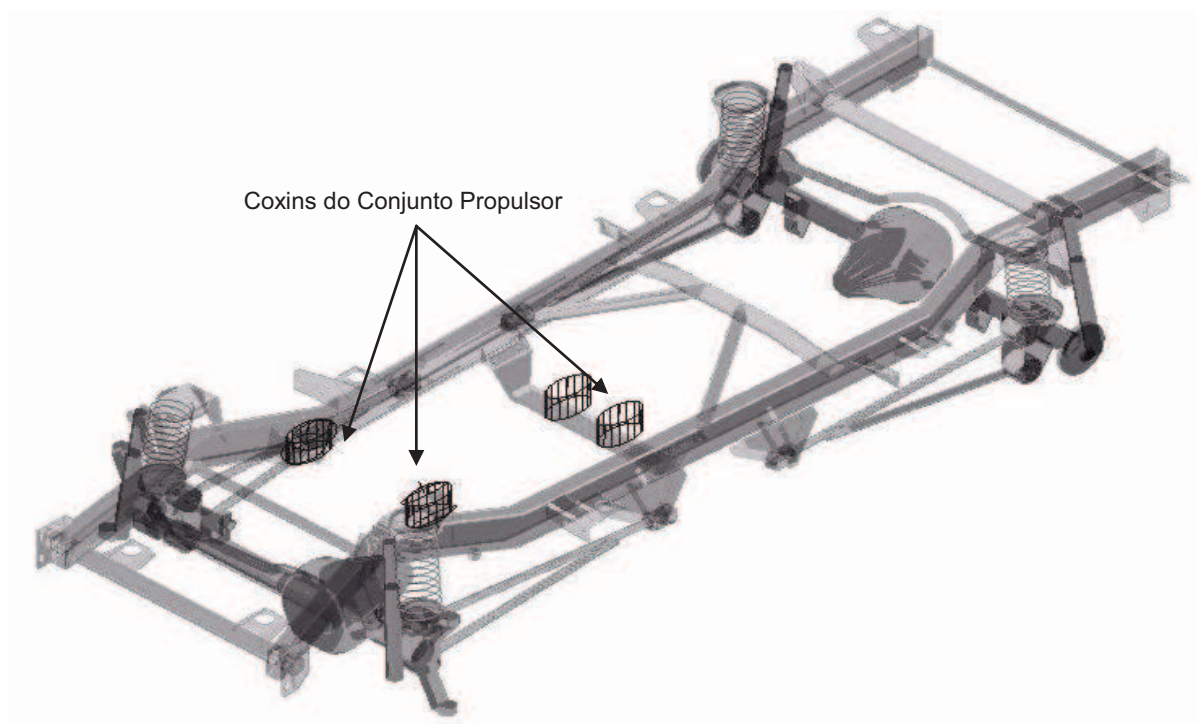


Figura 6.13 – Elementos de forças representando os coxins do conjunto propulsor.

A Tab. 6.10 mostra os valores definidos inicialmente para as características de rigidez e amortecimento dos coxins a partir de valores da literatura (Anexo A).

Tabela 6.10 – Propriedades de rigidez dos coxins do conjunto propulsor.

Componentes	Rigidez linear [N/mm]			Rigidez angular [N.mm/graus]			Pré-carga [N]		
	x	y	z	x	y	z	x	y	z
C1	$3,0 \times 10^3$	$3,0 \times 10^3$	$3,0 \times 10^3$	$1,0 \times 10^5$	$1,0 \times 10^5$	$1,0 \times 10^3$	0,0	0,0	$8,0 \times 10^2$
C2	$3,0 \times 10^3$	$3,0 \times 10^3$	$3,0 \times 10^3$	$1,0 \times 10^5$	$1,0 \times 10^5$	$1,0 \times 10^3$	0,0	0,0	$8,0 \times 10^2$
	Amortecimento linear [N.s/mm]			Amortecimento angular [N.s.mm/graus]			Pré-carga [N]		
	x	y	z	x	y	z	x	y	z
C1	10,0	10,0	10,0	20,0	20,0	20,0	0,0	0,0	0,0
C2	10,0	10,0	10,0	20,0	20,0	20,0	0,0	0,0	0,0

Como em passos anteriores, um corpo rígido é criado a partir de determinadas propriedades de inércia (Tab. 6.11) e de uma geometria característica para representar os movimentos do conjunto propulsor. Na Fig. 6.14, o conjunto propulsor é representado por sua geometria interligada ao chassis pelos coxins.

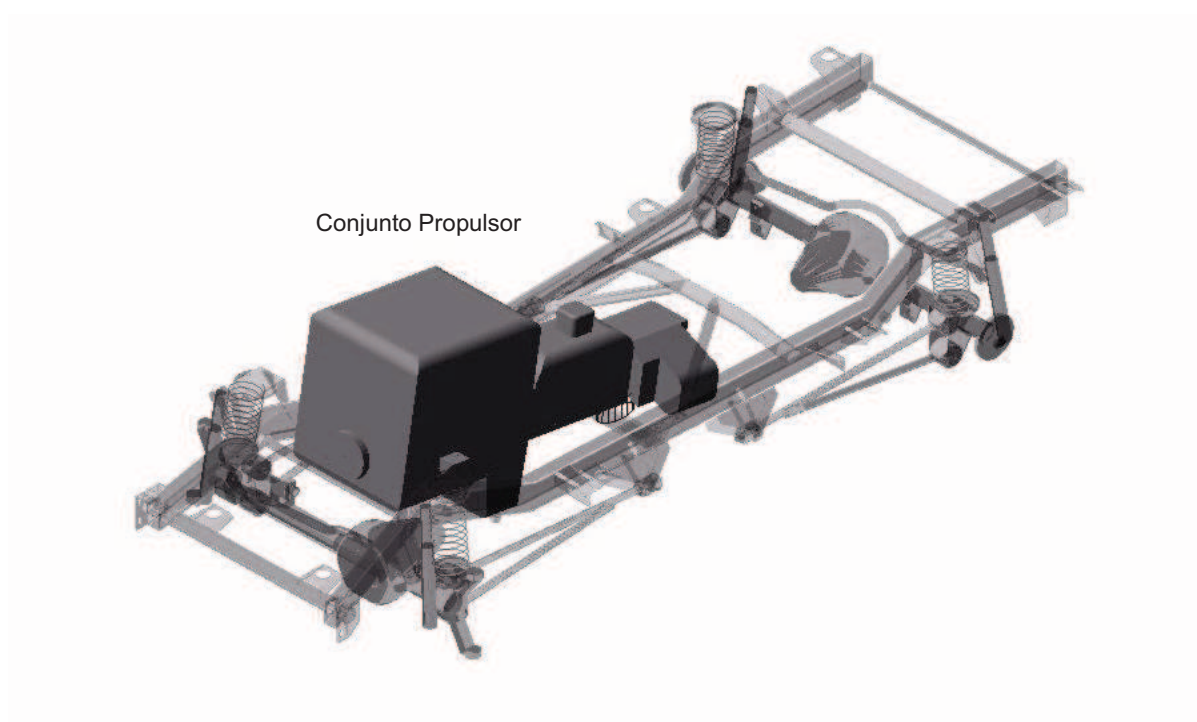


Figura 6.14 - Geometria do conjunto propulsor inserida no modelo.

Tabela 6.11 – Propriedades de inércia para o conjunto propulsor.

Componente	Massa [kg]	Posição do Centro de Gravidade [mm]		Posição do referencial para o tensor de inércia [mm]	Tensor de Inércia [kg mm <sup>2</sup> ]		
		x	y		x	y	z
Conjunto Propulsor	388,0	1850,0	0,0	1850,0	$1,892 \times 10^8$	$2,644 \times 10^8$	$2,644 \times 10^8$
		0,0	700,0	0,0	0,0	0,0	0,0
		700,0	0,0	700,0	0,0	0,0	0,0

De forma semelhante aos coxins do conjunto propulsor, os coxins da carroceria são posicionados a partir da geometria do chassi, sendo introduzidos conforme destacado na Fig. 6.15. Ressalta-se que os valores apresentados na Tab. 6.12 estão definidos segundo um referencial próprio do elemento, de forma que a rigidez axial no eixo z do coxim está orientada segundo o eixo global Z (vertical em relação ao veículo).

Tabela 6.12 – Propriedades de rigidez dos coxins da carroceria.

Componente	Rigidez linear [N/mm]			Rigidez angular [N.mm/graus]			Pré-carga [N]		
	x	y	z	x	y	z	x	y	z
C3	$2,0 \times 10^3$	$2,0 \times 10^3$	$1,5 \times 10^3$ *	$1,0 \times 10^4$	$1,0 \times 10^4$	$1,0 \times 10^3$	0,0	0,0	$7,0 \times 10^2$
	Amortecimento linear [N.s/mm]			Amortecimento angular [N.s.mm/graus]			Pré-carga [N]		
	x	y	z	x	y	z	x	y	z
C3	200,0	200,0	200,0	20,0	20,0	20,0	0,0	0,0	0,0

\* Obtido experimentalmente

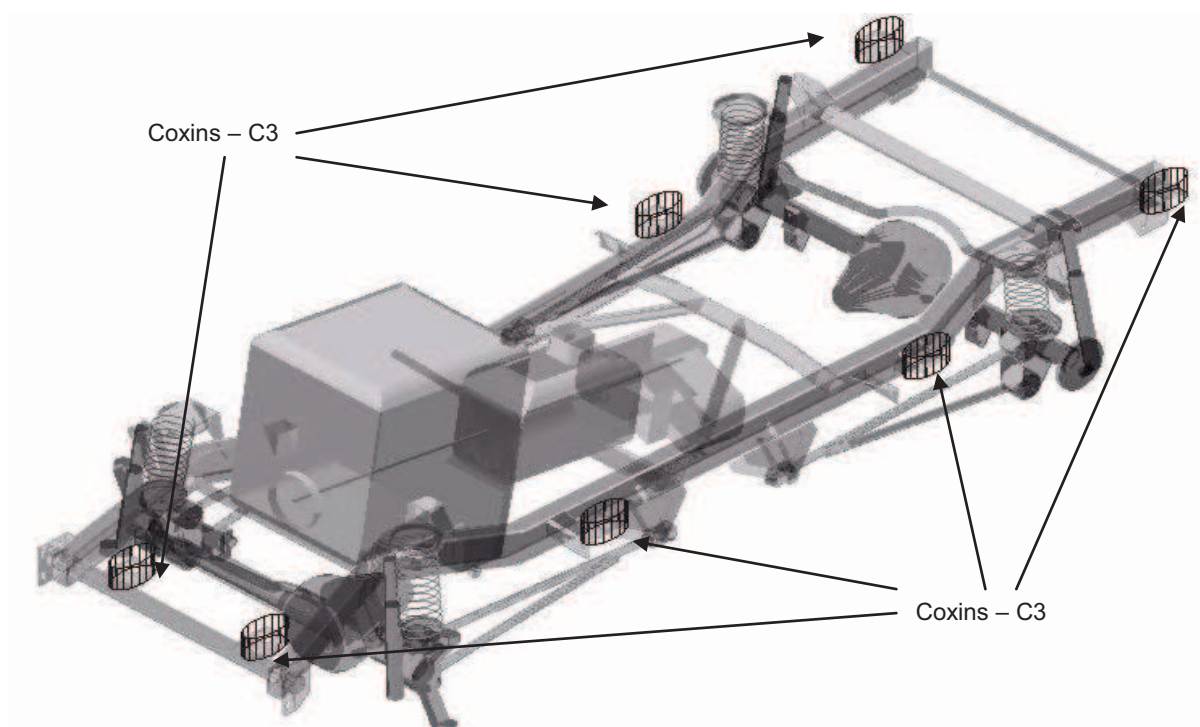


Figura 6.15 – Definição dos coxins entre a carroceria e o chassi.

A definição da carroceria como corpo rígido é feita a partir de sua geometria, conforme mostrado anteriormente na Fig. 6.5, e de suas propriedades de inércia (Tab. 6.13). Contudo vale lembrar que tanto a carroceria quanto o conjunto propulsor e eixos tiveram suas respectivas propriedades de inércia obtidas de forma experimental.

Tabela 6.13 – Propriedades de inércia referentes à carroceria.

Componente	Massa [kg]	Posição do Centro de Gravidade [mm]		Posição do referencial para o tensor de inércia [mm]	Tensor de Inércia [kg mm <sup>2</sup> ]		
Carroceria	600,0	x	828,0	828,0	$4,657 \times 10^8$	-----	-----
		y	0,0	0,0	0,0	$9,270 \times 10^8$	-----
		z	925,0	925,0	0,0	0,0	$9,270 \times 10^8$

### 6.1.3 Inserção dos pneus no modelo

A modelagem dos pneus é discutida em separado neste item em função das inúmeras possibilidades de abordagem durante a sua aplicação. Neste trabalho, duas

abordagens distintas são utilizadas visando a observação de suas influências no comportamento dinâmico do veículo.

A primeira abordagem considera os pneus como um conjunto de mola e amortecedor vinculados nas extremidades dos eixos e nas bases que representam a pista, conforme ilustrado na Fig. 6.16.

Os parâmetros associados neste modelo são tão somente um coeficiente ou curva de rigidez (força em função do deslocamento) e um coeficiente ou curva de amortecimento (força em função da velocidade). Esta é a abordagem mais simples de modelagem e proporciona a simulação com um custo computacional baixo.

Vale ressaltar que, mesmo que esta seja a abordagem mais utilizada para análise de dinâmica vertical de veículos, existem restrições quanto a sua utilização em aspectos que envolvam efeitos da dinâmica longitudinal e lateral. Isto se deve principalmente pelo fato de que os eixos de suspensão devem apresentar somente 2 graus de liberdade (translação vertical e rotação em torno do eixo longitudinal) para que a condição de equilíbrio do veículo seja conseguida.

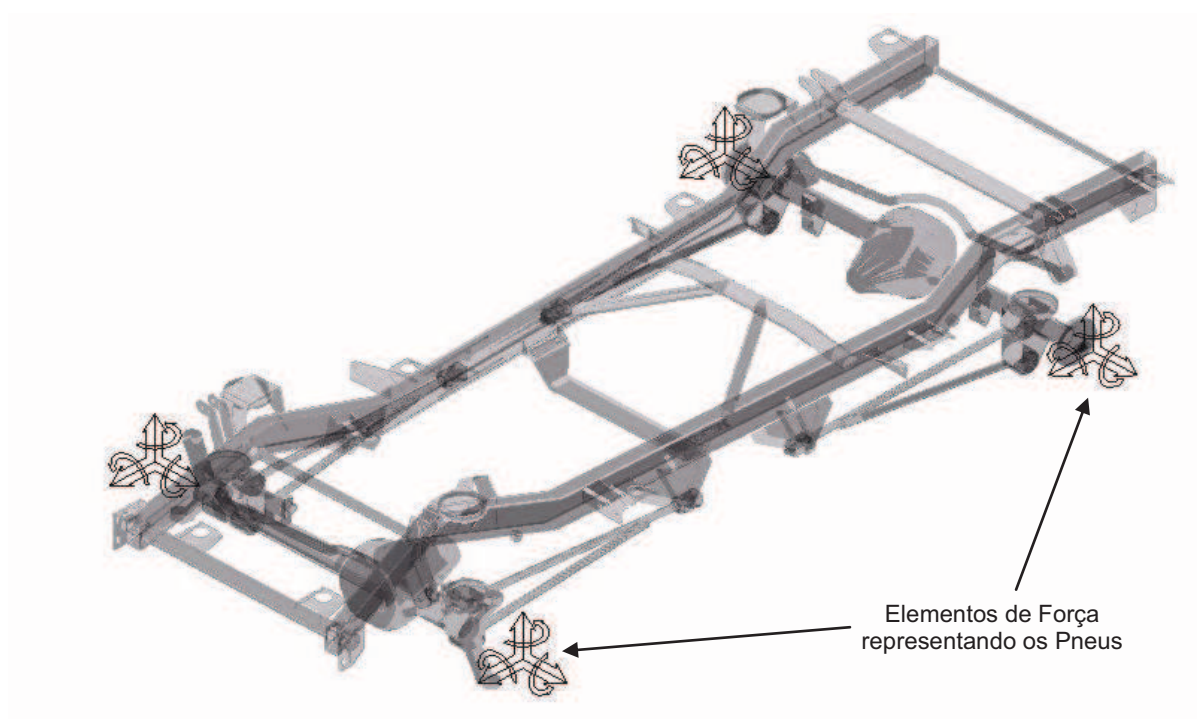


Figura 6.16 – Modelagem dos pneus com elementos de mola e amortecedor.

A definição dos parâmetros de rigidez e amortecimento nestes modelos de pneus é discutida mais adiante durante as comparações de seus efeitos no comportamento dinâmico do veículo.

A segunda abordagem estudada se refere ao recurso de modelagem proporcionado pelo software, chamado de Pneu Fiala. Segundo Blundell e Harty (2004) este é um dos modelos mais conhecidos pelos usuários da ferramenta, e embora apresente algumas limitações, tem a vantagem de representar o comportamento de um pneu levando em conta poucos parâmetros.

Os parâmetros que definem o pneu neste modelo são:

- O raio do pneu sem carregamento
- O raio da carcaça do pneu
- A rigidez radial
- A rigidez longitudinal, que representa a inclinação na origem da curva que caracteriza a força de frenagem pela taxa de escorregamento longitudinal ou "*Slip Ratio*".
- A rigidez lateral devido o efeito do ângulo de desvio, que representa a inclinação na origem da curva que caracteriza a força lateral pelo ângulo de desvio ou "*Slip Angle*".
- A rigidez lateral devido o efeito do ângulo de camber, que representa a inclinação na origem da curva que caracteriza a força lateral pelo ângulo de camber ou "*Camber Angle*".
- A resistência ao rolamento representada pela distância entre o ponto de aplicação da força normal e o centro do pneu. Este valor multiplica a força normal no pneu gerando um momento que resiste ao seu rolamento.
- O fator de amortecimento radial  $\zeta$ , que é a relação entre o amortecimento do pneu e o amortecimento crítico.
- O coeficiente de atrito estático. Efetivamente representa o valor máximo de atrito presente no contato do pneu com o solo.
- O coeficiente de atrito dinâmico. É o valor de atrito durante um escorregamento total do pneu em relação ao solo.

Na Fig. 6.15 é ilustrado o modelo parcial do veículo em que se observam os pneus posicionados sobre um conjunto de elementos planos representando uma superfície de pista. Neste tipo de modelagem o veículo se comporta como se estivesse rodando sobre uma pista virtual e os pneus são responsáveis pela geração das forças verticais, além das longitudinais e laterais. Mais especificamente o modelo da Fig. 6.17 se aproxima dos obstáculos destacados da pista representando exatamente os obstáculos usados nos ensaios experimentais.



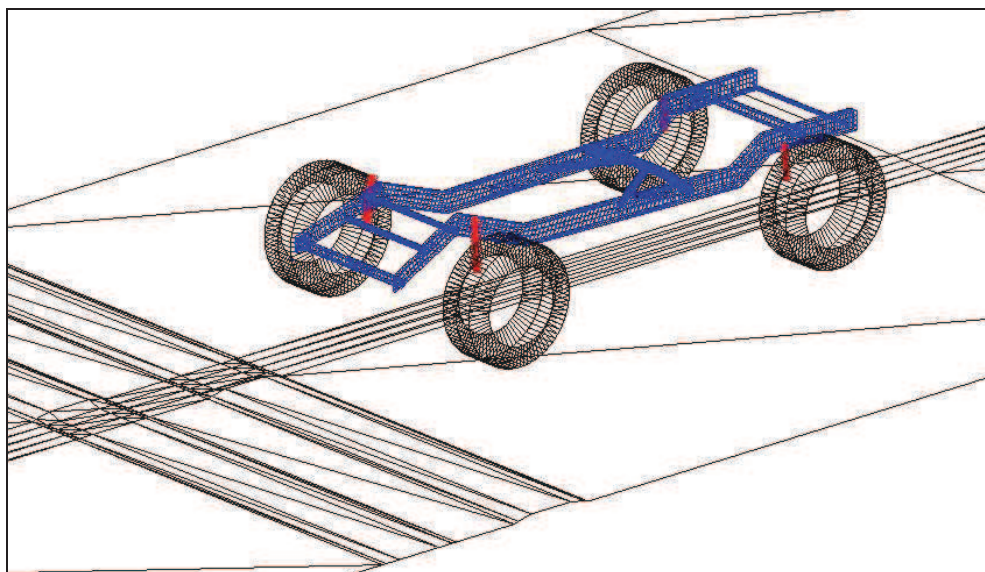


Figura 6.17 – Modelo do veículo utilizando uma abordagem de pneus do tipo Fiala.

#### 6.1.4 Inserção do chassis flexível no modelo

Uma investigação importante diz respeito à possibilidade de integração do modelo mult corpos do veículo com o modelo de elementos finitos do chassis. Esta abordagem vem sendo aplicada pela indústria para melhorar a qualidade de predição dos modelos computacionais, considerando que em alguns casos a influência da flexibilidade pode ser significativa.

A introdução da flexibilidade no modelo mult corpos depende inicialmente da elaboração de um modelo de elementos finitos adequado e representativo. A partir deste modelo, informações como as propriedades de inércia, geometria e os modos de vibração numa banda limitada de frequências devem ser então ser extraídas. No ANSYS esta operação é automática e gera um arquivo de entrada para o ADAMS. Estas informações permitem a inclusão da flexibilidade no modelo mult corpos através do método dos modos assumidos discutido em Borges (1999).

A influência da flexibilidade do chassis do veículo de referência torna-se também objeto de estudo nas simulações do comportamento dinâmico. Partindo do modelo de elementos finitos desenvolvido por Pinto (2003) e considerando sua representatividade verificada de acordo com os ensaios descritos na seção 5.4.

Uma vez que certas informações presentes no trabalho desenvolvido por Pinto (2003) têm uma importância essencial na definição de uma metodologia de projeto e no estudo da introdução da flexibilidade de componentes em modelos mult corpos de veículos, alguns comentários são apresentados a seguir.

Basicamente, o modelo ilustrado na Fig. 6.18 foi elaborado no software ANSYS partindo da geometria definida em CAD e levando em conta as propriedades do material. Foi usado um elemento de casca (*Shell63*) que possui seis graus de liberdade em cada nó sendo 3 translações e 3 rotações em torno dos eixos nodais. Outra característica do elemento é a possibilidade de representar grandes deformações. Os elementos utilizados apresentavam-se nas formas quadrilateral e triangular, com tamanhos variando de 15 mm a 30 mm e espessuras de 3 mm e 4 mm.

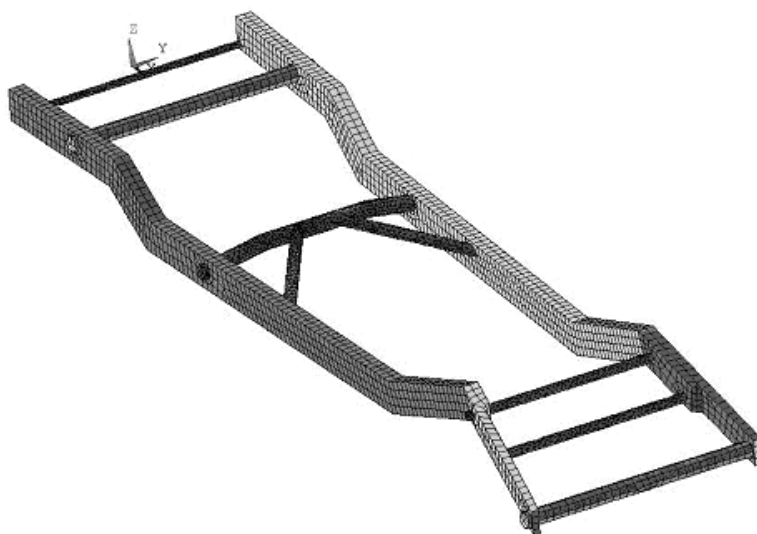


Figura 6.18 – Modelo de elementos finitos para o chassis (Pinto, 2003).

O modelo apresenta as propriedades mostradas na Tab. 6.14, e algumas considerações sobre a modelagem são destacadas: a geometria (dimensões gerais do chassis) foi medida com precisão de 4 mm; as espessuras foram medidas com precisão de 0,2 mm; todos os suportes foram excluídos do modelo; as conexões entre as longarinas e travessas são consideradas perfeitas, desprezando possíveis variações na rigidez devido à solda; o material é considerado isotrópico dentro de sua faixa linear elástica; os cálculos foram feitos através de uma análise linear estática com pequenas deformações resultando em rigidez torcional constante.

Tabela 6.14 – Características do modelo de elementos finitos do chassis.

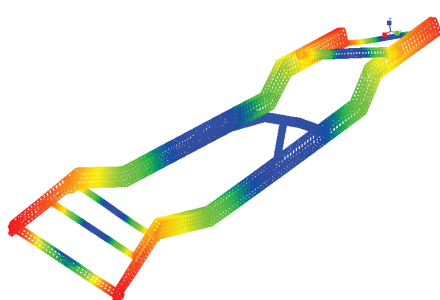
Número de nós	7717
Número de elementos	10845
Número de graus de liberdade	65070
Material	Aço carbono
Densidade [Kg/m <sup>3</sup> ]	7830 kg/m <sup>3</sup>
Módulo de Elasticidade [N/m <sup>2</sup> ]	2,1e11N/m
Coefficiente de Poisson	0,3
Massa do Chassis [Kg]	99,0



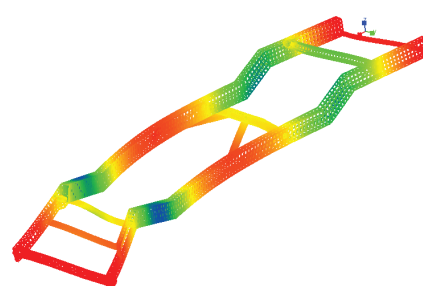
Tabela 6.15 – Propriedades de inércia para o modelo de elementos finitos do chassi.

Componente	Massa [kg]	Posição do Referencial Local [mm]	Posição do Centro de Gravidade (referencial local) [mm]	Posição do referencial para o tensor de inércia [mm]	Tensor de Inércia [kg mm <sup>2</sup> ]		
Chassis Flexível	159,5	-520,0	1714,3	1714,3	$2,614 \times 10^7$	-----	-----
		0,0	0,60	0,60	$3,141 \times 10^7$	$6,318 \times 10^8$	-----
		650,0	-68,04	-68,04	$-2,033 \times 10^7$	$-5,744 \times 10^3$	$6,525 \times 10^8$

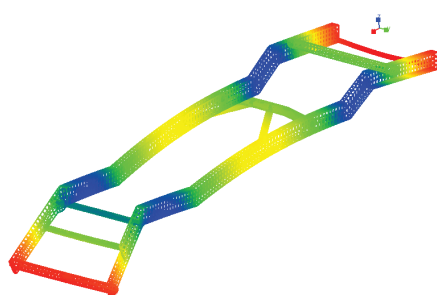
A definição dos modos de vibração para a inclusão da flexibilidade no modelo é fundamental considerando que o método dos modos assumidos lida com a combinação destes modos flexíveis. Na Fig. 6.19 são mostrados os primeiros modos flexíveis (condição livre-livre) usados na definição do componente flexível no modelo multicorpos.



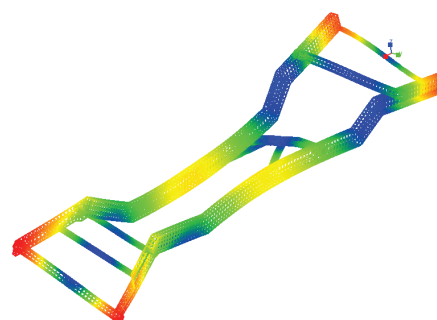
(a) Modo 1 – 27,2 Hz



(b) Modo 2 - 36,9 Hz



(c) Modo 3 – 45,9 Hz



(d) Modo 4 – 59,9 Hz

Figura 6.19 – Modos de vibração obtidos via FEM.

## 6.2 Simulação e comparação dos resultados com os ensaios experimentais

Nesta etapa são realizadas as simulações dos modelos buscando a comparação entre valores de aceleração simulados e os sinais medidos experimentalmente.

Considera-se para a comparação de resultados a condição 4 (tabela 5.5) do ensaio de dinâmica vertical por se tratar de uma condição de operação mais usual, em que o veículo trafega sem carga (apenas o motorista) e com 35 psi de pressão nos pneus (valor recomendado pelo fabricante).

A ação dos obstáculos sobre os pneus é representada por deslocamentos impostos nas bases dos pneus no modelo, sendo compatível com seu perfil e a velocidade do veículo no instante da passagem durante o ensaio experimental, como ilustrado na Fig. 6.20.

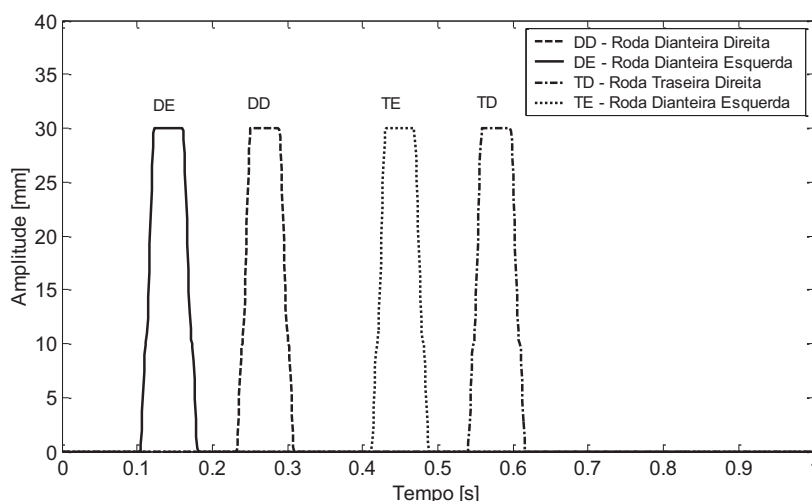


Figura 6.20 – Deslocamentos impostos nas bases para condição 4.

As simulações iniciam-se a partir da condição de equilíbrio estático, com tempo de duração de 1,5 s e passo de integração de 0,001 s.

Uma observação inicial pode ser feita com relação ao carregamento estático (simulado) suportado pelos pneus que nas condições em questão foi de 3932 N, 4017 N, 3783 N e 3795 N, respectivamente para os pneus dianteiro direito, dianteiro esquerdo, traseiro direito e traseiro esquerdo. Estes valores colocam o centro de gravidade em uma posição no plano horizontal, muito próxima dos valores obtidos experimentalmente no ensaio de determinação do CG na balança. Além disto, o peso do veículo no modelo dado pela soma dos quatro valores medidos nos pneus difere do peso real em apenas 2%.

A seguir são demonstrados alguns estudos de caso em que diferentes alternativas de modelagem são utilizadas para alguns componentes, buscando-se um ponto de equilíbrio entre requisitos de representatividade do modelo e de tempo computacional necessário.

A plataforma utilizada para as simulações é um AMD Athlon 1.4 GHz e 512 Mb de Memória RAM.

### 6.2.1 Caso 1 – Mola e amortecedor representando o pneu

Neste caso os pneus no modelo base são representados por molas e juntamente com o conjunto de mola e amortecedor, podem ser usadas com parâmetros constantes definindo um comportamento linear ao longo de sua deflexão ou com curvas do tipo “*spline*”, definindo um comportamento não linear.

Na Fig. 6.21 são ilustradas duas maneiras de como a rigidez pode ser ajustada, na primeira, a mola pode apresentar uma força de tração dependendo de sua deflexão, o que não seria real. Já na segunda forma, qualquer que seja a deflexão da mola no sentido de abrir ou se estender, a força não aparecerá. Esta diferenciação também foi aplicada ao comportamento do pneu, abordando uma condição muito importante da simulação envolvendo pneus que é a perda de contato como o solo.

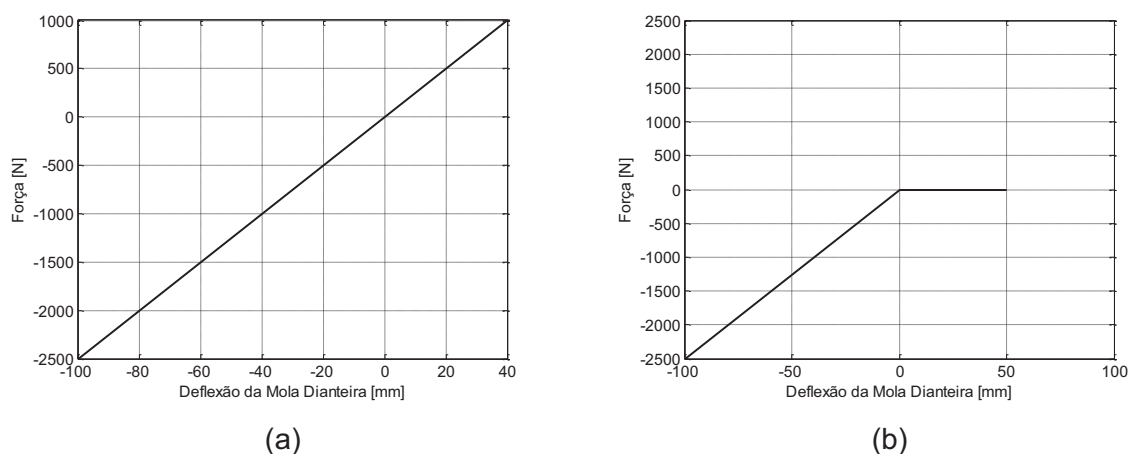


Figura 6.21 - Rigidez da mola da suspensão: (a) linear; (b) não linear.

O amortecedor definido por um parâmetro constante é semelhante ao apresentado para mola. A curva de amortecimento não linear faz com que o amortecedor apresente comportamento diferente para expansão e compressão. Uma boa aproximação para esta característica seria algo em torno de um coeficiente à expansão três vezes maior que o coeficiente a compressão, conforme ilustrado na Fig. 6.22.

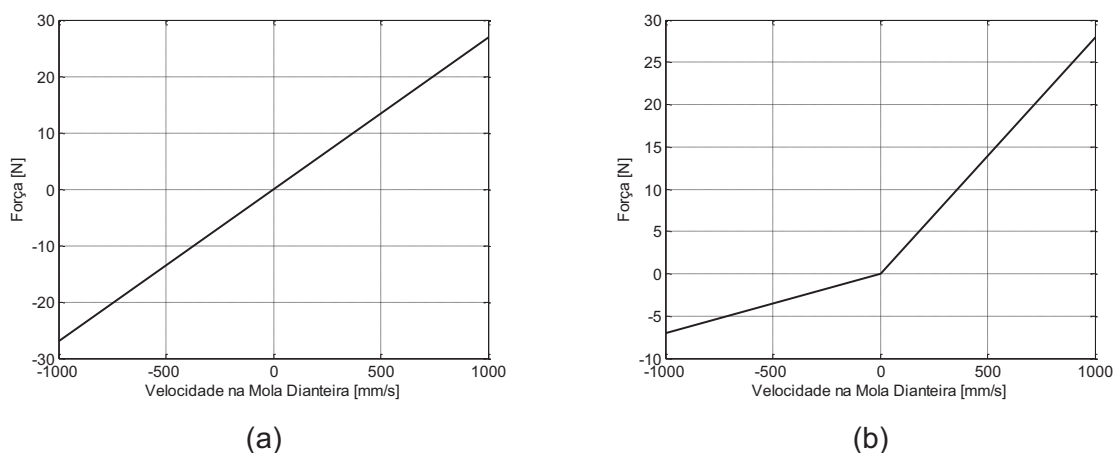


Figura 6.22 – Coeficiente do amortecedor da suspensão traseira: (a) linear; (b) não linear.

As simulações para as duas formas (parâmetros lineares e não lineares) foram realizadas representando um custo computacional de 15 segundos, e os resultados de alguns pontos foram extraídos para efeito de comparação, conforme ilustrado nas Fig. 6.23 e 6.24. Nestas figuras observa-se que a utilização de curvas não lineares para rigidez e amortecimento reduz o erro entre os resultados de simulação e aqueles medidos experimentalmente para a aceleração no eixo e chassi.

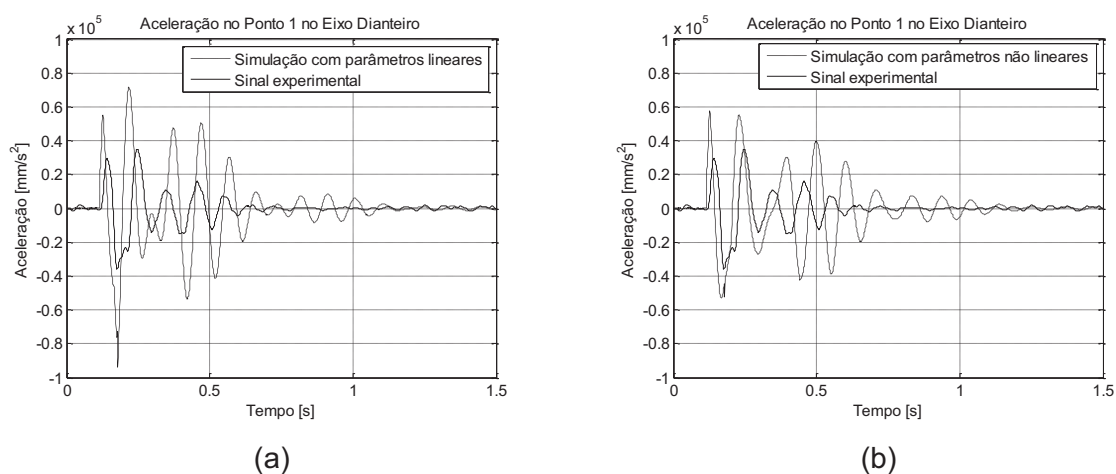


Figura 6.23 – Comparação no caso 1 entre as acelerações obtidas com simulação e experimental no ponto 1 no eixo dianteiro: (a) linear; (b) não linear.

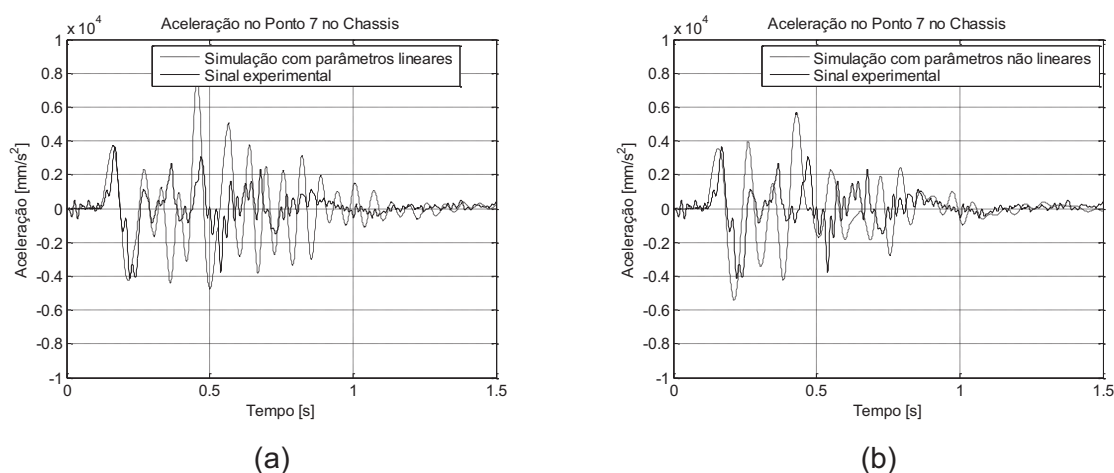


Figura 6.24 – Comparação no caso 1 entre as acelerações obtidas com simulação e experimental no ponto 7 no chassi: (a) linear; (b) não linear.

Com base nos valores RMS e no formato das curvas de aceleração analisadas verifica-se que o efeito da consideração de parâmetros não lineares melhora, em todos os casos, os resultados com relação aos valores experimentais. Assim comprova-se que a utilização de parâmetros de rigidez e amortecimento representados por curvas não lineares oferece um aumento no nível de fidelidade do modelo com relação ao veículo real.

Considerando que valores associados à aceleração da carroceria são especialmente importantes no contexto da otimização do comportamento dinâmico, foi analisado o efeito entre as formas linear e não linear, a partir somente do modelo computacional, conforme ilustrado na Fig. 6.25.

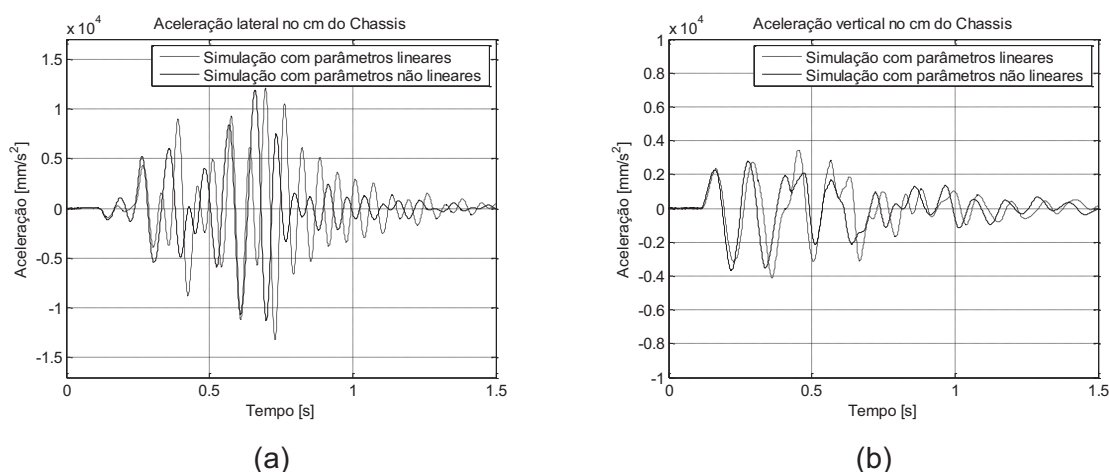


Figura 6.25 – Comparação no caso 1 entre efeitos dos parâmetros (linear e não linear) nas acelerações no CM da carroceria obtidas com simulação: (a) Lateral; (b) Vertical.

### 6.2.2 Caso 2 – Mola e amortecedor representando o pneu e chasis flexível

Este caso apresenta as mesmas condições do caso 1, mas com a flexibilidade do chasis considerada no modelo. Estas simulações visam avaliar a influência da flexibilidade nos resultados, em um contexto puramente computacional.

A Fig. 6.26 mostra a aceleração obtida na suspensão com e sem a consideração da flexibilidade. A comparação entre chasis rígido e flexível a partir dos resultados para os demais pontos medidos e simulados é semelhante à ilustrada nesta figura.

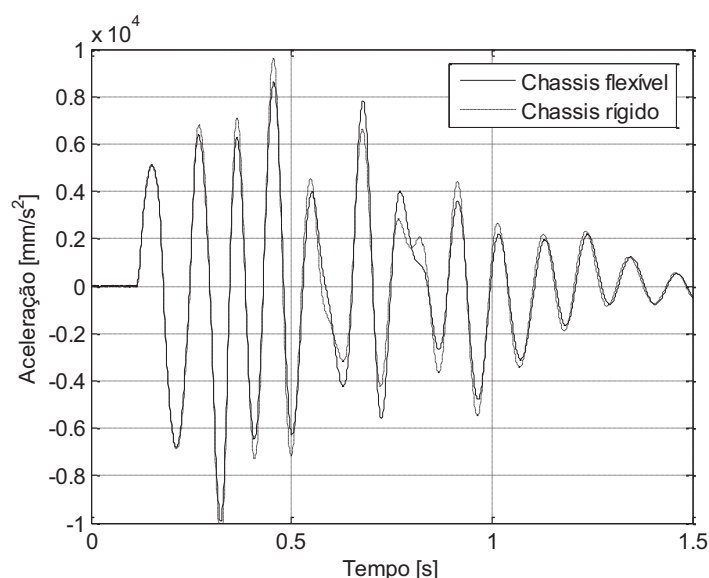


Figura 6.26 – Comparação entre as acelerações obtidas no ponto 2 do eixo dianteiro para o modelo com chasis flexível e rígido.

Os resultados mostrados para este caso demonstram que de maneira geral o efeito da flexibilidade não altera significativamente os valores de aceleração analisados. Uma explicação para esta característica pode estar associada à elevada rigidez à torção e à flexão da estrutura do veículo em estudo.

Outra comparação pode ser feita entre os tempos gastos nas simulações, sendo que no caso sem flexibilidade foi de 50 segundos e no caso com flexibilidade 9 minutos, representando um aumento de cerca de 10 vezes. Esta característica somada a um efeito pouco significativo (para as condições simuladas) da flexibilidade, praticamente inviabiliza o uso do modelo com chasis flexível para estudos de otimização até o momento.

Há de se notar também que a diferença para o tempo de simulação entre o caso 1 (15 segundos) e caso 2 (50 segundos) considerando o chasis rígido, deve-se ao fato de que no caso 1 o chasis é modelado como corpo rígido diretamente e no caso 2, o chasis rígido é conseguido por meio de uma opção do modelo flexível do chasis.



### 6.2.3 Caso 3 – Mola e amortecedor representando o pneu, chassis flexível e excitação por PSD

Para este caso considera-se a excitação proveniente do solo como sendo um sinal harmônico gerado a partir de uma função PSD agindo sobre as rodas do modelo durante 5 segundos e com um intervalo de tempo de integração de 0,01 segundo. Vale ressaltar que os sinais para rodas direitas e esquerdas são diferentes e as rodas traseiras seguem o perfil percorrido pelas rodas dianteiras com um atraso no tempo devido à distância entre eixos do veículo. Na Fig. 6.27 é ilustrado um dos sinais utilizados na simulação.

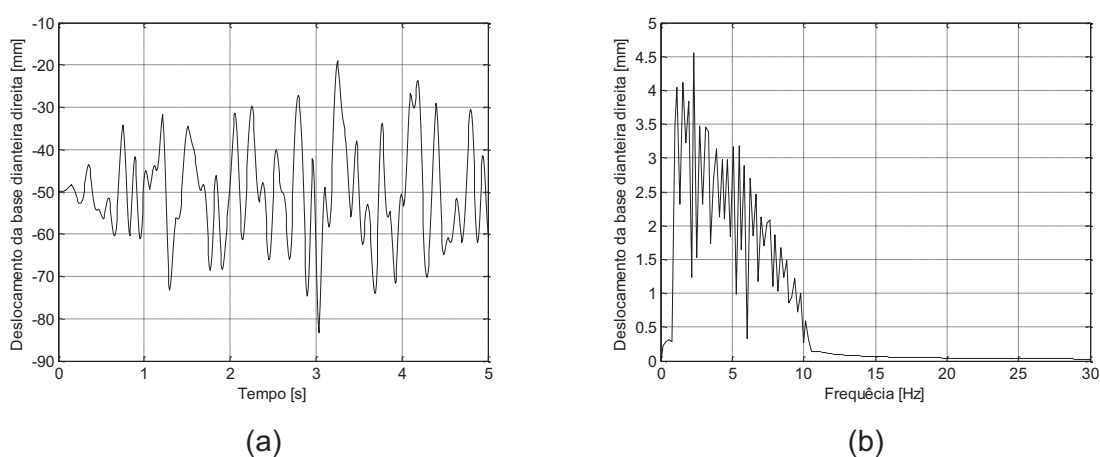


Figura 6.27 – Excitação aplicada pela pista na roda dianteira direita para o caso 3: (a) Domínio do tempo; (b) Domínio da frequência.

Os resultados das simulações mais uma vez demonstram que, aparentemente, a influência da flexibilidade não é suficiente para gerar diferenças significativas nas acelerações calculadas, conforme ilustrado nas Fig. 6.28 e 6.29.

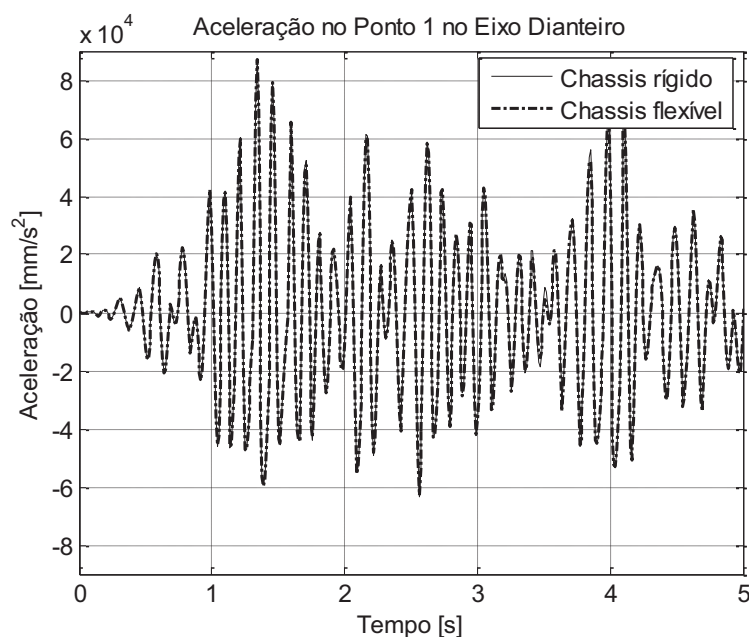


Figura 6.28 – Comparação no caso 3 entre as acelerações no ponto 1 no eixo dianteiro obtidas com o chassis rígido e flexível.

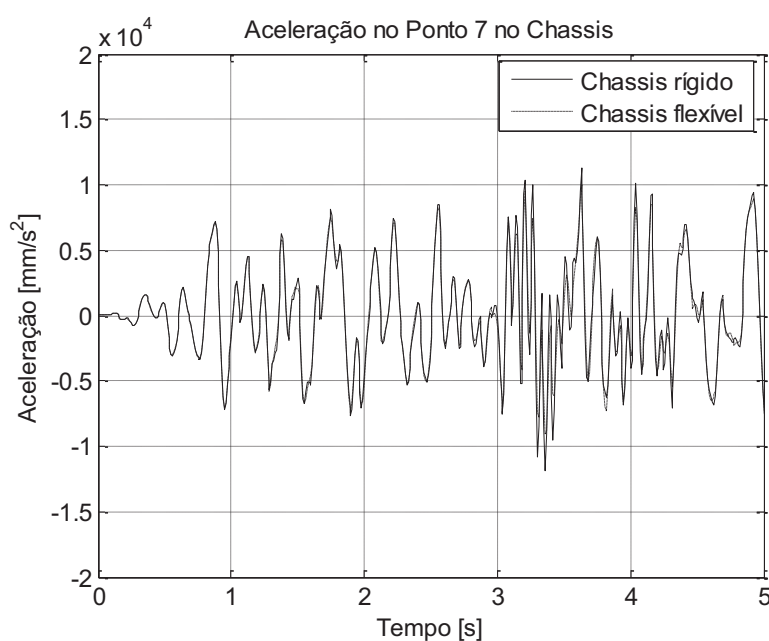


Figura 6.29 – Comparação no caso 3 entre as acelerações no ponto 7 no chassis obtidas considerando o chassis rígido e flexível.

Uma característica observada neste caso é que dependendo da forma e intensidade das irregularidades provenientes da pista, as deflexões apresentadas pelas molas do veículo podem facilmente extrapolar os valores definidos para o veículo real. Na realidade estas deflexões sofrem a influência dos batentes que desempenham um papel de fim de

curso para a suspensão do veículo proporcionando uma variação máxima de aproximadamente 60 mm entre expansão e compressão. Na Fig. 6.30 são ilustradas as grandes deflexões das molas durante a simulação sem a presença de elementos de modelagem representando o efeito de fim de curso que impeçam sua variação além de valores reais.

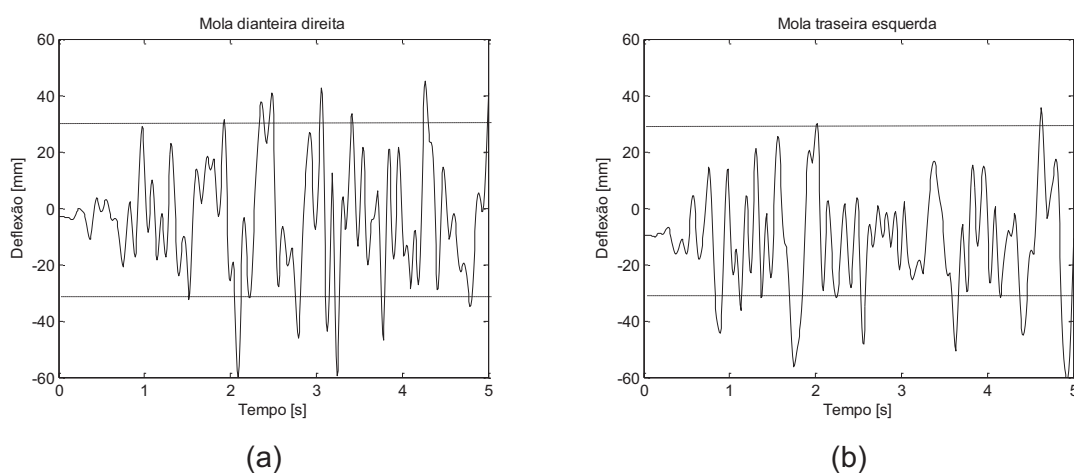


Figura 6.30 – Deflexão nas molas para o caso 3 excedendo os limites reais: (a) Dianteira Direita; (b) Traseira Esquerda.

#### 6.2.4 Caso 4 – Mola e amortecedor representando o pneu, chassis flexível e excitação por PSD com altas frequências

Para o caso 4 considera-se o modelo desenvolvido no caso 3, mas com a modificação na excitação sob os pneus, definida de forma a considerar uma banda de frequências mais larga (frequências mais altas) conforme ilustrado na Fig. 6.31.

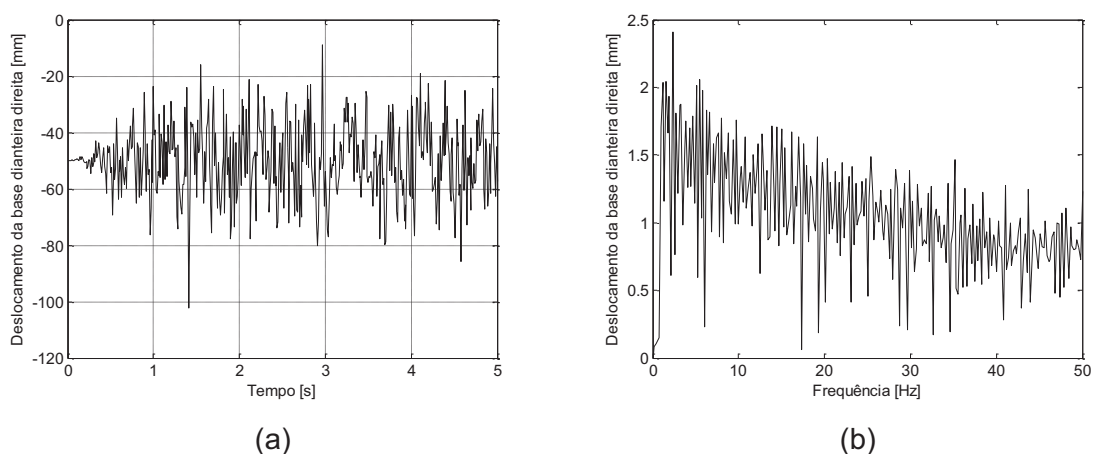


Figura 6.31 – Excitação aplicada pela pista na roda dianteira direita para o caso 4: (a) Domínio do tempo; (b) Domínio da frequência.

A comparação entre os resultados de aceleração indica que o comportamento dinâmico foi alterado devido a inserção da flexibilidade, conforme ilustrado na Fig. 6.32. De maneira geral para o caso com a flexibilidade incluída no modelo, os valores RMS e de pico para as acelerações observadas apresentam uma redução de 30% e 40% respectivamente.

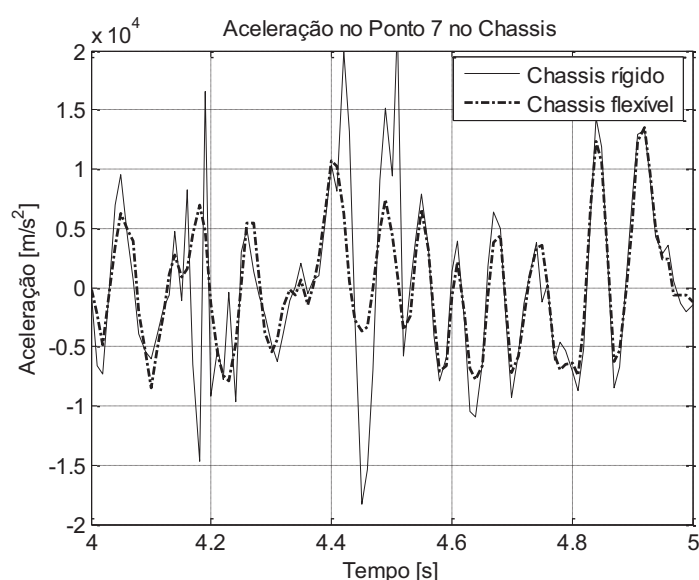


Figura 6.32 – Comparação no caso 4 entre as acelerações no ponto 7 no chassi obtidas com o chassi rígido e flexível.

O efeito da flexibilidade também pode ser observado através das acelerações definidas no domínio da frequência, conforme ilustrado na Fig. 6.33.

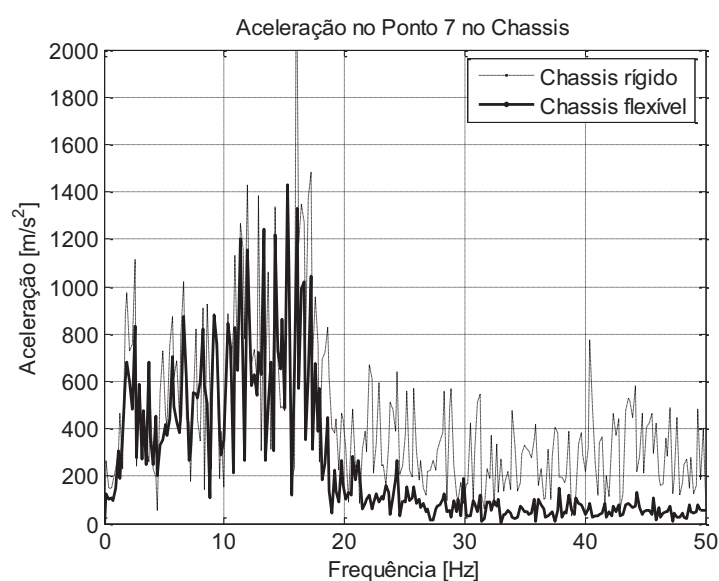


Figura 6.33 – Comparação no caso 4 entre as acelerações no ponto 7 no chassi definidas no domínio da frequência obtidas com o chassi rígido e flexível.

Para as opções analisadas neste caso, o custo computacional foi de 3 minutos para a simulação com o chassi rígido e 25 minutos para a com o chassi flexível.

#### 6.2.5 Caso 5 – Mola e amortecedor representando o pneu, chassi flexível, excitação por PSD e batentes de fim de curso

Neste caso, considera-se o modelo desenvolvido no caso 3, em que foram observadas condições onde a suspensão do modelo não representa de forma adequada o comportamento do componente real no veículo. Contudo, foi inserido um elemento de modelagem buscando restringir o curso da suspensão no modelo. Este elemento basicamente se comporta como uma força de mola que age somente quando sua deflexão extrapola um intervalo de variação previamente estabelecido.

A Fig. 6.34 ilustra a deflexão de uma mola tendo seu comportamento alterado para limitar o curso em aproximadamente 60 mm. Vale ressaltar que esta limitação não é totalmente obedecida uma vez que ela representa a ação de uma força e não de uma restrição cinemática como as juntas.

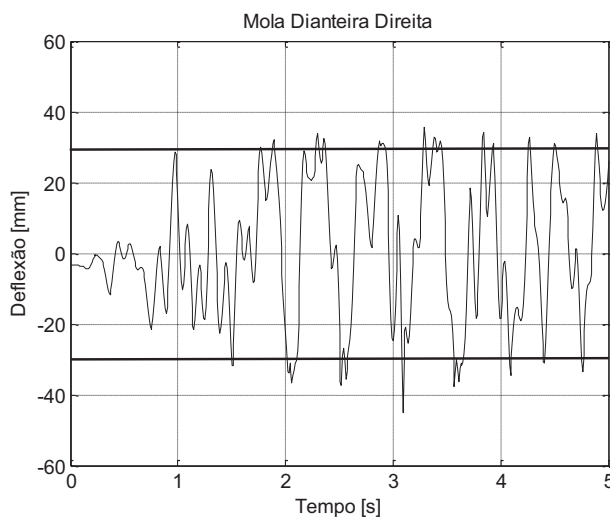


Figura 6.34 – Deflexão na mola dianteira direita para o caso 5.

A influência deste recurso de modelagem pode ser observada nos valores de aceleração dos componentes do modelo. Conforme ilustrado na Fig. 6.35, a aceleração vertical do centro de massa da carroceria sofre um aumento de cerca de 100% com relação aos valores obtidos sem o uso dos batentes virtuais. Contudo, esta característica está diretamente ligada à intensidade com que as irregularidades da pista são definidas sob os pneus do modelo.

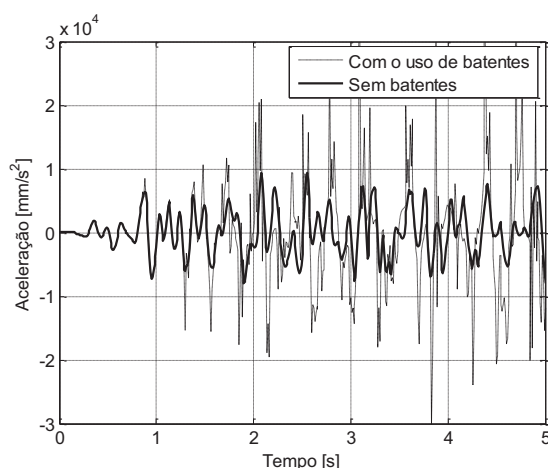


Figura 6.35 – Aceleração vertical no CM da carroceria para o caso 5.

#### 6.2.6 Caso 6 – Pneu Fiala e chassis flexível

Outra abordagem verificada para modelagem do veículo leva em conta a definição dos pneus através de um recurso proporcionado pela ferramenta computacional de simulação chamado de modelo “Fiala”. Este recurso de modelagem apresenta um conjunto de equações cinemáticas e dinâmicas que tentam representar o comportamento de um pneu real rodando sobre uma pista tridimensional. Para tanto, existem várias propriedades envolvidas como a rigidez radial, lateral e longitudinal, além de parâmetros associados ao amortecimento e atrito.

Na Fig. 6.37 são ilustrados os valores de aceleração verificados para a simulação em alguns pontos do modelo, através dos quais verifica-se que, de maneira semelhante aos modelos dos casos 1 e 2, as acelerações simuladas apresentam amplitudes maiores do que os observados no ensaio experimental.

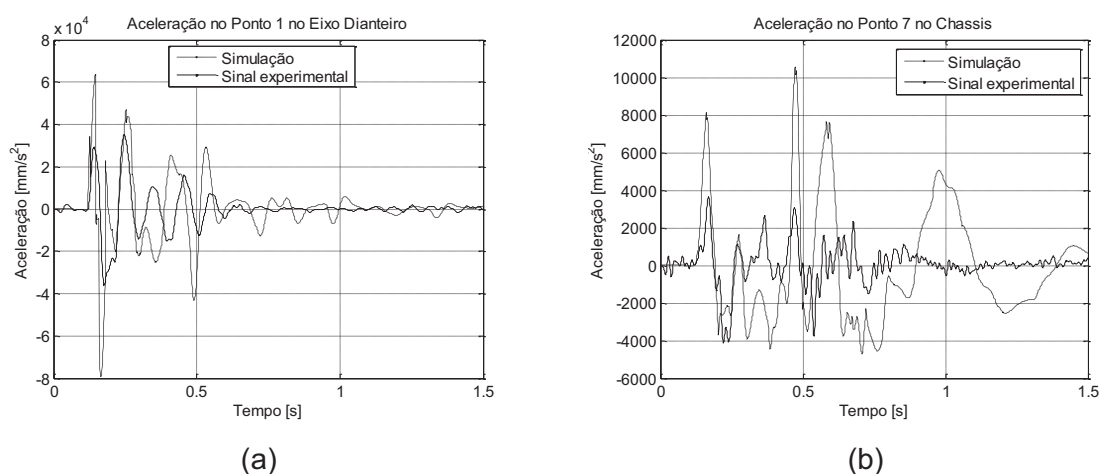


Figura 6.37 – Comparação no caso 6 entre simulação e ensaio experimental: (a) Ponto 1 no Eixo; (b) Ponto 7 no chassis.

A simulação para este caso considerando o efeito da flexibilidade levou a resultados semelhantes aos encontrados usando o chasis rígido, porém com um aumento no tempo computacional de cerca de 200 % (35 minutos contra 12 minutos).

De maneira geral, a introdução deste tipo de pneu, embora aumente a fidelidade do modelo, também insere mais incertezas associadas aos parâmetros que definem o comportamento do pneu, principalmente os coeficientes de rigidez lateral e longitudinal. Estas incertezas podem explicar em muito a grande diferença observada nos gráficos da Fig. 6.37. Além disto, também surgem questões associadas à representatividade da modelagem do obstáculo e da forma com que o modelo do veículo realiza o contato com estes.



# CAPÍTULO VII

## OTIMIZAÇÃO APLICADA À DEFINIÇÃO DO VEÍCULO

### 7.1 Considerações gerais

Em etapas anteriores, foram realizadas ações com o objetivo de elaborar um modelo computacional de um veículo de referência e levantar informações que permitissem a verificação de sua representatividade.

Neste capítulo é descrita a metodologia para definição de parâmetros de projeto que proporcionem a um novo veículo, um melhor comportamento dinâmico frente aos requisitos desejados.

### 7.2 Formulação do problema de otimização

Os aspectos que compõe um problema de otimização são basicamente, as funções que servirão como objetivo(s) ou restrição(ões) e as variáveis de projeto segundo as quais as funções terão seu domínio analisado.

As funções objetivo devem ser definidas de modo a representar os aspectos que o projetista deseja melhorar. Como o enfoque deste trabalho é o comportamento dinâmico de um veículo, nada mais natural que estabelecer critérios associados a níveis de aceleração, deslocamento e forças aplicadas nos componentes.

A obtenção de uma melhor característica dinâmica para o veículo depende da combinação de parâmetros de massa, rigidez, amortecimento e posição de componentes. Assim estes parâmetros são referenciados como variáveis de projeto na formulação do problema de otimização.

As condições de simulação adotadas para o estudo do espaço de projeto são semelhantes às definidas para o caso 1 (Seção 6.2) do capítulo anterior, no qual simula-se o veículo sobre um conjunto de obstáculos destacados sobre uma pista plana e tempo de simulação de 1,5 segundo.

Antes da definição específica de quais variáveis e funções serão utilizadas na otimização, verifica-se como as principais respostas dinâmicas se comportam diante de alterações nos valores dos parâmetros do modelo. Para esta finalidade foi empregado o recurso do planejamento de experimentos além de metodologias estatísticas para a avaliação da qualidade de resultados, conforme apresentado a seguir.

### 7.2.1 Estudo do espaço de projeto

Para o estudo do espaço de projeto foram utilizados diferentes planejamentos de experimentos considerando que um planejamento pode ser mais adequado do que outro para abstrair uma função desejada. Por exemplo, se uma função tem características não lineares, os resultados de um planejamento a dois níveis não conseguirão mostrar completamente este comportamento e, portanto a confiabilidade das análises subseqüentes pode ser reduzida. Contudo, um planejamento a dois níveis pode abstrair efeitos principais de variáveis usando um número menor de simulações.

#### a) Planejamento Fatorial a 2 níveis

A construção de um planejamento experimental depende da definição dos limites inferior e superior para cada variável. Na Tab. 7.1 são mostrados estes limites para um conjunto de variáveis que se espera ser importante para as respostas de interesse.

Tabela 7.1 – Limites para as variáveis de projeto no estudo do espaço de projeto.

Variáveis	Variáveis de Projeto	Limite Inferior	Valor Central	Limite Superior
V1	Amortecimento Dianteiro [N.s/mm]	0,9	1,2	1,5
V2	Rigidez Dianteira [N/mm]	20,0	25,0	30,0
V3	Rigidez Torcional Dianteira [N/deg]	$1,2 \times 10^5$	$2,2 \times 10^5$	$3,2 \times 10^5$
V4	Posição X do Eixo Traseiro [mm]	-200,0	0,0	200,0
V5	Posição X do Motor [mm]	-200,0	0,0	200,0
V6	Posição X da Carroceria [mm]	-100,0	0,0	100,0
V7	Fator da Massa do Motor	0,5	0,75	1,0
V8	Fator da Massa da Carroceria	0,8	1,0	1,2

As variáveis de amortecimento, rigidez da mola e rigidez torcional para a barra estabilizadora associadas à suspensão traseira foram parametrizadas em função dos valores da suspensão dianteira. Isto reduz o número de variáveis, e conseqüentemente, o risco de problemas causados por um espaço de projeto maior e possivelmente mais complexo. Já os fatores de massa para o motor e a carroceria representam valores que multiplicam as respectivas propriedades de inércia dos componentes.

Foi gerado um planejamento fatorial fracionado com 128 experimentos através da combinação das variáveis mostradas na Tab. 7.1. Para efeito de validação dos resultados também foi gerado de forma aleatória um conjunto de 200 pontos para as simulações.

Para cada combinação destas variáveis foi calculado o valor médio quadrático (valor eficaz - RMS) para os sinais de aceleração e deslocamento do CG da carroceria. Cada um

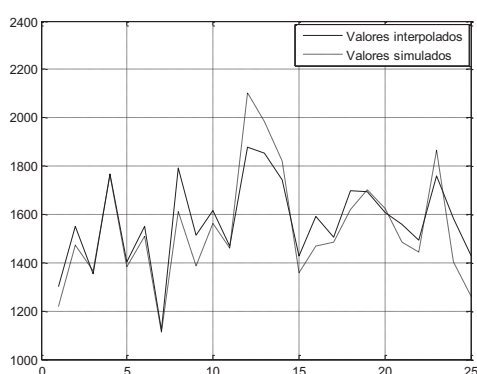
destes sinais corresponde a uma função a partir da qual tenta-se caracterizar o comportamento dinâmico do veículo, como conforto e estabilidade.

O método de regressão linear múltipla é empregado para elaborar metamodelos ou superfícies de resposta lineares, a partir dos resultados (valores RMS) das funções avaliadas, obtidos para cada experimento do planejamento fatorial. Por fim, o planejamento de validação é submetido a estes metamodelos e suas respostas são comparadas aos valores obtidos por simulação do modelo multicorpos. A diferença média relativa entre estas respostas fornece uma métrica de erro, conforme mostrado na Tab. 7.2. Espera-se que quanto menor for este valor de erro, melhor será a qualidade em termos globais do metamodelo. Um valor elevado pode significar que a função apresenta um comportamento mais complexo do que o previsto, como por exemplo, nas funções 3 e 6.

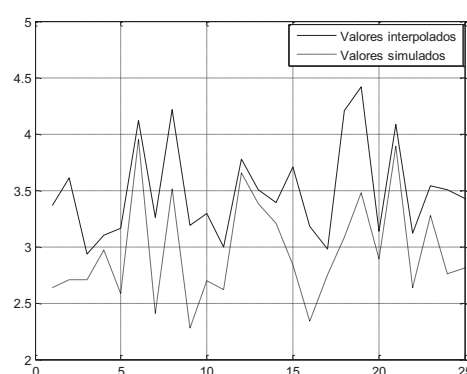
Tabela 7.2 – Diferenças médias apresentadas pelos metamodelos lineares.

	Funções avaliadas	Erro relativo médio [%]
Função 1	Aceração translacional na direção z	5,5
Função 2	Aceração translacional na direção y	15,0
Função 3	Deslocamento translacional na direção z	22,2
Função 4	Deslocamento translacional na direção y	7,2
Função 5	Aceração angular em torno de y	6,3
Função 6	Deslocamento angular em torno de y	22,1

Na Fig. 7.1 é mostrada uma comparação entre valores simulados e preditos para as funções 1 (melhor qualidade) e 3 (pior qualidade).



(a)



(b)

Figura 7.1 – Comparação de resultados simulados e preditos para os metamodelos no caso (a): (a) Função 1; (b) Função 3.

Visando aprofundar o estudo do comportamento de variáveis e funções em relação aos planejamentos e condições de simulação, mostra-se na Tab. 7.3 os coeficientes de

regressão para as funções e seus respectivos valores de significância “*p-level*”. Estes valores em termos gerais representam a probabilidade da variável considerada não influenciar a resposta de interesse. Assim, seguindo a prática usual (Chen et al., 1999), uma variável é considerada importante para o modelo quando seu valor de significância é menor que 0,05.

A análise dos resultados pode ser feita também através da comparação entre os valores dos coeficientes. Por exemplo, observa-se para a função 1 (aceleração translacional na direção z) o valor de -216,03 para a variável 8 e de 40,05 para a variável 5. Isto significa que a variável 8 tem na média uma importância 5 vezes maior do que a variável 5 e contribui para diminuir o valor da resposta.

A análise da correlação também pode ser feita entre os coeficientes e as características físicas reais da função que tentam representar. Por exemplo, já seria esperado dizer que a variável 3 (rigidez das barras estabilizadoras) não seria significativa nas funções não associadas à direção y (funções 1, 3, 5 e 6), uma vez que esta variável representa uma rigidez associada ao comportamento lateral do veículo e não vertical.

Tabela 7.3 – Coeficientes dos metamodelos e seus valores “*p-level*” para o caso (a).

Funções	Parâmetros	V1	V2	V3	V4	V5	V6	V7	V8
Aceleração translacional na direção z	p-level	0,00	0,00	<b>0,17</b>	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
	coeficiente	-30,32	95,40	5,77	67,66	40,05	57,72	-102,09	-216,03
Aceleração translacional na direção y	p-level	0,00	0,00	<b>0,29</b>	0,00	0,00	0,00	0,00	<b>0,55</b>
	coeficiente	-266,73	-50,30	21,35	-319,27	69,16	61,84	117,93	-11,98
Deslocamento translacional na direção z	p-level	0,00	<b>0,09</b>	<b>0,66</b>	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
	coeficiente	-0,21	0,07	0,02	-0,64	0,09	0,13	-0,08	-0,46
Deslocamento translacional na direção y	p-level	0,00	0,00	0,00	0,00	<b>0,77</b>	<b>0,66</b>	0,00	0,00
	coeficiente	-0,34	-0,17	0,07	-0,05	-0,01	0,01	-0,14	-0,20
Aceleração angular em torno de y	p-level	0,00	<b>0,42</b>	<b>0,89</b>	<b>0,30</b>	0,00	0,00	0,00	0,00
	coeficiente	-3,15	-0,39	0,07	-0,51	-2,14	1,47	-4,13	-4,19
Deslocamento angular em torno de y	p-level	0,00	0,00	<b>0,67</b>	0,00	<b>0,05</b>	0,00	0,00	0,00
	coeficiente	-0,37	0,15	0,03	-1,09	0,14	0,19	-0,15	-0,77

Na tentativa de observar as vantagens oferecidas pela metamodelagem visando a otimização do comportamento dinâmico do veículo, foi utilizado um procedimento de otimização clássica (Método da Métrica Variável) disponível no software Matlab para verificação da capacidade em atingir um ponto ótimo no espaço de projeto.

A Tab. 7.4 mostra a configuração ótima obtida para a função 1, juntamente com os valores predito e validado no modelo original (ADAMS).

Tabela 7.4 – Configuração ótima para função 1 obtida e validada.

V1	V2	V3	V4	V5	V6	V7	V8	Valor Predito (Metamodelo)	Valor Real (ADAMS)	Diferença %
1,0	-1,0	0,87	1,0	-1,0	-1,0	1,0	1,0	1080,2	1151,0	6,2

A otimização da mesma função dentro da plataforma ADAMS foi realizada seguindo as mesmas condições de simulação resultando nos valores mostrados na Tab. 7.5.

Tabela 7.5 – Configuração ótima para função 1 obtida diretamente no ADAMS.

V1	V2	V3	V4	V5	V6	V7	V8	Valor da Função
1,0	-1,0	1,0	-0,56	-1,0	-1,0	1,0	1,0	988,2

Embora, a diferença entre o valor ótimo obtido pelo metamodelo e o valor validado no modelo original seja de aproximadamente 6% (Tab. 7.4), a combinação de variáveis para o ponto ótimo no metamodelo (Tab. 7.4) foi muito próxima da configuração do ponto ótimo obtido pelo ADAMS (Tab. 7.5). As diferenças ocorreram somente nas variáveis V3 (que não é significativa) e V4. No caso da variável V4, o fato de seu valor ser diferente de  $-1$  ou  $1$  (limites laterais para esta variável), sugere que existe uma característica quadrática desta variável na resposta da função 1.

#### *b) Planejamento Fatorial a 3 níveis*

Neste caso utiliza-se um planejamento fatorial a 3 níveis com 81 pontos de avaliação para o mesmo espaço de projeto e funções analisadas no caso (a). Na Tab. 7.6 é mostrada a comparação entre os resultados dos metamodelos (agora quadráticos) e os resultados obtidos pelo planejamento de validação, através da medida do erro entre os valores.

Tabela 7.6 – Diferenças médias apresentadas pelos metamodelos não lineares.

	Funções avaliadas	Erro médio relativo %
Função 1	Aceleração translacional na direção z	3,4
Função 2	Aceleração translacional na direção y	1,3
Função 3	Deslocamento translacional na direção z	8,3
Função 4	Deslocamento translacional na direção y	6,1
Função 5	Aceleração angular em torno de y	6,1
Função 6	Deslocamento angular em torno de y	8,2

Os resultados mostrados na Tab. 7.6 mostram que houve aumento da precisão em relação aos valores mostrados na Tab. 7.2. Vale ressaltar que, este aumento de qualidade foi conseguido com o aumento do grau do metamodelo mesmo levando em conta a redução do número de pontos amostrados (passou de 128 simulações para 81).

De maneira semelhante ao caso (a), mostra-se na Tab. 7.7 o comportamento de alguns parâmetros associados aos metamodelos. Aspectos que poderiam ser de difícil explicação com os resultados da Tab. 7.3, se tornam mais claros como, o aparecimento da influência da variável V4 (posição x do eixo traseiro) na função 5 (aceleração angular em torno de y), o desaparecimento desta mesma variável na função 4 (deslocamento translacional na direção y), o aparecimento da influência da variável V3 (rigidez torcional) na função 2 (aceleração translacional na direção y). Ainda assim, são observados aspectos inesperados como a influência significativa das variáveis V5 e V6 (definem posicionamento do motor e carroceria na direção x) na função 2.

Tabela 7.7 – Coeficientes dos metamodelos e seus valores “*p-level*” para o caso (b).

Funções	Parâmetros	V1	V2	V3	V4	V5	V6	V7	V8
Aceleração translacional na direção z	p-level	0,00	0,00	<b>0,61</b>	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
	coeficiente	-44,04	64,18	3,99	59,51	32,56	33,17	-131,99	-223,0
Aceleração translacional na direção y	p-level	0,00	<b>0,39</b>	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	<b>0,09</b>
	coeficiente	-357,13	-31,44	-85,51	-374,96	111,43	93,15	80,88	-62,57
Deslocamento translacional na direção z	p-level	0,00	<b>0,85</b>	<b>0,26</b>	0,00	<b>0,05</b>	<b>0,06</b>	0,00	0,00
	coeficiente	-0,22	0,01	0,05	-0,69	0,09	0,09	-0,13	-0,45
Deslocamento translacional na direção y	p-level	0,00	0,00	0,00	<b>0,63</b>	<b>0,11</b>	<b>0,80</b>	0,00	0,00
	coeficiente	-0,37	-0,13	0,06	0,01	-0,03	-0,01	-0,13	-0,16
Aceleração angular em torno de y	p-level	0,00	<b>0,18</b>	<b>0,23</b>	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
	coeficiente	-2,40	-0,48	-0,43	0,89	-1,84	1,99	-3,54	-3,94
Deslocamento angular em torno de y	p-level	0,00	<b>0,55</b>	<b>0,26</b>	0,00	<b>0,08</b>	<b>0,13</b>	0,00	0,00
	coeficiente	-0,39	0,05	0,09	-1,20	0,15	0,13	-0,23	-0,75

A análise das Tabs. 7.6 e 7.7 mostra o aumento da qualidade dos resultados em relação ao caso (a), provavelmente em função da característica não linear conseguida com o planejamento em 3 níveis.

A Tab. 7.8 mostra a configuração ótima obtida para a função 1 (Aceleração translacional na direção z), juntamente com o valor predito pelo metamodelo quadrático e o validado no modelo original (ADAMS).

Tabela 7.8 – Configuração ótima para função 1 obtida e validada.

V1	V2	V3	V4	V5	V6	V7	V8	Valor Predito (Metamodelo)	Valor Real (ADAMS)	Diferença %
1,0	-1,0	-0,13	-1,0	-1,0	-1,0	1,0	1,0	968,2	1035,0	6,5

A análise das Tab. 7.4, 7.5 e 7.8, mostra que o ponto ótimo obtido com o uso do metamodelo quadrático se aproximou do ponto ótimo real em aproximadamente 10%.

### c) Planejamento Hipercubo Latino

O planejamento Hipercubo Latino (LHS) tem sido utilizado para a construção de modelos não lineares através da amostragem no interior do espaço de projeto das funções, abordagem esta diferente da maioria dos planejamentos que amostram nas fronteiras do espaço de projeto. Seguindo esta tendência foi proposto um caso para avaliação do comportamento deste planejamento.

Foi construído e simulado um conjunto de 81 configurações de projeto dentro das condições estabelecidas para os casos (a) e (b) utilizando uma rotina presente no Matlab “*lhsdesign*”.

Tabela 7.9 – Diferenças médias apresentadas pelos metamodelos não lineares (LHS).

	Funções avaliadas	Erro médio relativo &
Função 1	Aceleração translacional na direção z	3,0
Função 2	Aceleração translacional na direção y	13,4
Função 3	Deslocamento translacional na direção z	8,7
Função 4	Deslocamento translacional na direção y	5,3
Função 5	Aceleração angular em torno de y	6,4
Função 6	Deslocamento angular em torno de y	8,5

Tabela 7.10 – Coeficientes dos metamodelos e seus valores “*p-level*” para o caso (c).

Funções	Parâmetros	V1	V2	V3	V4	V5	V6	V7	V8
Aceleração translacional na direção z	p-level	0,00	0,00	<b>0,37</b>	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
	coeficiente	-41,20	58,97	-8,04	104,76	21,96	27,62	-158,62	-224,27
Aceleração translacional na direção y	p-level	0,00	<b>0,22</b>	<b>0,55</b>	0,00	<b>0,06</b>	<b>0,96</b>	<b>0,21</b>	<b>0,64</b>
	coeficiente	-339,3	-103,35	-64,55	-551,58	189,03	4,78	128,67	-42,85
Deslocamento translacional na direção z	p-level	0,00	<b>0,68</b>	0,00	<b>0,27</b>	0,00	0,00	0,00	0,00
	coeficiente	-0,16	0,09	-0,02	-0,56	-0,05	0,20	-0,17	-0,41
Deslocamento translacional na direção y	p-level	0,00	0,00	0,00	0,00	<b>0,17</b>	<b>0,12</b>	0,00	0,00
	coeficiente	-0,36	-0,10	0,07	0,07	-0,04	-0,04	-0,12	-0,14
Aceleração angular em torno de y	p-level	0,00	<b>0,55</b>	<b>0,10</b>	0,00	0,00	<b>0,49</b>	0,00	0,00
	coeficiente	-3,82	0,29	1,02	2,49	-2,45	0,35	-3,00	-1,39
Deslocamento angular em torno de y	p-level	0,00	0,00	<b>0,70</b>	0,00	<b>0,20</b>	0,00	0,00	0,00
	coeficiente	-0,30	0,18	-0,03	-0,98	-0,09	0,33	-0,31	-0,70

Um ponto positivo para os metamodelos elaborados com LHS pode ser mostrado com o resultado da otimização da função 1, em que o ponto ótimo se aproxima do real em 2% quando comparado com o fatorial a 3 níveis. Além disto o valor da variável V4 deixa pela primeira vez de ser um valor na fronteira e caminha para -0,30, se aproximando do valor da variável encontrado pelo ADAMS que foi de -0,56.



### 7.2.2 Metamodelagem do Comportamento Dinâmico

Com base no conhecimento obtido sobre as variáveis e funções a partir das simulações e análises da etapa anterior, propõem-se uma formulação para o problema de otimização baseado nas seguintes funções:

- Função 1 - A aceleração angular da carroceria em torno do eixo X (longitudinal) medida no centro de gravidade, através de seu valor RMS. Este movimento corresponde ao rolamento “*roll*” da carroceria.
- Função 2 - A aceleração angular da carroceria em torno do eixo Y (transversal) medida no centro de gravidade, através de seu valor RMS. Este movimento corresponde ao “*pitch*” da carroceria.
- Função 3 - A aceleração de translação da carroceria ao longo do eixo Z (vertical) medida no centro de gravidade, através de seu valor RMS.
- Função 4 – A amplitude média da aceleração angular da carroceria em torno do eixo Y no domínio da frequência, medida no centro de gravidade no intervalo de 4 a 8 Hz. Neste caso, assim como na Função 5 a seguir, o objetivo é avaliar os níveis de vibração associados a uma banda de frequências reconhecidamente associadas ao desconforto dos passageiros.
- Função 5 – A amplitude média da aceleração translacional da carroceria ao longo do eixo Z (vertical) no domínio da frequência, medida no centro de gravidade no intervalo de 4 a 8 Hz.
- Funções 6 a 9 - Valor RMS da deflexão das molas das suspensões dianteira e traseira, formando um conjunto de 4 funções. Neste caso espera-se que a medição dos níveis de deslocamento da carroceria possam diferenciar uma configuração de projeto que seja mais estável ou apresente menor oscilação durante a passagem sobre uma seqüência de obstáculos.
- Funções 10 a 13 - Valor RMS da força normal nos pneus, formando um conjunto de 4 funções. Neste caso as funções são utilizadas para medir a oscilação dos pneus sobre seu contato com o solo e, portanto, avaliar como a força de atrito se comporta enquanto o veículo trafega sobre a pista.

As cinco primeiras funções tentam representar características de conforto obtidas normalmente com a redução dos níveis de aceleração experimentados pelos ocupantes. As funções de deflexão das molas tentam representar o nível de deslocamento apresentado pela carroceria do veículo durante o percurso e as funções associadas aos pneus permitem

deduzir a variação da força normal nos pneus aumentando a sensação de estabilidade e segurança.

Foi utilizado para a amostragem do espaço de projeto um planejamento de experimentos LHS considerando seu bom desempenho em abstrair as funções associadas ao comportamento dinâmico do veículo (comportamento não linear). O número de pontos simulados foi de 300, definido como sendo aproximadamente duas vezes o número mínimo de pontos para interpolar um polinômio quadrático (para 15 variáveis seriam 136 pontos).

As variáveis refletem um conjunto maior de aspectos que podem ser levados em conta nas decisões de projeto, sendo definidas conjuntamente com seus limites na Tab. 7.11. A maior diferença na definição das variáveis fica por conta da alteração nas posições dos pivôs para os braços longitudinais das suspensões dianteira e traseira, visando a verificação de sua influência no comportamento dinâmico do veículo. De maneira geral os valores mostrados na Tab. 7.11 representam o resultado de diversas análises preliminares, realizadas com o intuito de estabelecer um intervalo de variação adequado para obter uma configuração de projeto diferenciada, mas sem comprometer as etapas posteriores de metamodelagem e otimização com a definição de um espaço de projeto muito abrangente.

Tabela 7.11 – Valores limite para as variáveis de projeto.

Variáveis	Variáveis de Projeto	Limite Inferior	Valores Iniciais	Limite Superior
V1	Amortecimento Dianteiro [N.s/mm]	0,9	1,2	1,5
V2	Amortecimento Traseiro [N.s/mm]	0,9	1,2	1,5
V3	Rigidez Dianteira [N/mm]	18,0	25,0	32,0
V4	Rigidez Traseira [N/mm]	21,0	28,0	35,0
V5	Rigidez Torcional [N/deg]	$1,2 \times 10^5$	$2,2 \times 10^5$	$3,2 \times 10^5$
V6	Posição X do Eixo Traseiro [mm]	-200,0	0,0	0,0
V7	Posição X do Motor [mm]	-200,0	0,0	0,0
V8	Posição X da Carroceria [mm]	-150,0	0,0	150,0
V9	Fator da Massa do Motor	0,5	1,0	1,0
V10	Fator da Massa da Carroceria	0,8	1,0	1,2
V11	Fator da Massa do Eixo Dianteiro	0,8	1,0	1,2
V12	Variação na direção X do pivô da barra dianteira [mm]	-50,0	0,0	50,0
V13	Variação na direção Z do pivô da barra dianteira [mm]	-50,0	0,0	50,0
V14	Variação na direção X do pivô da barra traseira [mm]	-50,0	0,0	50,0
V15	Variação na direção Z do pivô da barra traseira [mm]	-50,0	0,0	50,0

A simulação reflete as condições usadas no caso 1 (Seção 6.2), onde foram analisadas algumas abordagens de modelagem.

Os resultados para os coeficientes dos metamodelos e coeficientes de correlação são mostrados nas Tab. 7.12 e 7.13. Como já mencionado, a magnitude do valor associado ao coeficiente fornece uma indicação de sua influência na resposta. Por exemplo, nas

funções 10 e 11 associadas ao movimento vertical dos pneus dianteiros verifica-se uma importância significativa dos parâmetros de amortecimento dianteiro e massa do eixo dianteiro através dos coeficientes, ao passo que o amortecimento traseiro não aparece como importante neste comportamento. Os termos não apresentados na Tab. 7.12 correspondem a coeficientes não significativos para as funções avaliadas.

Tabela 7.12 – Coeficientes lineares (efeitos principais) nos metamodelos (polinômios).

	F1	F2	F3	F4	F5	F6	F7	F8	F9	F10	F11	F12	F13
v1	-4,040	-2,311	-42,957	-----	-19,713	-8,414	-8,354	-----	-2,911	-123,135	-198,578	-----	-----
v2	-5,451	-5,177	21,651	-0,199	14,746	-1,769	-----	-3,786	-4,032	-----	-----	-158,134	-72,574
v3	2,520	-----	34,065	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-25,573	-16,727	-----
v4	-----	-----	48,643	0,135	5,777	-----	-----	-1,299	-----	-----	-13,542	-33,381	-21,892
v5	-----	-----	-18,018	-----	-----	-----	-----	-----	-0,756	-14,923	-17,949	-21,646	-----
v6	-----	-----	-57,792	-0,887	25,398	-----	-----	-1,698	-----	-----	-----	-51,930	-----
v7	-----	-3,314	-----	-----	-----	-----	-----	-----	0,763	-----	-----	-----	-----
v8	2,255	-----	-----	-0,251	-----	-----	-0,829	-----	1,397	28,171	16,183	-----	24,512
v9	40,056	-----	-196,187	-----	-47,804	-2,656	-----	-1,072	1,645	36,454	25,593	-70,225	-24,992
v10	8,658	5,485	-273,700	-0,952	-53,828	-1,300	1,350	-----	1,754	54,292	55,937	-41,265	-28,231
v11	13,081	9,386	135,854	-0,784	108,002	-----	7,556	4,904	9,443	364,792	783,150	575,432	549,617
v12	-----	1,816	72,952	3,100	-----	-2,291	-2,674	-----	1,294	-75,924	-119,891	-----	-----
v13	4,977	6,350	70,638	-----	-19,800	-2,059	-3,291	1,132	-----	-98,459	-140,275	149,554	33,016
v14	-----	-1,980	-54,215	1,890	-4,210	-----	-----	0,897	1,619	18,734	-----	44,837	57,672
v15	-----	20,909	82,684	2,315	8,640	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-157,512	-28,762

Tabela 7.13 – Coeficiente de correlação múltipla ajustado dos metamodelos.

	F1	F2	F3	F4	F5	F6	F7	F8	F9	F10	F11	F12	F13
R <sup>2</sup> ajustado	91,5	88,4	94,3	95,6	98,4	88,5	88,3	75,9	88,1	95,3	98,8	97,7	97,4

Para a validação foram simulados mais 50 pontos diferentes no espaço de projeto das 15 variáveis. A diferença relativa entre valores preditos e simulados é mostrada na Tab. 7.14 em que se observa as funções F2 e F11 como as de pior e melhor qualidade, respectivamente, com erro médio relativo de 10,0% e 3,6%.

Tabela 7.14 – Erros entre valores simulados e preditos para as funções.

	F1	F2	F3	F4	F5	F6	F7	F8	F9	F10	F11	F12	F13
Erro Relativo %	5,9	10,4	4,4	6,5	3,9	5,6	6,9	4,4	5,1	3,8	3,6	4,8	4,8

Na Fig. 7.2 são mostrados graficamente os valores simulados e preditos para as funções com pior e melhor qualidade. Na situação da função 2 surge a possibilidade de usar

um polinômio de terceiro grau ou mesmo outro tipo de abordagem como redes neurais. Para isto seria necessária a simulação de outro conjunto de pontos.

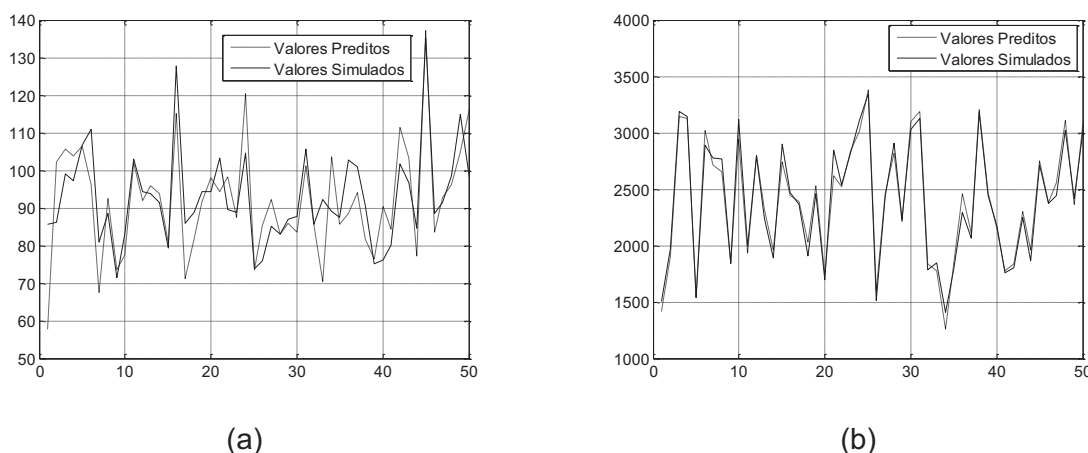


Figura 7.2 – Valores preditos e simulados na validação: (a) Função 2; (b) Função 11.

### 7.2.3 Modelagem Analítica do Comportamento Dinâmico

Com o objetivo de adicionar mais informações e enriquecer a análise das otimizações do comportamento dinâmico do veículo de referência foram implementados alguns modelos analíticos que representam conceitos e características desejáveis apresentadas na literatura. Estes aspectos, calculados em função das variáveis de projeto definidas para a otimização são:

- Dinâmica vertical: a frequência vertical (*bounce*) e a posição do centro de oscilação, a frequência de rotação (*pitch*) e a posição de seu centro de oscilação.
- Dinâmica longitudinal em frenagem: as forças máximas de frenagem em uma desaceleração de  $5 \text{ m/s}^2$  e o fator de proporcionalidade entre freios dianteiros e freios traseiros para que estas forças sejam máximas.
- Dinâmica longitudinal em aceleração: aceleração máxima limitada pela aderência com coeficiente de atrito entre pneus e solo igual a 0,8.
- Dinâmica longitudinal (Movimentos de suspensão): São calculados os aspectos “*anti-squat*”, “*anti-pitch*”, “*anti-dive*” e “*anti-lift*” a partir dos parâmetros de posição dos pivôs dos braços, geometria do veículo, rigidez das suspensões e o fator de proporcionalidade de frenagem.

### 7.3 Otimização Multi-objetivo para Dinâmica

Nesta seção são apresentadas as metodologias empregadas na definição de um conjunto de variáveis de projeto capaz de representar melhor o comportamento dinâmico do veículo.

De maneira geral são utilizadas duas abordagens:

- A definição de um modelo baseado em superfícies de respostas ou também chamadas de metamodelos, representando algumas características de interesse como, por exemplo, conforto através da previsão dos níveis de aceleração da carroceria;
- A definição de um modelo analítico composto por um conjunto de equações que calculam também algumas características de interesse como, por exemplo, a frequência natural do movimento vertical da carroceria indiretamente associada ao conforto.

#### 7.3.1 Modelo baseado em metamodelagem (Superfícies de Resposta)

Os metamodelos associados às características de desempenho em dinâmica vertical, desenvolvidos no item 7.2.2, são introduzidos no formato de código Matlab para implementação das otimizações.

A metodologia conhecida como “*Compromise Programming*” em Vanderplaats, (1992), foi empregada como abordagem multi-objetivo condensando as funções a partir de valores de ponderação. Os valores desejados (*target*) e os piores valores (*worst*) são definidos como sendo os valores mínimos e médios, respectivamente, obtidos nas 300 simulações do planejamento LHS, conforme mostrado na Tab. 7.15.

Tabela 7.15 – Valores de referência na equação multi-objetivo.

	F1	F2	F3	F4	F5	F6	F7	F8	F9	F10	F11	F12	F13
<i>Worst</i>	180,0	93,0	2161,0	12,0	409,0	92,0	81,0	83,0	65,0	2272,0	2390,0	2102,0	1338,0
<i>Target</i>	127,0	54,0	1626,0	6,0	259,0	70,0	57,0	63,0	52,0	1478,0	1394,0	1165,0	870,0

Na Tab. 7.16 são mostrados os resultados de três otimizações (pontos 1, 2 e 3) realizadas com o mesmo procedimento, mas partindo de pontos iniciais diferentes definidos aleatoriamente dentro do espaço de projeto. Na realidade as configurações ótimas demonstraram ser dependentes dos pontos iniciais em uma formulação sensível às mudanças dos valores de referência na equação multi-objetivo.

Tabela 7.16 – Valores obtidos na otimização para os três candidatos ótimos.

Variáveis	Variáveis de Projeto	Valores Iniciais	Ponto 1	Ponto 2	Ponto 3
V1	Amortecimento Dianteiro [N.s/mm]	1,2	1,5	1,5	1,5
V2	Amortecimento Traseiro [N.s/mm]	1,2	1025,0	1102,0	905,0
V3	Rigidez Dianteira [N/mm]	25,0	18,0	32,0	18,0
V4	Rigidez Traseira [N/mm]	28,0	35,0	21,0	35,0
V5	Rigidez Torcional [N/deg]	$2,2 \times 10^5$	$3,2 \times 10^5$	$1,2 \times 10^5$	$3,2 \times 10^5$
V6	Posição X do Eixo Traseiro [mm]	0,0	0,0	0,0	0,0
V7	Posição X do Motor [mm]	0,0	0,0	0,0	0,0
V8	Posição X da Carroceria [mm]	0,0	150,0	-150,0	-150,0
V9	Fator da Massa do Motor	1,0	0,7	0,7	0,8
V10	Fator da Massa da Carroceria	1,0	1,1	1,0	1,2
V11	Fator da Massa do Eixo Dianteiro	1,0	0,8	0,8	0,8
V12	Variação na Coord. X do pivô da barra longitudinal dianteira [mm]	0,0	-50,0	-50,0	-50,0
V13	Variação na Coord. Z do pivô da barra longitudinal dianteira [mm]	0,0	-50,0	-50,0	-50,0
V14	Variação na Coord. X do pivô da barra longitudinal traseira [mm]	0,0	50,0	50,0	50,0
V15	Variação na Coord. Z do pivô da barra longitudinal traseira [mm]	0,0	-50,0	-50,0	-50,0

Na Tab. 7.17 são mostrados os resultados para as funções envolvidas para os três pontos ótimos, onde se compara a eficiência de cada caso em relação aos valores iniciais.

Tabela 7.17 – Valores iniciais e otimizados das funções para três candidatos a ótimo.

	Funções	Configuração inicial	Ponto 1	Ponto 2	Ponto 3
F1	RMS Aceleração angular em torno do eixo X	225,0	184,0	161,0	169,0
F2	RMS Aceleração angular em torno do eixo Y	101,0	97,0	88,0	105,0
F3	RMS Aceleração vertical ao longo de Z	1889,0	1581,0	1600,0	1477,0
F4	Função F2 no intervalo de 4 a 8 Hz	9,0	6,0	6,0	5,0
F5	Função F3 no intervalo de 4 a 8 Hz	370,0	287,0	293,0	265,0
F6	RMS da deflexão da mola dianteira direita	82,0	68,0	69,0	68,0
F7	RMS da deflexão da mola dianteira esquerda	87,0	55,0	61,0	56,0
F8	RMS da deflexão da mola traseira direita	85,0	73,0	68,0	69,0
F9	RMS da deflexão da mola traseira esquerda	63,0	55,0	57,0	58,0
F10	RMS da deflexão do pneu dianteiro direito	2450,0	1839,0	1837,0	1883,0
F11	RMS da deflexão do pneu dianteiro esquerdo	2481,0	1662,0	1614,0	1627,0
F12	RMS da deflexão do pneu traseiro direito	1908,0	1584,0	1452,0	1355,0
F13	RMS da deflexão do pneu traseiro esquerdo	1213,0	941,0	922,0	954,0

Uma comparação entre a redução das funções para os três pontos analisados é mostrada na Tab. 7.18.

Tabela 7.18 – Redução percentual nos valores das funções com relação os valores iniciais.

	Funções	Ponto 1	Ponto 2	Ponto 3
F1	RMS Aceleração angular em torno do eixo X	18	28	25
F2	RMS Aceleração angular em torno do eixo Y	04	13	-04
F3	RMS Aceleração vertical ao longo de Z	16	15	22
F4	Função F2 no intervalo de 4 a 8 Hz	33	33	44
F5	Função F3 no intervalo de 4 a 8 Hz	22	21	28
F6	RMS da deflexão da mola dianteira direita	17	16	17
F7	RMS da deflexão da mola dianteira esquerda	37	30	36
F8	RMS da deflexão da mola traseira direita	14	20	19
F9	RMS da deflexão da mola traseira esquerda	13	10	08
F10	RMS da deflexão do pneu dianteiro direito	25	25	23
F11	RMS da deflexão do pneu dianteiro esquerdo	33	35	34
F12	RMS da deflexão do pneu traseiro direito	17	24	29
F13	RMS da deflexão do pneu traseiro esquerdo	22	24	21

Na Tab. 7.19 são mostradas as métricas desenvolvidas com a modelagem analítica calculadas para os três ótimos obtidos. O intuito destes resultados é mostrar se, e quanto, as outras métricas melhoram com as configurações ótimas obtidas com a metamodelagem.

Tabela 7.19 – Valores das funções baseadas no modelo para os três candidatos a ótimo.

	Funções Analíticas	Configuração inicial	Ponto 1	Ponto 2	Ponto 3
FA1	Relação entre Rigidez Dianteira e Traseira	0,9	0,5	1,5	0,5
FA2	Frequência Vertical [Hz]	1,3	1,1	1,1	1,2
FA3	Centro de Oscilação para FA2 [m]	-9,9	-1,5	1,5	-1,3
FA4	Frequência de Rotação em Y [Hz]	1,4	1,6	1,7	1,4
FA5	Centro de Oscilação para FA4 [m]	0,1	0,8	-0,8	1,0
FA6	Força Máxima de Frenagem [N]	$1,2 \times 10^4$	$1,2 \times 10^4$	$1,2 \times 10^4$	$1,2 \times 10^4$
FA7	Aceleração Longitudinal Máxima [ $\text{m/s}^2$ ]	5,3	5,3	6,0	6,1
FA8	Anti-Squat	1,3	1,0	1,1	1,0
FA9	Anti-Pitch	0,6	0,4	0,6	0,4
FA10	Anti-Dive	0,8	0,7	0,6	0,6
FA11	Anti-Lift	0,5	0,4	0,5	0,4

### 7.3.2 Modelo analítico baseado em equações simplificadas

A formulação multi-objetivo semelhante à adotada para a otimização das superfícies de resposta foi adotada também para o estudo de otimização das métricas calculadas com o modelo analítico.

Os valores desejados (“*target*”) e os piores valores (“*worst*”) foram definidos, conforme mostrado na Tab. 7.20.



Tabela 7.20 – Valores de referência na equação multi-objetivo.

	FA1	FA2	FA3	FA4	FA5	FA6	FA7	FA8	FA9	FA10	FA11
<i>Worst</i>	0,1	1,5	-20,0	1,5	10,0	8000,0	2,0	0,1	0,1	0,1	0,1
<i>Target</i>	0,7	1,0	-1,5	1,0	1,5	14000,0	6,0	1,0	1,0	1,0	1,0

Na Tab. 7.21 são mostradas as configurações das variáveis obtidas com a otimização do modelo analítico através da formulação “*Compromise Programming*” que condensa a influência de diversas funções em uma única função objetivo. Mais uma vez, os pontos iniciais foram definidos de forma aleatória dentro do espaço de projeto.

Tabela 7.21 – Valores ótimos para três candidatos a partir do modelo analítico.

Variáveis	Variáveis de Projeto	Valores Iniciais	Ponto 4	Ponto 5	Ponto 6
V1	Amortecimento Dianteiro [N.s/mm]	1,2	0,9	1,2	1,4
V2	Amortecimento Traseiro [N.s/mm]	1,2	1,4	1,1	1,4
V3	Rigidez Dianteira [N/mm]	25,0	18,3	18,0	18,0
V4	Rigidez Traseira [N/mm]	28,0	21,0	25,0	25,0
V5	Rigidez Torcional [N/deg]	$2,2 \times 10^{-5}$	$1,2 \times 10^{-5}$	$2,6 \times 10^{-5}$	$1,3 \times 10^{-5}$
V6	Posição X do Eixo Traseiro [mm]	0,0	0,0	0,0	0,0
V7	Posição X do Motor [mm]	0,0	0,0	0,0	0,0
V8	Posição X da Carroceria [mm]	0,0	150,0	-150,0	-150,0
V9	Fator da Massa do Motor	1,0	1,0	1,0	1,0
V10	Fator da Massa da Carroceria	1,0	1,2	1,2	1,2
V11	Fator da Massa do Eixo Dianteiro	1,0	1,2	1,2	1,2
V12	Variação na Coord. X do pivô da barra longitudinal dianteira [mm]	0,0	50,0	-48,0	10,0
V13	Variação na Coord. Z do pivô da barra longitudinal dianteira [mm]	0,0	50,0	14,0	-23,0
V14	Variação na Coord. X do pivô da barra longitudinal traseira [mm]	0,0	-50,0	44,0	-30,0
V15	Variação na Coord. Z do pivô da barra longitudinal traseira [mm]	0,0	50,0	-46,0	-48,0

Nas Tab. 7.22, 7.23 e 7.24 são mostrados respectivamente: os resultados das funções obtidos com as configurações ótimas (Tab. 7.21); a redução percentual entre os resultados obtidos e os valores da configuração inicial; e os valores obtidos com os metamodelos a partir das configurações ótimas obtidas com a otimização do modelo analítico.

Vale ressaltar que, para o caso da otimização do modelo analítico, o ponto que apresenta os maiores valores de redução percentual obtidos para as funções (Tab. 7.22), não é necessariamente o melhor. Uma melhor caracterização do ótimo depende da proximidade entre os resultados das funções e os valores definidos como (*target*).

Tabela 7.22 – Resultados iniciais e otimizados das funções para três candidatos ótimos na otimização do modelo analítico.

	Funções Analíticas	Configuração inicial	Ponto 4	Ponto 5	Ponto 6
FA1	Relação entre Rigidez Dianteira e Traseira	0,9	0,9	0,7	0,7
FA2	Frequência Vertical [Hz]	1,3	1,0	1,1	1,1
FA3	Centro de Oscilação para FA2 [m]	-9,9	-3,7	-5,0	-5,0
FA4	Frequência de Rotação em Y [Hz]	1,4	1,2	1,2	1,2
FA5	Centro de Oscilação para FA4 [m]	0,1	0,3	0,2	0,2
FA6	Força Máxima de Frenagem [N]	$1,2 \times 10^4$	$1,4 \times 10^4$	$1,4 \times 10^4$	$1,3 \times 10^4$
FA7	Aceleração Longitudinal Máxima [m/s <sup>2</sup> ]	5,3	5,1	5,8	5,8
FA8	Anti-Squat	1,3	1,6	1,1	1,2
FA9	Anti-Pitch	0,6	0,7	0,4	0,5
FA10	Anti-Dive	0,8	1,0	0,7	0,7
FA11	Anti-Lift	0,5	0,5	0,5	0,5

Tabela 7.23 – Reduções percentuais nos valores das funções com relação os valores iniciais para os pontos ótimos obtidos com a partir do modelo analítico.

	Funções Analíticas	Ponto 4	Ponto 5	Ponto 6
FA1	Relação entre Rigidez Dianteira e Traseira	0	20	20
FA2	Frequência Vertical	20	20	20
FA3	Centro de Oscilação para FA2	60	50	50
FA4	Frequência de Rotação em Y	10	10	10
FA5	Centro de Oscilação para FA4	-200	-100	-100
FA6	Força Máxima de Frenagem	-200	-20	-10
FA7	Aceleração Longitudinal Máxima	0	-10	-10
FA8	Anti-Squat	-20	20	10
FA9	Anti-Pitch	-20	30	20
FA10	Anti-Dive	-30	10	10
FA11	Anti-Lift	0	0	0

Tabela 7.24 – Verificação dos valores dos metamodelos com os pontos ótimos obtidos com a partir do modelo analítico.

		Configuração inicial	Ponto 4	Ponto 5	Ponto 6
F1	RMS Aceleração angular em torno do eixo X	225,0	202,0	243,0	218,0
F2	RMS Aceleração angular em torno do eixo Y	101,0	124,0	92,0	80,0
F3	RMS Aceleração vertical ao longo de Z	1889,0	2200,0	1828,0	2020,0
F4	Função F2 no intervalo de 4 a 8 Hz	9,0	16,0	9,0	7,0
F5	Função F3 no intervalo de 4 a 8 Hz	370,0	485,0	397,0	448,0
F6	RMS da deflexão da mola dianteira direita	82,0	107,0	97,0	91,0
F7	RMS da deflexão da mola dianteira esquerda	87,0	99,0	83,0	79,0
F8	RMS da deflexão da mola traseira direita	85,0	80,0	90,0	92,0
F9	RMS da deflexão da mola traseira esquerda	63,0	73,0	82,0	74,0
F10	RMS da deflexão do pneu dianteiro direito	2450,0	2635,0	2579,0	2507,0
F11	RMS da deflexão do pneu dianteiro esquerdo	2481,0	3382,0	3217,0	3147,0
F12	RMS da deflexão do pneu traseiro direito	1908,0	1735,0	3008,0	2863,0
F13	RMS da deflexão do pneu traseiro esquerdo	1213,0	1446,0	2221,0	1919,0

#### 7.4 Definição do Projeto levando em conta a Dinâmica do Veículo

As otimizações foram usadas como levantamento de configurações de projeto que pudessem fornecer ao veículo boas características dinâmicas. Da otimização dos metamodelos gerados a partir de um modelo do veículo de referência foram obtidos três pontos ótimos (ponto 1, ponto 2 e ponto 3). E da otimização do modelo analítico também foram selecionados três pontos (ponto 4, ponto 5 e ponto 6).

A partir dos resultados mostrados obtidos com a otimização dos metamodelos são feitas algumas considerações:

- As configurações de projeto obtidas apresentam maior correlação entre si, uma vez que as variáveis V1, V6, V7, V11 a V15 se fixaram com o mesmo valor. Portanto, com relação ao veículo de referência, uma primeira estimativa de parâmetros de projeto levaria a caracterização de maior amortecimento na suspensão dianteira, menor amortecimento na suspensão traseira, manutenção da posição do motor e eixo traseiro, redução do peso no eixo dianteiro, aumento do peso da carroceria, diminuição da altura e aproximação na direção longitudinal dos pivôs dos braços de suspensão.
- Para os três pontos, o veículo ficaria mais sensível aos movimentos de aceleração e frenagem, uma vez que os valores “*anti-squat*”, “*anti-pitch*”, “*anti-dive*” e “*anti-lift*” foram na média reduzidos. Isto indica um certo grau de antagonismo entre aspectos da dinâmica vertical e longitudinal.
- A configuração do ponto 2 apresentou bons resultados mesmo com a inversão de rigidez para as suspensões (em que a suspensão dianteira ficou mais rígida do que a traseira). Isto de acordo com as regras de Olley (Gillespie, 1992) não proporciona um bom comportamento dinâmico quando o veículo passa sobre obstáculos destacados na pista.
- Uma observação importante é que as funções que compõem a função multi-objetivo tiveram seus valores igualados ou melhorados. Foi possível reduzir simultaneamente os níveis de aceleração e deslocamento da carroceria, além da vibração da massa não suspensa. Além disto, a variação da força normal nos pneus foi reduzida entre 20% e 35%.
- Embora as características “*anti-squat*”, “*anti-pitch*”, “*anti-dive*” e “*anti-lift*” tenham sido penalizadas, os demais aspectos medidos com o modelo analítico foram melhorados ou se mantiveram iguais. As frequências associadas aos movimentos vertical (FA2) e de rotação em torno de Y (FA4) foram reduzidas, houve um o posicionamento dos

centros de oscilação na região dos eixos e ocorreu um aumento da capacidade de aceleração.

Por sua vez, a otimização dos modelos analíticos (item 7.2.3) pode ser avaliada da seguinte forma:

- De maneira geral as variáveis mostram uma tendência geral de aumento do amortecimento da suspensão traseira, redução da rigidez das molas, manutenção do peso e posição do motor, além de aumentar o peso da carroceria.
- As variáveis relacionadas com as posições dos pivôs dos braços de suspensão (V12 a V15 na Tab. 7.21) não apresentaram uma tendência definida, ou seja, as configurações ótimas determinam diferentes posições de fixação dos pivôs.
- As configurações melhoraram os valores das funções de interesse com a redução da relação entre rigidez dianteira e traseira e das frequências para os movimentos vertical e de rotação em torno de Y, além de aumentar da capacidade de frenagem e aceleração.
- Embora as configurações tenham melhorado os aspectos desejados na otimização com o modelo analítico, a simulação do modelo multicorpos no ADAMS não demonstrou os resultados esperados, apresentando um aumento dos valores para praticamente todas as funções.
- O ponto 4 dentre os três obtidos com a otimização do modelo analítico, foi o que melhor atendeu aos critérios de “*anti-squat*”, “*anti-pitch*”, “*anti-dive*” e “*anti-lift*”, contudo ele apresentou os valores mais elevados para praticamente todos os aspectos que se desejava minimizar com a otimização dos metamodelos, como a aceleração angular em torno de y, aceleração vertical ao longo de z e amplitudes médias de valores definidos no domínio da frequência para as acelerações. Isto aumenta a hipótese de antagonismo entre aspectos da dinâmica vertical e longitudinal.

De maneira geral, não foi possível obter uma configuração de projeto que atendesse a todos os critérios, mas foi possível identificar pontos no espaço de projeto que representam um conjunto de boas características dinâmicas para o veículo.

Contudo, uma possibilidade interessante fica por conta da integração das duas abordagens (modelo baseado em metamodelagem e modelo analítico baseado em equações) em uma única formulação de otimização. Basicamente monta-se uma arquitetura onde um código principal estabelece as conexões entre as funções obtidas através das duas abordagens.

Formulado desta maneira, o problema passa a ser uma otimização multi-objetivo em que aparecem funções objetivo em diferentes níveis de fidelidade (metamodelos e equações analíticas). Com valores desejados para *anti-squat* (FA8) igual a 1,3, “*anti-pitch*” (FA9) igual a 1,0, “*anti-dive*” (FA10) de 0,5 e “*anti-lift*” (FA11) igual a 1,0.

A formulação conta com uma restrição de igualdade para a relação entre a rigidez dianteira e traseira (FA1) de 0,7, baseada na regra de Olley comentada anteriormente. Além disto é adicionada uma restrição na posição do eixo traseiro estando associada a um requisito de aumento da distância entre eixos para o novo veículo.

As variáveis de projeto são mostradas na Tab. 7.25, e seus resultados na Tab. 7.26.

Tabela 7.25. Variáveis de projeto para a configuração ótima com funções em diferentes níveis de fidelidade.

Variáveis	Variáveis de Projeto	Valores Iniciais	Valores Ótimos
V1	Amortecimento Dianteiro [N.s/mm]	1,2	0,9
V2	Amortecimento Traseiro [N.s/mm]	1,2	1,5
V3	Rigidez Dianteira [N/mm]	25,0	18,0
V4	Rigidez Traseira [N/mm]	28,0	27,0
V5	Rigidez Torcional [N/deg]	$2,2 \times 10^5$	$3,2 \times 10^5$
V6	Posição X do Eixo Traseiro [mm]	0,0	-100,0
V7	Posição X do Motor [mm]	0,0	0,0
V8	Posição X da Carroceria [mm]	0,0	-150,0
V9	Fator da Massa do Motor	1,0	0,5
V10	Fator da Massa da Carroceria	1,0	1,0
V11	Fator da Massa do Eixo Dianteiro	1,0	0,8
V12	Variação na Coordenada X do pivô da barra longitudinal dianteira [mm]	0,0	-50,0
V13	Variação na Coordenada Z do pivô da barra longitudinal dianteira [mm]	0,0	-50,0
V14	Variação na Coordenada X do pivô da barra longitudinal traseira [mm]	0,0	50,0
V15	Variação na Coordenada Z do pivô da barra longitudinal traseira [mm]	0,0	-50,0

Tabela 7.26 – Resultados ótimos para as funções em diferentes níveis de fidelidade.

		Configuração inicial	Configuração ótima	Diferença %
F1	RMS Aceleração angular em torno do eixo X	225,0	137,0	39
F2	RMS Aceleração angular em torno do eixo Y	101,0	80,0	21
F3	RMS Aceleração vertical ao longo de Z	1889,0	1866,0	01
F4	Função F2 no intervalo de 4 a 8 Hz	9,0	6,0	33
F5	Função F3 no intervalo de 4 a 8 Hz	370,0	344,0	07
F6	RMS da deflexão da mola dianteira direita	82,0	85,0	-04
F7	RMS da deflexão da mola dianteira esquerda	87,0	87,0	00
F8	RMS da deflexão da mola traseira direita	85,0	73,0	14
F9	RMS da deflexão da mola traseira esquerda	63,0	57,0	10
F10	RMS da deflexão do pneu dianteiro direito	2450,0	2136,0	13
F11	RMS da deflexão do pneu dianteiro esquerdo	2481,0	1995,0	20
F12	RMS da deflexão do pneu traseiro direito	1908,0	1454,0	24
F13	RMS da deflexão do pneu traseiro esquerdo	1213,0	913,0	25
FA1	Relação entre Rigidez Dianteira e Traseira	0,9	0,7	22
FA2	Frequência Vertical	1,3	1,3	00
FA3	Centro de Oscilação para FA2	-9,9	-9,2	07
FA4	Frequência de Rotação em Y	1,4	1,4	00
FA5	Centro de Oscilação para FA4	0,1	0,1	00
FA6	Força Máxima de Frenagem	$1,2 \times 10^4$	$1,0 \times 10^4$	17
FA7	Aceleração Longitudinal Máxima	5,3	5,9	-11
FA8	Anti-Squat	1,3	1,0	23
FA9	Anti-Pitch	0,6	0,4	33
FA10	Anti-Dive	0,8	0,6	25
FA11	Anti-Lift	0,5	0,4	20

Considera-se que esta otimização chegou a uma configuração de projeto que representa um ganho em termos dos requisitos desejados, estabelecendo os seguintes aspectos positivos:

- Ganho na capacidade de aceleração longitudinal máxima.
- Redução do valor de “*anti-dive*” para 0,6, considerando que 0,5 é um valor usual nos projeto de veículos modernos.
- A manutenção da relação entre rigidez dianteira e traseira igual a 0,7, considerada por Olley como sendo um valor adequado.
- A redução média de 20% para os critérios de aceleração.
- A redução média de 20% para os critérios de variação da força nos pneus.
- A manutenção dos níveis de deslocamento da carroceria.

Contudo, fica pendente a questão da redução da capacidade de frenagem em cerca de 20% e principalmente a redução de 33% do aspecto de “*anti-pitch*”. O risco de consequências negativas devido a estes dois pontos pode ser mitigado considerando que em testes oficiais de frenagem o veículo apresentou elevada capacidade de desaceleração (cerca de 1g) e que o uso de batentes de fim de curso na suspensão pode controlar o efeito de levantamento da dianteira do veículo.

Vale ressaltar que nas análises utilizando a configuração ótima o nível de aceleração ao longo de z foi o segundo menor entre 81 simulações com diferentes valores para as variáveis associadas aos pivôs dos braços de suspensão. A configuração destas variáveis que fornece as melhores condições de “*anti-squat*”, “*anti-pitch*” e “*anti-lift*” coloca a aceleração na penúltima posição. Isto confirma que os aspectos de conforto são contrários aos aspectos que garantem estabilidade em manobras de aceleração e frenagem.

Para finalizar estas considerações as Fig. 7.3 a 7.8 mostram graficamente a comparação entre os resultados obtidos com a configuração inicial do veículo e a configuração ótima através da otimização multi-objetivo com funções em diferentes níveis de fidelidade. A simulação é realizada com uma condição de excitação por PSD representando uma pista de asfalto ruim e com o veículo trafegando a uma velocidade baixa (aproximadamente 10 m/s).



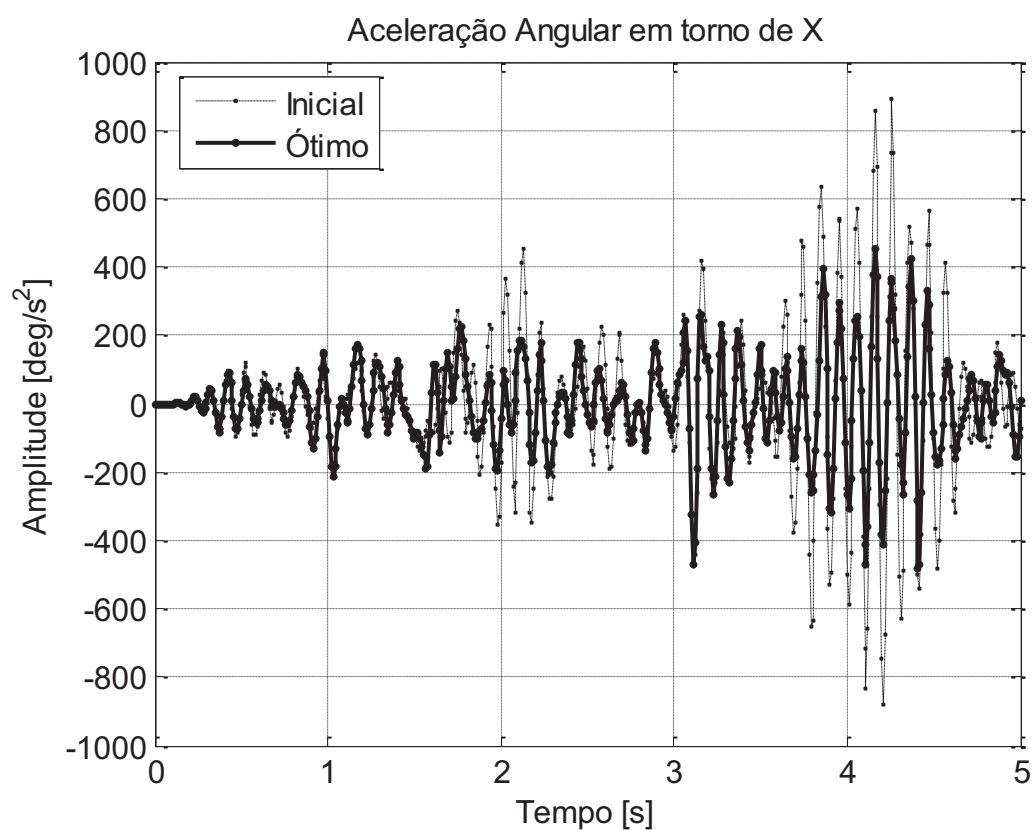


Figura 7.3 – Aceleração em torno de x para a configuração inicial e ótima.

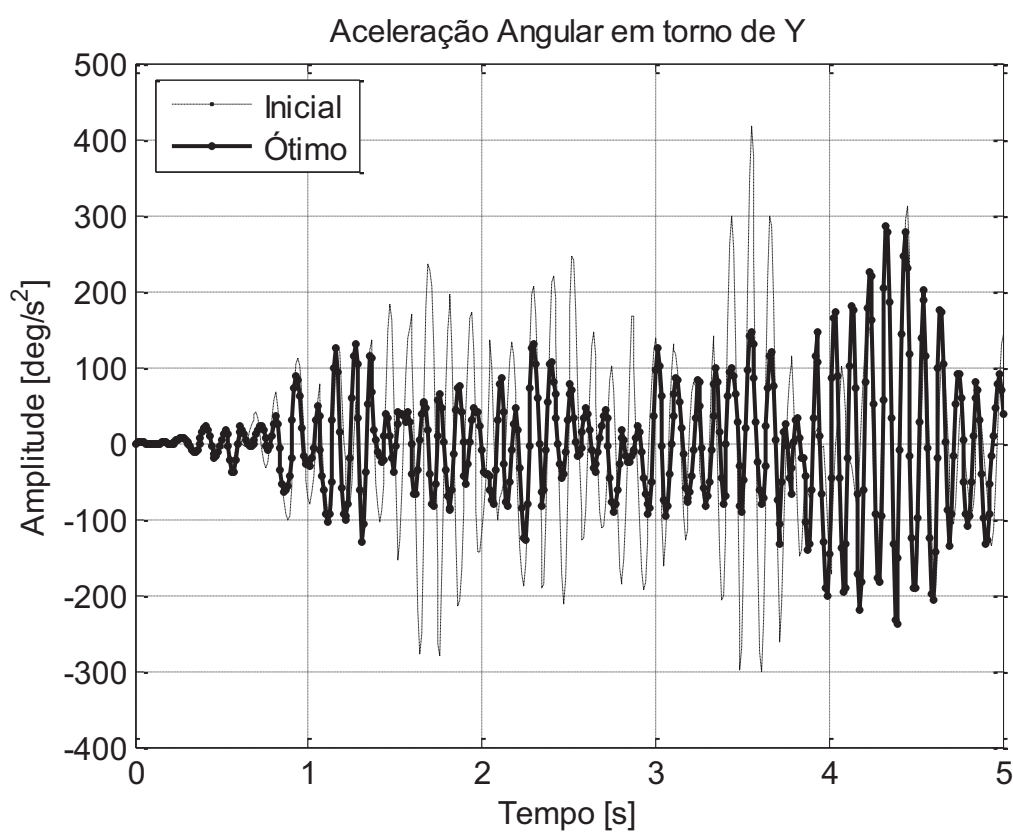


Figura 7.4 – Aceleração em torno de y para a configuração inicial e ótima.

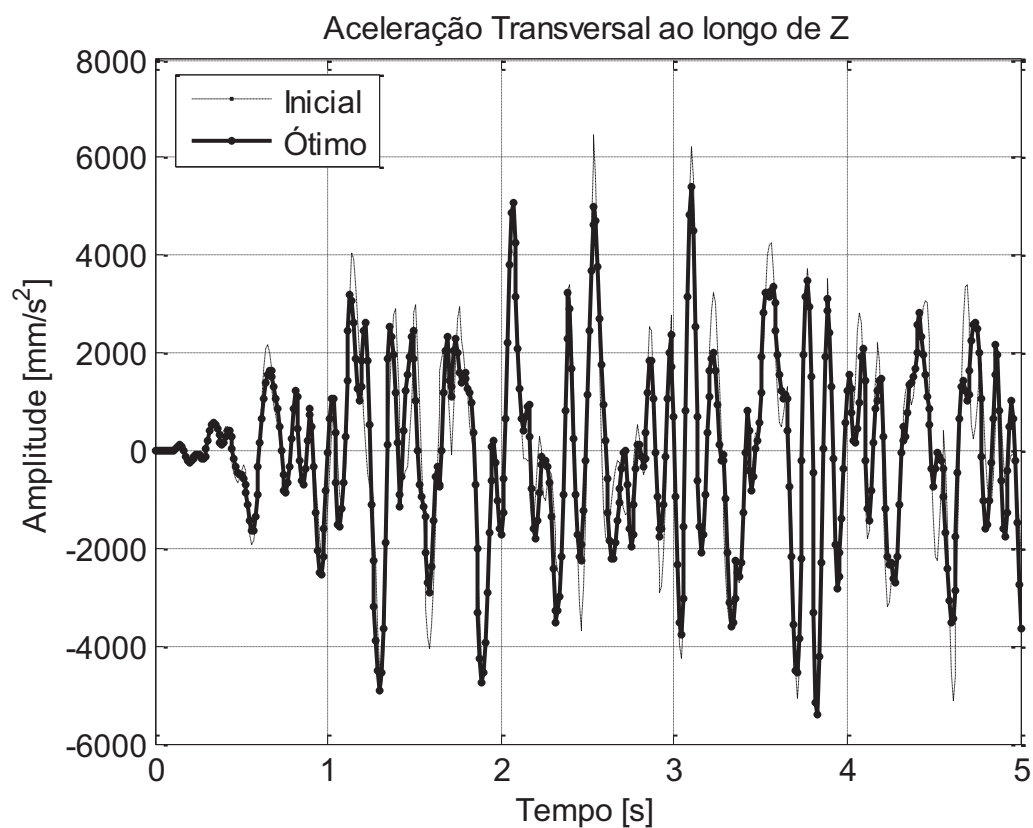


Figura 7.5 – Aceleração ao longo de z para a configuração inicial e ótima.

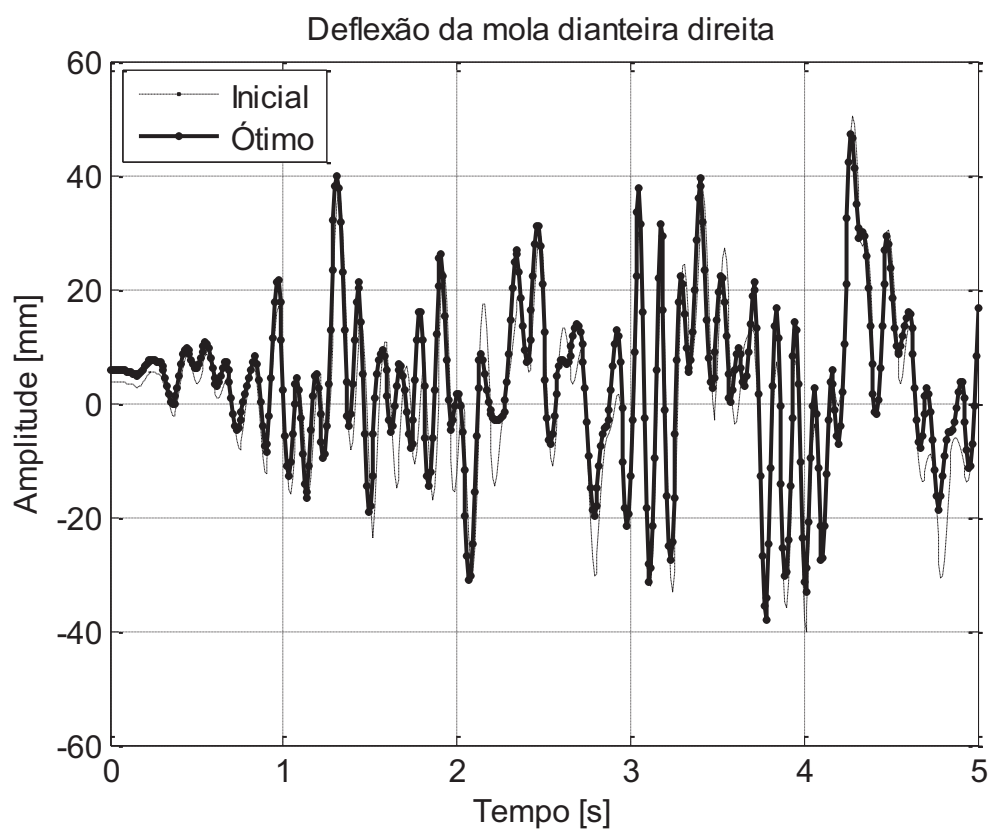


Figura 7.6 – Deflexão da mola dianteira direita para a configuração inicial e ótima.

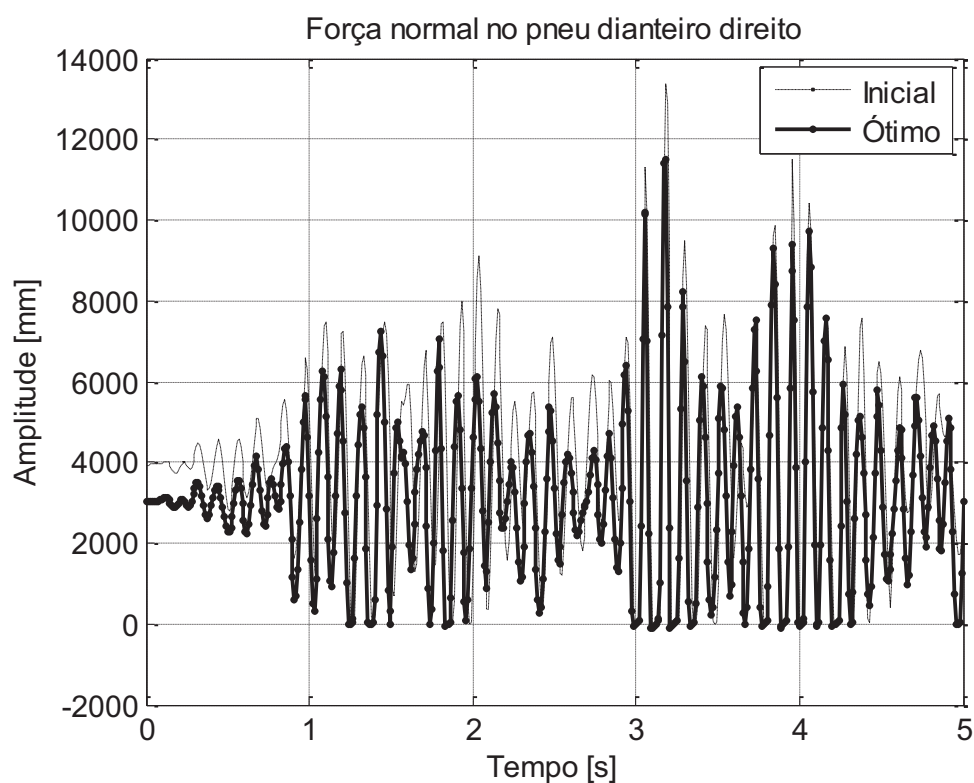


Figura 7.7 – Força normal no pneu dianteiro direito para a configuração inicial e ótima.

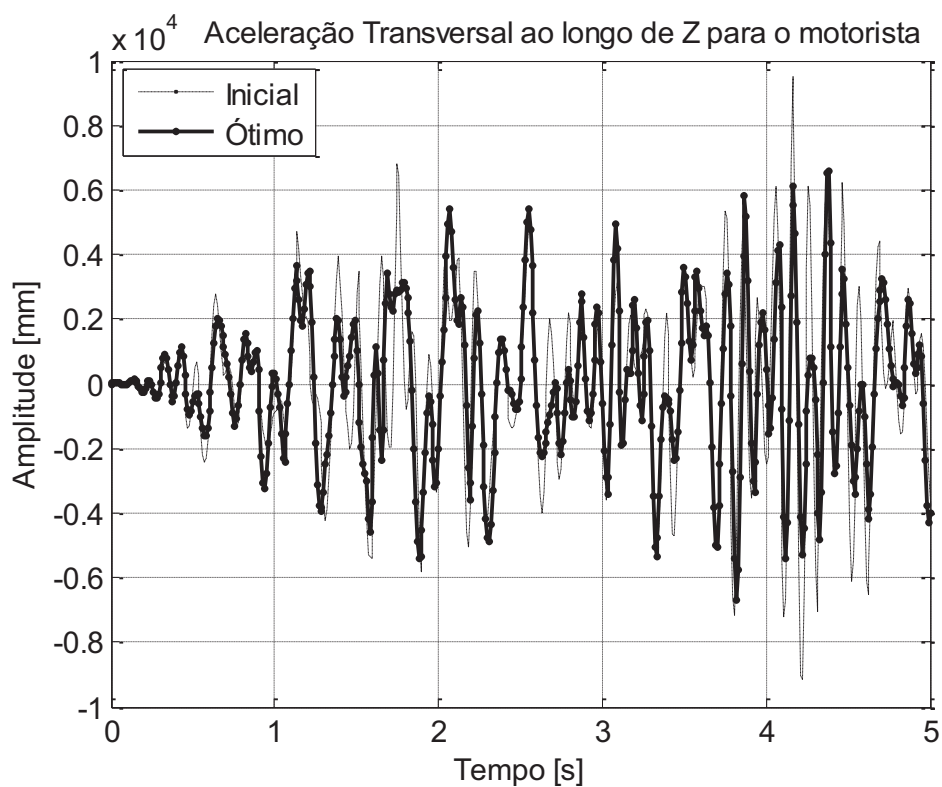


Figura 7.8 – Aceleração ao longo de z na posição do motorista para a configuração inicial e ótima.

# **CAPÍTULO VIII**

## **CONCLUSÕES E PROPOSTAS PARA TRABALHOS FUTUROS**

A premissa na qual este trabalho foi proposto sempre consistiu na possibilidade de que a aplicação conjunta de técnicas de modelagem, simulação computacional, condensação de modelos e otimização numérica, pudessem resultar em uma metodologia suficientemente consistente para ser utilizada em estudos de desenvolvimento de projeto de veículos. Neste contexto, foi observado nas várias publicações associadas que a indústria tem buscado a construção de um ambiente de desenvolvimento de produto colaborativo, com capacidade de responder às mudanças de mercado de forma eficiente e eficaz. Para isto se tornar realidade, as abordagens têm caminhado no sentido de integrar diferentes tecnologias como o design e a engenharia de produto através de métodos e procedimentos definidos a partir de um ambiente virtual.

Embora as tendências mais modernas tenham sido apresentadas pelos principais desenvolvedores de tecnologia automotiva, os métodos e procedimentos realmente capazes de gerar um produto de qualidade não são demonstrados a ponto de serem adaptados a um ambiente de menores proporções. Entre estes métodos e procedimentos encontram-se, a definição de requisitos de projeto, a definição do nível de fidelidade ou representatividade mais adequado a determinadas classes de aplicações de dinâmica veicular, a definição de dados e sua interpretação mais adequada para caracterizar um bom projeto, além de informações específicas de componentes. Basicamente o que tem se afirmado como procedimento corrente no desenvolvimento de um produto como um veículo, envolve a análise sistemática de um modelo computacional representativo.

Considerando que as ferramentas são um dos três aspectos que definem um processo (Ahern et al., 2003), o trabalho buscou refletir as tendências de desenvolvimento, promovendo a comunicação de ferramentas de design auxiliado por computador (CAD) e ferramentas computacionais de engenharia (CAE).

A aplicação da tecnologia CAD garantiu dois aspectos importantes no trabalho: o cálculo de informações necessárias à definição de um modelo, como propriedades de inércia e posicionamento de componentes, e a especificação de componentes através de modelos geométricos parametrizados visando uma possível utilização associada à

otimização, como por exemplo, a influência obtida em uma resposta dinâmica de um sistema com a modificação de uma dimensão geométrica de um componente.

O ambiente CAE foi definido com base na execução de três programas: o MSC.ADAMS reconhecido principalmente no âmbito da engenharia automotiva como um dos melhores pacotes comerciais de modelagem e simulação de multicorpos; o ANSYS foi escolhido como ferramenta de elementos finitos tendo como aspecto mais importante, a comunicação com os modelos geométricos gerados em CAD através de arquivos no formato IGES e o nível de integração elevado com o modelo dinâmico elaborado no ADAMS; e o Matlab que foi a ferramenta escolhida para integrar o ambiente de modelagem e simulação, tendo em vista o avançado conjunto de *toolboxes* (estatística, redes neurais, análise de sinais, otimização, etc).

As etapas de modelagem desenvolvidas no ADAMS permitiram a elaboração de um modelo com grau de complexidade variável capaz de representar o comportamento de um veículo real. Constatou-se ainda uma dificuldade associada à definição de propriedades físicas de componentes considerando a inexistência de dados publicados ou conhecidos. Também em termos de modelagem, ficou evidente o elevado grau de complexidade envolvido na integração de um modelo flexível com o modelo multicorpos representando para a aplicação de determinados estudos de otimização, uma tarefa praticamente inviável. De maneira geral, as simulações do veículo desenvolvidas no ADAMS se comportaram como esperado, apresentando um custo computacional admissível, e poucas falhas relacionadas com a divergência do algoritmo de integração. Entretanto, vale ressaltar a necessidade de ajustes nos parâmetros de integração e atenção na definição de condições de simulação com excitações em altas frequências. Ainda do ponto de vista de modelagem, observa-se a enorme quantidade de dados necessários para a definição de um modelo deste nível de complexidade e o potencial de utilização dos modelos em aplicações como ajuste de modelos e controle utilizando para isto ferramentas como o Matlab/Simulink. Neste trabalho o Matlab foi utilizado como ferramenta de otimização numérica.

Vale ressaltar que durante o desenvolvimento das atividades foram utilizados programas de análise estatística e metamodelagem, além do LabView para o uso da placa de aquisição de dados nos ensaios experimentais.

Com relação aos ensaios experimentais realizados, fica confirmada a importância de se definir um veículo para servir como referência, considerando a grande quantidade de dados utilizados na elaboração dos modelos e a necessidade de validação de resultados de simulações. O teste de direção proporcionou o levantamento das características desejáveis em um veículo desta categoria, ainda que de forma qualitativa. A medição das propriedades de inércia representou uma etapa

difícil no sentido de que exigiu muito esforço, mas os métodos utilizados cumpriram com a tarefa de fornecer os dados de massa e momentos de inércia necessários à modelagem do veículo. Observou-se que o dispositivo de medição de inércia pode ser melhorado com o aumento da rigidez de sua estrutura, mas de forma geral funcionou da maneira esperada e com baixo custo de construção. Isto vale também para os procedimentos da medição da massa e CG, do veículo e seus componentes. Todos estes dispositivos forneceram resultados importantes, mas que podem ser melhorados com a construção de novas versões mais sofisticadas e específicas. O procedimento para a definição das propriedades dos componentes flexíveis confirmou as estimativas fornecendo e validando dados de rigidez. Já o procedimento para a definição da característica do amortecedor demonstrou ser coerente, mas a ferramenta utilizada para o ensaio (MTS usada para ensaios de tração) se confirma como incapaz de gerar as velocidades necessárias para testes deste tipo. Os ensaios experimentais da dinâmica vertical do veículo de referência também demonstraram sua coerência e sua necessidade para a validação do modelo computacional. Os equipamentos utilizados como acelerômetros piezo-elétricos e seus condicionadores de sinal, placa de aquisição (*National Instruments*) de 8 canais e notebook, desempenharam bem a tarefa de adquirir os dados de aceleração do veículo. Entretanto, observou-se neste ensaio o grande esforço necessário para sua execução, considerando o elevado número de pontos de medição, a dificuldade característica de ensaios em campo, o elevado custo dos equipamentos e a segurança necessária. Esta conclusão permite mais uma vez, justificar o crescente interesse das indústrias automobilísticas e aeroespaciais em investir nas modernas técnicas de simulação e otimização computacional.

Em termos de simulações, chegou-se à conclusão de que a consideração de diferentes abordagens de modelagem representou uma ação válida, uma vez que, foram constatadas diferenças significativas entre modelos. A flexibilidade do chassi foi considerada de pouca influência para as análises, tendo em vista a sua elevada rigidez e o cumprimento de requisitos de conforto dentro de uma faixa de frequência restrita a cerca de 25 Hz. Fica definido também que um modelo muito sofisticado, como o caso do veículo com um modelo de pneu complexo, não necessariamente contribui para as análises de dinâmica vertical. Vale ressaltar também que as simulações foram realizadas com modelos elaborados sem qualquer tipo de ajuste, buscando se encaixar na premissa de estabelecer uma metodologia com mínimo de recursos.

Em termos de otimização, ficam estabelecidos a partir dos resultados, aspectos como: o papel fundamental do planejamento experimental para proporcionar o conhecimento básico do comportamento das respostas; o relativo sucesso do

planejamento hipercubo latino no tratamento de respostas associadas à dinâmica, explicado por sua capacidade de amostrar o interior do espaço de projeto; a dificuldade em definir uma formulação de otimização que contemple várias características pode ser contornada com o uso de modelos de diferentes níveis de fidelidade; é possível encontrar uma configuração de projeto que seja melhor em muitos aspectos da dinâmica como deslocamento, aceleração e força; fica verificada a dificuldade em otimizar o comportamento dinâmico vertical e longitudinal de forma simultânea.

Os bons resultados obtidos com a otimização baseada em um veículo real não o colocam de maneira alguma em uma condição desfavorável. Pelo contrário, sua escolha como veículo de referência recaiu exclusivamente em pelo seu reconhecido desempenho em condições fora de estrada. Vale ainda ressaltar que a abordagem que resultou em configurações ótimas de desempenho, não incluiu simulações com condições de uso tipicamente fora de estrada, como por exemplo, transposição de grandes obstáculos em baixas velocidades. Estas condições poderiam definitivamente influenciar nos resultados caso fosse consideradas.

Após a realização deste trabalho ficou clara a necessidade de estudos mais profundos, no sentido de encontrar parâmetros associados aos pneus que viabilizem o uso da modelagem analítica mais complexa como a usada no modelo Fiala, dada a diferença com os dados experimentais. Além de proporcionar o aumento da representatividade do modelo em condições de dinâmica vertical, estes parâmetros de pneus são também a chave para se estudar, simular e otimizar o veículo sob os aspectos de dinâmica lateral, como por exemplo, o gradiente de esterçamento, a resistência ao rolamento e a estabilidade lateral.

Outra questão importante fica por conta de se estudar os critérios de modelagem da pista, uma vez que, a utilização de segmentos planos para definir os obstáculos em uma pista tridimensional, não demonstrou ser uma abordagem prática do ponto de vista de custo computacional e de convergência das simulações.

Muito embora o uso simultâneo de funções de fidelidade variável em um procedimento de otimização multi-objetivo tenha dado bons resultados, abre-se também uma possibilidade de se aplicar uma abordagem conhecida como multi-fidelidade. Neste caso, devem ser utilizados na otimização, modelos mais simples baseados nas mesmas variáveis de projeto de modelos mais complexos e fornecendo respostas de mesma natureza.

Ainda como possibilidade de trabalhos futuros, espera-se poder trabalhar melhor a grande quantidade de sinais medidos experimentalmente nas várias condições e configurações, com o objetivo de se ajustar um modelo computacional de forma a



representar o veículo real em uma faixa de operação maior, levando em conta que o modelo deve se comportar como o veículo em diferentes condições de velocidade, obstáculos, carga, etc.

Espera-se no futuro com a construção de um protótipo, a possibilidade, de colocar em prática a configuração de projeto obtida com a otimização, e de realizar novamente os ensaios experimentais. Isto representaria um passo importante no sentido de validar a metodologia empregada, mesmo considerando o uso de abordagens já reconhecidas pela indústria e academia.

Durante o trabalho existiu constantemente a preocupação de obter mediante simulação e otimização, uma configuração de componentes viável do ponto de vista comercial, de construção e de montagem. Basicamente foi a etapa mais difícil a ser superada pela alta dependência do processo com relação à indústria automotiva e à legislação vigente. Embora a eficiência das técnicas de otimização baseadas em métodos estatísticos tenha sido amplamente demonstrada, a formulação de um problema de otimização aplicado ao projeto recai naturalmente na definição de um espaço de projeto que deve ser consistente com as possibilidades encontradas no mercado.

Por fim, ressalta-se a contribuição mais importante do trabalho que fica por conta de seu aspecto multi-disciplinar envolvendo diversas áreas com foco diferente. Dentro do seu escopo foram realizadas etapas de modelagem e simulação de sistemas multicorpos e elementos finitos, ensaios experimentais para estrutura e para dinâmica veicular, o projeto e construção de instrumentação de ensaios, otimização numérica, técnicas estatísticas de metamodelagem, acompanhamento de atividades de design e estilo e a busca de correlação entre os resultados do trabalho e a sua implementação prática através do estudo de viabilidade com componentes comerciais.

## REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- Adams, V. e Askenazi, A., 1999, "Building Better Products with Finite Element Analysis", OnWorld Press, First Edition, ISBN 1-56690-160.
- Ahern, D. M.; Clouse A.; Turner, R., 2003, "CMMI Distilled: A Practical Introduction to Integrated Process Improvement, Second Edition", Addison Wesley, ISBN - 0-321-18613-3.
- Al-Holou, N. D. S. e Shaout, A., 1995, "The Development of Fuzzy Logic Based Controller for Semi-Active Suspension System", IEEE, 0-7803-2428-5/95.
- Balabanov, V., 1998, "DOE Functional Module. Theory and Implementation", 39 p.
- Barber, A. J., 1999, "Accurate Models for Bushings and Dampers using the Empirical Dynamics Method", SAE Technical Paper Series No. 2000-01-1625.
- Barbosa, R. S., 1999, "Aplicação de Sistemas Multicorpos na Dinâmica de Veículos Guiados", Tese de Doutorado, Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade Federal de São Paulo, 273 p.
- Bastow, D. e Howard, G., 1993, "Car Suspension e Handling", Pentech Press Limited and Society of Automotive Engineers, 3th Edition, ISBN 0-7273-0318.
- Bauer, H., 1995, "Brake Systems for Passenger Cars", Publicado por Robert Bosh GmbH, Department for Automotive Services, Technical Publications.
- Borges, J. A. F., 1999, "Dinâmica de Veículos Articulados: Simulação Computacional, Otimização e Ensaio Experimentais", Tese de Doutorado, Universidade Federal de Uberlândia, 213 p.
- Borges, J. A. F.; Steffen Jr., V.; Schardijn, E. C. e Argentino, M. A., 1996, "Optimization of the Dynamical Behavior of Vehicles"; SAE Technical Paper Series No. 962330
- Borges, J. A. F.; Steffen Jr., V.; Schardijn, E. C. e Argentino, M. A., 1999, "Vehicle Dynamics: Modelling and Experimental Testing"; Proceedings of the PACAM VI / DINAME - Sixty Pan American Congress of Applied Mechanics; pp. 1499-1502.

- Box, G. E. P. e Draper, N. R., 1986, "Empirical Model-Building and Response Surfaces"; John Willey & Sons.
- Box, G. E. P.; Hunter, W. G. e Hunter, S. J., 1978, "Statistics for experimenters: An Introduction to Design, Data Analysis, and Model Building", New York: Wiley.
- Butkewitsch, S., 1998, "Otimização de Sistemas Mecânicos: Ferramenta de Engenharia de Concepção"; Dissertação de Mestrado; Universidade Federal de Uberlândia; 155 p.
- Butkewitsch, S., 2002, "Projeto Ótimo Robusto Multi-disciplinar Mediante Experimentos Computacionais: Uma Contribuição à Segurança Veicular"; Tese de Doutorado; Universidade Federal de Uberlândia; 220 p.
- Butkewitsch, S.; Borges, J. A. F.; Leal, M. F. e Kotinda, G. I., 2002, "Discrete versus Continuous Optimization for the Improvement and Robust Design of Automotive Systems", Anais do 2º Congresso Nacional de Engenharia Mecânica.
- Butkewitsch, S.; Borges, J. A. F.; Leal, M. F. e Kotinda, G. I., 2002, "On the Application of Multi-Body and Finite Element Analysis for the Structural Synthesis of a Mini-Baja Vehicle", Anais do 2º Congresso Nacional de Engenharia Mecânica.
- Chang, H., Rushbrook, M. e Joy, S., 1997, "Vehicle Ride Study with Flexible Bodies in Adams", 12th European ADAMS User's Conference.
- Chen, W. e Garimella, R., 1999, "Robust Design for Improved Vehicle Handling Under a Range of Maneuver Conditions"; Proceedings of the 1999 ASME Design Engineering Technical Conferences; September 12-15; Las Vegas; Nevada.
- Dean, E.B. e Unal, R., 1991, "Designing For Cost"; Conference of the American Association of Cost Engineers; 13 p.
- Dixon, J. C., 1999, "The Shock Absorber Handbook", SAE Publications Grp. ISBN 0-7680-0050-5.
- Garrot, W. R.; Monk, M. W. e Chrstos, J. P., 1988, "Vehicle Inertial Parameters – Measured Values and Approximations", Passenger Car Meeting and Exposition, SAE Technical Paper Series 881767, ISSN 0148-7191.

- Gillespie, T. D., 1992, "Fundamentals of Vehicle Dynamics", SAE Publications Group, ISBN 1-56091-119-9, 495 p.
- Giunta, A. A., Wojtkiewicz, S. F., e Eldred, M. S., 2003, "Overview of Modern Design of Experiments Methods for Computational Simulations", Paper AIAA 2003-0649.
- Giunta, A. A. e Watson, L.T., 1998, "A Comparison of Aproximation Modeling Techniques: Polinomial versus Interpolating Models"; American Institute of Aeronautics and Astronautics Paper AIAA-98-4758, 13 p.
- Hac, A., e Youn, I., 1993, "Optimal Design of Active and Semi-active Suspensions including Time Delay and Preview" ASME Transactions, Vol. 115, pp. 498-508.
- Happian-Smith, J., 2002, "An Introduction to Modern Vehicle Design", SAE Publications Group, ISBN 0-76802-0596-5, 585 p.
- Hashiyama, T., Behrendt, S., Furuhashi, T., Uchikawa, Y., 1995, "Fuzzy Controllers for Semi-Active Suspension System Generated through Genetic Algoritms", Fuzzy/IEEE, 0-7803-2559-1/95.
- Hucho, W., 1998, "Aerodynamics of Road Vehicles", Society of Automotive Engineers, Inc., 4th Edition, ISBN 0-7680-0029-7.
- Huston, R. L., 1996, "Multibody Dynamics since 1990", Applied Mechanics Rewies, v. 49, n. 10, pt. 2, p. 535-540.
- Kamal, M. M. e Wolf Jr., J. A., 1982, "Modern Automotive Structural Analysis", Publicado por Van Nostrand Reinhold Company, USA, ISBN 0-442-24839-3, 458 p.
- Kodiyalam S., Yang R. J., Gu L. e Tho C, 2001, "Large-Scale, Multidisciplinary Optimization of a Vehicle System in a Scalable, High Performance Computing Environment" Proceedings of DETC'01; ASME Design Engineering Technical Conferences; September 9-12, USA.

- Karnopp, D., 1990, "Design Principles for Vibration Control Systems using Semi-Active Dampers", ASME Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control, Vol. 112, pp. 448-455.
- Koppennal, J. e Edlund, S., 1997, "Commercial Vehicle Modelling and the Influence of Frame Flexibility on Vehicle Response", 12th European ADAMS User's Conference.
- Kulkarni, S. M., 1997, "Parametric Study of the Complete Vehicle Model – The effect on the Roll Gradient of the Vehicle", 12th European ADAMS User's Conference.
- Leal, M. F., 2001, "Otimização do Comportamento Dinâmico de Veículos usando Superfície de Resposta"; Dissertação de Mestrado; Universidade Federal de Uberlândia; 101 p.
- Leal, M. F., Borges, J. A. F., Butkewitsch, S., 2001, "A Case Study on the Response Surface Method Applied to the Optimization of the Dynamical Behavior of Vehicles", SAE Technical Paper Series No. 2000-01-3850.
- Leal, M. F.; Borges, J. A. F.; Brito, M. A. M. e Butkewitsch, S., 2002, "Estudo de um Sistema de Suspensão Semi-Ativa através de Protótipo Virtual", Anais do 2º Congresso Nacional de Engenharia Mecânica.
- Leal, M. F.; Borges, J.A.F. e Butkewitsch, S., 2000, "Optimal Robust Design of Motorcycle Suspension Systems", SAE Technical Paper Series No. 2000-01-3216.
- Lynn, B., 2000, "Response Surface Methology (RSM) and Design of Experiments (DOE) applied to Race car Vehicle Dynamics Simulation and Development", International ADAMS User's Conference.
- Máximo, L. F. B., 2002, "Estudo do Comportamento Dinâmico de um Veículo de Passageiros em Manobras de Handling", Dissertação de Mestrado, Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais, 156 p.
- Milliken, W. F. e Milliken, D. L., 1995, "Race Car Vehicle Dynamics", ISBN 1-56091-526-9, 890 p.
- Mola, S., "Fundamentals of Vehicle Dynamics" , Product Engineering Department, General Motors Institute.

- Montgomery, D. C., 1996, "Design and Analysis of Experiments", John Willey & Sons, 4th Edition.
- Motoyama, K. e Yamanaka, T. , 2000," A Study of Suspension Design Using Optimization Technique and DOE", International ADAMS User's Conference.
- Mrazek, T. e Marzy, R., 2000, "Investigation of the Comfort Behavior of a Commercial Vehicle in ADAMS", International ADAMS User's Conference.
- Neto, A. C.; Ferraro, L. C., Veissid, V. L., Freitas, C. A. M., Argentino, M. A., Ripoli, R. R. e Persequim, O. T., 1998, "A Study of Vibrational Behavior of a Medium Sized Truck Considering Frame Flexibility with the use of ADAMS", International ADAMS User's Conference.
- Nicolas, C. F., Landauluze, J., Castrillo E., Gaston, M. e Reyero, R., 1997, "Application of Fuzzy Logic Control to the Design of Semi-Active Suspension Systems", Fuzz/IEEE, 0-7803-3796.
- Nürnbergger, A., Nauck D. e Kruse R., 1999, "Neuro-Fuzzy Control Based on the NEFCON Model: Recent Developments", Soft Computing: A Fusion of Foundations, Methodologies and Applications, Vol. 2, No. 4, pp. 168-182.
- Nutti, A. C. e Orives, R. A., 2003, "Ride and Handling Interactive Software – Classification Method", SAE Technical Paper Series 2003-01-3706.
- Orlandea, C., Orlandea, N. V., 1993, "Description of the three-dimensional computer program 3D-MCADA", Journal of Vehicle System Dynamic, Swets & Zeitlinger, v. 22p, p. 83-86. Supplement.
- Palcák, F. e Hulla, M., 1998, "Study of Component Flexibility Effects on Full-system Performance via Mixed Body Dynamics Approach", 13th European ADAMS User's Conference.
- Pasquini Junior, J., Gasparinetti, S., Persequim, O. T., Bezerra, M. A., Cunha, R. H., Neto, A. C., 1999, "Load Determination in Small Urban Buses, using a Combined Finite Element and Multibody System Approach", 14th European ADAMS User's Conference.

- Pham, D. T., e Karaboga, D., 1998, "Intelligent Optimisation Techniques", Springer-Verlag Berlin Heidelberg New York, ISBN 1-85233-028-7.
- Pinto, R. R., Borges, J. A. F., Rezende, J. C. C., Leal, M. F., 2003, "Automotive Frame Optimization", SAE Technical Paper Series.
- Ragsdell, K.M. e Gabriele, G.A., 1989, "A Nonlinear Programming Code in Fortran Implementing the Generalized Reduced Gradient Method", University of Missouri Rolla.
- Rahnejat, H., 1998, "Multi-Body Dynamics: Vehicles, Machines and Mechanisms", SAE Publications Group, ISBN 0-7680-0269-9, 355 p.
- Ryan, R. R., 1993, "Mechanical System Simulation Software", Journal of Vehicle System Dynamic, Swets & Zeitlinger, v. 22p, p. 144-148. Supplement.
- Reklaitis, G.V.; Ravindran, A. e Ragsdell, K.M., 1983, "Engineering Optimization – Methods and Applications", John Wiley and Sons, USA.
- Rill, G. e Zampieri, D.E., 1997, "Improvement of Ride Comfort and Ride Safety por Using Nonlinear Spring and Damping Elements"; Proceedings of the 7th International Conference on Dynamic Problems in Mechanics - DINAME 97; Angra dos Reis; Rio de Janeiro; Brazil; pp. 220-222.
- Robert, R. R., 2000, "Digital Testing in the Context of Digital Engineering – Functional Virtual Prototyping", Mechanical Dynamics Inc., Ann Arbor, Michigan, USA.
- Schmidt, S. e Case, K., 1999, "Communicating Design of Experiments (DOE) to Non-statisticians"; Air Academy Web Site, 10 p.
- Scholpp, G., Schmidt, J., Hofmann, R., Frimberger, M. e Wolf, F., 2000, "Influences of Parameters at Vehicle Rollover", International ADAMS User's Conference.
- Sharp, M., 1999, "Physical or Virtual Testing?", Publicado em Testing Technology International, October 1999.



- Simpson, T.W.; Mauery, T.M.; Korte, J.J. e Mistree, F., 1998, "Comparison of Response Surface and Kriging Models for Multidisciplinary Design Optimization"; American Institute of Aeronautics and Astronautics Paper AIAA-98-4755; 11 p.
- Steffen, V. Jr., 2000, "Técnicas de Otimização Aplicadas no Projeto de Sistemas Mecânicos e Mecatrônicos", IV Simpósio Mineiro de Mecânica Computacional, Uberlândia-MG.
- Stevens, G. B.; Peterson, D. M. e Eichhorn, U.; 1997; "Optimization of Vehicle Dynamics through Statistically-Designed Experiments on Analytical Vehicle Models", 12th European ADAMS User's Conference.
- Subramanyam, V., Monkaba, V. e Alexander, T., 2000," Visteon's Approach to All-Wheel Drive Vehicle Dynamics Model Simulation and Correlation ", International ADAMS User's - Conference.
- Unal, R.; Braun, R. D.; Moore, A. A. e Lepsch, R. A., 1997, "Response Surface Model Building Using Orthogonal Arrays for Computer Experiments"; 19th Annual International Conference of the International Society of Parametric Analysis, New Orleans, Louisiana, May 27-30, 13 p.
- Unal, R.; Lepsch, R.A. e Mcmillin, M.L., 1998, "Response Surface Model Building and Multidisciplinary Optimization Using D-Optimal Designs"; American Institute of Aeronautics and Astronautics Paper AIAA-98-4759; 7 p.
- Vaculín, O., Kortüm, W., Schwartz, W., 1996, "Analysis and Design of Semi-Active Damping in Truck Suspension - Design-by-Simulation", Proc. Internat. Symp. on Advanced Vehicle Control, AVEC'96, Aachen.
- Valásek, M., Kortüm, W., Sika, Z., Magdolen, L., Vaculín, O., 1998, "Development of Semi-Active Road-Friendly Truck Suspension", submitted to Control Engineering Practice.
- Vanderplaats, G. N., 1998, "Numerical Optimazation Techniques for Engineering Design"; Vanderplaats Research and Development Inc.; 2nd Edition.
- Venter, G.; Haftka, R.T. e Starnes JR., J.H., 1998, "Construction of Response Surfaces for Design Optimization Applications"; American Institute of Aeronautics and Astronautics Paper AIAA-96-4040-CP; p 548-564.

- Verros, G. , Goudas, H., Natsiavas, S. e Hache, M., 2000, "Dynamics of Large Scale Vehicle Models using Adams/Flex", International ADAMS User's Conference.
- Welch, W.J.; Buck, R.J.; Sacks, J.; Wynn, H.P.; Mitchell, T. e Morris, M.D., 1992, "Screening, Predicting, and Computer Experiments"; Technometrics; February; Vol. 34; No 1; pp. 15-25.
- Wong, J. Y., 1978, "Theory of Ground Vehicles", John Wiley & Sons Inc., ISBN 0-471-03470-3, 330 p.

## ANEXO A – Propriedades de rigidez e amortecimento de componentes flexíveis

Algumas propriedades de rigidez e amortecimento de componentes flexíveis usadas normalmente na modelagem de buchas e coxins nos sistemas de suspensão, são mostrados a seguir. Estes dados são encontrados como arquivos de entrada em modelos que compõe os recursos do programa ADAMS. Vale ressaltar que estes dados são bastante importantes, servindo como estimativa razoável em uma condição em que dificilmente encontram-se tais valores na literatura ou junto aos fabricantes de componentes.

Uma particularidade dos gráficos mostrados nas figuras contidas neste anexo é a representação das curvas de rigidez de acordo com a direção, onde a coordenada z é usualmente adotada como sendo direção axial do componente e as demais x e y como sendo componentes radiais.

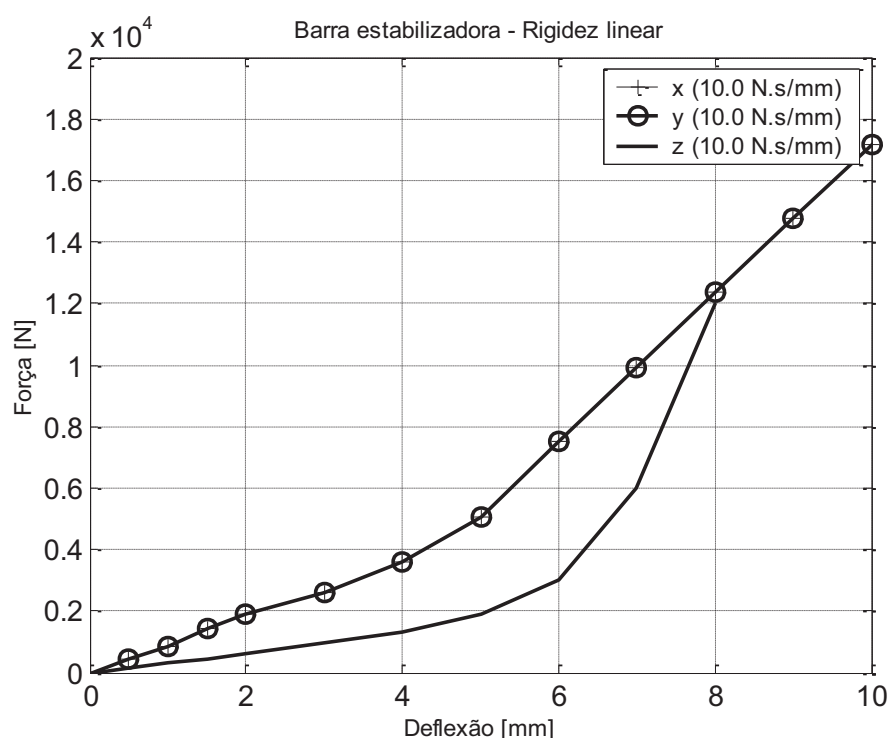


Figura A.1 – Rigidez e amortecimento lineares para uma bucha usada na fixação de barras estabilizadoras.

Nas figuras A.2, A.4, A.6, A.8, A.10, A.12, A.14, os gráficos representam as curvas características de rigidez descritas em coordenadas angulares, ou seja, definem a rigidez angular ou torcional. Neste caso, também vale a consideração feita com relação às direções de referência no componente.

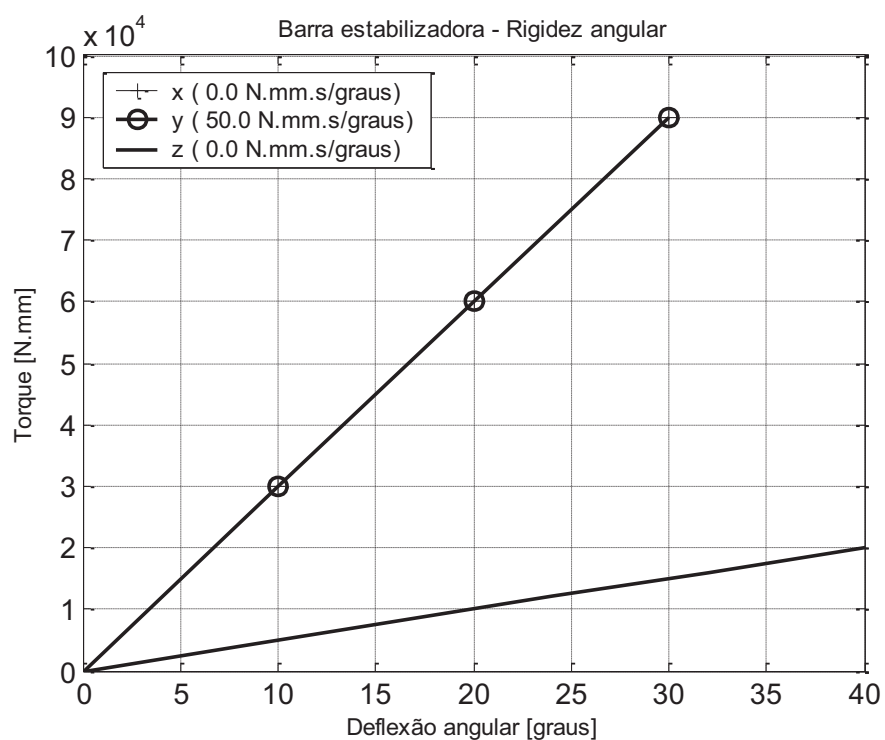


Figura A.2 – Rigidez e amortecimento angulares para uma bucha usada na fixação de barras estabilizadoras.

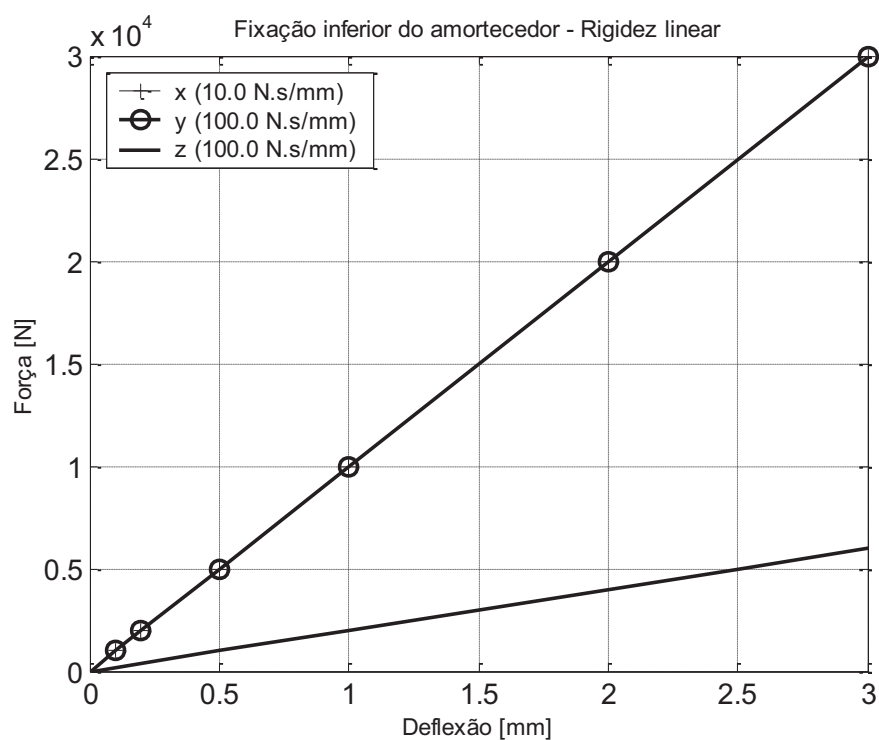


Figura A.3 – Rigidez e amortecimento lineares para uma bucha usada na fixação inferior de amortecedores.

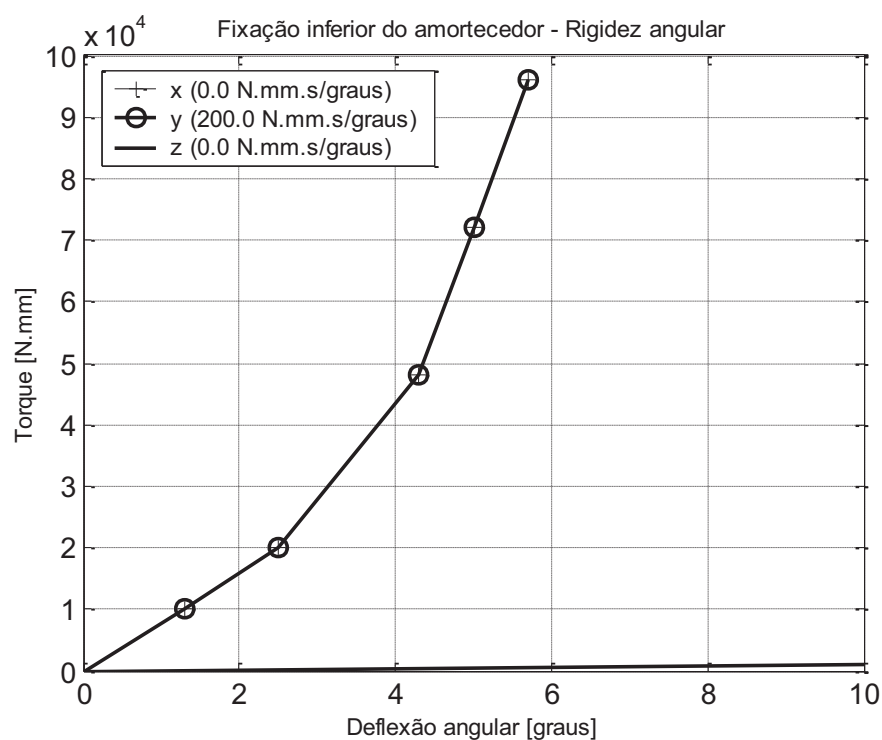


Figura A.4 – Rigidez e amortecimento angulares para uma bucha usada na fixação inferior de amortecedores.

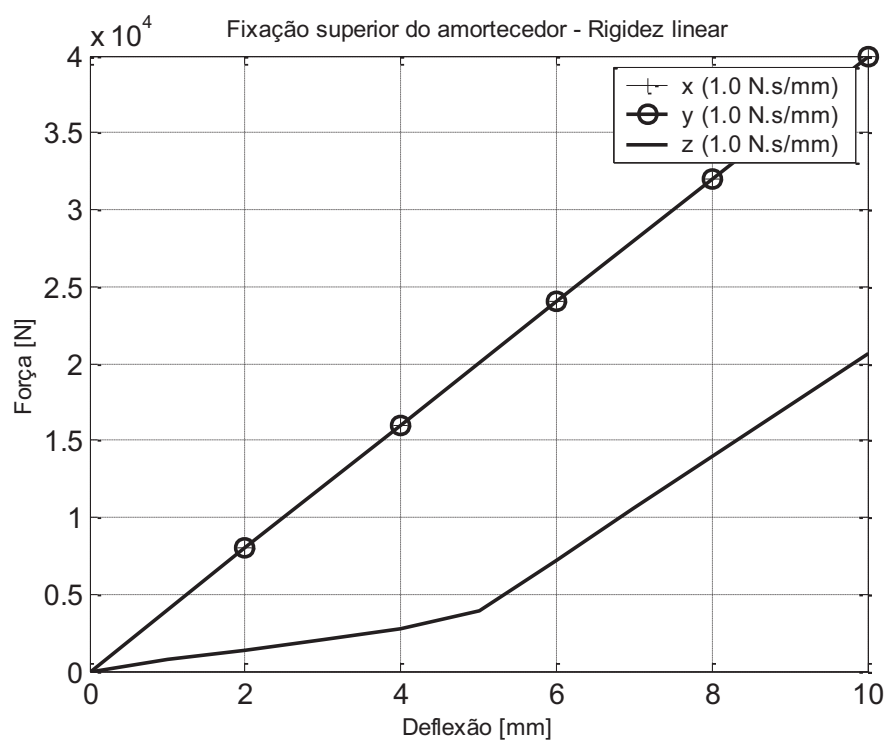


Figura A.5 – Rigidez e amortecimento linear para uma bucha usada na fixação superior de amortecedores.

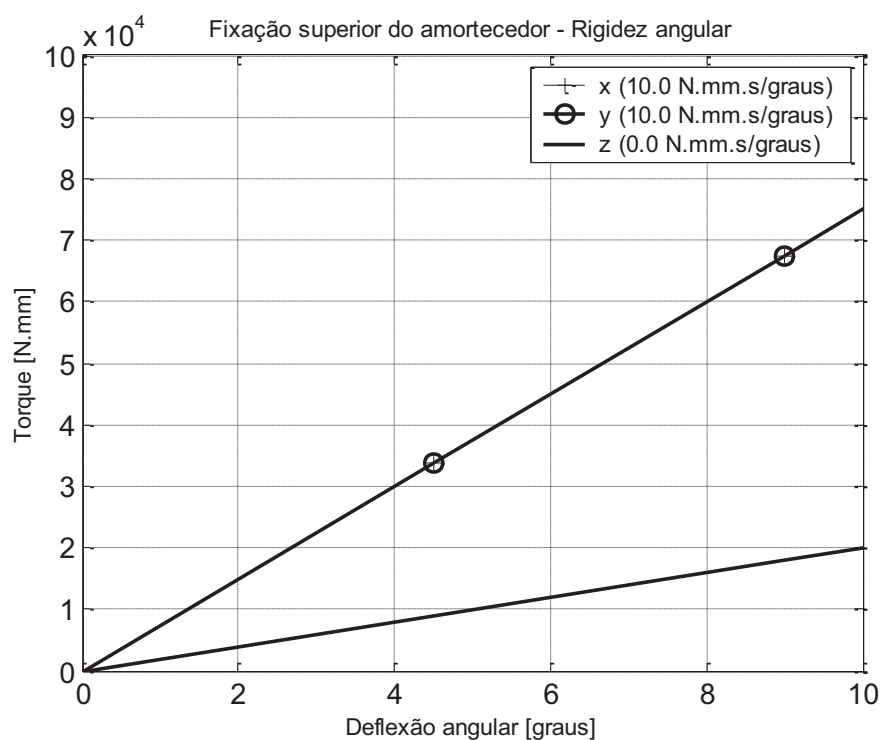


Figura A.6 – Rigidez e amortecimento angulares para uma bucha usada na fixação superior de amortecedores.

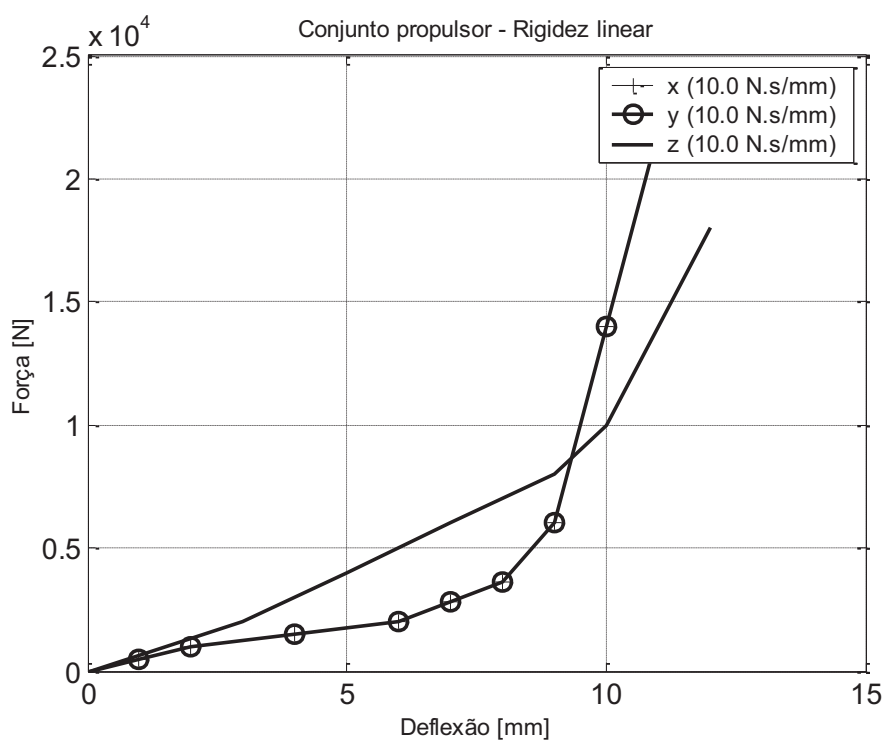


Figura A.7 – Rigidez e amortecimento linear para um coxim usado na fixação do conjunto propulsor.

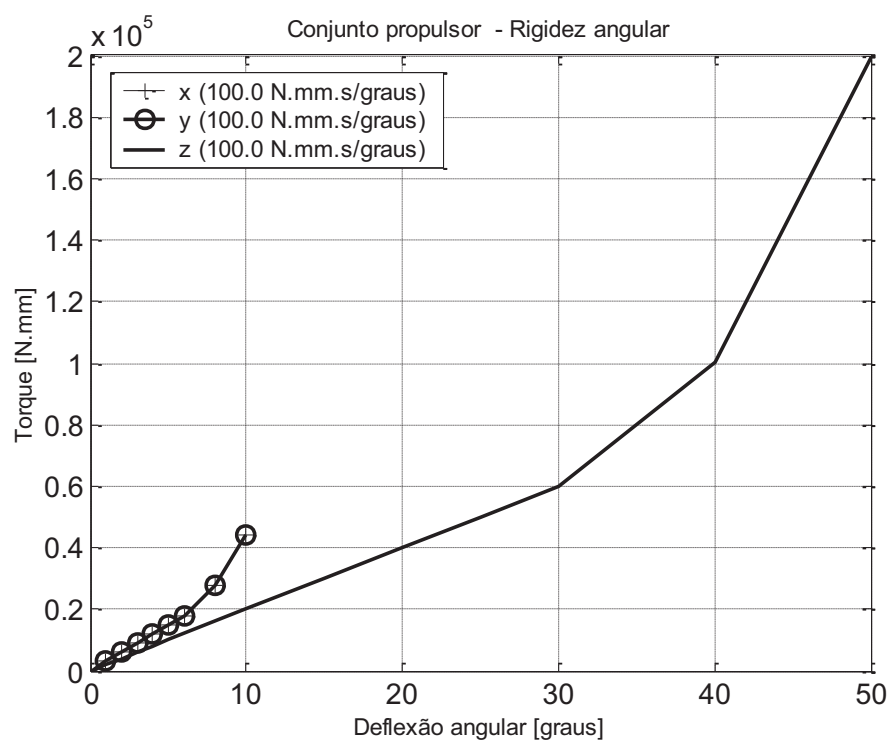


Figura A.8 – Rigidez e amortecimento angular para um coxim usado na fixação do conjunto propulsor.

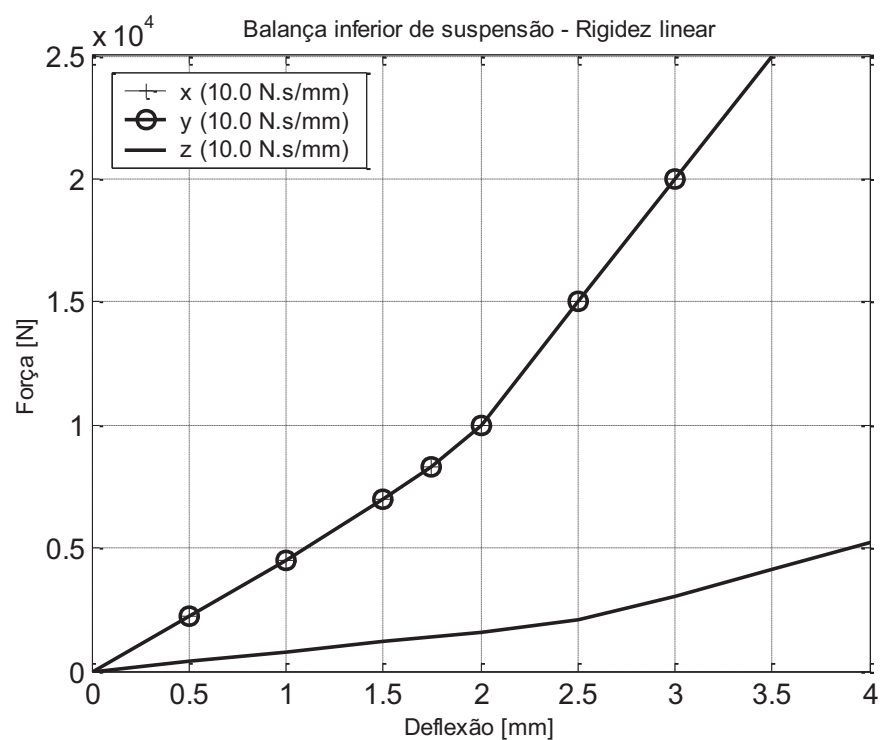


Figura A.9 – Rigidez e amortecimento linear para um coxim usado na fixação de uma balança inferior.



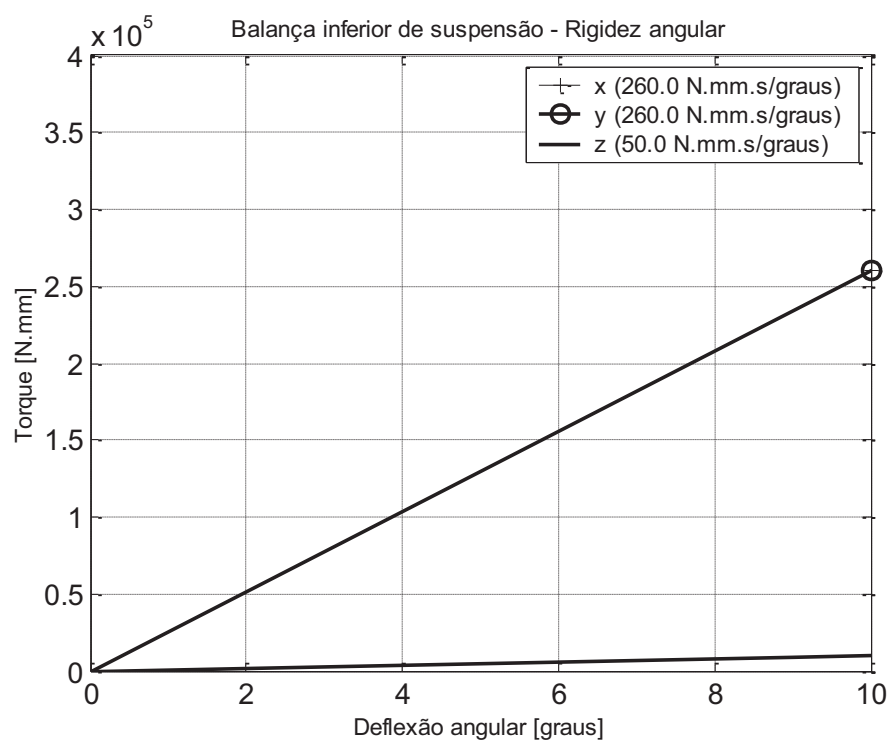


Figura A.10 – Rigidez e amortecimento angular para um coxim usado na fixação de uma balança inferior.

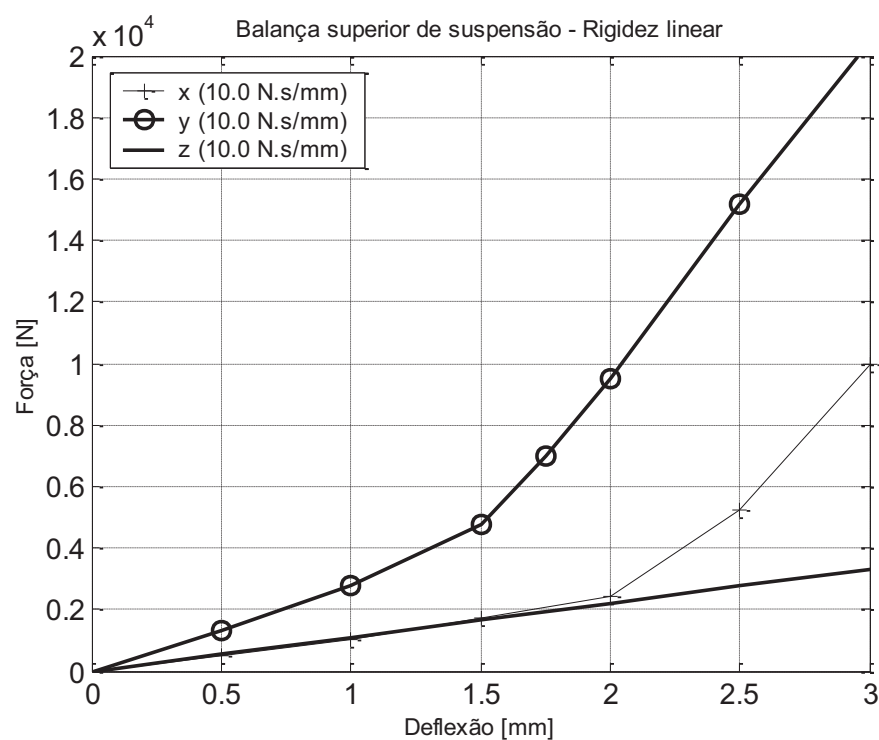


Figura A.11 – Rigidez e amortecimento linear para um coxim usado na fixação de uma balança superior.

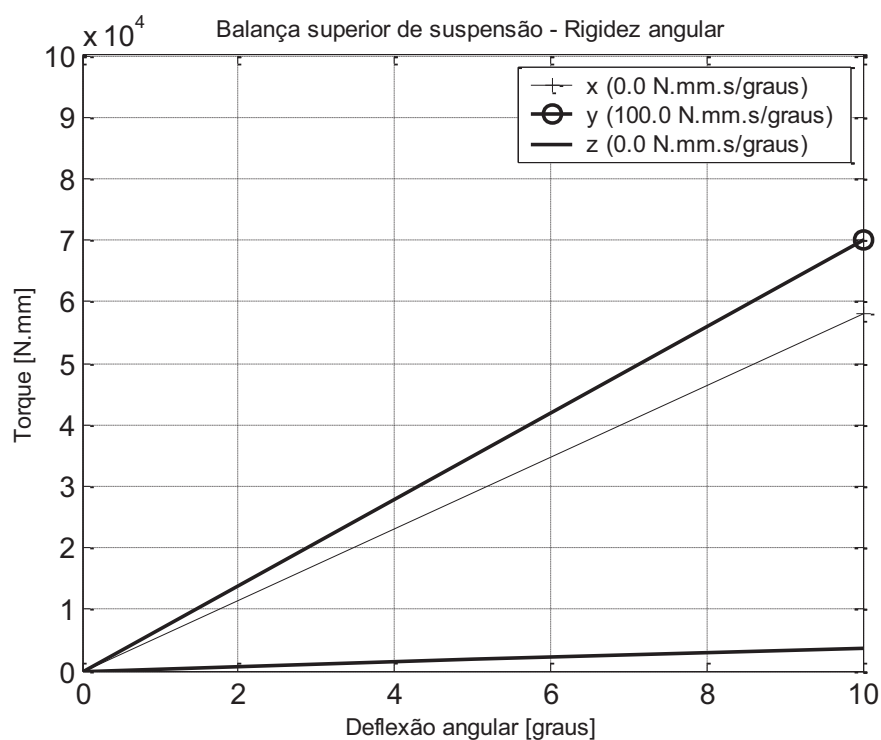


Figura A.12 – Rigidez e amortecimento angular para um coxim usado na fixação de uma balança superior.

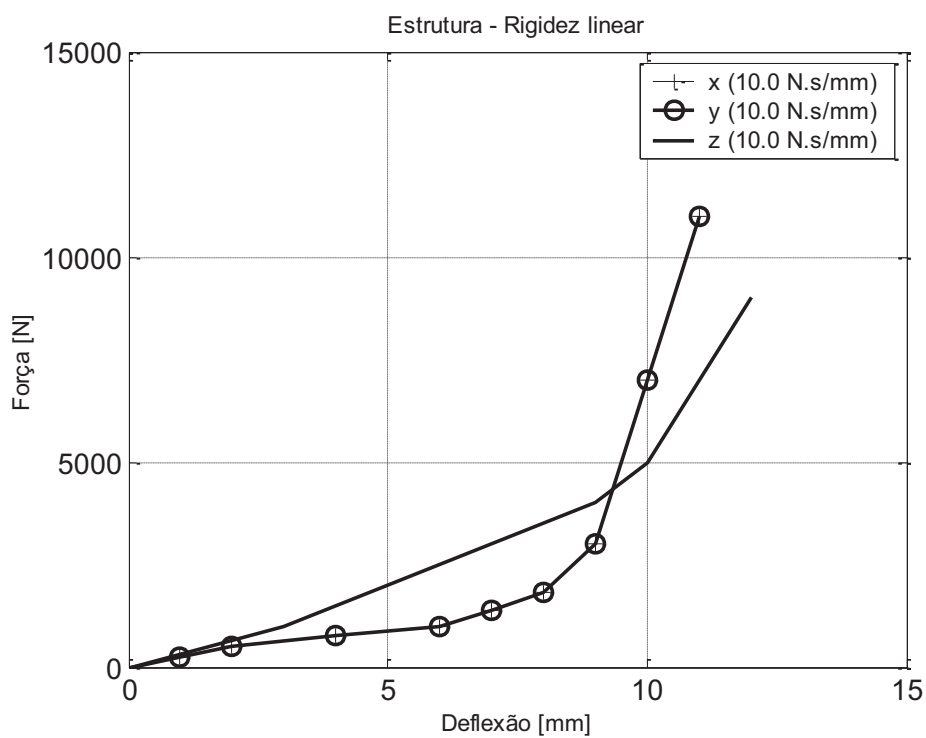


Figura A.13 – Rigidez e amortecimento linear para um coxim usado na fixação de uma carroceria.

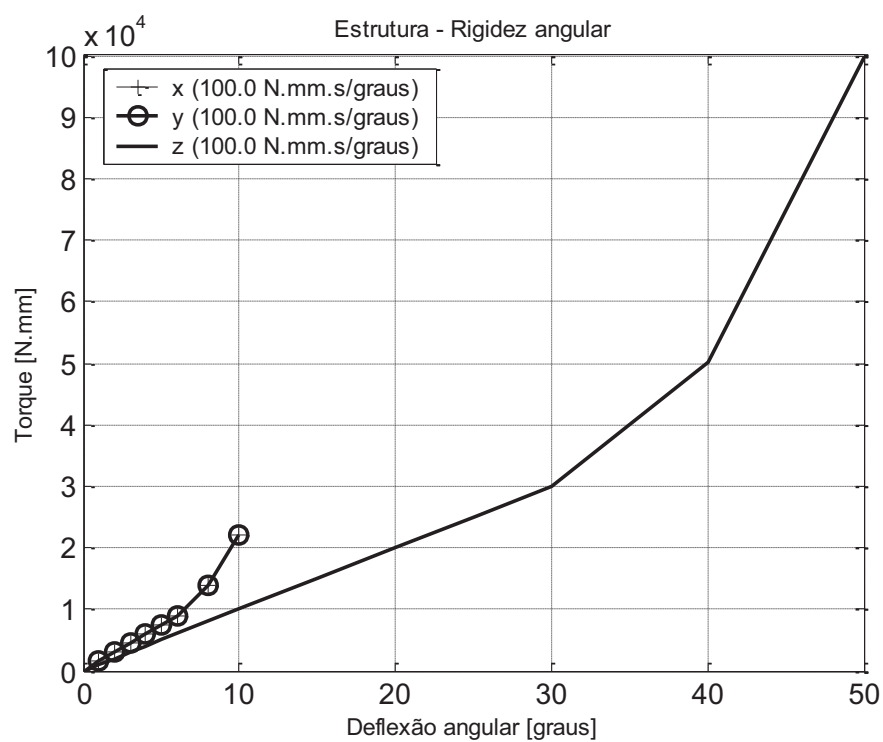


Figura A.14 – Rigidez e amortecimento angular para um coxim usado na fixação de uma carroceria.

## ANEXO B – Estudo de Estilo para a Carroceria do Veículo

Dentro do contexto deste trabalho foi desenvolvido um estudo de estilo para carroceria durante as atividades de definição dos sistemas do veículo. O procedimento foi liderado por um designer experiente em desenhos de veículos.

Em uma primeira etapa foram levantados os requisitos para o estilo que seriam os aspectos que direcionariam o desenvolvimento. Basicamente as informações definidas foram:

- O veículo seria um utilitário esportivo com vocação “off road” mas apresentando elevado nível de conforto para permitir seu uso diário em trânsito urbano e rodoviário.
- O estilo deveria ressaltar praticidade de uso, robustez e modernidade.
- O público alvo dentro do mercado consumidor seria de pessoas entre 30 e 45 anos da classe média no Brasil.
- A produção da carroceria deveria se enquadrar dentro das limitações impostas por uma produção inicial em pequena escala.

Posteriormente foi realizada uma análise através de pesquisa bibliográfica sobre a tendência mercadológica para veículos urbanos que fossem capazes de esporadicamente trafegar em terrenos sem pavimentação e sem a necessidade obrigatória de tração nas quatro rodas permanente. Ficou evidente a preferência dos usuários deste tipo de veículo por um estilo que demonstrasse robustez e elegância, sobriedade e sofisticação.

Neste sentido, foram realizadas várias discussões sobre a definição do estilo do veículo. A idéia central foi a de buscar o destaque de uma característica visual de robustez sobre dois pontos de vista, resultando dois estilos bem definidos e diferentes entre si.

O primeiro estilo foi estabelecido tendo como referência veículos de passeio e utilitários leves. Nas Fig. B.1, B.2 e B.3 são ilustradas as fases desenvolvidas até a definição final do estilo.

O segundo estilo, por sua vez, teve como referência veículos de característica *off-road* mais acentuada como jipes. Seguindo as fases de desenvolvimento do estilo semelhantes às do primeiro caso, foram elaboradas as figuras mostradas em Fig. B.4, B.5 e B.6.

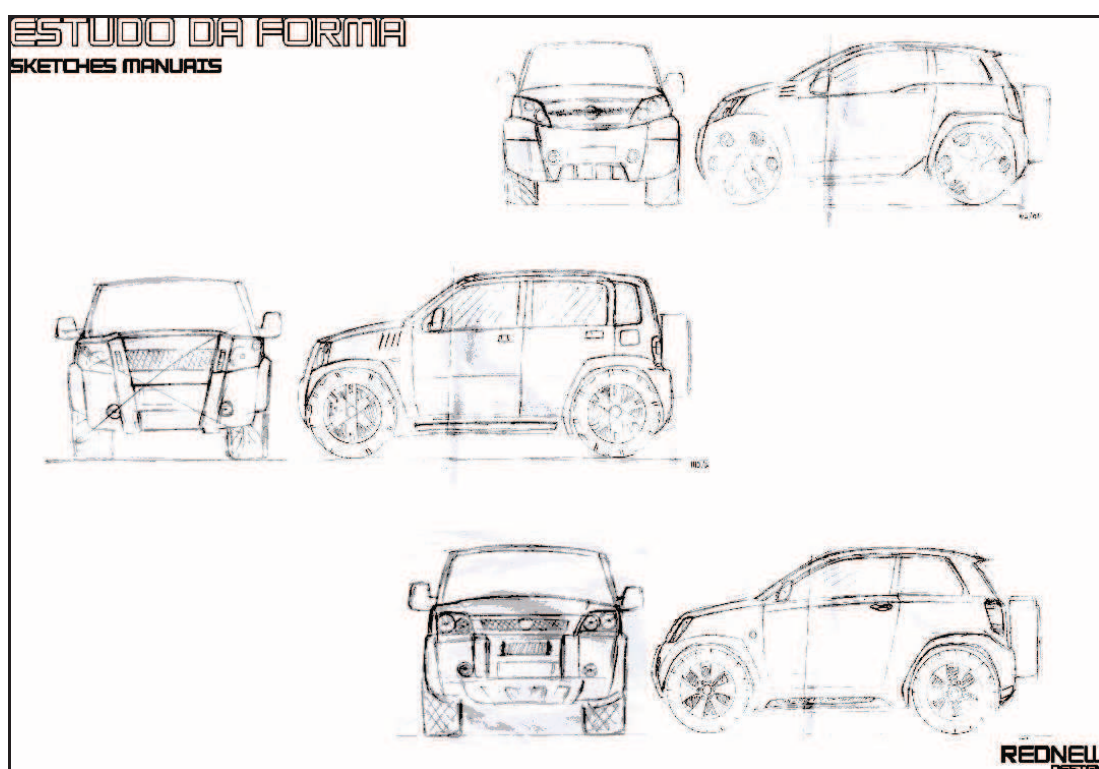


Figura B.1 – Primeiros esboços de estilo para o veículo.

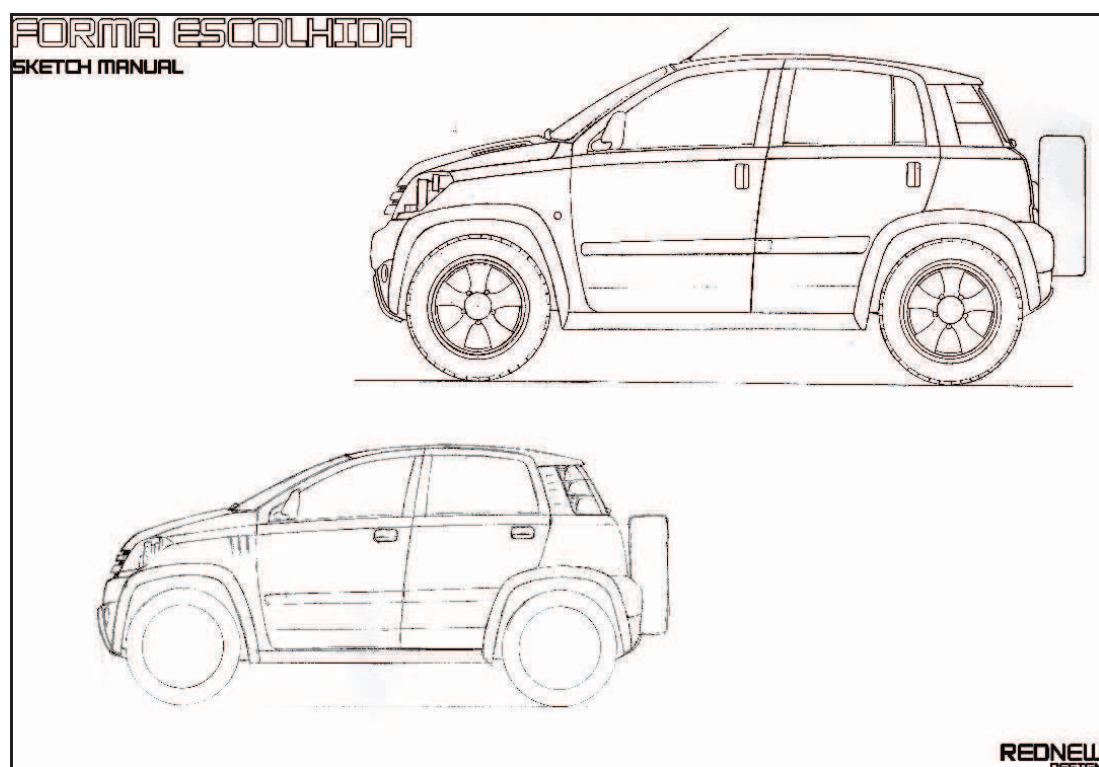


Figura B.2 – Definição preliminar do estilo para o veículo.



Figura B.3 – Finalização do estilo escolhido.

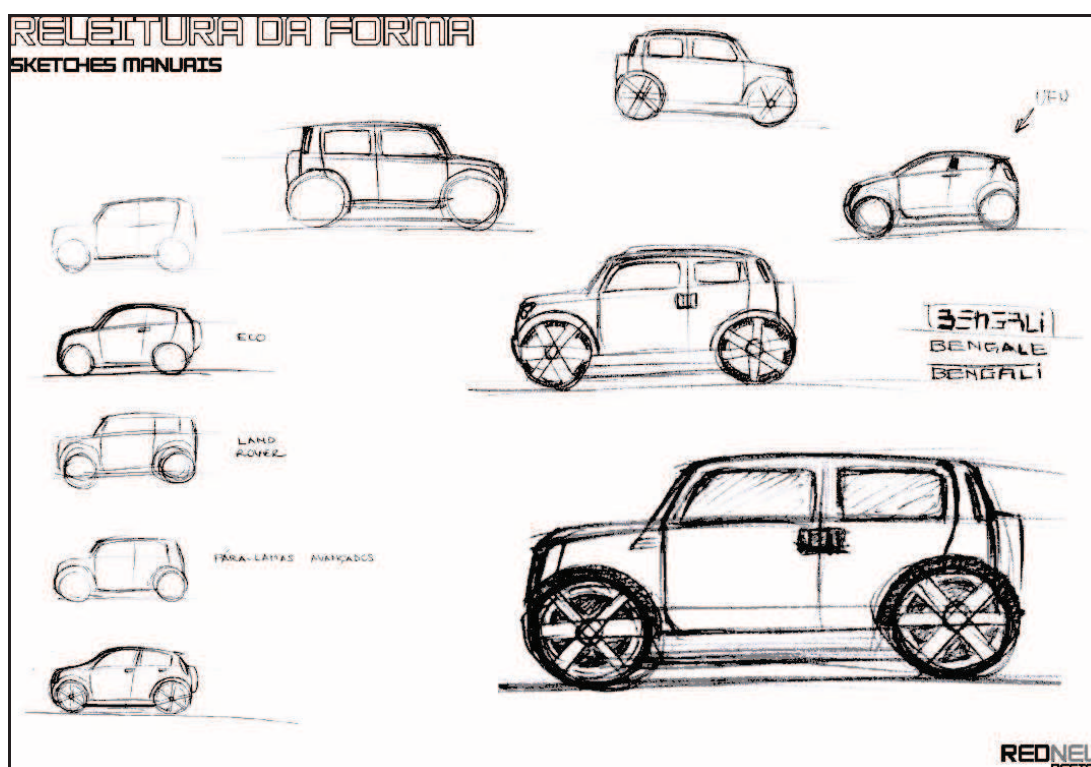


Figura B.4 – Estudo de um segundo estilo na fase de esboço.



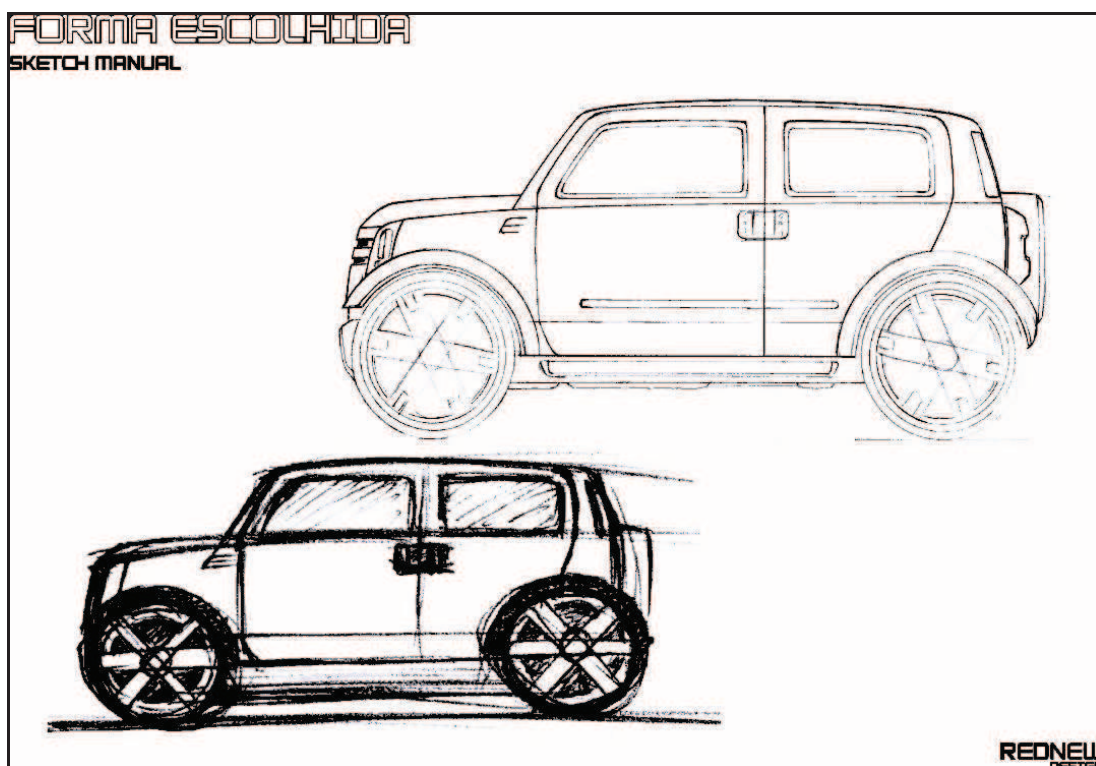


Figura B.5 – Definição preliminar do segundo estilo para o veículo.

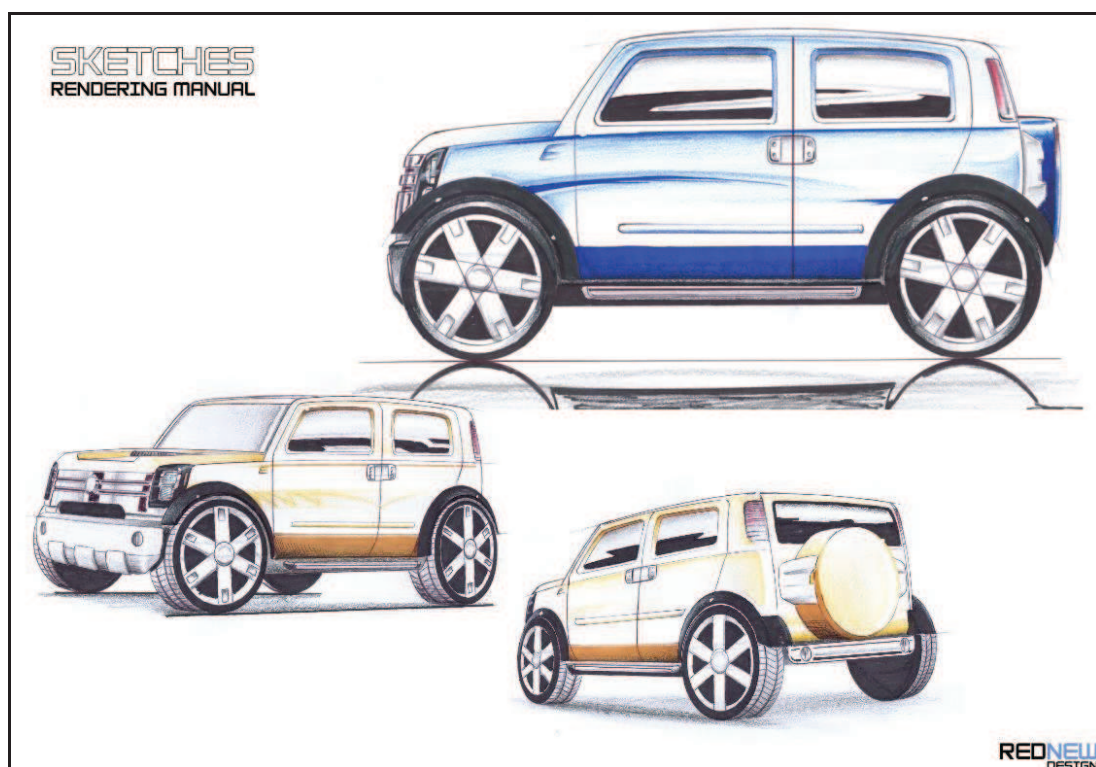
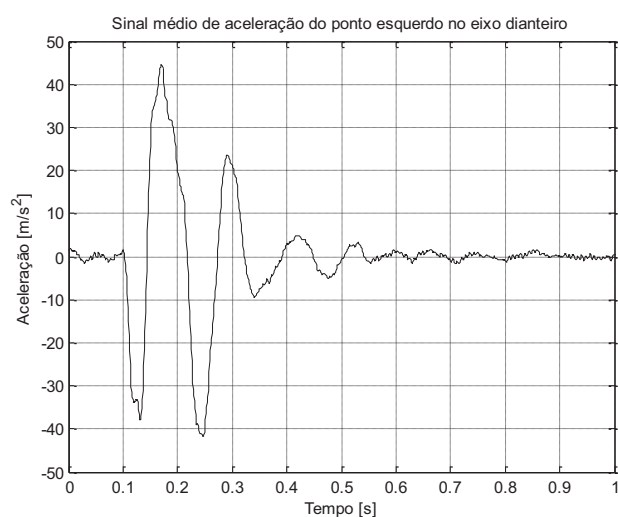


Figura B.6 - Finalização do estilo escolhido.

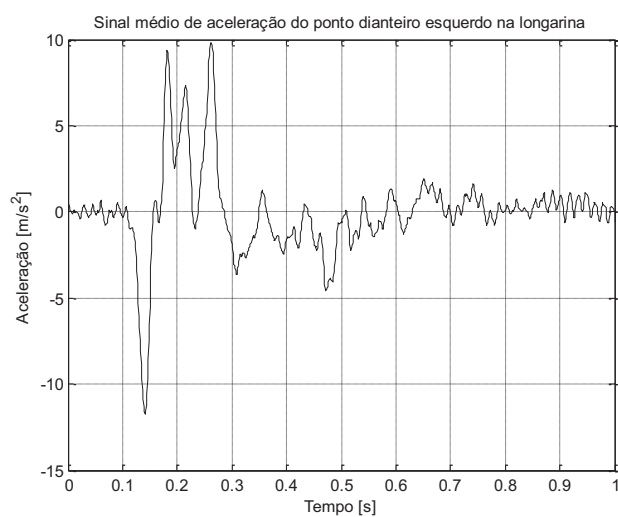


## ANEXO C – Sinais de Aceleração medidos na Configuração 1

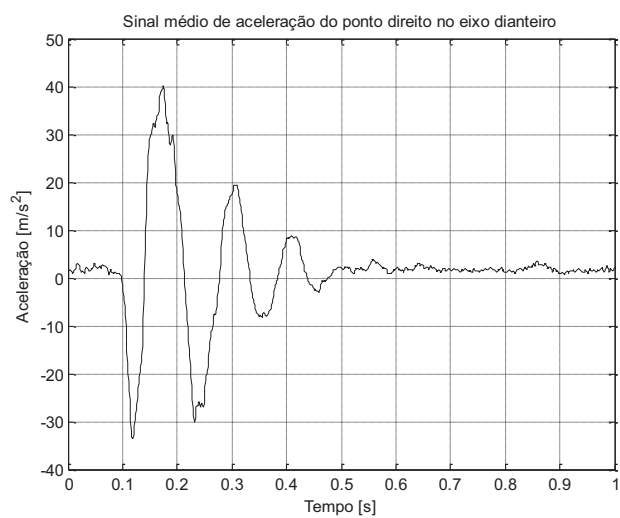
A seguir ilustram-se alguns dos resultados obtidos nos ensaios de dinâmica vertical. Os sinais correspondem aos pontos medidos na configuração 1 para as 8 condições de parâmetros modificados (Tab. 5.5).



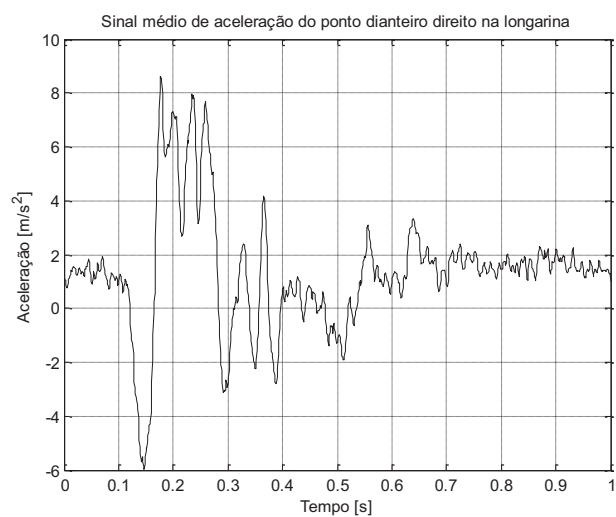
(a)



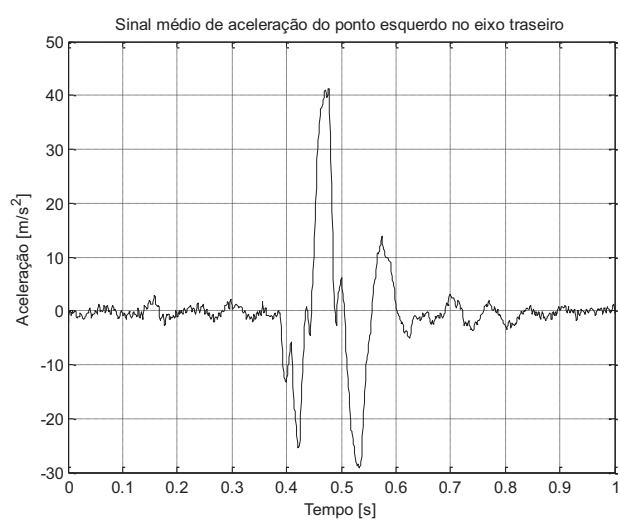
(b)



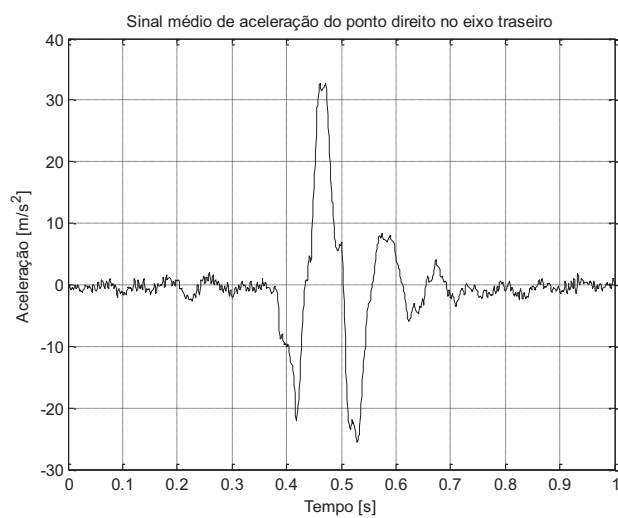
(c)



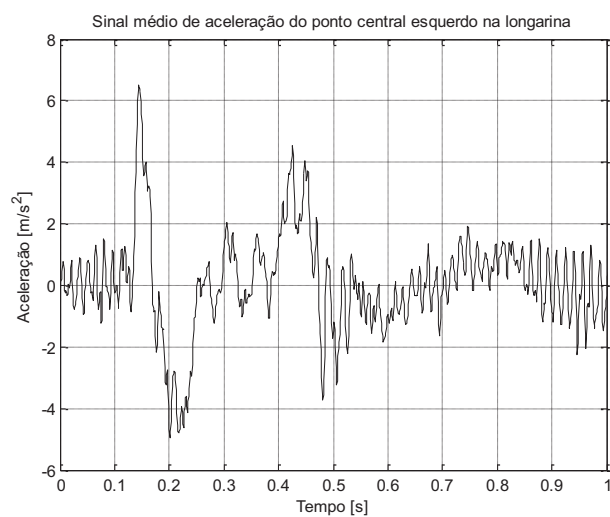
(d)



(e)

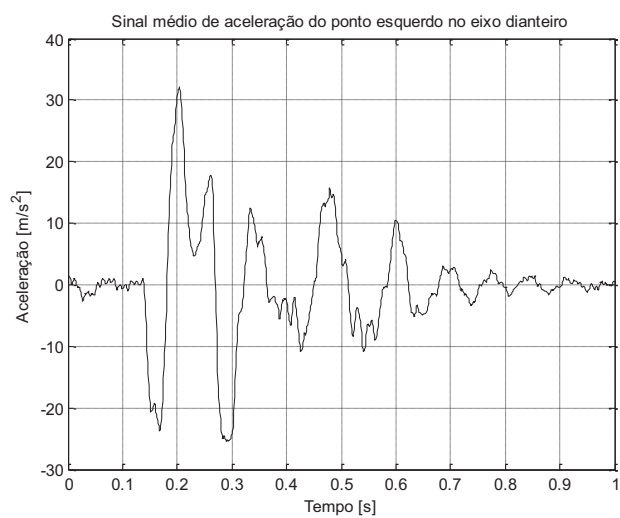


(f)

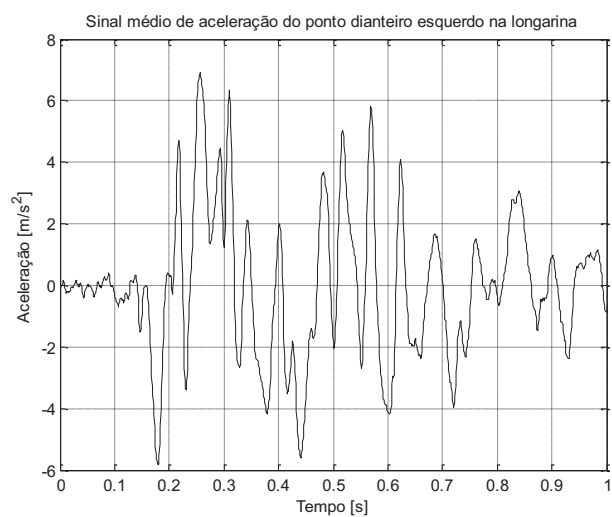


(g)

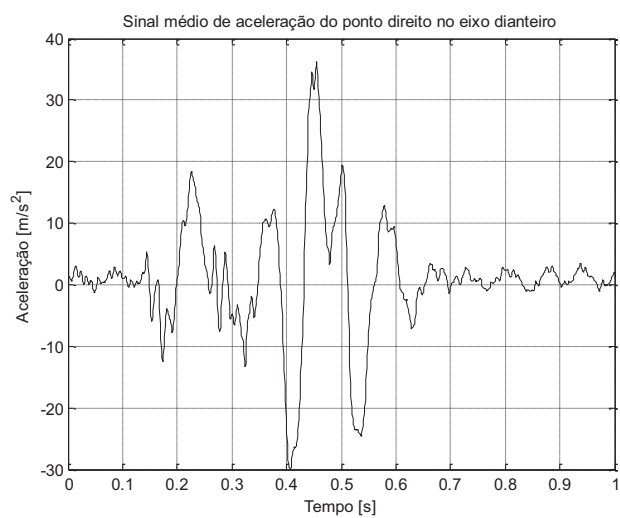
Figura C.1 – Sinais de aceleração de 7 pontos do veículo (Configuração 1) na **condição 1**.



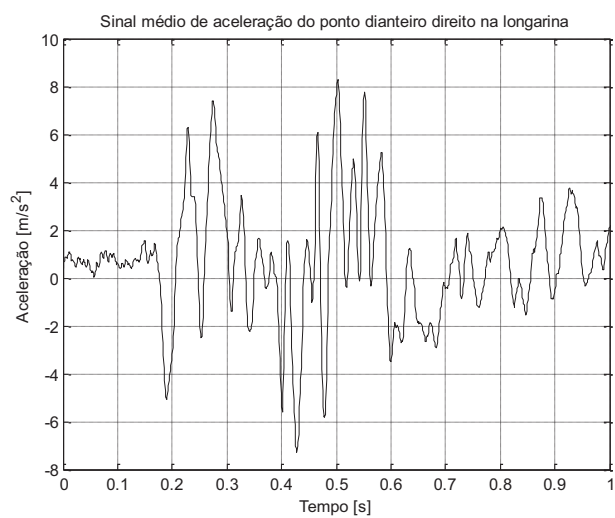
(a)



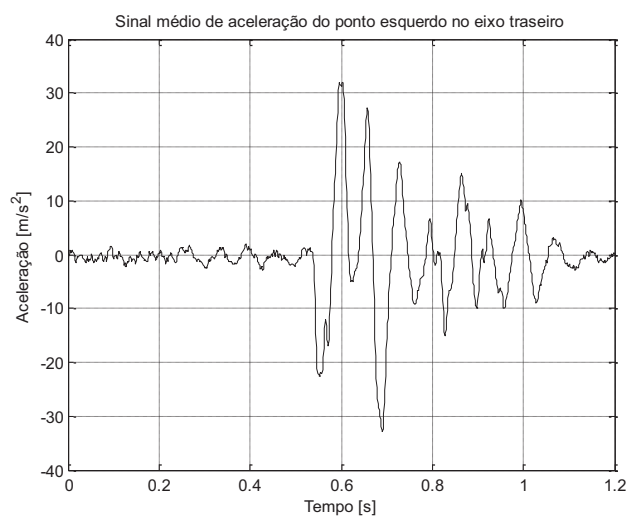
(b)



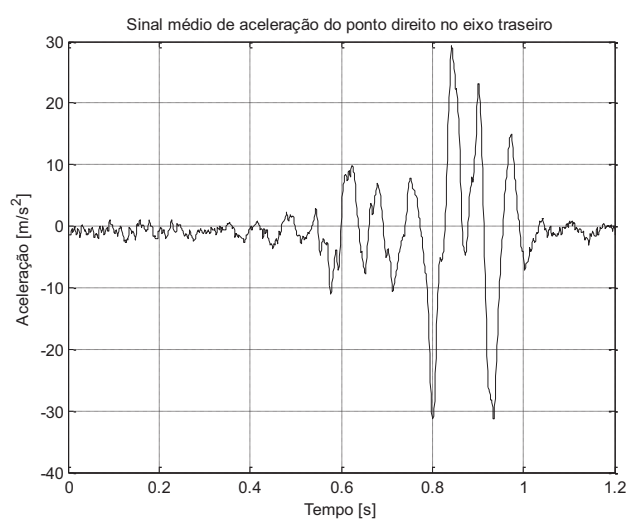
(c)



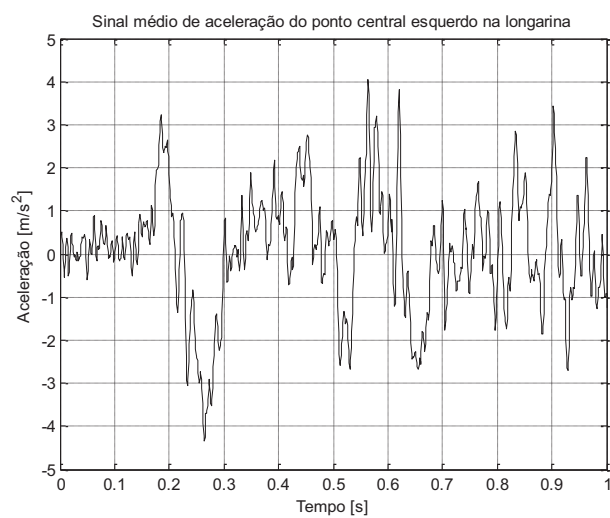
(d)



(e)

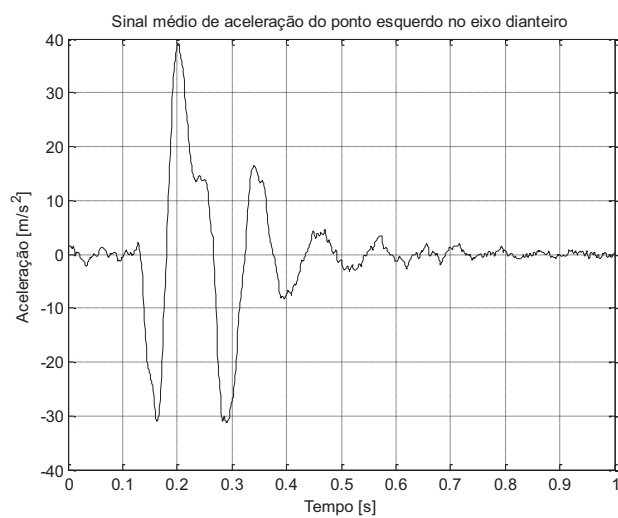


(f)

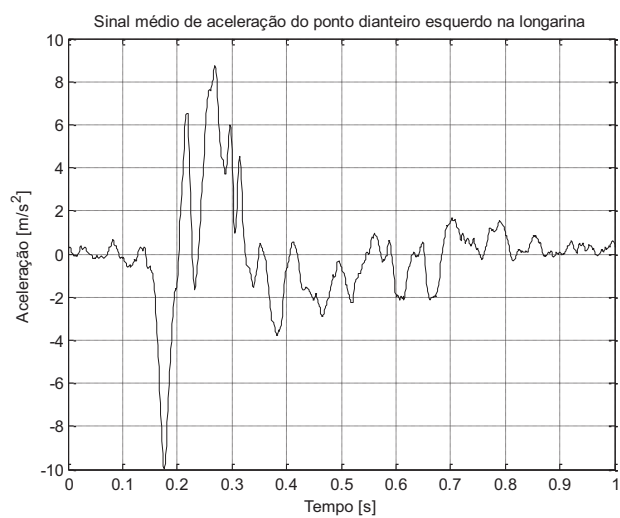


(g)

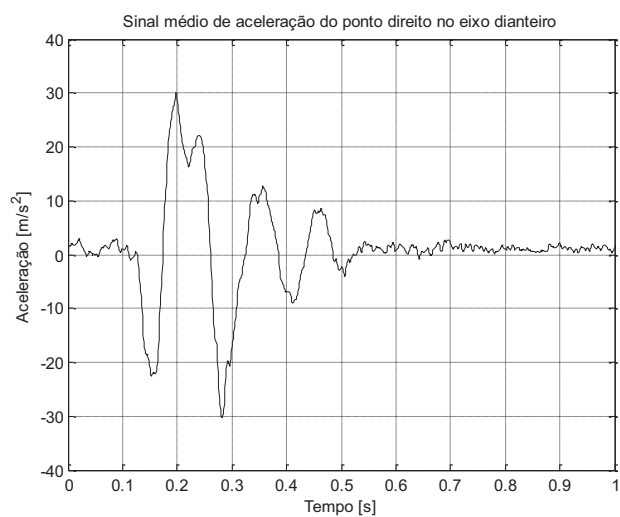
Figura C.2 – Sinais de aceleração de 7 pontos do veículo (Configuração 1) na **condição 2**.



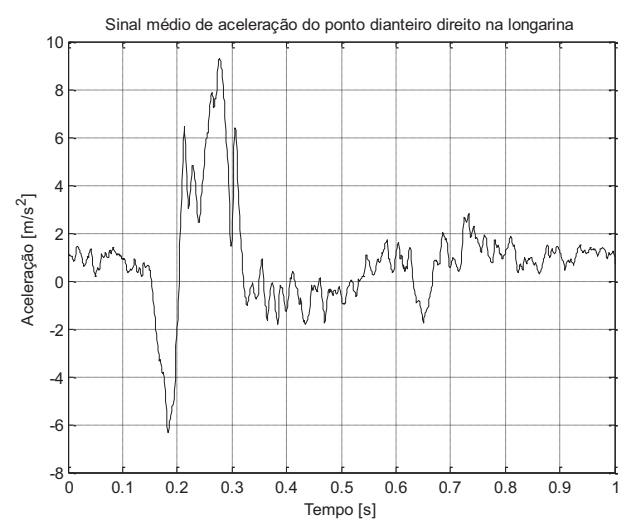
(a)



(b)

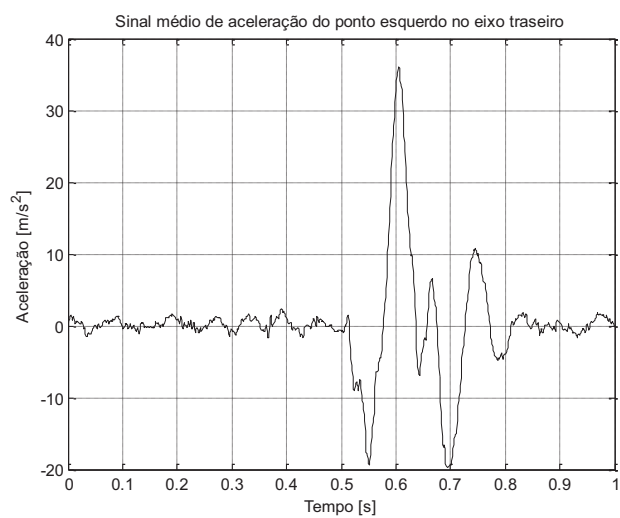


(c)

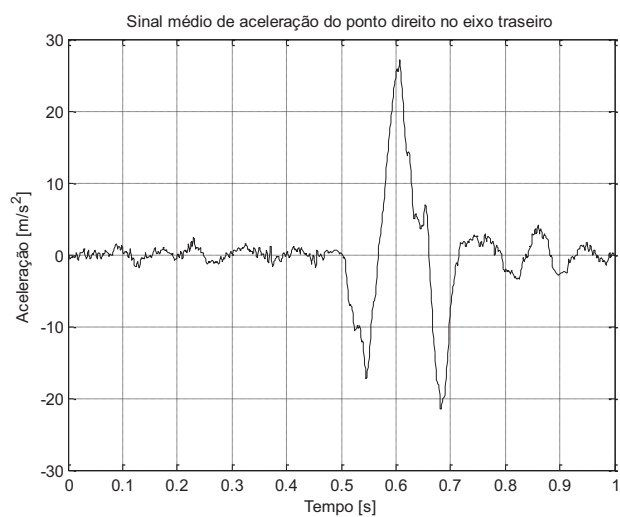


(d)

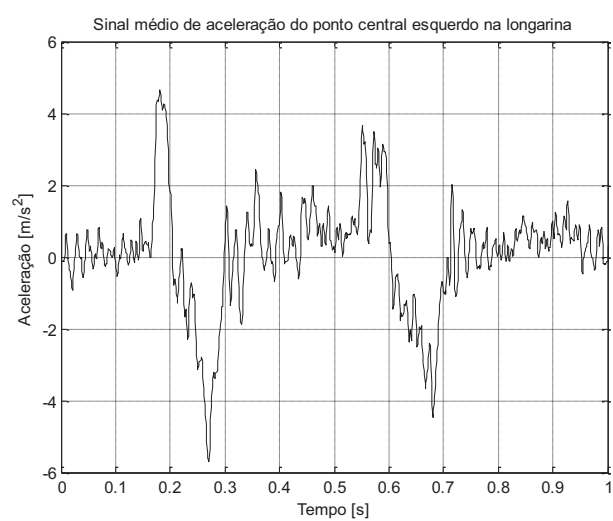




(e)

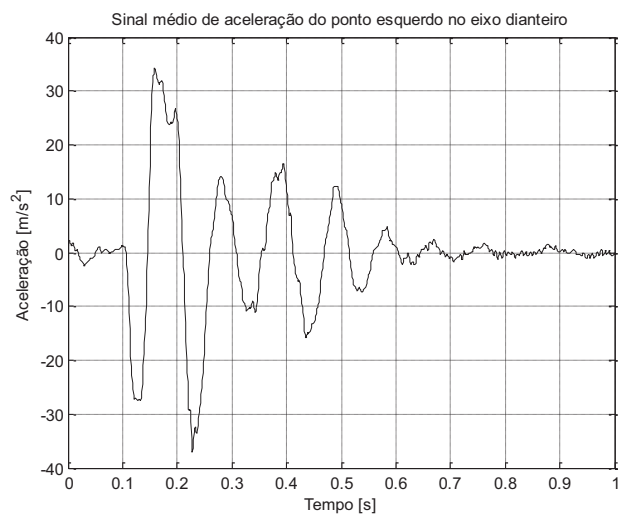


(f)

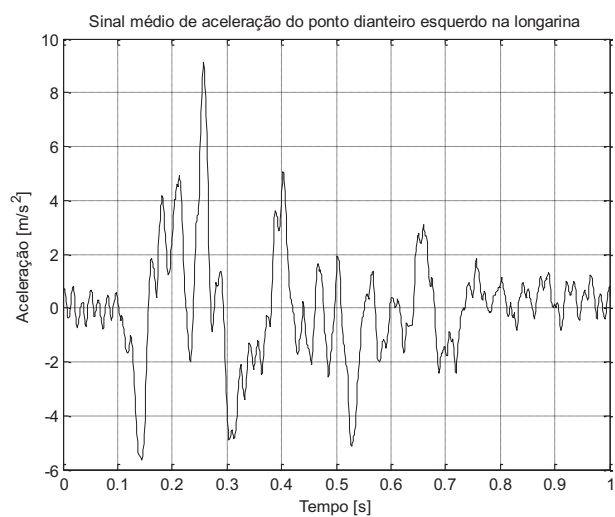


(g)

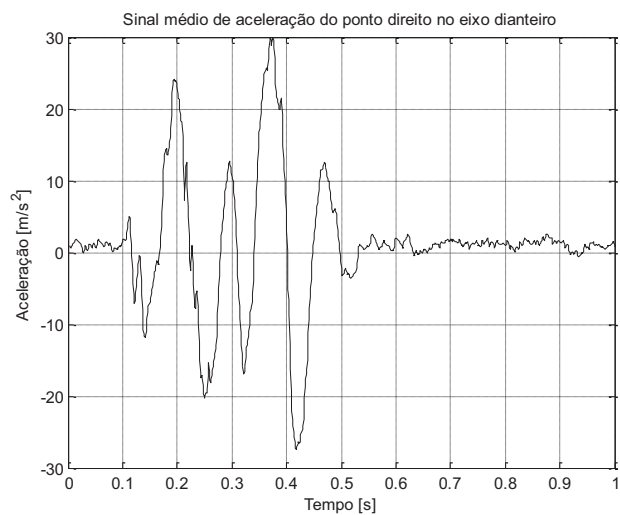
Figura C.3 – Sinais de aceleração de 7 pontos do veículo (Configuração 1) na **condição 3**.



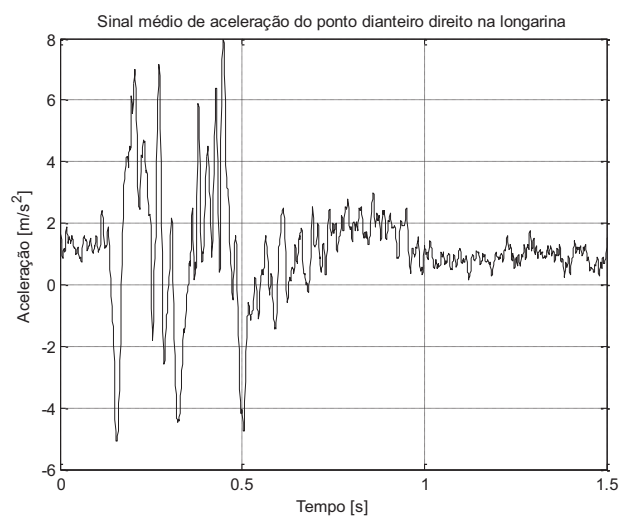
(a)



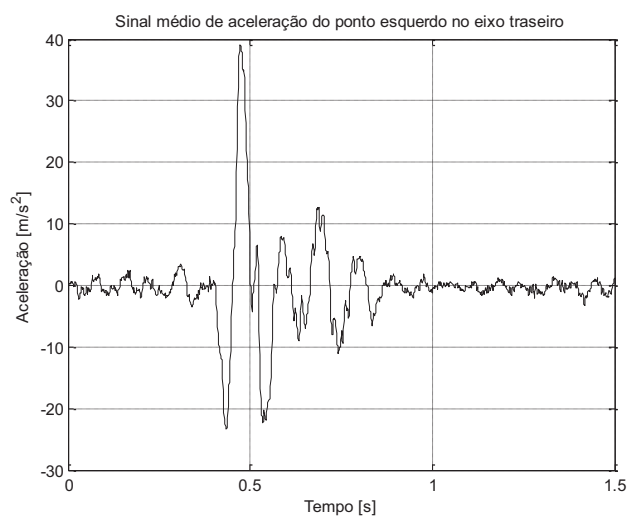
(b)



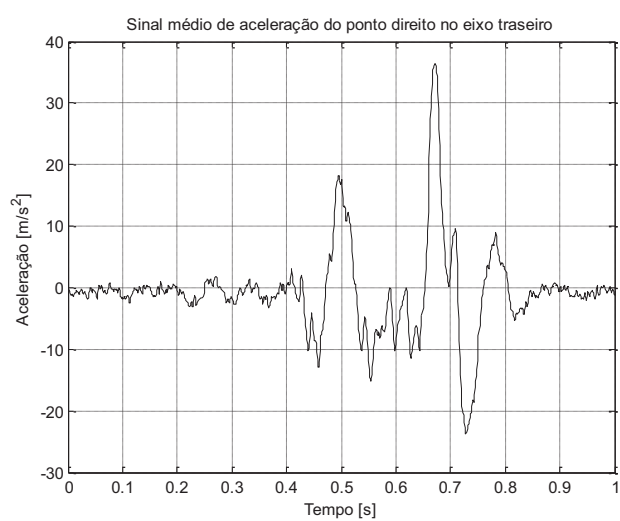
(c)



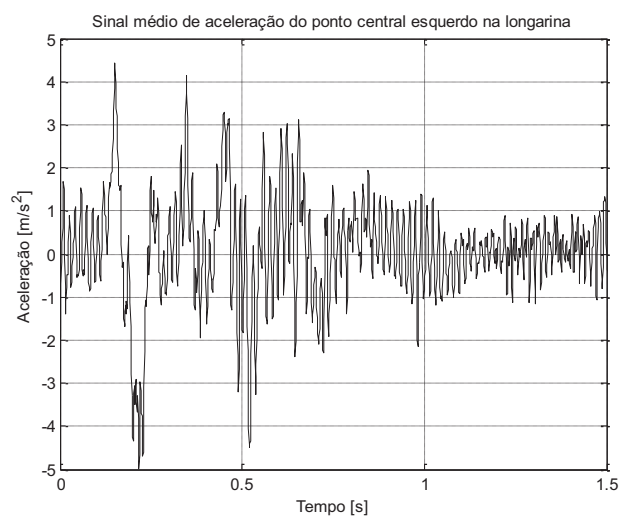
(d)



(e)

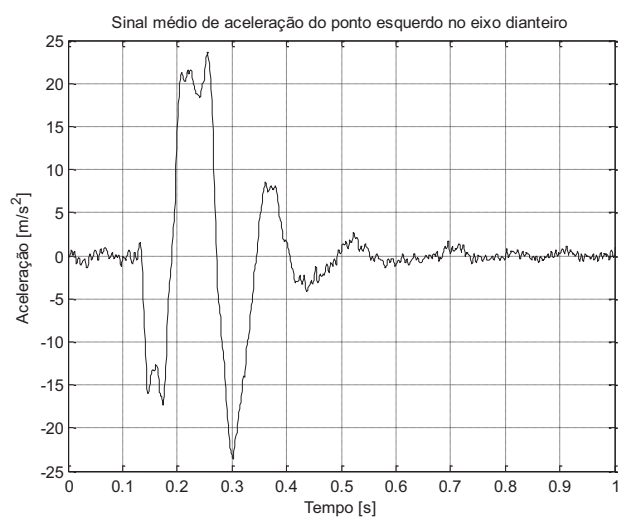


(f)

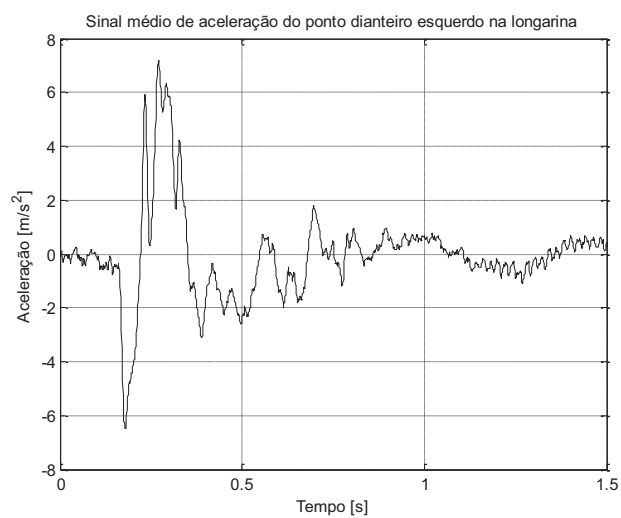


(g)

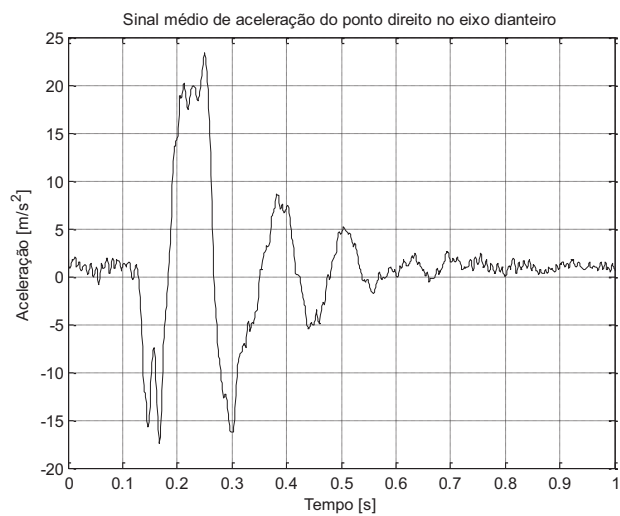
Figura C.4 – Sinais de aceleração de 7 pontos do veículo (Configuração 1) na **condição 4**.



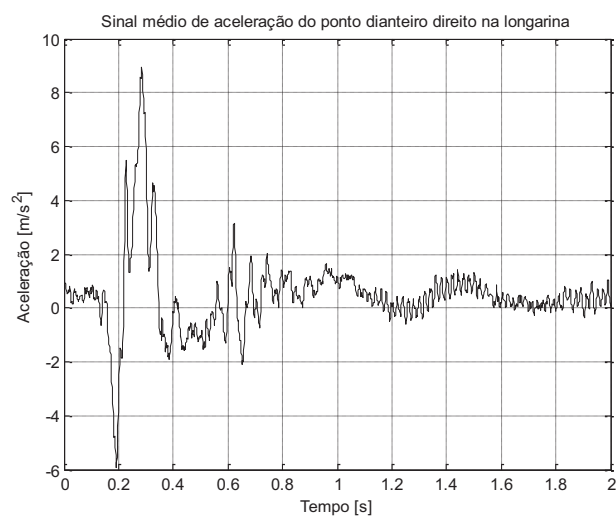
(a)



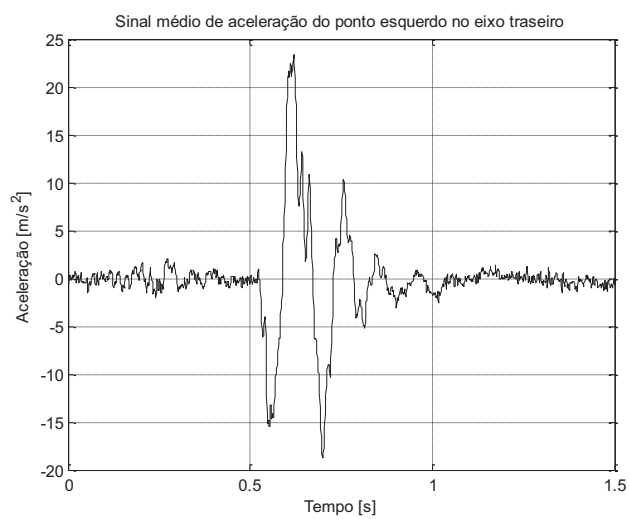
(b)



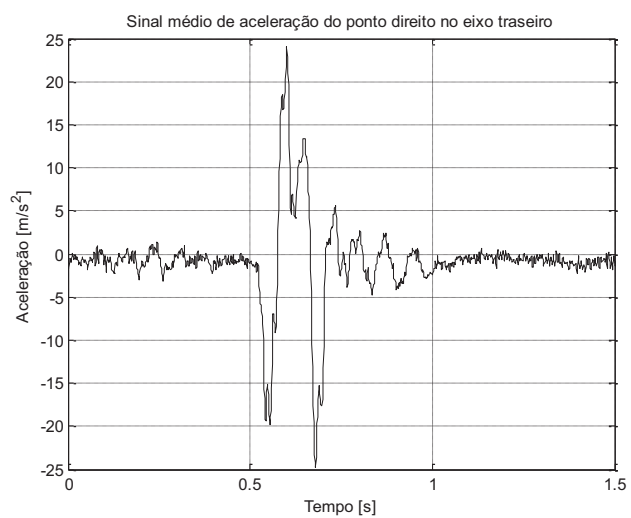
(c)



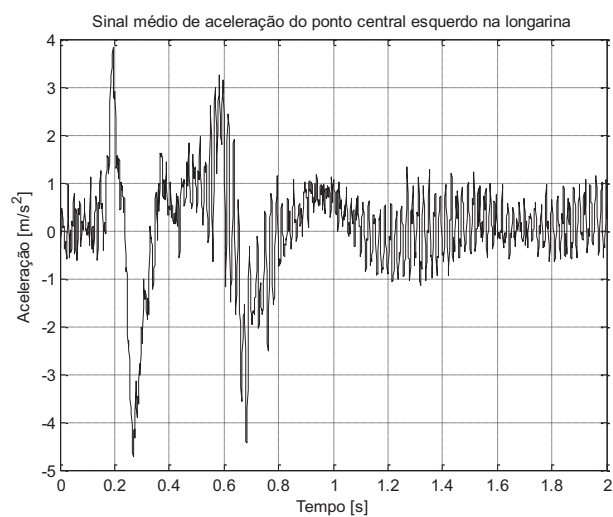
(d)



(e)

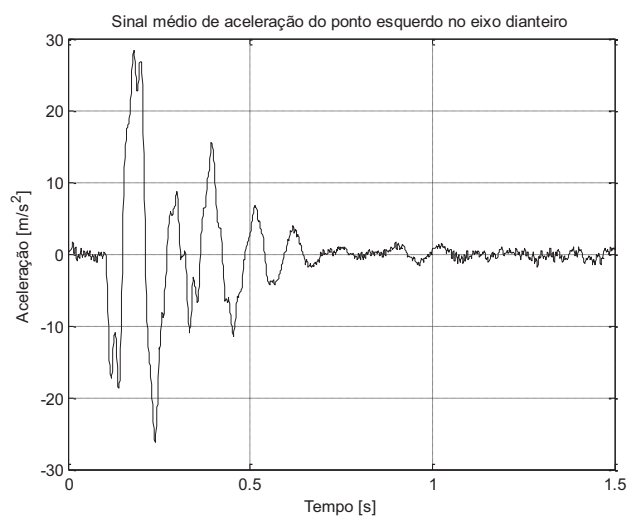


(f)

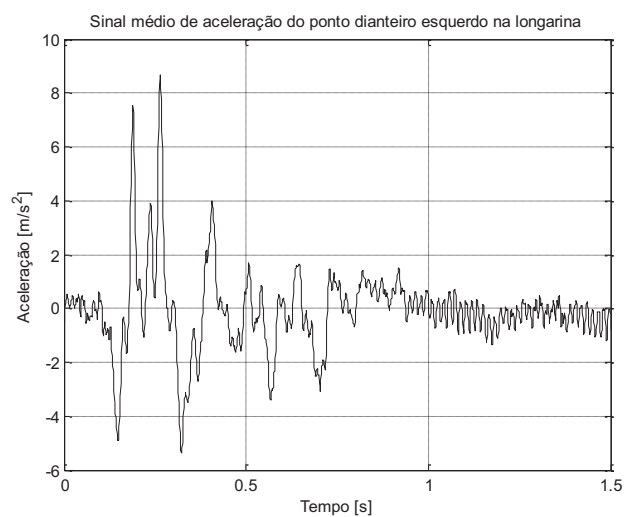


(g)

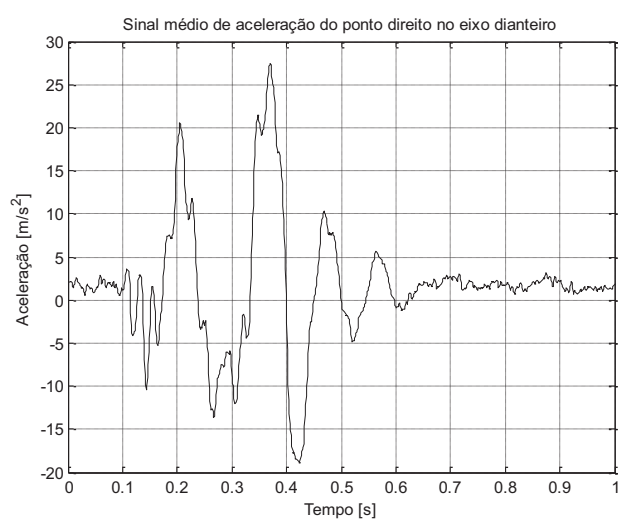
Figura C.5 – Sinais de aceleração de 7 pontos do veículo (Configuração 1) na **condição 5**.



(a)

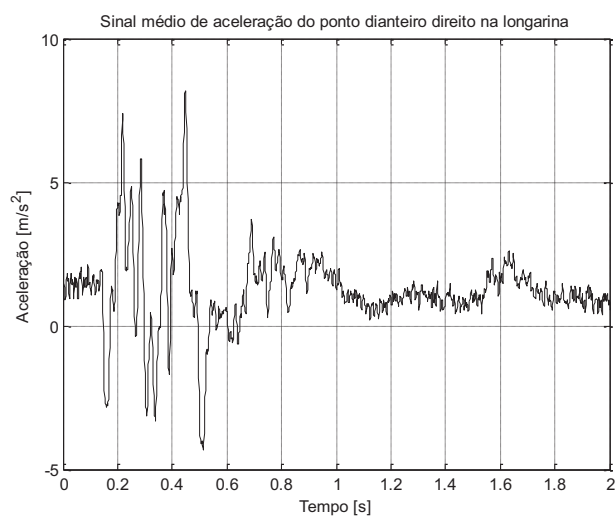


(b)

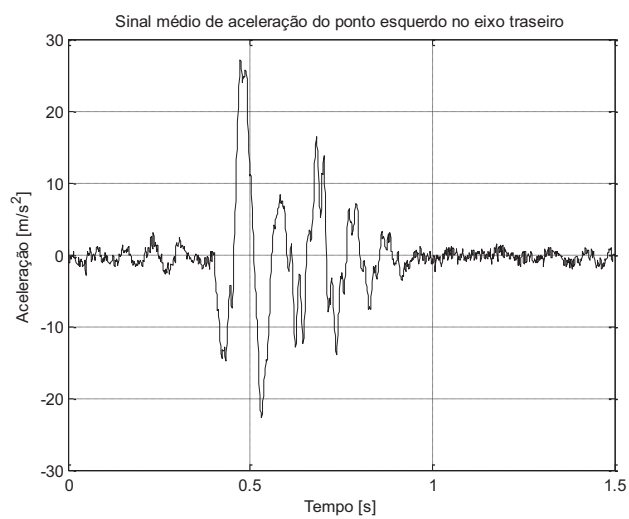


(c)

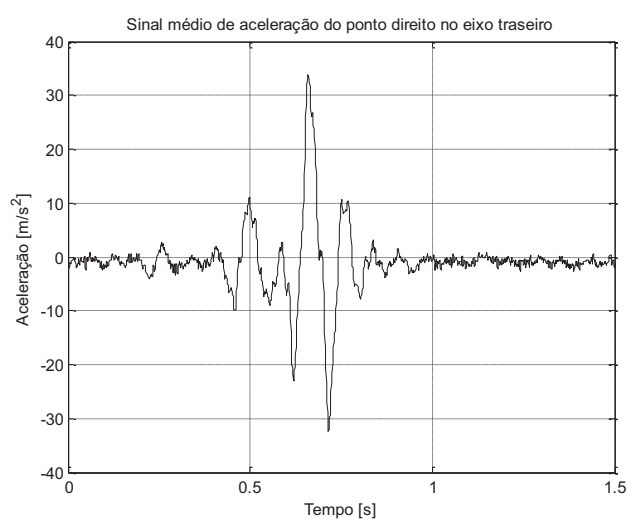




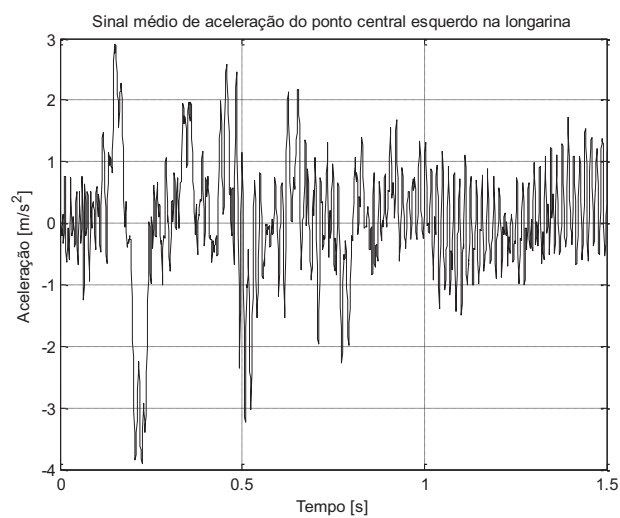
(d)



(e)

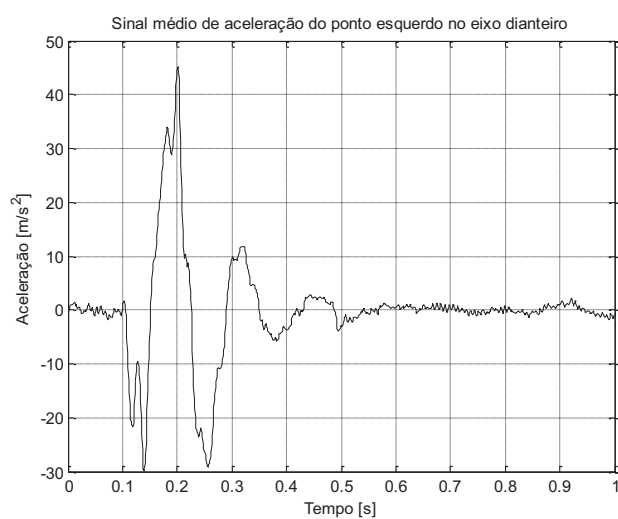


(f)

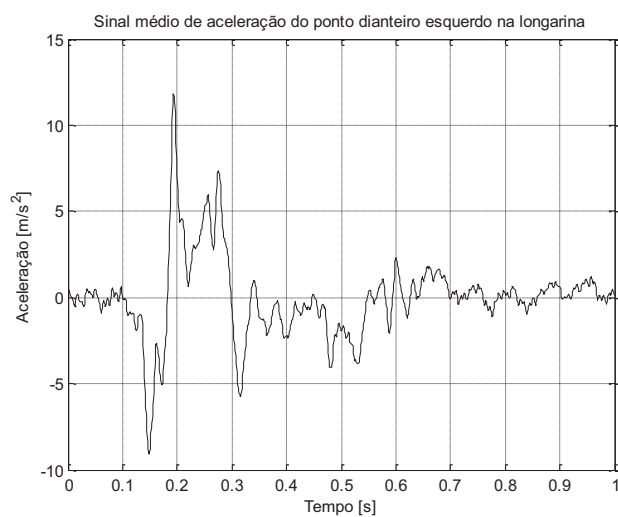


(g)

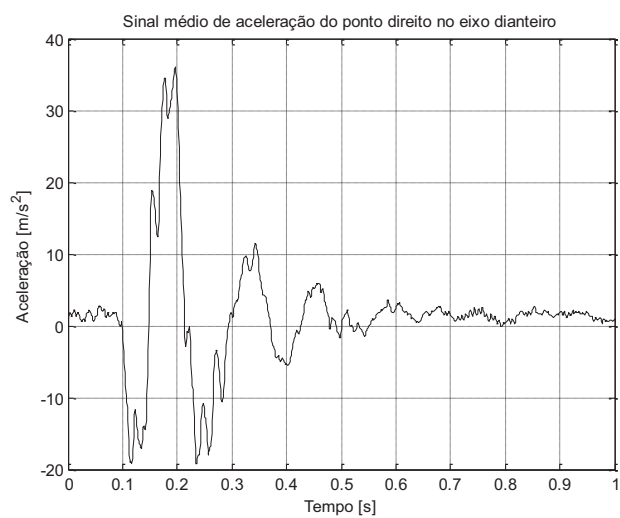
Figura C.6 – Sinais de aceleração de 7 pontos do veículo (Configuração 1) na **condição 6**.



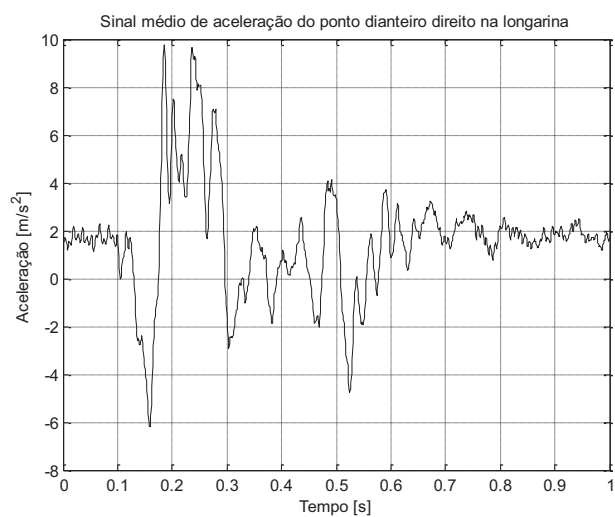
(a)



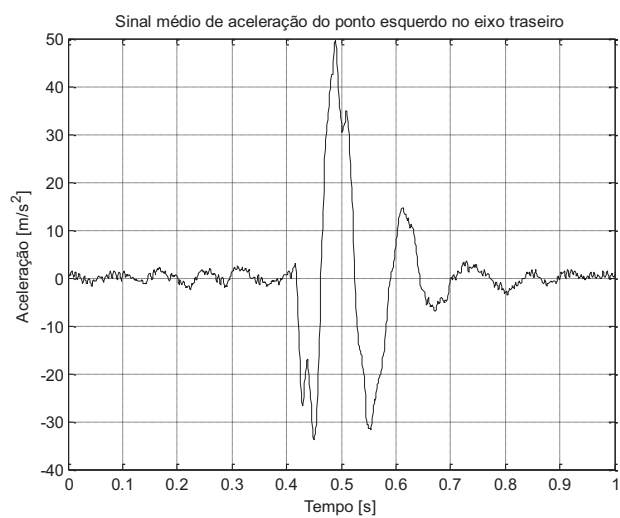
(b)



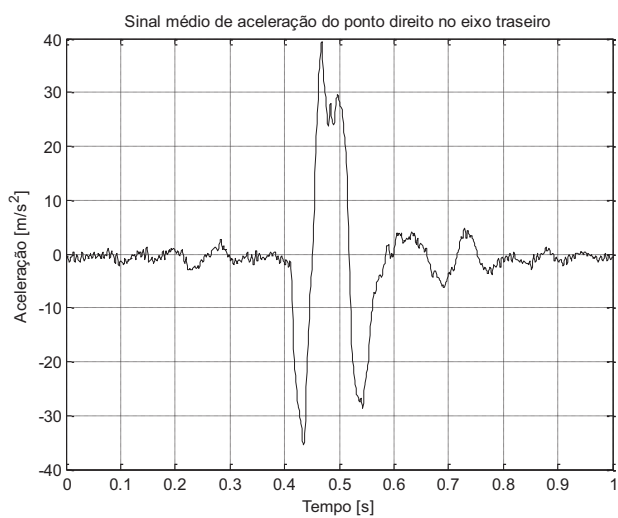
(c)



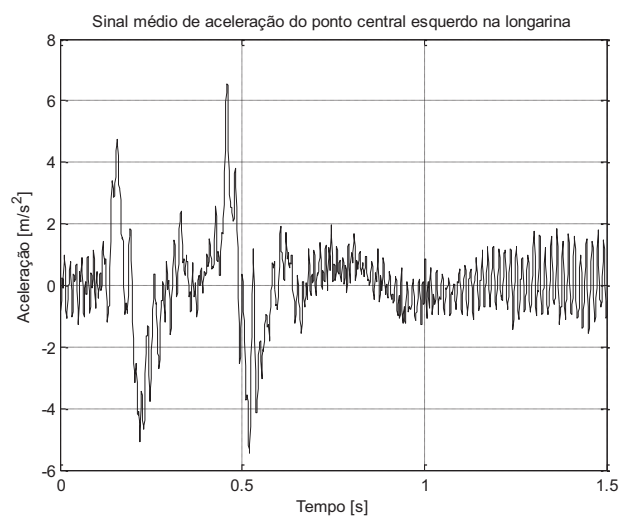
(d)



(e)

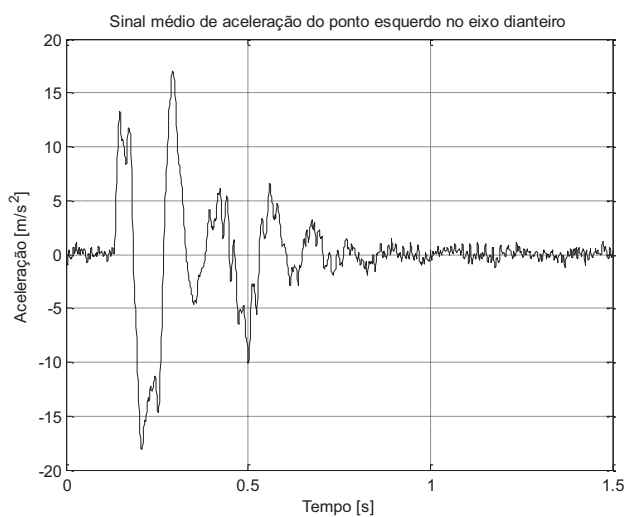


(f)

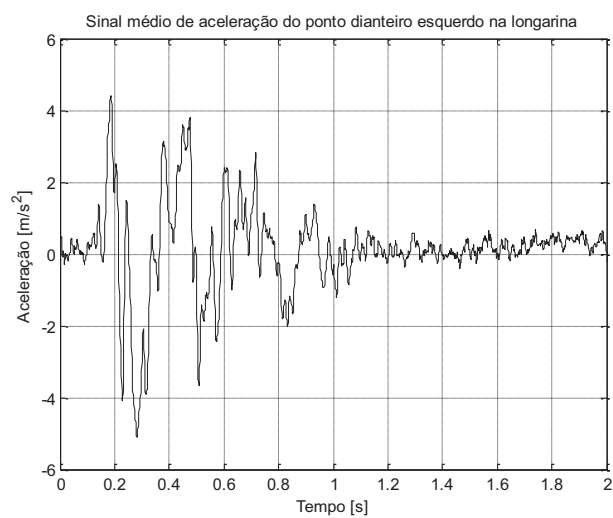


(g)

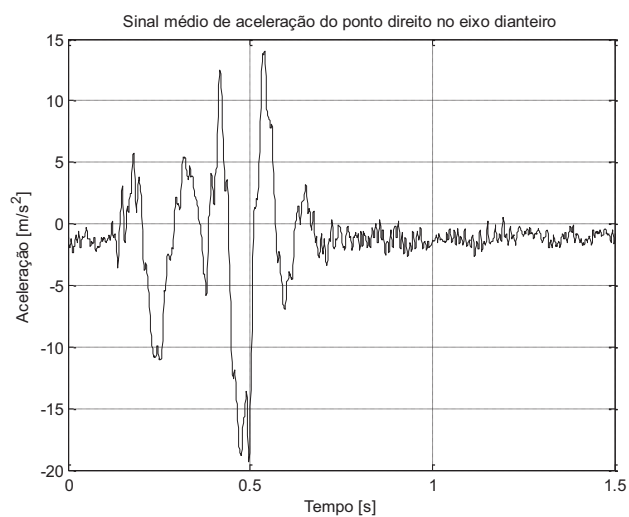
Figura C.7 – Sinais de aceleração de 7 pontos do veículo (Configuração 1) na **condição 7**.



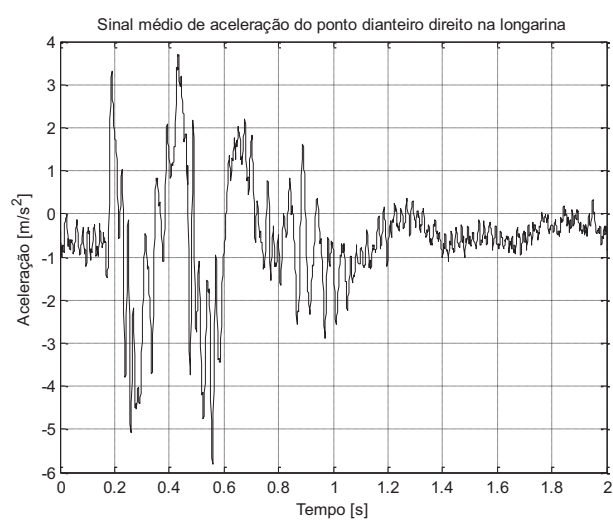
(a)



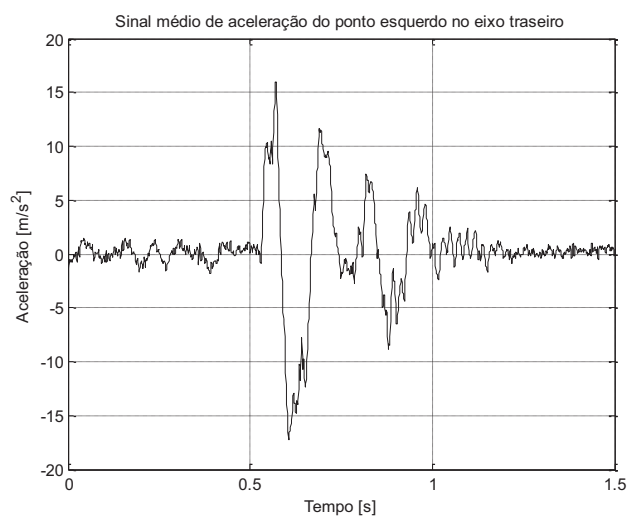
(b)



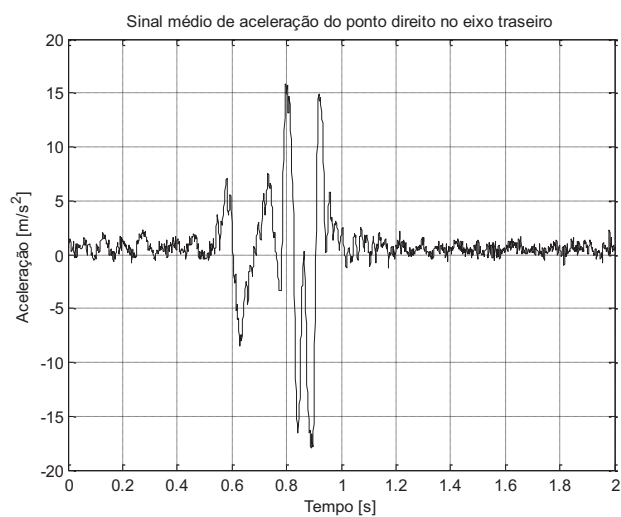
(c)



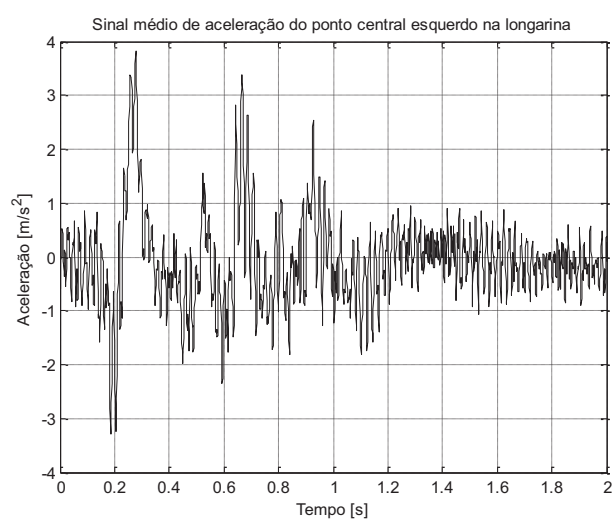
(d)



(e)



(f)



(g)

Figura C.8 – Sinais de aceleração de 7 pontos do veículo (Configuração 1) na **condição 8**.