

UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO
ESCOLA DE ENGENHARIA DE SÃO CARLOS
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

MODELAGEM MULTICORPOS DE UM
VEÍCULO BAJA SAE E ESTUDO DE SUA
DINÂMICA VERTICAL

Aluno: Mauro Fernandes Barbosa

Orientadora: Prof.^a Dra. Maíra Martins da Silva

SÃO CARLOS

2016

AUTORIZO A REPRODUÇÃO TOTAL OU PARCIAL DESTE TRABALHO,
POR QUALQUER MEIO CONVENCIONAL OU ELETRÔNICO, PARA FINS
DE ESTUDO E PESQUISA, DESDE QUE CITADA A FONTE.

F238m Fernandes Barbosa, Mauro
Modelagem em multitorpos de um veículo Baja SAE e
estudo de sua dinâmica vertical / Mauro Fernandes
Barbosa; orientadora Maira Martins da Silva. São
Carlos, 2016.

Monografia (Graduação em Engenharia Mecânica) --
Escola de Engenharia de São Carlos da Universidade de
São Paulo, 2016.

1. suspensões veiculares. 2. dinâmica vertical. 3.
baja sae. 4. multitorpos. I. Título.

FOLHA DE AVALIAÇÃO

Candidato: Mauro Fernandes Barbosa

Título: Modelagem multicorpos de um veículo Baja SAE e estudo de sua dinâmica vertical

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado à
Escola de Engenharia de São Carlos da
Universidade de São Paulo
Curso de Engenharia Mecânica.

BANCA EXAMINADORA

Prof. Dr. Maíra Martins da Silva (Orientadora)

Nota atribuída: 10,0 (DEZ)

Maíra M. da Silva
(assinatura)

Prof. Dr. Leopoldo Pisanelli Rodrigues de Oliveira

Nota atribuída: 10,0 (dez)

[Assinatura]
(assinatura)

Eng. Antonio Mandeli Neto

Nota atribuída: 10 (Dez)

Antonio M. Netto
(assinatura)

Média: 10,0 (DEZ)

Resultado: APROVADO

Data: 14/03/2016

Este trabalho tem condições de ser hospedado no Portal Digital da Biblioteca da EESC

SIM NÃO Visto do orientador: Maíra M. da Silva

MAURO FERNANDES BARBOSA

MODELAGEM MULTICORPOS DE UM VEÍCULO
BAJA SAE E ESTUDO DE SUA DINÂMICA
VERTICAL

Dissertação de trabalho de
conclusão de curso

Área de concentração:
Dinâmica Veicular

Orientadora: Prof.^a Dra.
Maíra Martins da Silva

São Carlos

2016

“I am awaited into the gates of Valhalla [...] will ride eternal, shiny and chrome.

Witness me.”

Mad Max: Fury Road

DEDICATÓRIA

Dedico esse trabalho ao meu já partido avô, meu primeiro amigo e professor de engenharia. Desculpe-me por nunca cortar o cabelo direito.

AGRADECIMENTOS

Agradeço primeiramente aos meus familiares. Pai e mãe, que me ensinaram sobre escolhas e suas consequências, e que confiaram em mim sempre que tentei expandir meu mundo, independente do tamanho que ele fosse. A minha avó, por verdadeiras lições de carinho. Em especial a minha irmã, que muito dividimos e de quem muitas palavras faço minhas.

Agradeço aos meus amigos daqui, de lá e de outros ainda mais lá no espaço e no tempo. Nada sou além de uma média ponderada de todos vocês.

Agradeço em detalhe aos amigos cujos trabalhos citados a seguir inspiraram a realização do meu próprio. Gabriel Santos, pelas discussões sobre assuntos que não dominávamos iniciadas em 2010 e ainda não terminadas, e Pedro Leitão, pelas lições sobre graxa, calças e comida.

Agradeço a Equipe EESC USP Baja SAE e seu método particular de lecionar companheirismo, doação e conquista. O que lá foi construído arduamente peça por peça é na verdade muito maior do que a soma de suas partes.

Agradeço finalmente a professora Maíra pela paciência com meu ritmo inconstante. Obrigado por parar e conversar com um calouro sobre carros a seis anos atrás. Fez toda a diferença.

RESUMO

Barbosa, M. F. **Modelagem em multicorpos de um veículo Baja SAE e estudo de sua dinâmica vertical** Dissertação de trabalho de conclusão de curso, Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo, 2016.

Neste trabalho são apresentadas as principais considerações feitas durante o projeto da dinâmica vertical de um sistema de suspensão para aplicação fora de estrada com enfoque dimensional na categoria de competições universitárias Baja SAE. Será desenvolvido um modelo de um veículo Baja SAE utilizando o *software* MSC ADAMS Car® que segue uma metodologia de cálculo multicorpos, baseada no movimento de corpos rígidos simples conectados por juntas padronizadas, o que torna muito prática a representação dos mecanismos de uma suspensão veicular. O modelo é construído com base nas dimensões do veículo protótipo de 2013 da Equipe EESC USP Baja SAE e é estudado comparativamente através da repetição no ambiente do *software* de ensaios realizados em laboratório com o veículo finalizado. Comparando-se os resultados medidos e calculados, será então apresentado um primeiro ensaio de métrica de projeto focada na melhoria da capacidade do sistema de suspensão de transpor obstáculos típicos encontrados durante competições SAE.

Palavras-chave: suspensões veiculares, dinâmica vertical, baja sae, multicorpos.

ABSTRACT

Barbosa, M. F. **Multibody modelling of a BAJA SAE vehicle and the study of its vertical dynamics** End of course paper, Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo, 2016.

This work brings the main considerations made during the vertical dynamics design of a vehicular suspension system focused on the off road university racing category Baja SAE. It will be developed a full car model of a Baja SAE vehicle using the multibody software MSC Adams Car®, following a practical method to represent vehicle suspensions based on the calculation of the motion of simple rigid bodies connected by standard joints. The model is built based on the dimensions of the 2013 prototype of the EESC USP Baja SAE Team and is studied through repetition of laboratory tests with the finalized vehicle inside the software environment. Comparing both the measured and the calculated results is possible to develop a first design improvement metric focused on enhance the vehicle capacity to overcome the usual obstacles found in SAE competitions.

Keywords: vehicle suspension, vertical dynamics, baja sae, multibody.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1: Modelo Peugeot de 3 HP vencedor do enduro Paris-Ruão. [11]	16
Figura 2: Obéissante de Bollée. [12].	20
Figura 3: A Mancelle de Amédée Bollée. [12].	21
Figura 4:Um Voiturette Decauville de 1898. [13]	21
Figura 5:Delage Type A. [13]	22
Figura 6: Rolls-Royce Silver Ghost (1907). [13]	22
Figura 7: Bugatti Type 13. [12].	23
Figura 8: Características dinâmicas do veículo com mola helicoidal linear.	24
Figura 9: Geometria e rigidez típica de um batente.	24
Figura 10: Amortecedor Truffault-Hartford. [13]	25
Figura 11: Amortecedor Gabriel Snubber. [13]	26
Figura 12: Amortecedor Hidráulico com Alavanca. [13].	26
Figura 13: Amortecedor Hidráulico Telescópico.	26
Figura 14: Característica de amortecimento versus configuração das cavidades.	27
Figura 15: Componentes da força resultante em um pneu.	28
Figura 16: Desafios da dinâmica vertical.	28
Figura 17: Eixos de coordenadas veiculares.	29
Figura 18: Modelo clássico de quarter car.	29
Figura 19: Efeito do amortecimento na capacidade de isolamento da suspensão.	32
Figura 20: Linha do tempo do desenvolvimento do método multicorpos.	33
Figura 21: Protótipo 2013 da Equipe EESC USP Baja SAE	38
Figura 22: Suspensão dianteira do tipo SLA.	40
Figura 23: Elementos do modelo em ADAMS da suspensão dianteira.	41
Figura 24: Elementos do modelo em ADAMS da direção.	41
Figura 25: Juntas dos modelos de suspensão dianteira e direção.	42
Figura 26: Curva de rigidez da mola dianteira.	43
Figura 27: Curva de coeficiente de amortecimento do amortecedor dianteiro.	44
Figura 28: Suspensão traseira do tipo semitrailing arm.	45
Figura 29: Elementos do modelo em ADAMS da suspensão traseira.	45
Figura 30: Juntas do modelo da suspensão traseira.	46
Figura 31: Curva de rigidez da mola traseira.	47
Figura 32: Curva de coeficiente de amortecimento do amortecedor traseiro.	48
Figura 33: Modelo em ADAMS dos pneus.	49

Figura 34: Teste de compressão dos pneus.	50
Figura 35: Modelo em CAD do veículo Baja.....	51
Figura 36: Modelo multicorpos em ADAMS do veículo Baja.	51
Figura 37: Modelo em ADAMS com atuadores verticais.	53
Figura 38: Montagem dos acelerômetros.	55
Figura 39: Obstáculo em formato de degrau.	55
Figura 40: Sinal de aceleração medido.....	56
Figura 41: Relação geométrica entre o pneu e o obstáculo degrau.	56
Figura 42: Curva de resposta de aceleração calculada.	57
Figura 43: Montagem para teste de queda do veículo Baja.	58
Figura 44: Montagem dos acelerômetros para teste de queda.....	59
Figura 45: Sinal de aceleração medido no teste de queda.	59
Figura 46: <i>Input</i> em forma de degrau para simulação em ADAMS do teste de queda.	60
Figura 47: Resposta de aceleração calculada na simulação de queda.	60
Figura 48: Geometria do obstáculo da prova de bump track.....	62
Figura 49: Prova de bump track.	62
Figura 50: Input para simulação em ADAMS da prova de bump track..	63
Figura 51: Força de contato no pneu dianteiro com a configuração inicial de suspensão.	64
Figura 52: Variação RMS da força de contato no pneu para diferentes rigidezes de mola.....	64
Figura 53: Variação RMS da força de contato no pneu para diferentes coeficientes de amortecimento.	65
Figura 54: Força de contato no pneu dianteiro direito nas configurações de suspensão inicial e final.	66

LISTA DE TABELAS

Tabela 1: Juntas dos modelos de suspensão dianteira e direção.	42
Tabela 2: Valores das variáveis da suspensão dianteira.	43
Tabela 3: Juntas dos modelos da suspensão traseira.	46
Tabela 4: Valores das variáveis da suspensão traseira.	47
Tabela 5: Valores das variáveis do modelo de pneu.	49
Tabela 6: Valores das variáveis do modelo de carro inteiro.	52

LISTA DE SÍMBOLOS

a_1, a_2 – constantes do pneu

C_s – coeficiente de amortecimento da suspensão

ε – vetor multicorpos de coordenadas angulares

F_b – força vertical na massa suspensa

F_N – força vertical no pneu

F_w – força na massa não suspensa

f_d – frequência natural da suspensão

f_d – frequência natural amortecida da suspensão

K_s – rigidez da mola de suspensão

K_t – rigidez do pneu

M_s – massa suspensa

M_{US} – massa não suspensa

n – graus de liberdade

p – vetor multicorpos de coordenadas cartesianas

q_i – vetor multicorpos de posição

s – deslocamento do solo

ζ_s – fator de amortecimento

y_s – deslocamento da massa suspensa

y_{US} – deslocamento da massa não suspensa

Δz – deformação do pneu

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO	16
1.1 MOTIVAÇÃO	16
1.2 OBJETIVOS E ESTRUTURA DO TRABALHO	17
2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA	19
2.1 SUSPENSÕES VEICULARES	19
2.1.1 CONCEITOS E DEFINIÇÕES	23
2.1.1.1 MOLA HELICOIDAL	23
2.1.1.2 BATENTE OU MOLA AUXILIAR	24
2.1.1.3 AMORTECEDOR	25
2.1.1.4 PNEU	27
2.1.2 DINÂMICA VERTICAL	28
2.1.2.1 DINÂMICA VERTICAL: RESPOSTA DINÂMICA DO VEÍCULO	29
2.1.2.2 DINÂMICA VERTICAL: RIGIDEZ	31
2.1.2.3 DINÂMICA VERTICAL: AMORTECIMENTO	31
2.2 MODELOS MULTICORPOS	32
2.2.1 COORDENADAS, JUNTAS E MOVIMENTOS EM MULTICORPOS	33
2.2.2 ANÁLISE CINEMÁTICA EM MULTICORPOS	35
2.2.3 ELASTOCINEMÁTICA NO MÓDULO ADAMS CAR	36
3 MATERIAIS E MÉTODOS	38
3.1 CONSTRUÇÃO DO MODELO	38
3.1.1 ELEMENTOS DO AMBIENTE ADAMS CAR	39
3.1.2 SUSPENSÃO DIANTEIRA E DIREÇÃO	40
3.1.3 SUSPENSÃO TRASEIRA	44
3.1.4 RODAS E PNEUS	48
3.1.5 CHASSI E MODELO DO VEÍCULO COMPLETO	50
3.2 ELEMENTOS DAS SIMULAÇÕES	52
4 RESULTADOS E DISCUSSÃO	54
4.1 SIMULAÇÃO DE UMA ENTRADA DEGRAU	54
4.2 SIMULAÇÃO DE QUEDA SOBRE QUATRO RODAS	58
4.3 SIMULAÇÃO DE OBSTÁCULO BUMP-TRACK	61
5 CONCLUSÃO	67
REFERÊNCIAS	69

1 INTRODUÇÃO

A fim de resumir os principais aspectos do presente trabalho, nas subseqüentes seções serão expostos a sua motivação e objetivos assim como uma breve abordagem de sua estruturação.

1.1 MOTIVAÇÃO

Em pouco mais de um século o automóvel evoluiu do primeiro esboço mal formado de máquina até se tornar a principal forma de locomoção de pessoas e bens, inaugurando uma das maiores e mais estabelecidas indústrias da economia moderna, presente em qualquer lugar no planeta. Mas além da função prática inerente os veículos automotivos atenderam quase imediatamente o desejo humano por adrenalina. Não obstante, apenas nove anos após a criação do primeiro veículo automotor de combustão interna, foi organizada em 1885 a primeira competição oficial de automobilismo, Figura 1, o enduro Paris-Ruão nomeado *Concours des Voitures sans Chevaux* (Competição de Carros sem Cavalos).

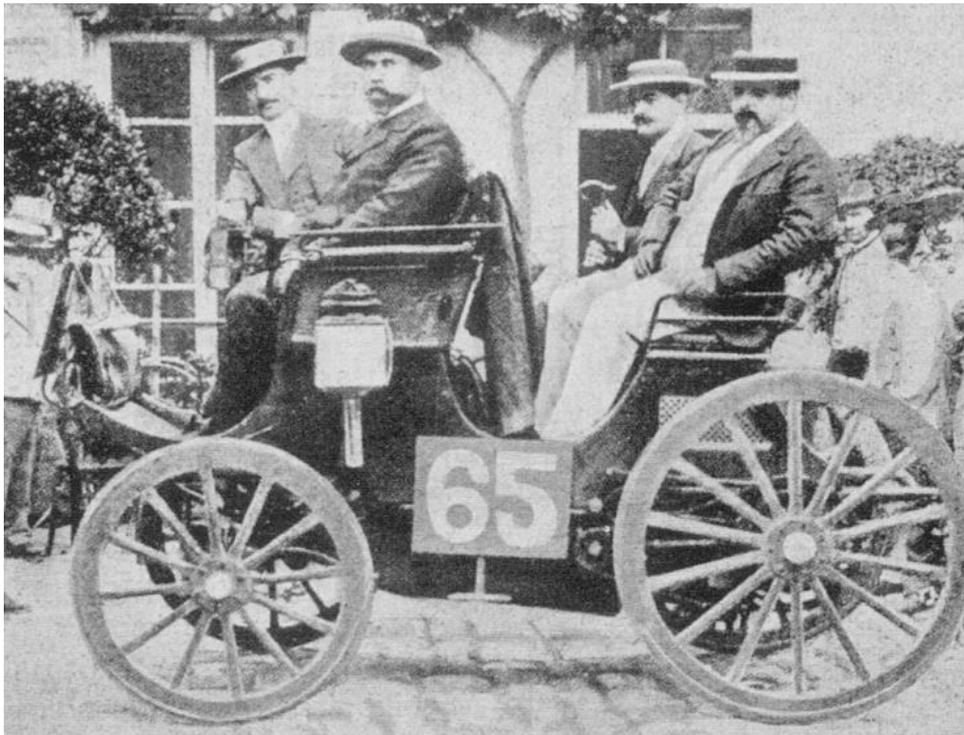


Figura 1: Modelo Peugeot de 3 HP vencedor do enduro Paris-Ruão, Furlan (2014).

Na primeira década do século XX já haviam sido construídos os primeiros circuitos fechados dedicados a eventos automobilísticos e em 1913 ocorreu a primeira etapa das 500 Milhas de Indianápolis, evento relevante até hoje. Na altura da década de 20 já estava consolidado o conceito do automobilismo de competição, inaugurando uma indústria paralela aos automóveis

de passeio que teve seu estabelecimento justificado apenas pela paixão dos poucos engajados e que cresceu para se tornar, até a atualidade, uma das mais importantes fontes de criação de novas tecnologias, produtos e soluções de engenharia capazes de resolver problemas além do escopo em que surgiram. Esse papel desempenhado pelo automobilismo, mais tarde equiparado apenas por outra indústria também moldada por homens apaixonados, a aeroespacial, traduz a mais pura função da ciência para com a humanidade.

Hoje os jovens buscando reviver essas experiências podem ter o primeiro contato com o automobilismo através das competições universitárias organizadas pela Sociedade dos Engenheiros da Mobilidade (SAE). Esses eventos são desafios de tecnologia, inovação e organização na forma de competições automobilísticas que criam um ambiente que propulsiona os alunos a aplicarem todo o aprendizado adquirido nas salas de aula e, quando estes são considerados insuficientes, a buscarem conhecimento nas mais diversas fontes acessíveis. Para se destacar na competição, assim como nas modalidades profissionais, os projetos SAE extrapolam os limites dos membros como indivíduos e equipe, levando ao surgimento, a cada temporada, de novas soluções para velhos problemas.

A principal motivação deste documento é expor uma parte do trabalho que é realizado pelos alunos da Escola de Engenharia de São Carlos no âmbito automobilístico e legar às próximas gerações da Equipe EESC USP Baja SAE uma nova ferramenta, estruturada e funcional, que os auxilie na busca pela excelência.

1.2 OBJETIVOS E ESTRUTURA DO TRABALHO

Os objetivos deste trabalho concentram-se em:

- Criação de um modelo multicorpos de veículo completo de um Baja SAE para estudos de dinâmica vertical.
- Reprodução no ambiente do software de testes realizados em laboratório com o veículo em que o modelo foi baseado.
- Realizar um procedimento de melhoria de um dos parâmetros de suspensão importantes para desempenho fora de estrada.

O trabalho é dividido em quatro capítulos seguidos de uma conclusão. O primeiro capítulo tem o objetivo de introduzir o leitor no assunto tratado e o problema a ser resolvido. O segundo capítulo traz um resumo teórico do assunto. O terceiro capítulo apresenta o desenvolvimento

dos modelos e demais ferramentas utilizadas e o capítulo final trata dos resultados obtidos nas simulações.

2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

Nos próximos tópicos serão abordados os aspectos mais importantes de uma suspensão veicular, como os principais elementos do mecanismo e fatores de projeto que devem ser considerados durante o estudo da dinâmica vertical. Também será abordado um breve resumo de modelagem por multicorpos.

2.1 SUSPENSÕES VEICULARES

A primeira evidência da utilização de rodas foi registrada em placas de argila, encontradas no sítio arqueológico de Uruk, sul da Mesopotâmia datadas de 3200-3100 A.C. Os sinais representam um grupo de trenós, dos quais outros trenós similares aparecem erguidos sobre o que podem ser dois roletes cativos ou quatro rodas. Em sua forma mais primitiva a roda era um disco de madeira maciço fixado a um eixo circular de madeira. Com a aplicação prática da roda, seguiram-se eventos que mudariam radicalmente não só a forma como as pessoas locomoviam-se, mas a perspectiva que essas possuíam em relação ao meio e forma como se relacionavam. Irromperam as primeiras charretes que além do evidente problema de estabilidade transmitiam todo o impacto sofrido ao seu condutor, sendo as vibrações em parte absorvidas de forma nada agradável pelas pernas desse indivíduo. Esse fenômeno de “desconforto ao passageiro” ocorria devido a ausência de um sistema de suspensão. A palavra refere-se mais precisamente ao conjunto de componentes que conectam as rodas com o chassi do veículo. Sua principal função é absorver os impactos garantindo determinado nível de conforto aos passageiros, ou estabilidade ao que esteja sendo transportado.

A história das suspensões veiculares remete ao início do século VIII, com uma primordial tentativa com correntes de ferro, em uma carruagem. Este tipo de estrutura, não alcançou seu propósito, uma vez que balançava ininterruptamente, subindo e descendo, produzindo um ruído terrível. Nada obstante, foi o princípio básico pelos dez seguintes séculos até que no século XVII houve o rompimento da mola de metal. E finalmente em 1804, Obadiah Elliot construiu o primeiro veículo efetivo de tração animal, que se definia por uma carroceria com oito molas, sendo duas molas de lâmina opostas em cada uma das quatro rodas.

Em de 1873, a Obèissante de Amedee Bollée, Figura 2, possuía um eixo dianteiro montado sobre dois pivôs suspensa nas quatro rodas. Alguns anos mais tarde, mais precisamente em 1878, a Mancelle foi uma viatura revolucionária. Dotada de um motor de três cilindros, uma transmissão que incluía pinhões cônicos e correntes com um diferencial de que cada roda

dianteira possuía uma suspensão independente por meio de um feixe de molas transversais, Figura 3.

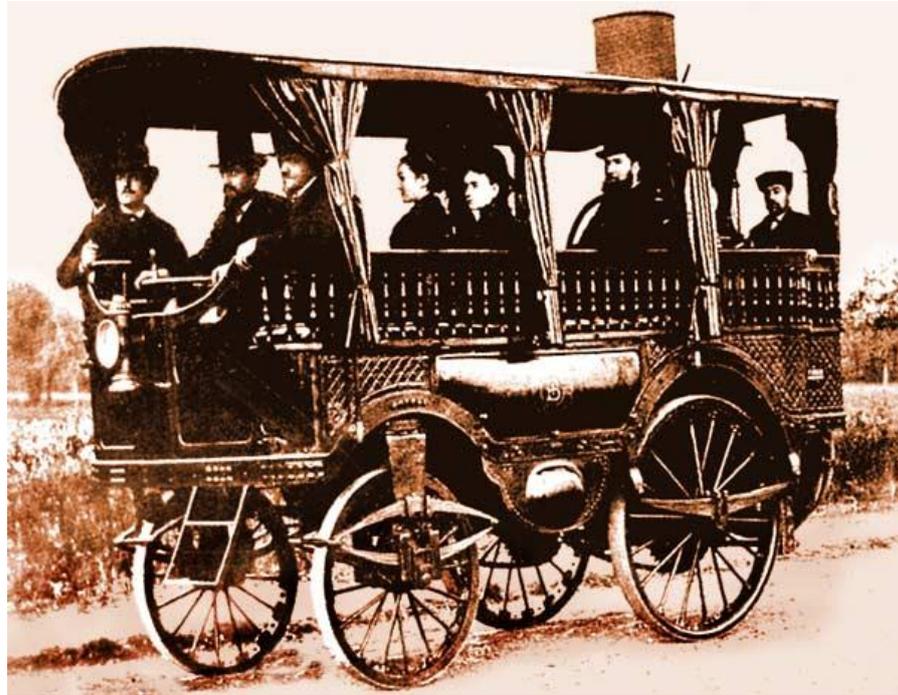


Figura 2: Obéissante de Bollée. [12].

Em 1898, o Decauville, Figura 4, foi o primeiro veículo de competição a utilizar suspensão dianteira independente; o recorde de velocidade Paris- Madrid neste ano foi de 65 quilômetros por hora. Suspensões dianteiras independentes foram adotadas em 1905 por Sizaire e Naudin, em carros leves de corrida, e mais tarde, em 1908, em carros de série. Em 1921, a Lancia também empregou este tipo de sistema em seus modelos que foram somente popularizados em 1931, no Peugeot 201C, e em 1932, por outros fabricantes. Entre 1902 e 1903, a maioria dos carros de competição passou a utilizar amortecedores hidráulicos em conjunto com as molas de lâminas, alguns com amortecedores hidráulicos duplos. Os carros de competição possuíam capacidade para alcançar velocidades entre 120 e 130 quilômetros por hora. Em 1905, Delage adotou tensionadores e posicionadores no eixo traseiro de seu carro, Figura 5, operando em larga escala até o surgimento da tração dianteira. Entre 1908 e 1914, ainda na frente dos carros foram empregados amortecedores de fricção, como o Rolls-Royce Silver Ghost, Figura 6. A partir de 1919, o amortecedor de fricção passou a ser utilizado em carros de luxo e esportivos e teve seu uso generalizado de 1926 a 1936, quando surgiram versões mais sofisticadas dos amortecedores hidráulicos, implementados até hoje.



Figura 3: A Mancelle de Amédée Bollée. [12].



Figura 4:Um Voiturette Decauville de 1898. [13]

A partir de 1920, a Bugatti, Figura 7, adotou grandes ângulos de caster e camber nas suspensões dianteira de seus carros de competição. Despontaram a partir de 1933 motores cada vez maiores e mais potentes que exigiam intrinsecamente suspensões que acompanhassem tal evolução.

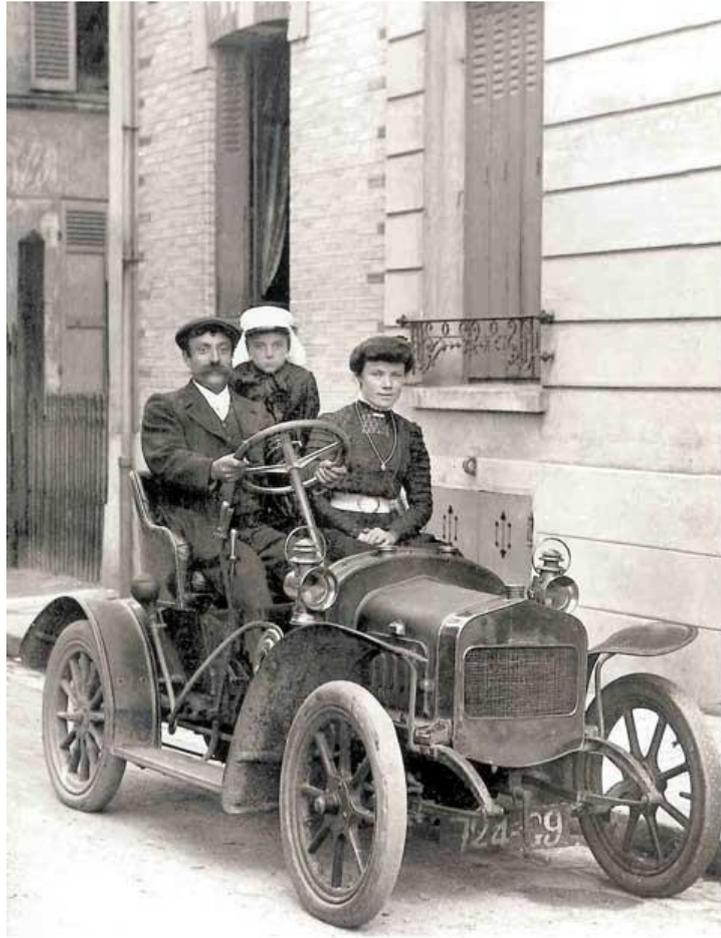


Figura 5:Delage Type A. [13]

A exemplo, em 1933, a Alfa Romeo usou um sistema fechado de molas helicoidais múltiplas no modelo P3, de oito cilindros; em 1955, a Citroen lançou o modelo DS, com uma suspensão hidropneumática que automaticamente ajustava sua altura para adaptar-se aos mais diferentes terrenos. A partir dos anos 60, os modelos de velocidade empregaram sistemas de suspensão "multi-link"; este modelo bastante sofisticado ainda é aplicado pelos carros da Fórmula 1.



Figura 6: Rolls-Royce Silver Ghost (1907). [13]



Figura 7: Bugatti Type 13. [12]

Constata-se que no histórico do desenvolvimento dos tipos de suspensão primeiramente as inovações tecnológicas foram empregadas em competições automobilísticas e então passaram a ser utilizadas na produção em série.

2.1.1 CONCEITOS E DEFINIÇÕES

A próxima seção visa expor de forma resumida os conceitos que formam as bases para o estudo e entendimento básico sobre dinâmica vertical e sua respectiva importância no conceito geral de dinâmica veicular.

Uma abordagem ampla sobre o assunto permite melhor conhecimento das características que influenciam o comportamento dinâmico do sistema de suspensão e do veículo. Dessa forma escolheu-se iniciar esta seção formalizando nominalmente os principais componentes de uma suspensão relacionados com a dinâmica vertical.

2.1.1.1 MOLA HELICOIDAL

A mola helicoidal é fabricada enrolando-se um arame em forma de hélice helicoidal. Esta mola possui histerese desprezível, sendo o amortecimento totalmente realizado pelo componente amortecedor. Este tipo de mola é o mais utilizado quando o foco é conforto, pois, melhores resultados são atingidos somente com molas pneumáticas e/ou sistemas ativos de suspensão. A curva de rigidez característica de uma mola é linear e obedece à equação,

$$F = Kx \quad (2.1)$$

onde

F = carga sobre a mola

K = constante elástica da mola

x = deformação da mola

A variação da frequência de ressonância de um sistema de suspensão equipado com este tipo de mola diminui com o carregamento do veículo, seguindo uma curva próxima a mostrada na Figura 8.

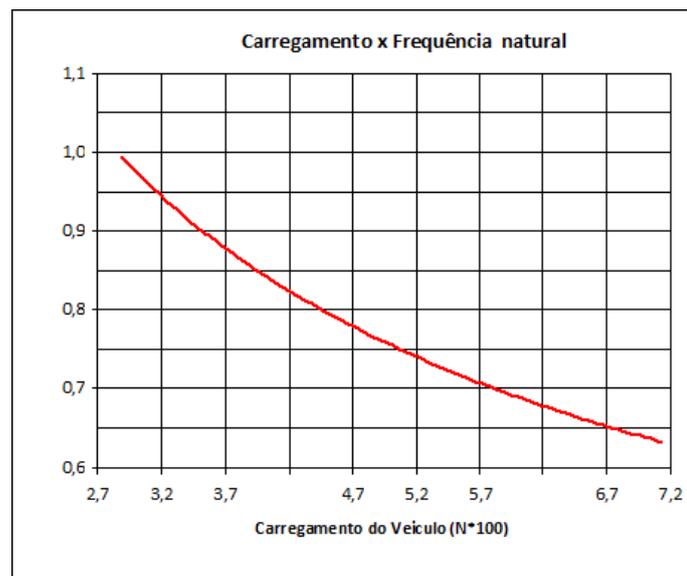


Figura 8: Características dinâmicas do veículo com mola helicoidal linear.

2.1.1.2 BATENTE OU MOLA AUXILIAR

É um componente de rigidez não-linear, fabricado normalmente em poliuretano microcelular sendo definido por sua geometria, densidade e rigidez característica, Figura 9.

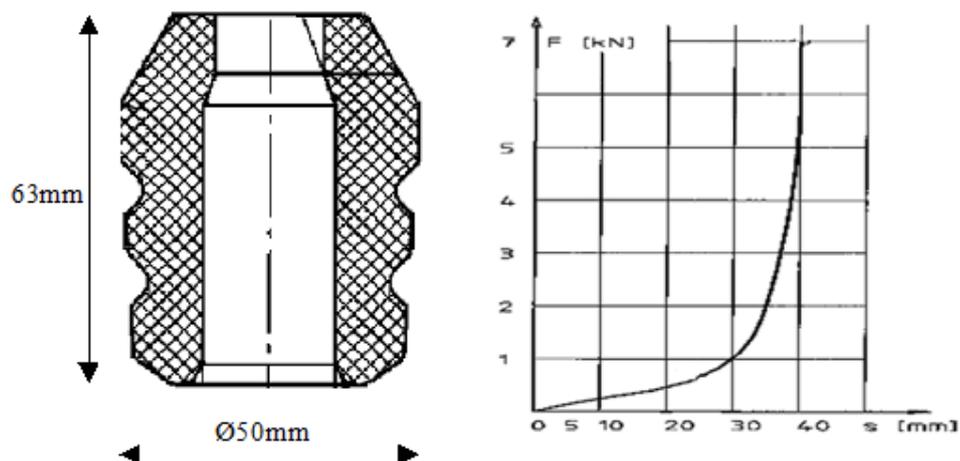


Figura 9: Geometria e rigidez típica de um batente.

Pode-se dizer que uma mola auxiliar diferencia-se de um batente pelo fato de os batentes terem características de rigidez com maior progressividade e de o início de sua atuação ocorrer mais perto do final de curso de compressão ou de extensão da suspensão. A mola auxiliar tem a característica de rigidez menos progressiva e sua atuação ocorre na compressão durante um maior curso da suspensão. Alta histerese neste tipo de componente compromete a sua eficiência dinâmica e o bom desempenho do sistema de suspensão. Em suspensões traseiras é mais frequente o uso de mola auxiliar devido ser maior a variação de carga de veículos comerciais de vazio para carregado.

2.1.1.3 AMORTECEDOR

Os amortecedores podem ser classificados em dois principais tipos: o de atrito seco com elementos sólidos e o hidráulico com elementos fluídicos.

Pode-se citar dois tipos de amortecedor de atrito seco com elementos sólidos: o com discos deslizantes (Truffault-Hartford), mostrado na Figura 10 e o com cinta enrolada (Gabriel Snubber), mostrado na Figura 11. Pode-se citar ainda dois tipos de amortecedores hidráulicos com elementos fluídicos: o amortecedor com alavanca, Figura 12 e o telescópico, Figura 13. Atualmente os tipos mais comuns de amortecedores são os hidráulicos telescópicos.

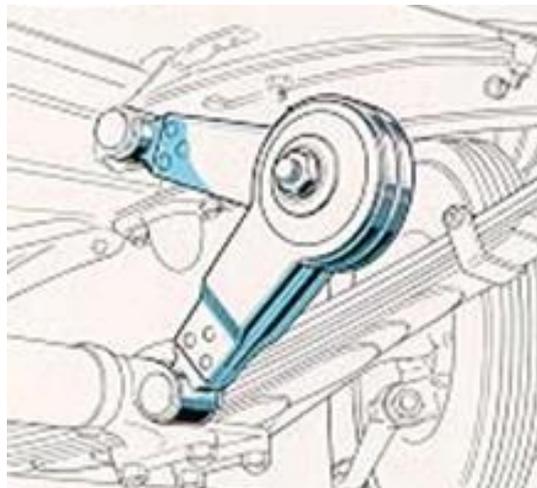


Figura 10: Amortecedor Truffault-Hartford. [13]

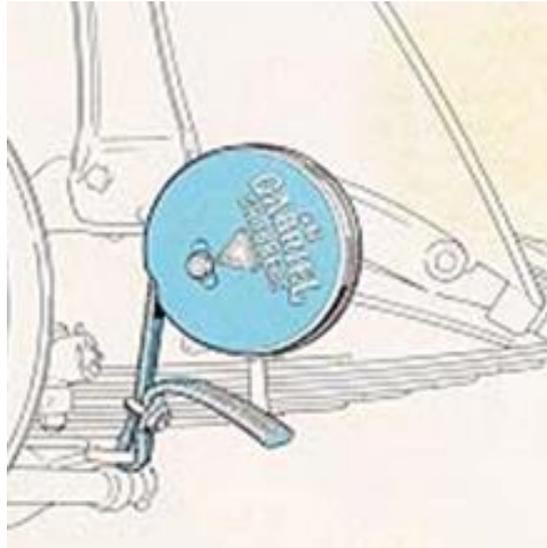


Figura 11: Amortecedor Gabriel Snubber. [13]

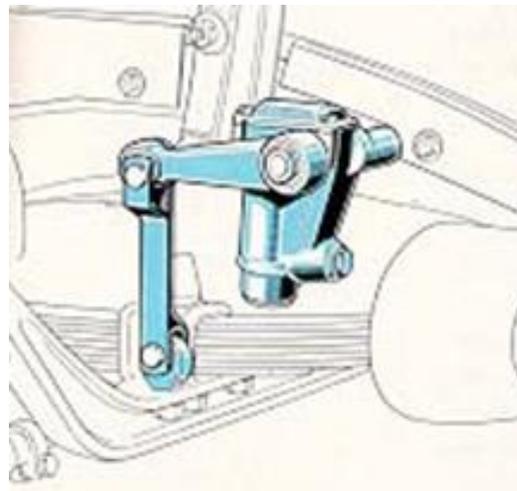


Figura 12: Amortecedor Hidráulico com Alavanca. [13]

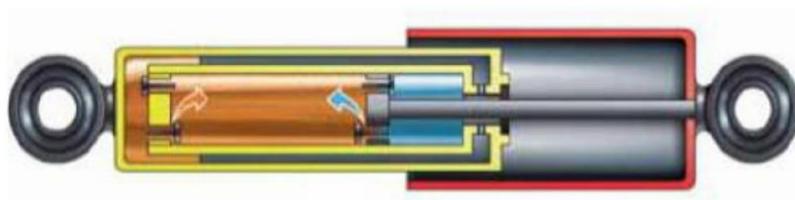


Figura 13: Amortecedor Hidráulico Telescópico.

A força de amortecimento é dependente da velocidade, e isso ocorre devido às cavidades internas de controle. Estas cavidades são conformadas mecanicamente no tubo de pressão dos amortecedores de tubo duplo, obtendo-se, desta forma, uma passagem do fluido hidráulico que depende da velocidade relativa da haste e do tubo de pressão. A configuração das cavidades é feita de tal forma que haja uma transição suave na curva de amortecimento. Na Figura 14 é mostrada a alteração da característica de amortecimento conforme a posição da haste ou pistão do amortecedor e a configuração das cavidades.

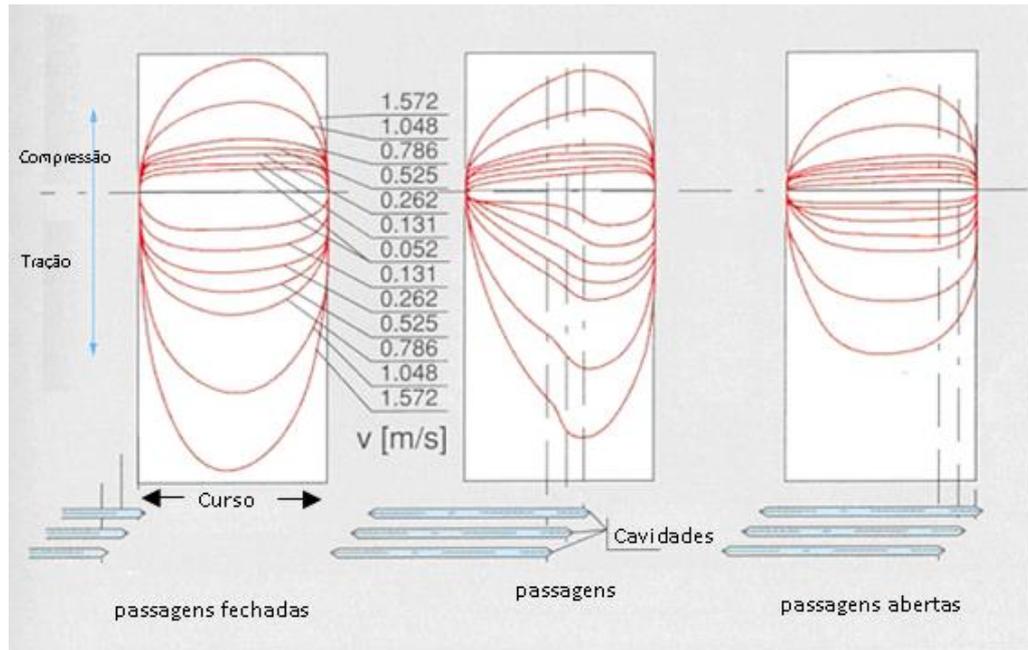


Figura 14: Característica de amortecimento versus configuração das cavidades.

2.1.1.4 PNEU

A importância desse elemento na composição desse breve apanhado sobre a dinâmica vertical do veículo aborda duas características de interesse que são: sua deflexão radial (estática) e sua velocidade de deflexão (dinâmica) que resultam em força vertical. A parcela dessa força vertical F_V é equacionada de acordo com a formulação abaixo.

$$F_V = a_1 \Delta z + a_2 (\Delta z)^2 \quad (2.2)$$

Onde

F_V = carga estática vertical;

a_1 e a_2 = constantes obtidas através de medições experimentais de deformação;

Δz = deformação vertical do pneu devido à carga estática

A força vertical imposta pelo pneu assume somente valores positivos, em função da possibilidade do pneu perder contato com o solo. Muitas vezes o amortecimento vertical dos pneus pode ser desprezado, pois seu valor é pequeno quando comparado ao valor do amortecimento do amortecedor principal do sistema de suspensão.

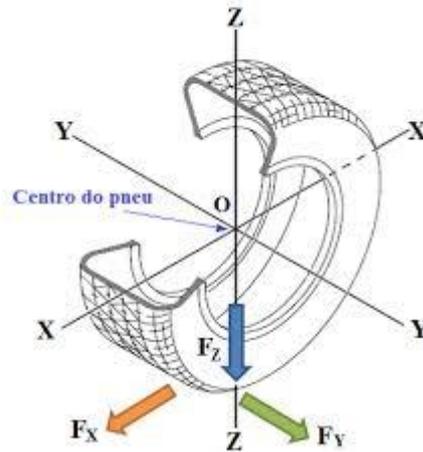


Figura 15: Componentes da força resultante em um pneu.

A movimentação relativa entre pneu e solo, descrita acima, e o atrito existente entre eles, geram forças cujas amplitudes dependem de diversos parâmetros como velocidade do veículo, velocidade e amplitude do movimento da suspensão, tipo de pneu e pressão de enchimento

2.1.2 DINÂMICA VERTICAL

Como já citado anteriormente, a dinâmica vertical estuda o comportamento do veículo e de seus ocupantes quando submetidos a excitações. Um veículo locomovendo-se a uma determinada velocidade é excitado por uma ampla gama de vibrações externas ou internas. Estas vibrações são absorvidas pelo sistema de suspensão e chegam aos passageiros na forma de sensações tácteis, visuais e/ou audíveis. Conseqüentemente a vibração torna-se um importante critério, embora de natureza subjetiva, pelo qual as pessoas julgam a qualidade de construção e projeto de um veículo. O diagrama de bloco na Figura 16 ilustra os desafios da dinâmica vertical.

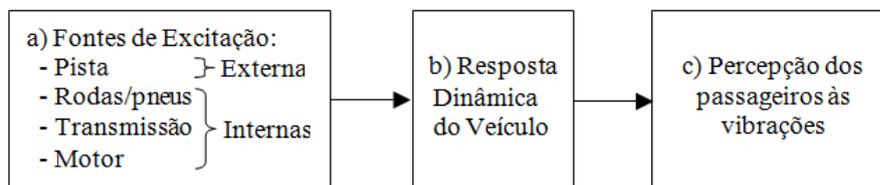


Figura 16: Desafios da dinâmica vertical.

São de interesse da dinâmica vertical as seguintes grandezas: deslocamento do centro de gravidade das massas suspensa e não-suspensa do veículo na direção vertical (z); a rotação em torno do eixo transversal (y) denominada arfagem; a rotação em torno do eixo longitudinal (x), denominada rolagem (roll); o deslocamento do centro da roda; e o deslocamento e velocidade da suspensão, Figura 17.

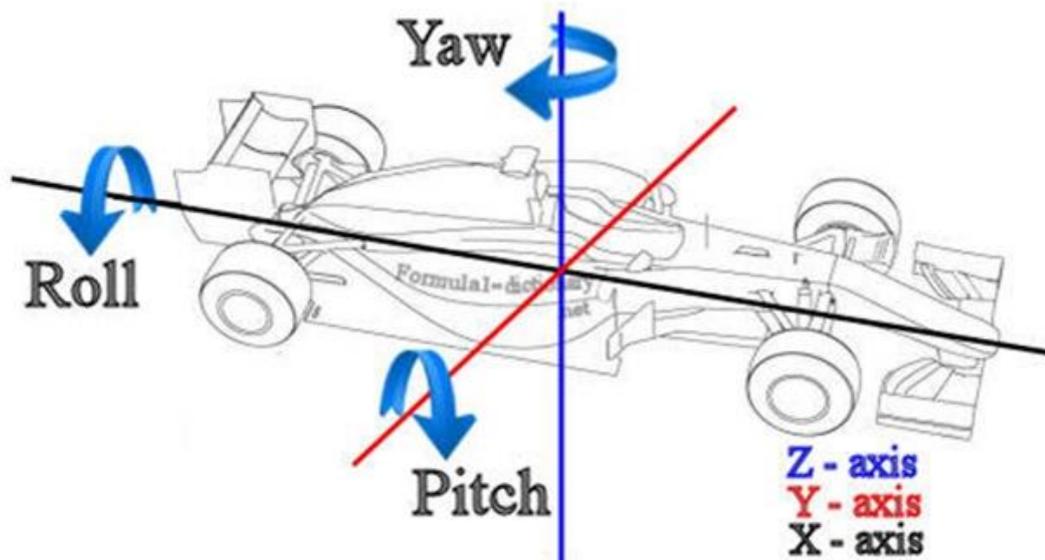


Figura 17: Eixos de coordenadas veiculares.

2.1.2.1 DINÂMICA VERTICAL: RESPOSTA DINÂMICA DO VEÍCULO

A resposta dinâmica de um veículo pode ser caracterizada pelas relações das entradas e das saídas. As entradas são as excitações geradas pelas fontes apresentadas na Figura 16. A saída de maior interesse geralmente é a vibração na carroceria ou na massa não suspensa. A relação entre as amplitudes da saída e da entrada, em função da frequência, é chamada de ganho.

O modelo simplificado (ou clássico) de quarter car, Figura 18, consiste de uma massa suspensa M_s (M = massa da carroceria completa) suportada por uma suspensão primária que a conecta com uma massa M_{us} não suspensa. Esta suspensão primária possui rigidez (K_s) e amortecimento (C_s) como propriedades básicas. O pneu é representado na maior parte das vezes por uma mola simples (K_t), mas em alguns estudos um amortecedor é incluído para representar o pequeno amortecimento inerente à natureza visco-elástica dos pneus.

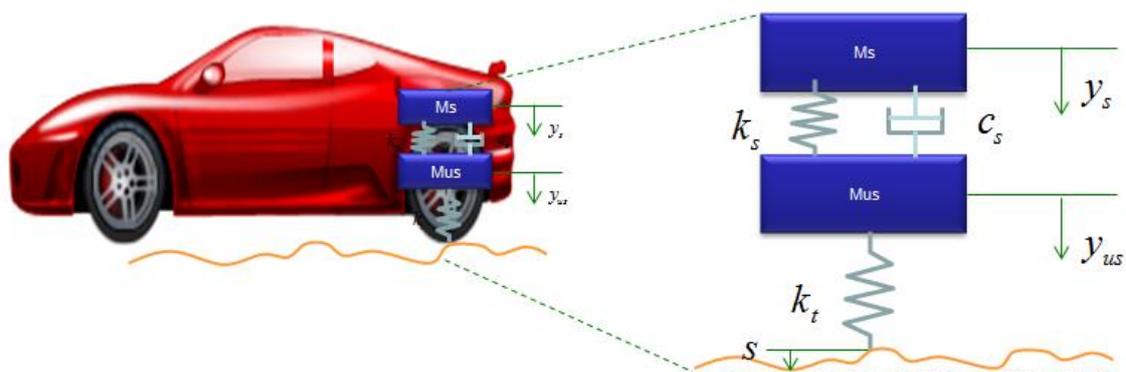


Figura 18: Modelo clássico de quarter car.

onde

F_b = Força atuante na massa suspensa M_s

F_w = Força atuante na massa não-suspensa M_{us}

y_s = Deslocamento da massa suspensa M_s (Saída)

y_{us} = Deslocamento da massa não suspensa M_{us} (Saída)

s = Deslocamento do solo ou pista (Entrada)

K_s = Rigidez da mola principal da suspensão

C_s = Coeficiente de amortecimento da suspensão

K_t = Rigidez do pneu

Trata-se de um sistema com dois graus de liberdade, sendo que, se o sistema for linear, a primeira frequência natural, não-amortecida, f_n e também a amortecida f_d da massa suspensa M_s são dadas pelas equações abaixo,

$$f_n = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{RR}{M}} \quad (2.3)$$

$$f_d = f_n \sqrt{1 - \zeta_s^2} \quad (2.4)$$

onde

RR = Rigidez equivalente da suspensão

M_s = Massa suspensa

ζ_s = Fator de amortecimento

C_s = Coeficiente de amortecimento da suspensão

Com os valores de coeficiente de amortecimento em uma faixa plausível de conforto (0,2 a 0,4) observa-se nas expressões acima que a frequência natural e a frequência amortecida ficam muito próximas e, por este motivo, somente a frequência natural não-amortecida f_n é comumente utilizada para caracterização do veículo.

Baixas frequências naturais requerem maiores cursos de suspensão para que as acelerações da pista sejam absorvidas sem atingir o batente ou o fim de curso da suspensão. O curso da suspensão depende do espaço disponível sendo que normalmente veículos maiores comportam maiores cursos de suspensão do que veículos menores e, portanto, tem condições de serem mais

confortáveis. Conforme a Segunda Lei de Newton as equações do modelo simplificado de um quarto de veículo, podem ser formuladas como segue.

Para a massa M_s , massa suspensa

$$M_s \ddot{y}_s = F_b - K_s(y_s - y_{us}) - C_s(\dot{y}_s - \dot{y}_{us}) \quad (2.5)$$

Para a massa M_{us} , massa não-suspensa

$$M_s \ddot{y}_{us} = -F_w - K_t(y_{us} - s) - K_s(y_{us} - y) - C_s(\dot{y}_{us} - \dot{y}_s) \quad (2.6)$$

As equações apresentadas anteriormente permitem obter as funções transferência entre as diversas entradas e saídas bem como a resposta no domínio da frequência correspondente do sistema.

2.1.2.2 DINÂMICA VERTICAL: RIGIDEZ

Em um projeto clássico de veículos automotores a constante elástica da mola é fixada de forma que a frequência natural não-amortecida da massa suspensa fique em torno de 1Hz. A isolamento característica da suspensão, fornecida pelo modelo de quarter car, combinada com o espectro típico da aspereza da estrada (entrada), resulta no espectro da aceleração da massa- suspensa (saída), a qual pode ser calculada através da equação abaixo respectiva a modelos lineares,

$$G_{zs}(f) = |H_v(f)|^2 G_{zr} \quad (2.7)$$

onde

$G_{zs}(f)$ = Densidade Espectral Média Quadrada (PSD = *Power Spectral Density*) da Aceleração da massa suspensa

$H_v(f)$ = Ganho, resposta do sistema

G_{zr} = Densidade Espectral Média Quadrada (PSD = *Power Spectral Density*) da Aceleração da entrada (pista)

2.1.2.3 DINÂMICA VERTICAL: AMORTECIMENTO

Como já afirmado anteriormente, o valor da frequência natural amortecida é praticamente a mesma da não-amortecida para valores de amortecimentos ζ_s entre 0,2 e 0,4, porém o valor máximo da relação de amplitude no pico (na frequência de ressonância) é muito sensível ao nível de amortecimento e pode variar de 1,5 a 3,0 em veículos de passageiros.

A função do amortecimento nos sistemas de suspensão vem normalmente da ação de um

amortecedor hidráulico e sua função é dissipar a energia armazenada no sistema devido a passagem por um obstáculo. Segundo a literatura a relação de amortecimento da suspensão ζ_s apresenta um valor ótimo por volta de 40% para a maior parte dos veículos. Valores menores ou maiores deterioram o desempenho do sistema aumentando a sua transmissibilidade como pode ser visto no gráfico da Figura 19.

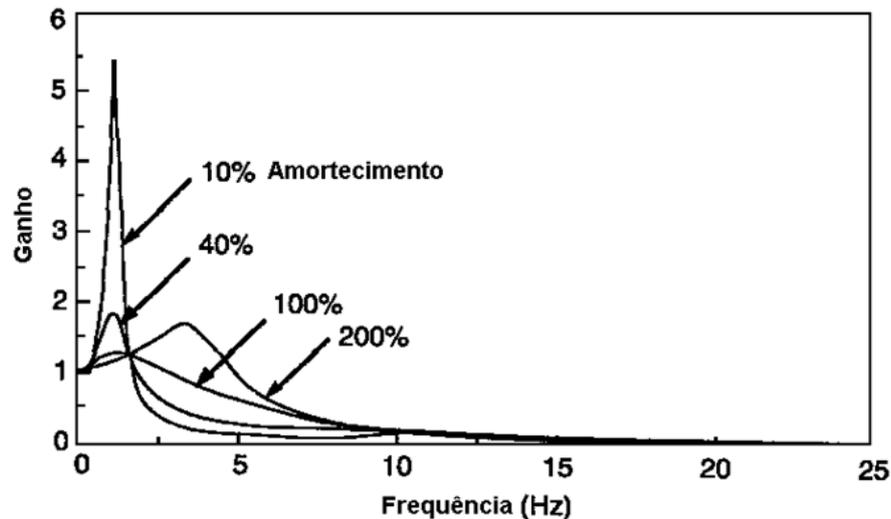


Figura 19: Efeito do amortecimento na capacidade de isolamento da suspensão.

A característica de amortecimento para se atingir uma ótima performance é bastante complexa nos veículos modernos e são moldadas objetivando-se não só conforto como também segurança e dirigibilidade na medida em que é determinante a manutenção do contato pneu-solo. Também é importante ressaltar que a característica de amortecimento não é linear. Tipicamente, os amortecedores utilizados nos veículos atuais são bi-lineares, ou seja, tem uma característica de amortecimento na compressão e outra diferente na expansão.

2.2 MODELOS MULTICORPOS

As ferramentas computacionais para simulação de sistemas mecânicos formam uma grande área dentro da engenharia auxiliada por computadores (CAE). Essas ferramentas, como a modelagem de multicorpos (MBS), tornaram possível o estudo de mecanismos complexos com capacidade de movimento em grande escala, isto é, movimentos que geram mudanças de geometria que excedem as dimensões originais do sistema ou que envolvam grandes deformações em interações de corpos rígidos. Os códigos das simulações são baseados nos princípios da dinâmica de Newton-Euler-Lagrange e apesar de apenas recentemente os avanços

computacionais terem tornado a solução dessas equações algo praticável, a evolução do método MBS remonta à metade do século XX, como mostrado na Figura 20.

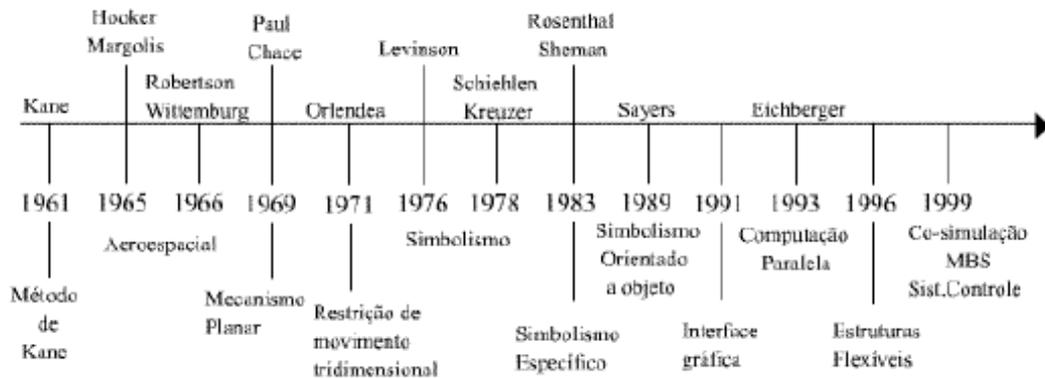


Figura 20: Linha do tempo do desenvolvimento do método multicorpos.

A definição de modelos multicorpos é basicamente qualquer método de cálculo que resolva a dinâmica de corpos rígidos interconectados por juntas que podem sofrer grandes deslocamentos translacionais e rotacionais. Atualmente o desenvolvimento de modelos multicorpos é altamente estudado por empresas desenvolvedoras de *softwares* de engenharia, apresentando vertentes focadas em criar soluções cada vez mais específicas para as indústrias automobilística, aeroespacial, biomecânica, robótica e até de eletrodomésticos. Os capítulos a seguir trarão uma abordagem resumida de como funciona a metodologia de cálculo do programa multicorpos MSC ADAMS®, popularmente usado no cálculo dinâmico de suspensões veiculares.

2.2.1 COORDENADAS, JUNTAS E MOVIMENTOS EM MULTICORPOS

Em um sistema de multicorpos a posição relativa de cada um dos corpos em relação ao referencial inercial global é dada por um vetor posição que contém as três coordenadas cartesianas do centro de massa e os ângulos de Euler correspondentes à sequência de rotações 3-1-3 (rotação em torno do eixo Z, seguida pelo eixo X e novamento em torno do eixo Z). Matematicamente esse vetor é escrito como segue.

$$q_i = [p\varepsilon]^T \quad (2.8)$$

Onde p é o vetor que fornece as coordenadas cartesianas e ε as angulares.

$$p = [xyz]^T \quad (2.9)$$

$$\varepsilon = [\psi\phi\theta]^T \quad (2.10)$$

Para um sistema contendo nb corpos, o vetor de coordenadas generalizadas q pode ser definido como abaixo, onde $n=6nb$.

$$q = [q_1^T q_2^T \dots q_n^T b]^T = [q_1 q_2 \dots q_n]^T \quad (2.11)$$

s juntas no ambiente ADAMS são vínculos de movimento que atuam tornando nulas determinadas coordenadas generalizadas. Os movimentos também são vínculos que atuam nas coordenadas genéricas, indicando que aquela coordenada é dependente do tempo. Matematicamente essas expressões assumem, respectivamente, as formas abaixo.

$$\Phi(q) = 0 \quad (2.12)$$

$$\Phi(q, t) = 0 \quad (2.13)$$

Essas equações são dependentes da posição q . Derivando-as uma e duas vezes obtém-se as formulações para a velocidade e aceleração dos vínculos cinemáticos de juntas (equações 2.14 e 2.15) e movimentos (equações 2.16 e 2.17).

$$\Phi_q(\dot{q}) = 0 \quad (2.14)$$

$$\Phi_q(\ddot{q}) = -(\Phi_q \dot{q})_q \equiv \tau \quad (2.15)$$

$$\Phi_q(q, t)\dot{q} = -\Phi_t(q, t) \quad (2.16)$$

$$\Phi_q(q, t)\ddot{q} = -(\Phi_q \dot{q})_q \dot{q} - 2\Phi_{qt}\dot{q} - \Phi_{tt}(q, t) \quad (2.17)$$

Esse conjunto de seis equações promovem consistência no sistema de coordenadas generalizadas. Isto é, garante-se que quando houver movimento este ocorrerá de maneira que os

vínculos impostos pelas juntas sejam satisfeitos a todo instante ao mesmo tempo que as posições, velocidades e acelerações satisfaçam a configuração cinemática das partes.

2.2.2 ANÁLISE CINEMÁTICA EM MULTICORPOS

O objetivo do cálculo cinemático é encontrar uma solução para a posição do sistema em um instante t_1 sendo conhecida a posição inicial t_0 . O programa calcula a posição q_1 dada no instante t_1 resolvendo as equações não-lineares dos vínculos através de uma forma do método de expansão de Taylor, resumidamente expressa na equação 2.18.

$$\Phi(q_1, t_1) = \Phi(q_0, t_1) + \Phi_q(q_0, t_1)(q_1 - q_0) \quad (2.18)$$

A matriz inversível $\Phi(q_0, t_1)$ é quadrada quando o número de vínculos de movimento no sistema é igual ao número de coordenadas generalizadas. Determinando-se uma configuração inicial $q_1^{(0)}$ o algoritmo realiza a iteração j calculando a correção $\Delta^{(j)}$, e o processo continua até a condição de parada, usualmente quando a correção ou o residual torna-se suficientemente pequeno.

$$\Phi(q_0, t_1)\Delta^{(j)} = -\Phi(q_1^{(j)}, t_1) \quad (2.19)$$

Uma vez que as posições são conhecidas em todos os passos da iteração, a análise de velocidades é feita derivando-se uma vez o vetor de posições, obtendo-se a matriz $\Phi(q_i, t_i)$ e resolvendo o sistema linear da equação 2.18. Para realizar a análise de acelerações obtém-se primeiro \ddot{q} através da solução da equação 2.17 e substituindo na equação abaixo.

$$\Phi_q^T \lambda = F - M\ddot{q} \quad (2.20)$$

Essa equação descreve os multiplicadores de Lagrange associados ao conjunto de vínculos do sistema. Para resolvê-la é necessário escrevê-la na forma expandida abaixo, onde os termos M , F e T referem-se, respectivamente, às matrizes generalizadas de massas, forças e torques do sistema. Essas matrizes podem ser escritas de diferentes maneiras dependendo do módulo do ADAMS e do sistema específico que estiver sendo resolvido.

$$\begin{bmatrix} M & \Phi_q(q^0) \\ \Phi_q(q^0) & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{q} \\ \lambda \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} F \\ -\Phi_q \ddot{q} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} F \\ \tau \end{bmatrix} \quad (2.21)$$

2.2.3 ELASTOCINEMÁTICA NO MÓDULO ADAMS CAR

Respeitando as definições apresentadas nos dois tópicos anteriores, o ADAMS Car possui uma rotina específica para montar as matrizes paramétricas de sistemas de suspensão. Para calcular a cinemática do movimento o ADAMS Car baseia-se na geometria da suspensão e na matriz de elasticidade do sistema como um todo. A geometria de suspensão, que compõe a parte cinemática do cálculo, se refere a posição e orientação dos corpos em relação ao referencial inercial global, o solo. Por exemplo, durante a articulação da suspensão, o programa utiliza um referencial inercial local posicionado na reta formada pelo eixo de rolagem da roda, definida pelos terminais da manga de eixo, para computar os valores dos ângulos de cambagem e esterçamento.

A matriz de elasticidade [C] (em inglês, *compliance*) expressa os movimentos da suspensão em termos de forças referenciadas no centro da roda. O ADAMS calcula a cada iteração da simulação a matriz de elasticidade referente a posição que a geometria se encontra. Esta matriz é definida pela derivada parcial do deslocamento pela respectiva força aplicada.

$$[C] = \frac{\partial x}{\partial F} \quad (2.22)$$

Se o sistema for considerado linear, é possível prever o movimento através da aplicação de uma força de entrada.

$$\{\Delta X\} = [C]\{\Delta F\} \quad (2.23)$$

Deste modo, o elemento matricial c_{ij} é o deslocamento do grau de liberdade i devido a aplicação de uma força unitária no grau de liberdade j . Assim, utilizando uma matriz 12x12 o ADAMS relaciona o movimento dos centros das rodas direita e esquerda com forças e torques unitários aplicados nos centros das rodas. A matriz completa assume a seguinte forma.

$$\left. \begin{array}{l} X \\ Y \\ Z \\ AX \\ AY \\ AZ \end{array} \right\} \begin{array}{l} \text{rodaesquerda} \\ \\ \\ \\ \\ \end{array} \left[\begin{array}{cccc} C(1,1) & C(1,2) & \dots & C(1,12) \\ C(2,1) & C(2,2) & \dots & C(2,12) \\ C(3,1) & C(3,2) & \dots & C(3,12) \\ \bullet & & & \\ \bullet & & & \\ \bullet & & & \end{array} \right] \left. \begin{array}{l} FX \\ FY \\ FZ \\ TX \\ TY \\ TZ \end{array} \right\} \begin{array}{l} \text{rodaesquerda} \\ \\ \\ \\ \\ \end{array} \\
 \left. \begin{array}{l} X \\ Y \\ Z \\ AX \\ AY \\ AZ \end{array} \right\} \begin{array}{l} \text{rodadireita} \\ \\ \\ \\ \\ \end{array} \left[\begin{array}{ccc} C(7,1) & & \\ C(8,1) & & \\ C(9,1) & & \\ \bullet & & \\ \bullet & & \\ C(12,1) & C(12,2) & C(12,12) \end{array} \right] \left. \begin{array}{l} FX \\ FY \\ FZ \\ TX \\ TY \\ TZ \end{array} \right\} \begin{array}{l} \text{rodadireita} \\ \\ \\ \\ \\ \end{array}$$

O elemento $C(3,3)$, por exemplo, é o deslocamento vertical do centro da roda esquerda devido a uma força vertical unitária aplicada no centro da roda esquerda, enquanto o elemento $C(3,9)$ é o movimento vertical do centro da roda esquerda devido a uma força vertical unitária aplicada no centro da roda direita. Para uma suspensão independente estes elementos cruzados, como o $C(3,9)$ por exemplo, são iguais a zero, já que forças aplicadas em uma roda não causam movimento na roda do lado oposto.

3 MATERIAIS E MÉTODOS

Neste capítulo serão apresentados o desenvolvimento do modelo em multicorpos do veículo Baja SAE e as ferramentas para as simulações que serão abordadas no capítulo seguinte.

3.1 CONSTRUÇÃO DO MODELO

O modelo com base no protótipo 2013 da Equipe EESC USP Baja SAE, Figura 21, é construído no programa MSC ADAMS (sigla inglês para *Automatic Dynamics Analysis of Mechanical Systems*), no seu ambiente ADAMS Car, que possui ferramentas específicas para simulações de subsistemas automotivos.



Figura 21: Protótipo 2013 da Equipe EESC USP Baja SAE

Primeiramente será apresentado um resumo dos principais elementos e ferramentas dentro do ambiente do programa que são usadas para a construção de modelos. Depois serão apresentados

individualmente cada um dos subsistemas e suas variáveis relevantes para os estudos que serão descritos no capítulo seguinte, finalizando com a apresentação do modelo completo do veículo.

3.1.1 ELEMENTOS DO AMBIENTE ADAMS CAR

Cada elemento do ADAMS possui uma função específica dentro do cálculo paramétrico do programa. Dentro do ambiente ADAMS Car todos os componentes devem ser posicionados no espaço através de referências denominadas *hardpoints*. Esses elementos são pontos no espaço definidos através de três coordenadas cartesianas referentes ao centro de coordenadas global e devem ser os primeiros elementos a serem criados. Quando um modelo ainda não teve sua função micro definida, por exemplo, se ele será um subsistema de suspensão dianteiro ou traseiro, ele é denominado *template*.

Posteriormente segue-se para a construção dos componentes de montagem. Estes podem ser de dois tipos, *parts* ou *construction frames*. O primeiro tipo, os *parts*, são elementos com massa e momentos de inércia que podem ser concentrados em um *hardpoint* ou distribuído geometricamente entre vários. É necessário definir se o *part* terá a forma de massa concentrada, *link* linear ou braço triangular. Os *construction frames* possuem exatamente as mesmas características que os *parts*, com exceção que não apresentam massa ou momento de inércia. Dessa forma, são usados apenas como ferramenta de montagem, por exemplo, para unir o cubo da roda à flange.

O próximo passo é a definição das juntas e engrenamentos que unirão os componentes. O ADAMS apresenta uma biblioteca vasta de juntas padronizadas que atendem os diferentes tipos de uniões. Em suspensões é muito comum o uso de juntas de hooke, revolução, esféricas e deslizantes. Elas também são referenciadas pontualmente nos *hardpoints* e conectam os componentes aos pares. Também é possível criar buchas, que são definidas na mesma maneira que as juntas, mas é possível adicionar rigidezes e amortecimentos lineares e torsionais.

Com estes elementos já é possível definir por completo um *template*. Entretanto, para que ele possa ser usado para construir um *subsystem* é necessário atribuir as funções macro e micro. Os *subsystems* são os elementos que informam ao ADAMS Car qual a função que aquele mecanismo irá desempenhar no veículo. Por exemplo, um *subsystem* de direção precisa conter o *template* que define seu mecanismo, a informação de que eixo ele deve ser montado e quais são os referenciais locais de convergência e cambagem.

Por fim é necessário listar os comunicadores. Estes elementos são definidos de modo que o ADAMS compreenda quais pontos estão deixados em aberto para posterior posicionamento em montagens. Por exemplo, ao construir um *template* de suspensão dianteira é necessário criar comunicadores nos braços de suspensão e na extremidade superior do amortecedor para que eles sejam conectados posteriormente a comunicadores equivalentes criados no *template* de chassi.

3.1.2 SUSPENSÃO DIANTEIRA E DIREÇÃO

A suspensão dianteira do veículo estudado, Figura 22, é do tipo Duplo-A ou SLA (*short-long arm*). Trata-se de um modelo de suspensão independente muito popular em veículos de competição pois suas características geométricas permitem um bom controle da cinemática do eixo do pneu no decorrer do trabalho da suspensão. No caso de grandes cursos de roda, como em veículos Baja, essa característica é especialmente interessante para obter pouca variação dos ângulos de convergência e cambagem durante o percurso em terreno acidentado, o que gera instabilidade de direção.



Figura 22: Suspensão dianteira do tipo SLA.

Outra importante característica desse modelo de suspensão é a facilidade de integração com o sistema de direção. O componente do eixo de roda é unido por juntas esféricas aos braços e a barra de direção, que se conecta na outra extremidade ao mecanismo de esterçamento, que no caso deste trabalho, trata-se de um sistema de pinhão e cremalheira.

Neste tipo de configuração de suspensão dianteira os elementos macros da montagem são: braços triangulares superior e inferior, manga de eixo, mola helicoidal, amortecedor hidráulico, barra de direção, mecanismo pinhão e cremalheira, coluna de direção e o volante. As Figuras 23 e 24 mostram estes elementos já modelados dentro do ambiente do programa ADAMS Car.

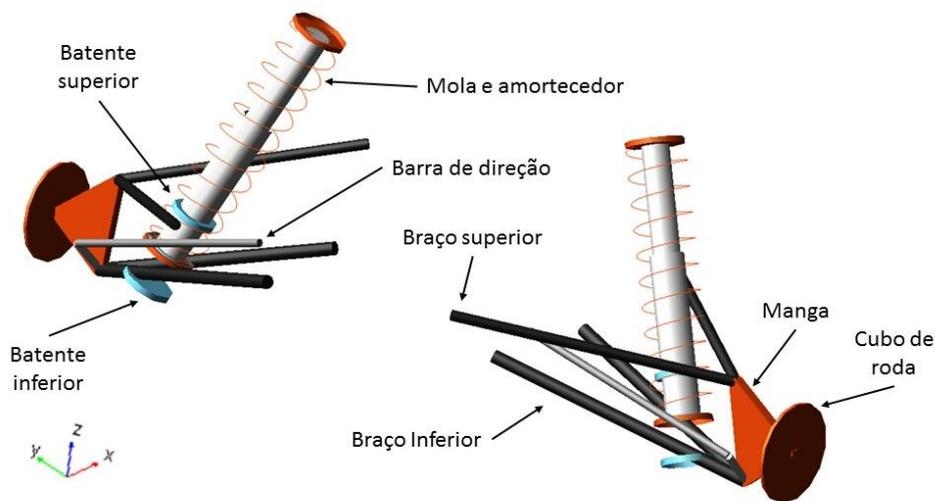


Figura 23: Elementos do modelo em ADAMS da suspensão dianteira.

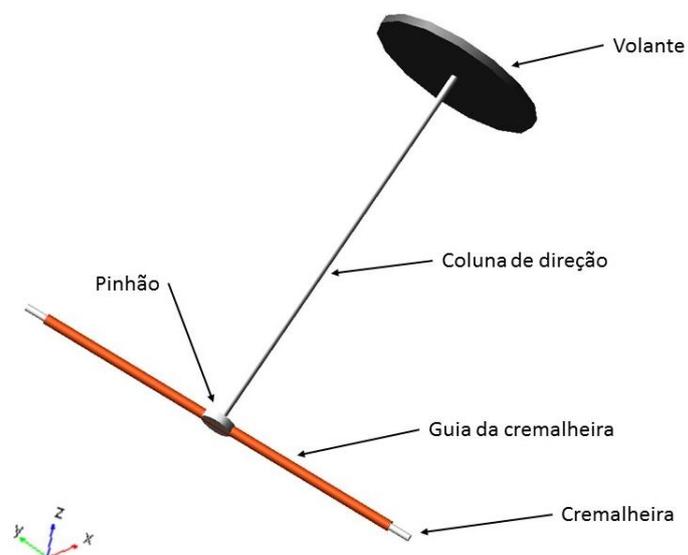


Figura 24: Elementos do modelo em ADAMS da direção.

A Figura 25 apresenta as uniões e juntas destes elementos, nomeadas na Tabela 1.

Tabela 1: Juntas dos modelos de suspensão dianteira e direção.

Número	Tipo	Aplicações
1	Junta fixa	Pontos de fixação espacial, marcando futuras conexões com o subsistema de chassi
2	Junta esférica	Terminais da manga; extremidades dos amortecedores
3	Junta de revolução	Fixações dos braços no chassi; união do cubo da roda com a manga; fixação da coluna de direção no chassi
4	Junta homocinética	União da barra de direção com as extremidades da cremalheira
5	Junta deslizante	União da cremalheira com a guia
6	Engrenamento rotativo-linear	Mecanismo pinhão e cremalheira

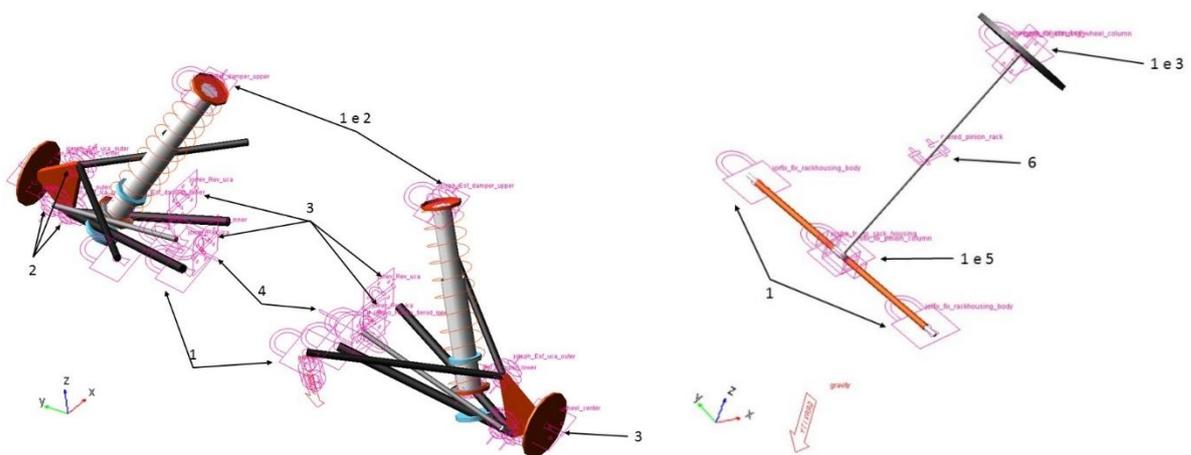


Figura 25: Juntas dos modelos de suspensão dianteira e direção.

Na Tabela 2 constam as principais características deste subsistema para o estudo de sua dinâmica vertical. Os valores foram definidos segundo as características do veículo modelo disponibilizados pela Equipe EESC USP Baja SAE. As Figuras 26 e 27 mostram,

respectivamente, a rigidez da mola e o coeficiente de amortecimento do sistema como foram definidos no programa. Os dois estágios de rigidez ocorrem devido ao uso de duas molas com valores de K diferentes. Isto é realizado para que o sistema de suspensão apresente comportamento aceitável em pavimentos que predominem tanto altas frequências quanto altas amplitudes.

Tabela 2: Valores das variáveis da suspensão dianteira.

Variável	Valor	Unidade
Massa não suspensa	9,89	kg
Ridigez da mola (primeiro estágio/segundo estágio)	10,3/33	N/mm
Coeficiente de amortecimento (expansão/compressão)	0,95/0,6	Ns/mm
Comprimento de montagem	230	mm
Pré-tensão	30	mm

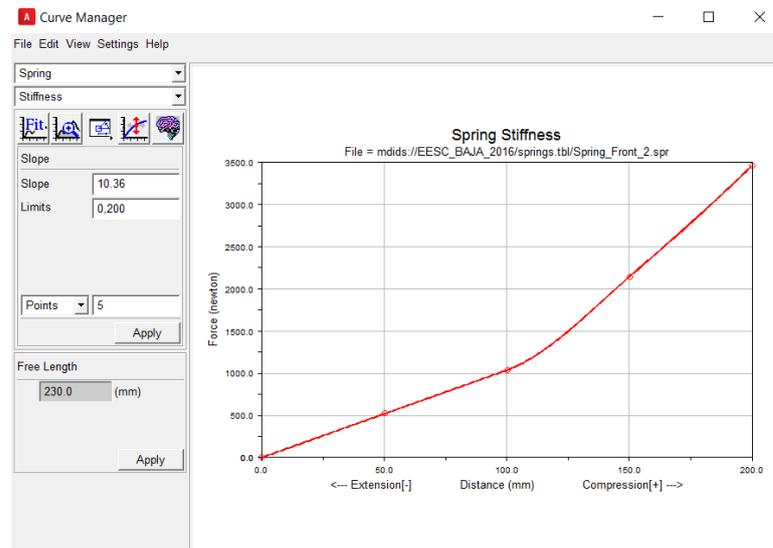


Figura 26: Curva de rigidez da mola dianteira.

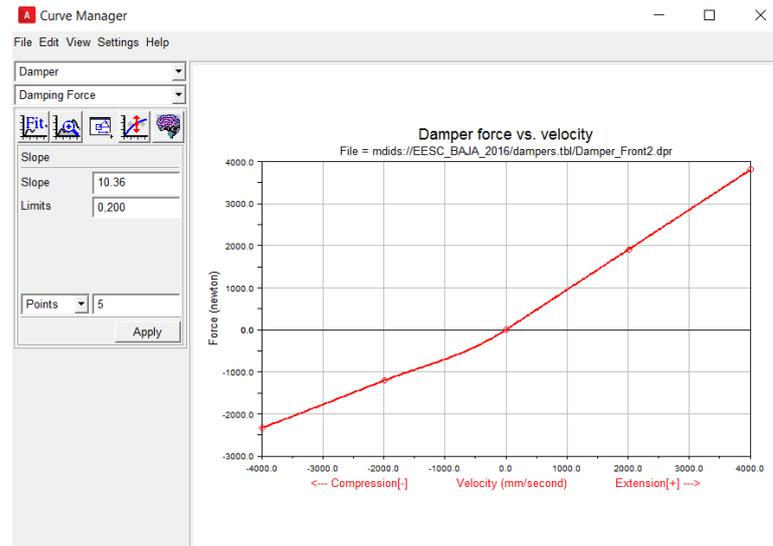


Figura 27: Curva de coeficiente de amortecimento do amortecedor dianteiro.

3.1.3 SUSPENSÃO TRASEIRA

A suspensão traseira estudada é um modelo *Semi-trailing Arm* (STA). Trata-se de um conceito de suspensão mais simples que o usado na dianteira, mas também muito popular em veículos de competição fora de estrada. Esse modelo de suspensão permite grandes cursos de roda utilizando componentes compactos, o que facilita o empacotamento de sistemas de *powertrain* traseiros. O sistema é independente e resume-se a um braço triangular, responsável por transferir todas as cargas laterais e longitudinais, um cubo de roda e o conjunto de mola e amortecedor. A Figura 28 mostra o sistema STA do protótipo da equipe EESC de baja e a Figura 29 mostra o modelo em ADAMS do subsistema de suspensão traseiro.



Figura 28: Suspensão traseira do tipo semitrailing arm.

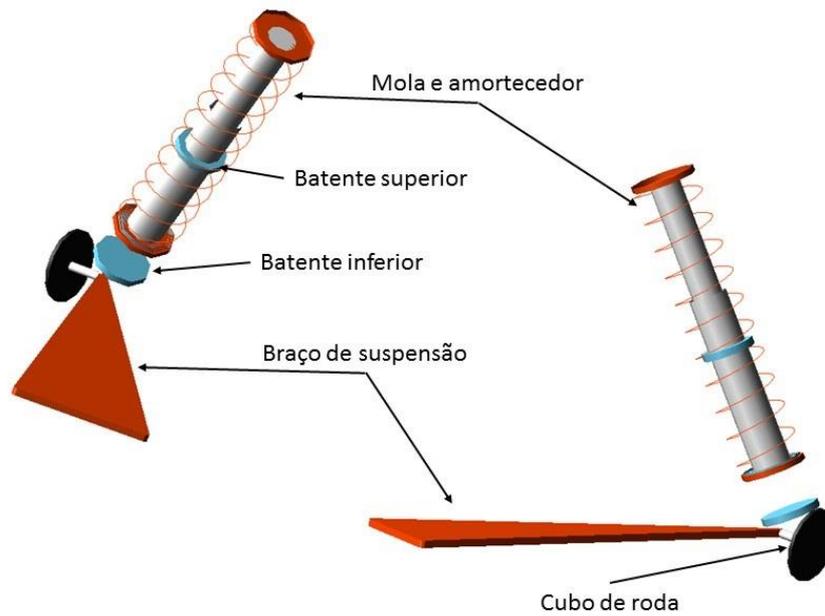


Figura 29: Elementos do modelo em ADAMS da suspensão traseira.

A Tabela 3 nomeia as juntas que foram utilizadas para definir a cinemática do sistema e a Figura 30 mostra como elas foram dispostas nos elementos.

Tabela 3: Juntas dos modelos da suspensão traseira.

Número	Tipo	Aplicações
1	Junta esférica	Extremidades dos amortecedores
2	Junta fixa	União do cubo de roda com o braço de suspensão
3	Junta de revolução	União do cubo de roda com a flange de montagem do pneu ; união do braço com o chassi

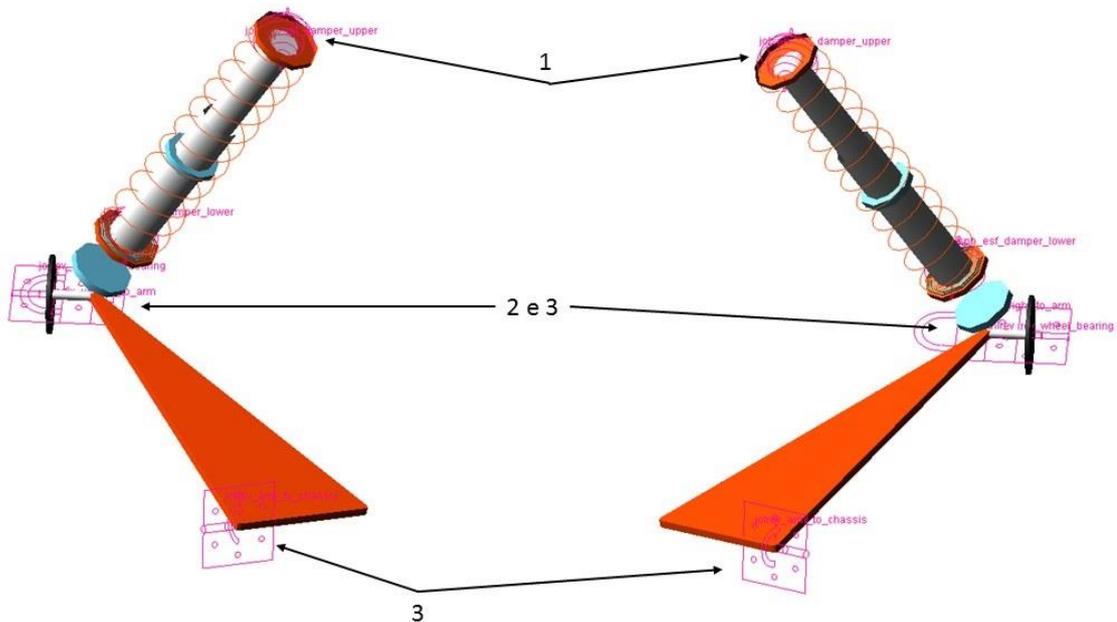


Figura 30: Juntas do modelo da suspensão traseira.

A Tabela 4 traz os valores das variáveis da suspensão traseira relevantes para as simulações que serão abordadas no próximo capítulo. A Figura 31 mostra a rigidez da mola do sistema, também apresentando os dois estágios como as molas dianteiras, e a Figura 32 apresenta os coeficientes de amortecimento.

Tabela 4: Valores das variáveis da suspensão traseira.

Variável	Valor	Unidade
Massa não suspensa	13,93	kg
Ridigez da mola (primeiro estágio/segundo estágio)	9,3/24	N/mm
Coefficiente de amortecimento (expansão/compressão)	0,85/0,5	Ns/mm
Comprimento de montagem	235	mm
Pré-tensão	35	mm

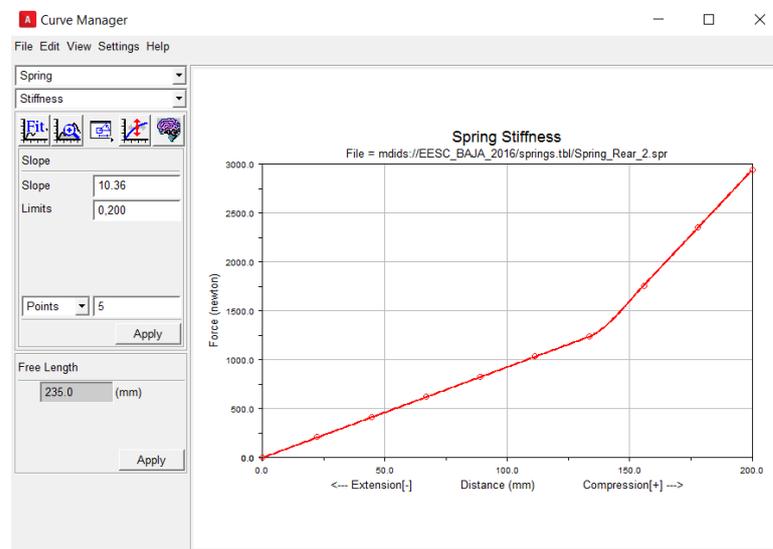


Figura 31: Curva de rigidez da mola traseira.

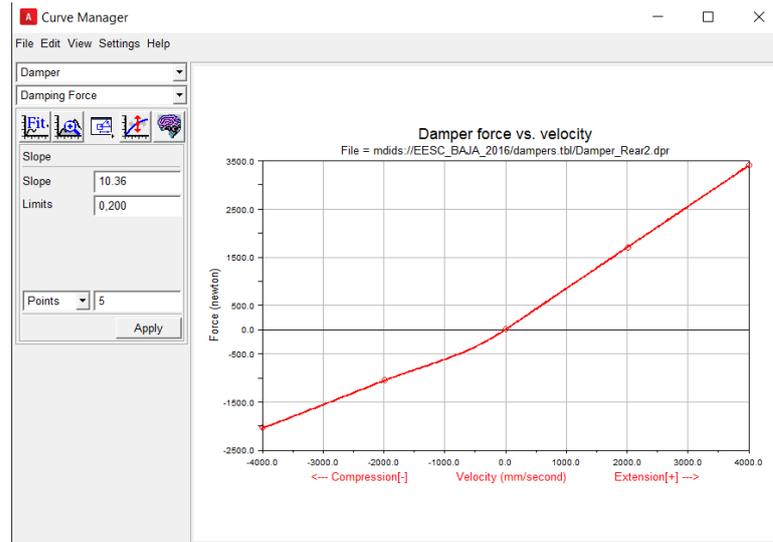


Figura 32: Curva de coeficiente de amortecimento do amortecedor traseiro.

3.1.4 RODAS E PNEUS

Pneus e seu contato com o pavimento são um desafio de modelagem desde a metade do século XX e que não possui solução analítica. No caso de pavimentos plásticos, como o ambiente de corridas *off-road*, o desafio é ainda maior pois o equacionamento de geração de forças laterais e longitudinais não depende apenas das variáveis de aderência, mas também do aparecimento de forças normais entre a borracha e o solo.

No escopo deste trabalho utilizou-se os elementos padrão de roda e pneu já existentes no programa, mostrados na Figura 33. Estes modelos simplificados contêm as variáveis básicas de um pneu: raio dinâmico, rigidez e amortecimento vertical, rigidez lateral e uma série de vetores para alinhar a montagem com os comunicadores dos eixos de roda. A união destes componentes aos subsistemas de suspensão é feita através de uma junta fixa no centro da roda que é conectada ao elemento de corpo rígido do cubo.

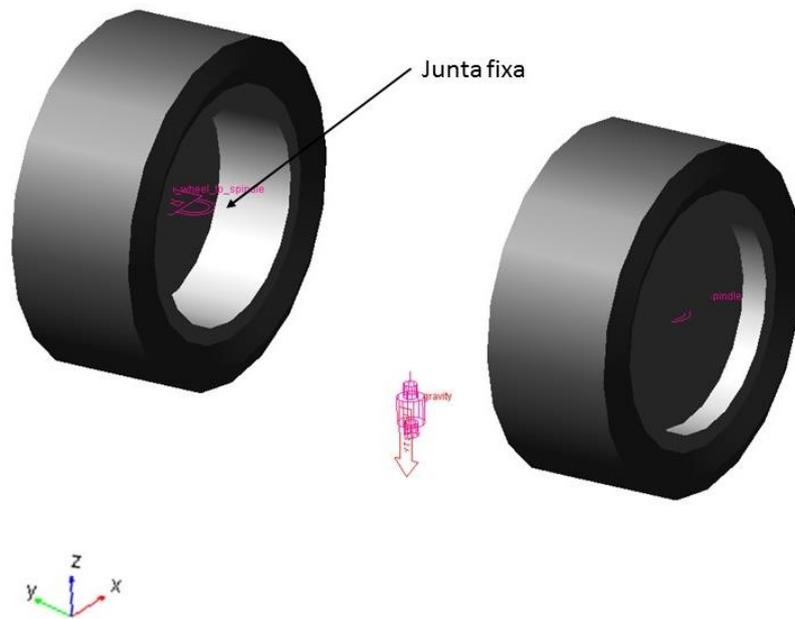


Figura 33: Modelo em ADAMS dos pneus.

Como os estudos serão dirigidos apenas à dinâmica vertical, ignorou-se parâmetros avançados de contato e simplificou-se a geração de forças laterais e longitudinais a um coeficiente de aderência constante definido arbitrariamente com o valor de 0,6. Quanto aos parâmetros verticais, realizou-se a medição da rigidez quasi-estática dos pneus de ATV utilizados pela equipe em uma máquina de tração, mostrada na Figura 34. Os demais parâmetros relevantes dos pneus, mostrados na Tabela 5, são determinados facilmente.

Tabela 5: Valores das variáveis do modelo de pneu.

	Dianteiro	Traseiro
Massa	5,2 kg	4,5 kg
Raio dinâmico	266,7 mm	266,7 mm
Rigidez vertical média	50 N/mm	59 N/mm

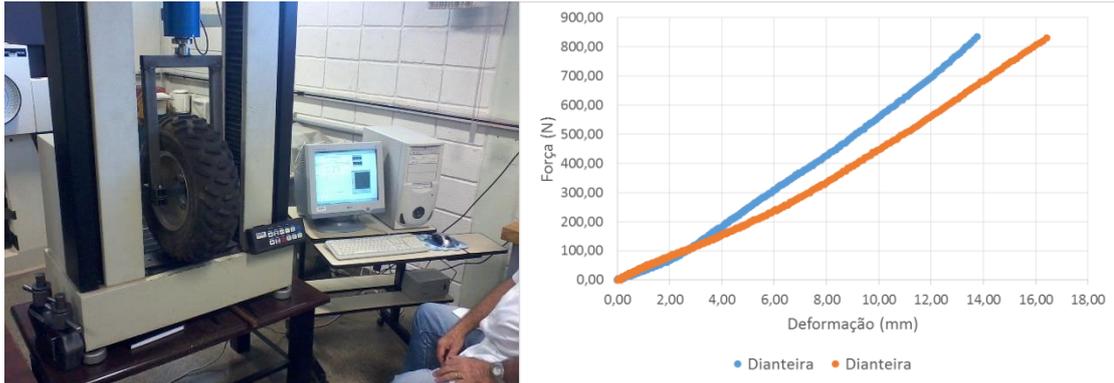


Figura 34: Teste de compressão dos pneus.

3.1.5 CHASSI E MODELO DO VEÍCULO COMPLETO

Todos os componentes da massa suspensa, que abrange o chassi, carenagem, motor, transmissão, eletrônica embarcada, acabamento e o piloto, são modelados como uma massa concentrada no centro de gravidade do veículo. Para que seja possível realizar a montagem dos subsistemas, o *template* do chassi precisa apresentar *hardpoints* equivalentes às extremidades que ficaram abertas nos subsistemas de suspensão e direção. Realizando o posicionamento espacial destes pontos no subsistema de chassi garante-se que o modelo do veículo completo apresente as mesmas dimensões do protótipo modelo.

O subsistema de chassi em ADAMS contém não apenas a massa dos componentes suspensos como também os três momentos de inércia principais. Estes valores foram retirados do modelo em CAD da montagem completa do veículo, Figura 35, que leva em consideração 95% da massa que o veículo finalizado efetivamente apresenta.

A Figura 36 apresenta o modelo em ADAMS do veículo completo contendo todos os subsistemas que foram abordados nos capítulos anteriores. Nesta fase do modelo é possível realizar modificações nas variáveis genéricas de suspensão, como posicionamento dos pontos de montagem e rigidez das molas. A Tabela 6 contém os valores gerais do veículo modelado.



Figura 35: Modelo em CAD do veículo Baja.

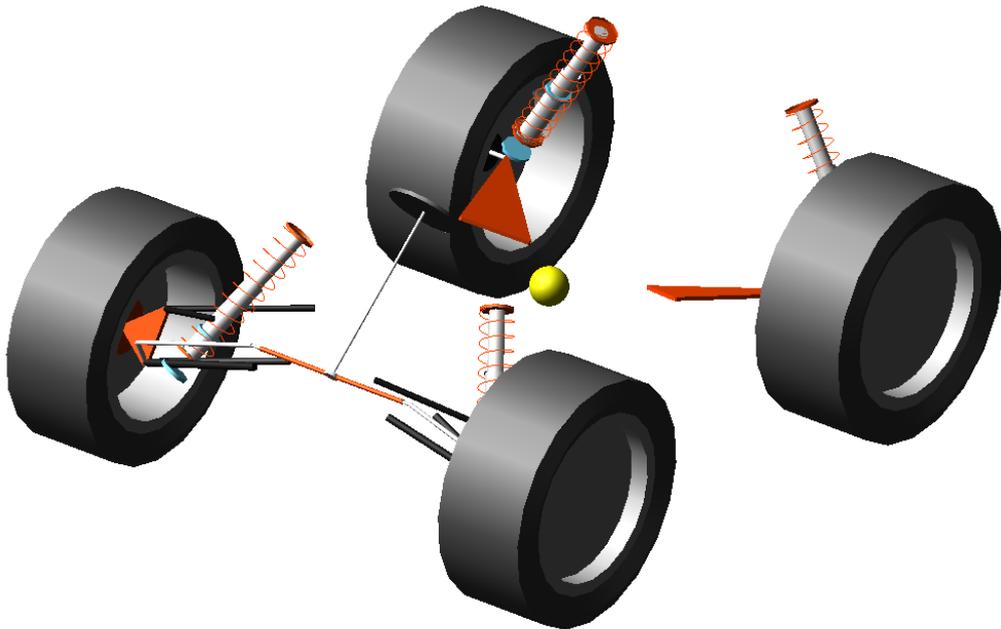


Figura 36: Modelo multicorpos em ADAMS do veículo Baja.

Tabela 6: Valores das variáveis do modelo de carro inteiro.

Variável	Valor	Unidade
Massa total (com piloto)	224	kg
Massa suspensa	176	kg
Entre-eixos	1410	mm
Bitola dianteira	1330	mm
Bitola traseira	1200	mm
Distribuição de peso (dianteira/traseira)	43%/57%	-
Momentos de Inércia	Ixx: 4,78E+08 Iyy: 2,62E+08 Izz: 2,18E+08	kg.m ²

3.2 ELEMENTOS DAS SIMULAÇÕES

No ambiente ADAMS Car existem duas maneiras de realizar simulações com modelos de carro completo para estudar seu comportamento dinâmico vertical. A primeira é através da construção de um modelo 3D da pista em que se deseja observar o desempenho do veículo. Entretanto, como o modelo deste trabalho não apresenta um subsistema de *powertrain* ou configurações avançadas de aderência lateral e longitudinal de pneu, a simulação utilizando este método resulta em dados pouco acurados.

O segundo método é utilizar os elementos de *testrig* existentes no programa. Estes elementos são postes atuadores posicionados individualmente no centro das rodas ou abaixo dos pneus, como mostrado na Figura 37.

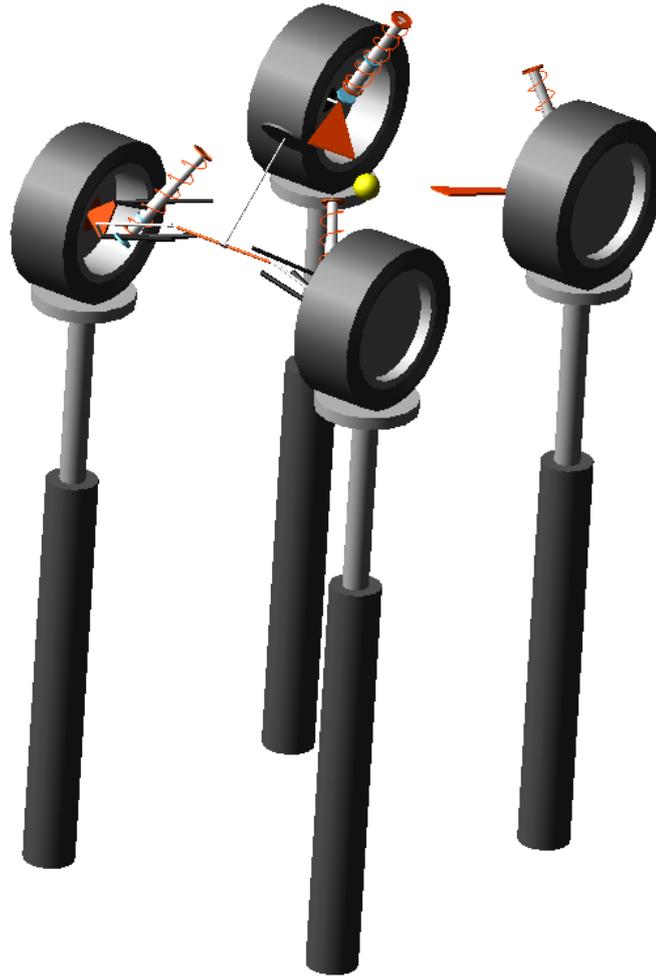


Figura 37: Modelo em ADAMS com atuadores verticais.

É possível programar estes postes para realizar *inputs* de deslocamento, velocidade, aceleração ou força buscando modelar obstáculos padrão, como degraus e rampas, ou então para reproduzir perfis de pista programados, possibilitando o estudo de obstáculos mais complexos. Ambas as técnicas serão demonstradas no capítulo seguinte, assim como quais variáveis serão consideradas como *outputs* das simulações.

Este ambiente de simulação também permite o estudo modal do veículo. Análises de frequências naturais e modos de vibrar são de grande importância para estudar o conforto dos tripulantes do veículo, assim como geração de ruídos e ressonâncias com outras fontes de vibração, como o motor e os elementos de transmissão.

4 RESULTADOS E DISCUSSÃO

Este capítulo tem o intuito de mostrar as simulações dinâmicas realizadas com o modelo construído e discutir seus resultados de maneira comparativa. De maneira análoga em todos os tópicos será apresentado o tipo de excitação utilizada no modelo, qual variável será estudada e como ela será avaliada.

Nos dois primeiros tópicos serão realizadas simulações que buscam repetir dentro do programa as condições de testes reais realizados com o veículo que serviu de base para a construção do modelo. Os resultados simulados e os medidos serão confrontados, tornando possível uma discussão sobre a precisão do modelo para estudos verticais.

No terceiro tópico será realizado uma simulação cuja excitação é baseada em um obstáculo existente em algumas etapas de competições Baja SAE. Serão rodadas simulações iterativas com o objetivo de ajustar parâmetros de rigidez e amortecimento do sistema de suspensão buscando estudar possíveis melhorias no desempenho do veículo na prova.

4.1 SIMULAÇÃO DE UMA ENTRADA DEGRAU

O primeiro estudo realizado é a resposta de aceleração no tempo da suspensão traseira do modelo quando excitada por uma entrada degrau. A motivação para esta simulação é repetir o teste realizado por Santos (2014) que estudou essa resposta para validar o seu sistema de aquisição de dados.

Em Santos (2014) a captação de dados foi feita através do posicionamento de acelerômetros nas duas extremidades do amortecedor para medir os sinais verticais, observando a aceleração relativa entre os dois pontos, ou seja, a aceleração envolvida no trabalho de compressão e expansão do conjunto mola-amortecedor. A Figura 38 mostra a foto de como foi feita a montagem dos sensores.



Figura 38: Montagem dos acelerômetros.

Para reproduzir a excitação de um degrau o ensaio foi feito com veículo transpondo em velocidade constante um obstáculo como mostrado na Figura 39. Para reduzir as fontes de excitação na suspensão a manobra foi realizada sem transferência de torque para a roda. Isto é, o acelerador foi desacionado momentos antes do impacto.



Figura 39: Obstáculo em formato de degrau.

A Figura 40 mostra o resultado do teste de Santos (2014) com o veículo realizando a manobra a 20 km/h. A curva amarela do gráfico representa os dados de aceleração medidos e a curva verde a resposta calculada utilizando um modelo *quarter car*.

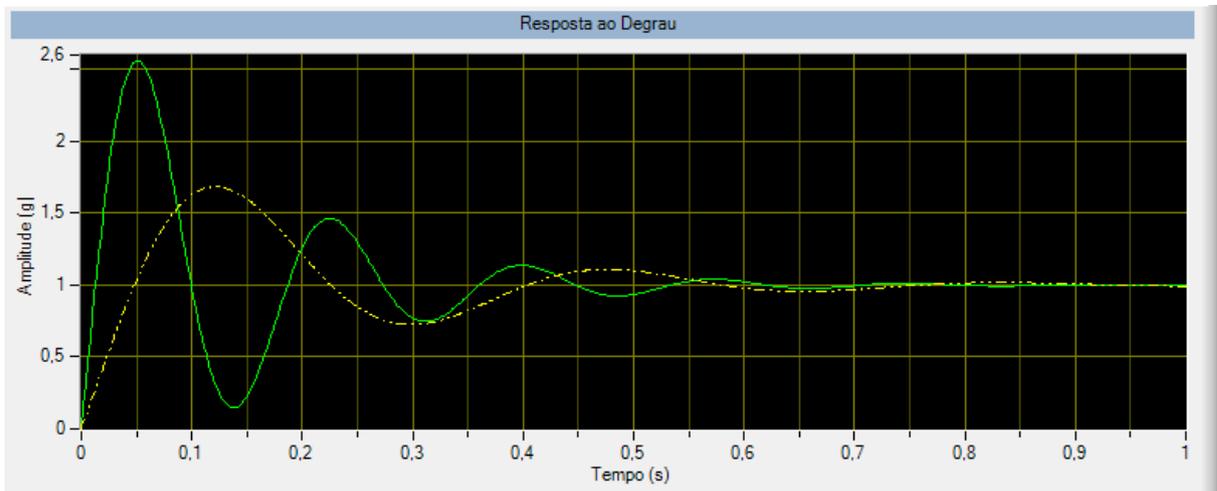


Figura 40: Sinal de aceleração medido.

A reprodução do teste no programa ADAMS é feita através da programação dos *testrigs* para atuarem independentemente seguindo uma curva definida no tempo. Alimenta-se ambos postes de excitação dianteiro e o poste traseiro direito com funções constantes de valor igual a zero. O poste traseiro esquerdo é alimentado com uma função degrau. Essa função já é definida dentro do programa, bastando apenas entrar com valores de amplitude, posição no tempo e duração do *input*. Apesar dessa última variável ser opcional, adicionar uma duração para o degrau auxilia a aproximar a simulação das condições do experimento. Para definir o valor dessa duração utilizou-se a Equação 4.1, baseada na geometria mostrada na Figura 41 e na velocidade em que o carro executou o teste.

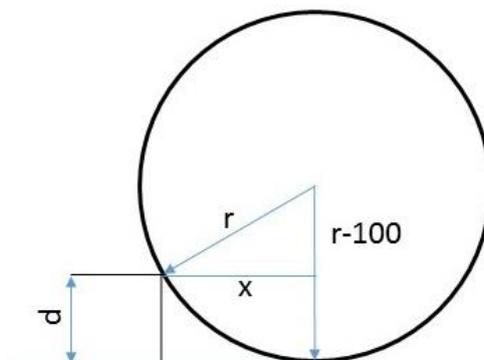


Figura 41: Relação geométrica entre o pneu e o obstáculo degrau.

$$T = \frac{x}{v} = \frac{\sqrt{r^2 - (r - d)^2}}{v} \quad (4.1)$$

$$T = \frac{\sqrt{(0,2667)^2 - (0,2667 - 0,100)^2}}{\frac{20}{3,6}} = 0,037 \text{ s}$$

A Figura 42 mostra o gráfico de aceleração versus tempo obtido com a simulação. O eixo vertical está escalonado em metros por segundo ao quadrado enquanto o gráfico da Figura 40 é expresso em unidades de aceleração da gravidade.

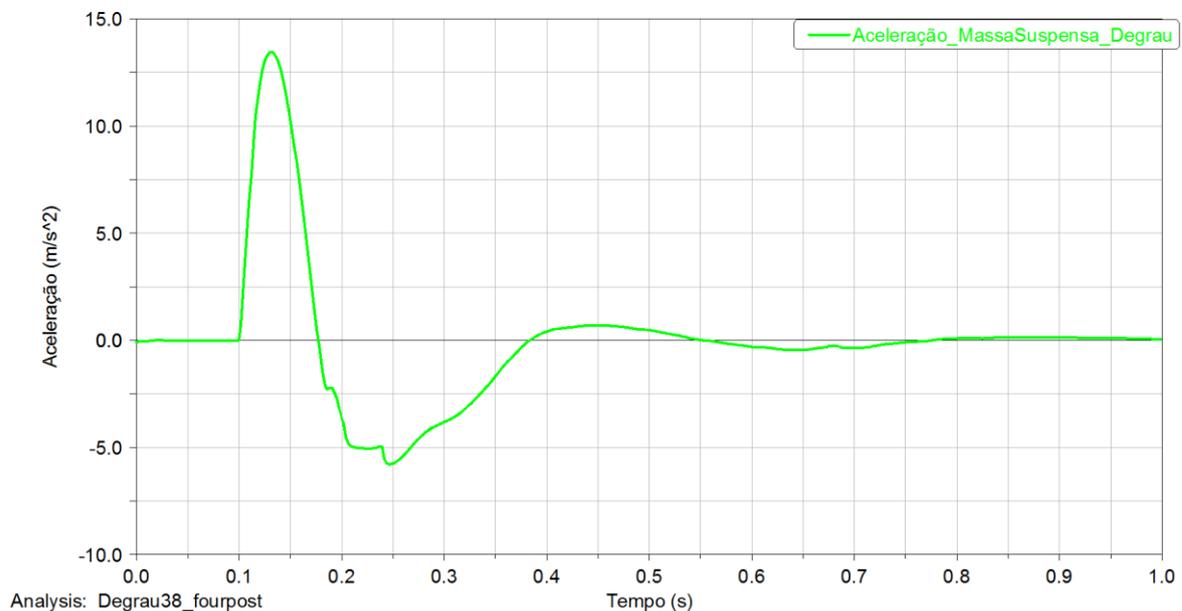


Figura 42: Curva de resposta de aceleração calculada.

Os resultados calculados pelo modelo em multicorpos apresenta conformidade com os dados medidos por Santos (2014). É possível observar que a quantidade de oscilações é equivalente em ambos gráficos e a posição dos picos e vales da oscilação estão em posições coerentes no tempo, apresentado erro de 9% no período. Também é importante observar o valor de aceleração acusado. Neste quesito observa-se uma discrepância maior entre os dois resultados, acusando um erro de 13% para o primeiro pico de aceleração. Entretanto, é interessante observar que o resultado do modelo em multicorpos apresentou uma coerência maior com o resultado empírico do que o valor calculado com o modelo *quarter car*. Este resultado é um importante indicador de que a ferramenta desenvolvida neste trabalho apresenta potencial de melhorar a confiabilidade dos projetos futuros da Equipe EESC USP Baja SAE.

4.2 SIMULAÇÃO DE QUEDA SOBRE QUATRO RODAS

A segunda simulação realizada busca estudar os sinais de aceleração vertical na suspensão do veículo em resposta a uma queda livre sobre as quatro rodas. Este ensaio foi realizado em Leitão (2015), que estuda estas acelerações com o objetivo de entender os esforços solicitantes gerados neste tipo de obstáculo. Este dado é de grande importância para melhorar a confiabilidade do cálculo estrutural do chassi e dos componentes de suspensão do protótipo, uma vez que a redução de massa do veículo é continuamente uma meta de projeto.

Em Leitão (2015) o teste foi realizado com o mesmo veículo utilizado por Santos (2014) e que serviu de base para o desenvolvimento do modelo deste trabalho. O ensaio consistiu em içar o veículo a um metro de altura do solo, como mostrado na Figura 43, com o ponto de apoio alinhado com o CG do veículo, de modo a manter os quatro pneus à mesma distância do solo. Através de um mecanismo de soltura rápida o veículo inicia queda livre atingindo o solo a aproximadamente 4,5 m/s. Esta condição de queda reproduz uma das condições de esforços solicitantes mais comuns que os veículos Baja SAE se submetem durante as competições.

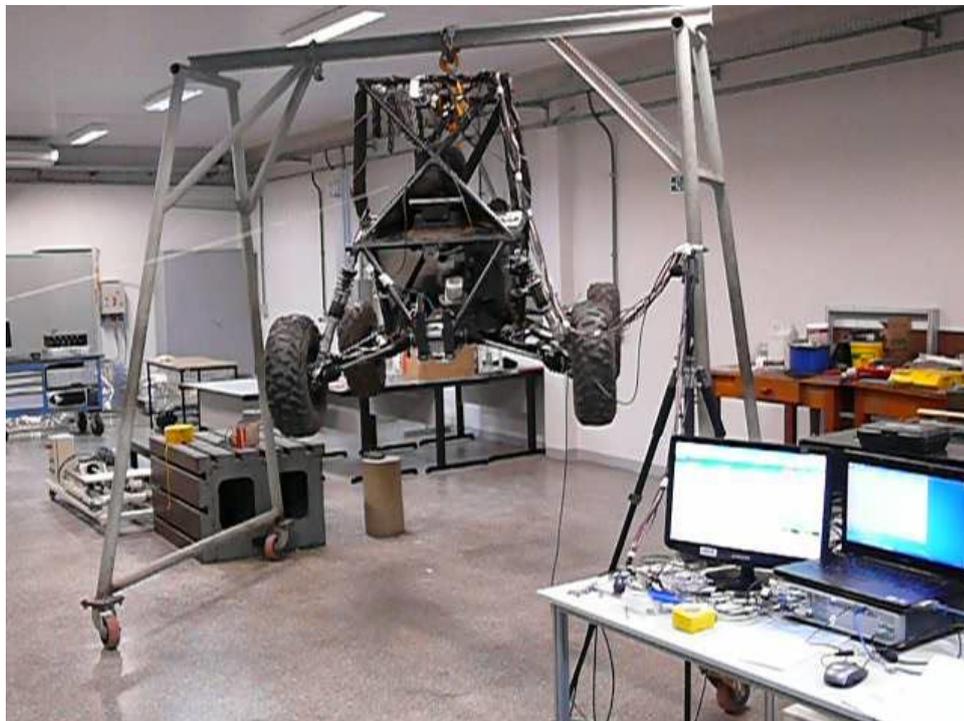


Figura 43: Montagem para teste de queda do veículo Baja.

A captação dos dados foi feita utilizando acelerômetros uniaxiais posicionados na extremidade superior do amortecedor e na manga de eixo. Entretanto, diferentemente do método mostrado no tópico anterior, os dados não foram observados como aceleração relativa entre os dois pontos

e sim como sinais separados. Em Leitão (2015) esses sinais foram nomeados “aceleração da massa não suspensa”, para o sinal medido no ponto inferior do conjunto mola-amortecedor, e “aceleração da massa suspensa”, para o sinal medido no ponto superior. A Figura 44 mostra fotos da montagem dos sensores no carro.



Figura 44: Montagem dos acelerômetros para teste de queda.

Para realizar a análise dos dados o sinal foi tratado com um filtro *smooth* e então apresentado no formato de aceleração [m/s^2] no tempo. A Figura 45 mostra o gráfico obtido durante o ensaio, expressando as acelerações nos dois pontos medidos na suspensão dianteira direita.

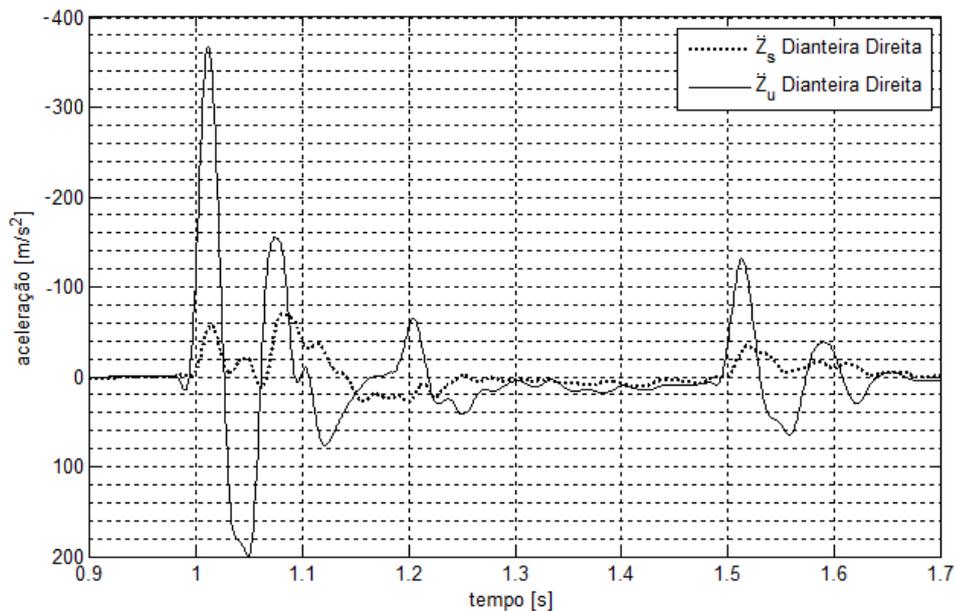


Figura 45: Sinal de aceleração medido no teste de queda.

Para reproduzir esse ensaio no ADAMS utilizou-se novamente a programação dos *testrigs* através de funções no tempo. Dessa vez todos os postes receberam entradas idênticas na forma de um degrau negativo com amplitude de um metro, como mostrado na Figura 46.

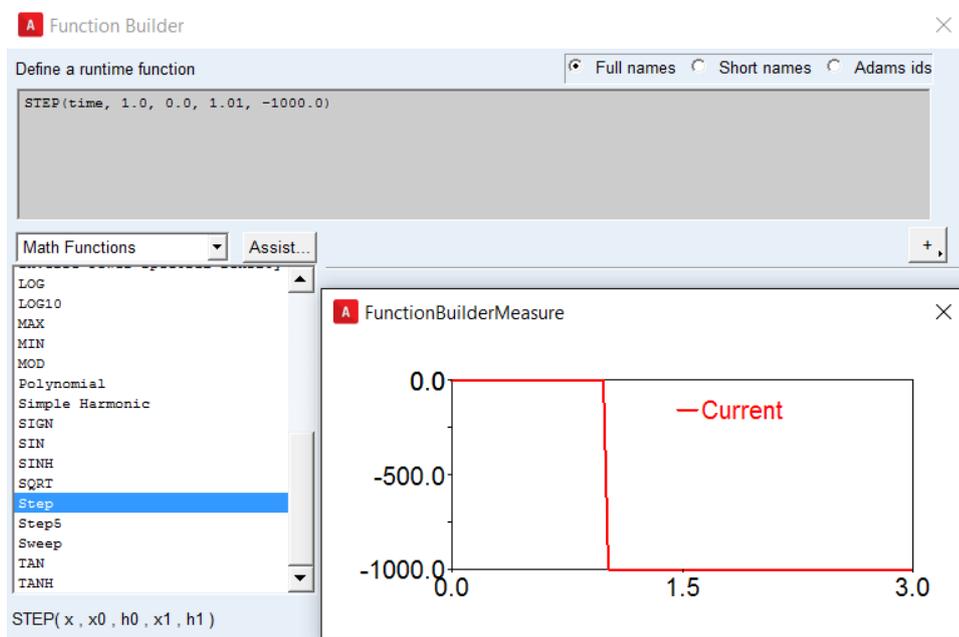


Figura 46: *Input* em forma de degrau para simulação em ADAMS do teste de queda.

A Figura 47 mostra o gráfico de aceleração versus tempo resultado da simulação. Assim como no ensaio esses dados são referentes a suspensão dianteira direita.

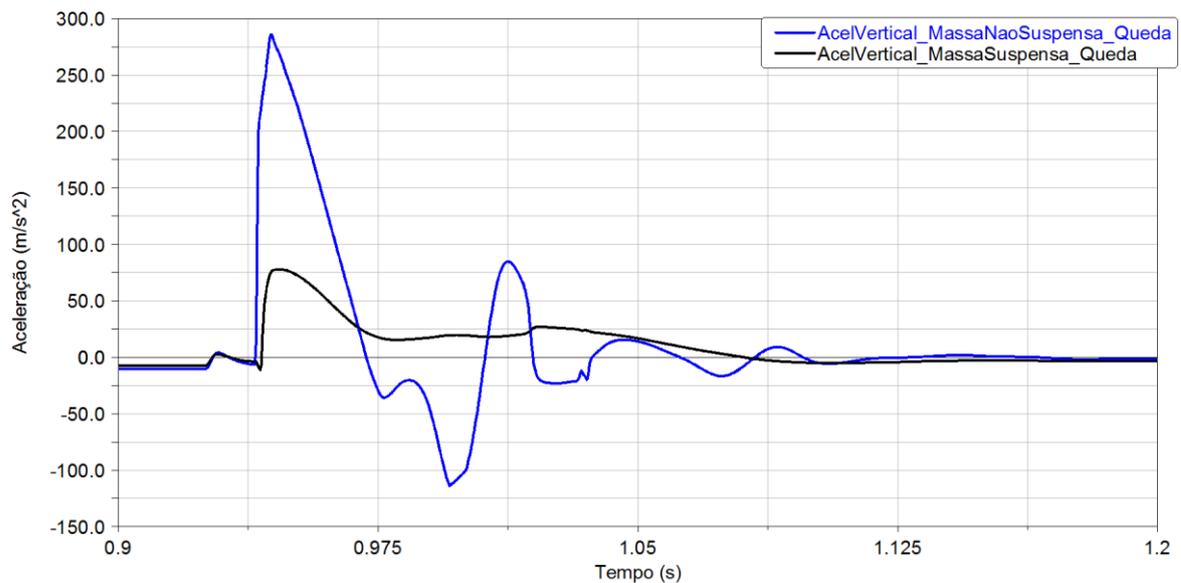


Figura 47: Resposta de aceleração calculada na simulação de queda.

Comparando-se os gráficos é possível observar a conformidade dos resultados. O sinal da massa não suspensa apresenta o mesmo número de oscilações e um erro no período de 15%. O sinal da massa suspensa apresenta erros maiores. No ensaio empírico a curva apresenta maiores irregularidades e mais oscilações do que foi calculado pelo modelo em ADAMS. Parte desse erro deve-se ao fato da queda teste não ser perfeitamente alinhada, com os pneus atingindo o solo em momentos diferentes. Apesar desse fato não alterar tão significativamente a aceleração das rodas, na massa suspensa observa-se o surgimento de oscilações de rolagem e arfagem, que interferem na medição.

Entretanto, como o objetivo do teste realizado por Leitão (2015) era obter os esforços solicitantes durante a queda, o dado mais crucial a ser analisado são os valores de pico de aceleração. Apesar da não conformidade com relação a oscilação da massa suspensa, os valores de pico de aceleração em ambos os casos foi próximo de 75 m/s^2 , com erro de apenas 3%. Os valores para a massa suspensa apresentaram um erro maior, com um máximo de 280 m/s^2 para o valor calculado e 360 m/s^2 para o medido.

Apesar dos resultados apresentarem disparidades ainda são indicadores importantes da confiabilidade do modelo na determinação das cargas solicitantes através de simulações de obstáculos. Nenhum dos erros encontrados na comparação apresentou diferenças na ordem de grandeza, o que reforça a proposta de usar o modelo para descobrir a magnitude dos esforços envolvidos em manobras ainda completamente desconhecidos pela Equipe EESC USP Baja SAE. Deste modo a ferramenta avança além dos estudos de suspensão para também auxiliar na melhoria de confiabilidade no cálculo estrutural dos futuros protótipos.

4.3 SIMULAÇÃO DE OBSTÁCULO BUMP-TRACK

A última simulação realizada com o modelo desenvolvido neste trabalho tem o objetivo de estudar a variação do contato do pneu com o solo durante a transposição de um obstáculo padrão de competições Baja SAE denominado *bump track*. A escolha dessa prova para realizar o estudo é devido ao fato dela apresentar obstáculos que exigem um *tuning* acurado quase exclusivamente da dinâmica vertical do veículo. Essa característica é anormal em pistas *off road*, cujos obstáculos geralmente exigem preparação de diversos fatores no carro para serem transpostos.

O evento de *bump track* se trata de uma prova de aceleração em linha reta em que o vencedor é o veículo que percorrer o traçado no menor tempo. A peculiaridade da prova é que a pista apresenta obstáculos verticais no formato de pequenas ondulações defasadas entre os lados direito e esquerdo. Detalhes das dimensões das ondulações e uma foto da pista de *bump track* são mostradas nas Figuras 48 e 49.

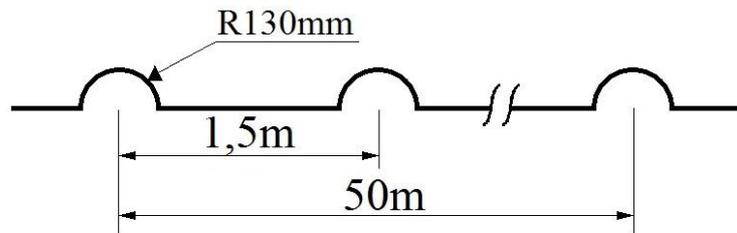


Figura 48: Geometria do obstáculo da prova de bump track.



Figura 49: Prova de bump track.

O desafio principal deste obstáculo está em otimizar a transferência do torque da transmissão para o pavimento. Entretanto, apesar de ser uma prova de aceleração, o principal ponto de melhoria não é o sistema de transmissão e sim a rigidez e o amortecimento do sistema de suspensão, através da tentativa de reduzir a variação da força normal do pneu durante a transposição das ondulações. Essa menor variação da força normal resulta em menor variação da aderência dos pneus com o pavimento e, conseqüentemente, em maior capacidade de aceleração. Em termos de *tuning* de suspensões fora de estrada esse procedimento é dito como melhorar a “cópia” do terreno.

Para realizar essa simulação no ADAMS utilizou-se a ferramenta de construção de perfis de pista. Importa-se para o programa dois vetores de mesmo tamanho contendo valores para a posição horizontal e para a elevação vertical. O programa então lê os vetores e constrói um perfil bidimensional do obstáculo, como mostrado na Figura 50. O uso dessa ferramenta é interessante pois como a função não foi definida no tempo, como feito nos capítulos anteriores, é possível configurar a velocidade com que o modelo irá percorrer o obstáculo. Outra vantagem desse método é que o *input* é feito separadamente para os lados do carro, sendo desnecessária a programação individual dos postes de atuação.

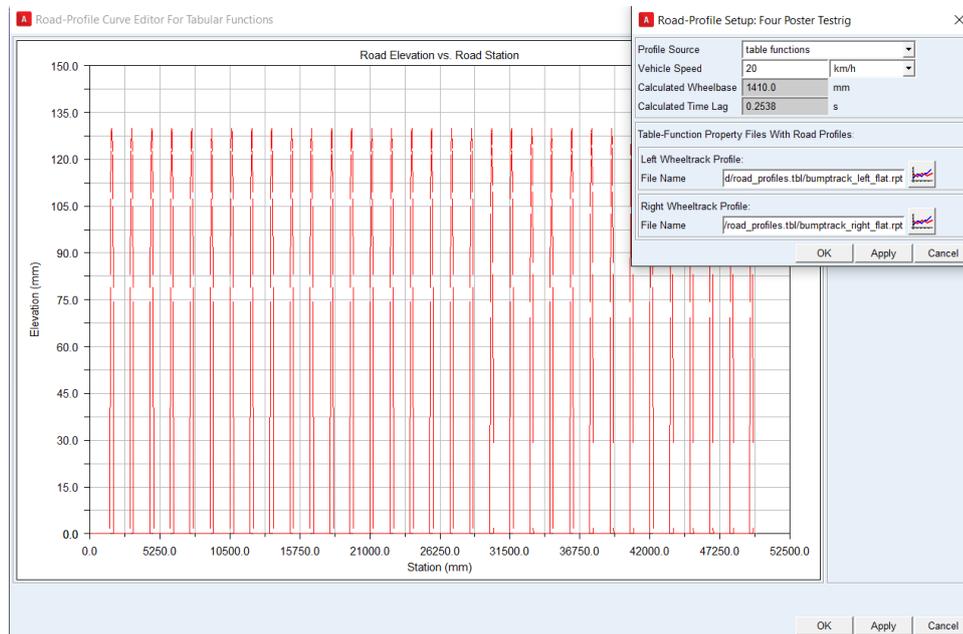


Figura 50: Input para simulação em ADAMS da prova de bump track..

A Figura 51 mostra o gráfico da força vertical no contato do pneu dianteiro direito versus o tempo, obtido com o modelo na configuração inicial de mola e amortecedor. Para quantificação da melhoria no desempenho será utilizado o valor RMS (sigla inglês para *root mean square*) da curva. Essa média quadrática serve como um indicador da variação absoluta da força de contato, e o objetivo do processo iterativo será minimizá-la.

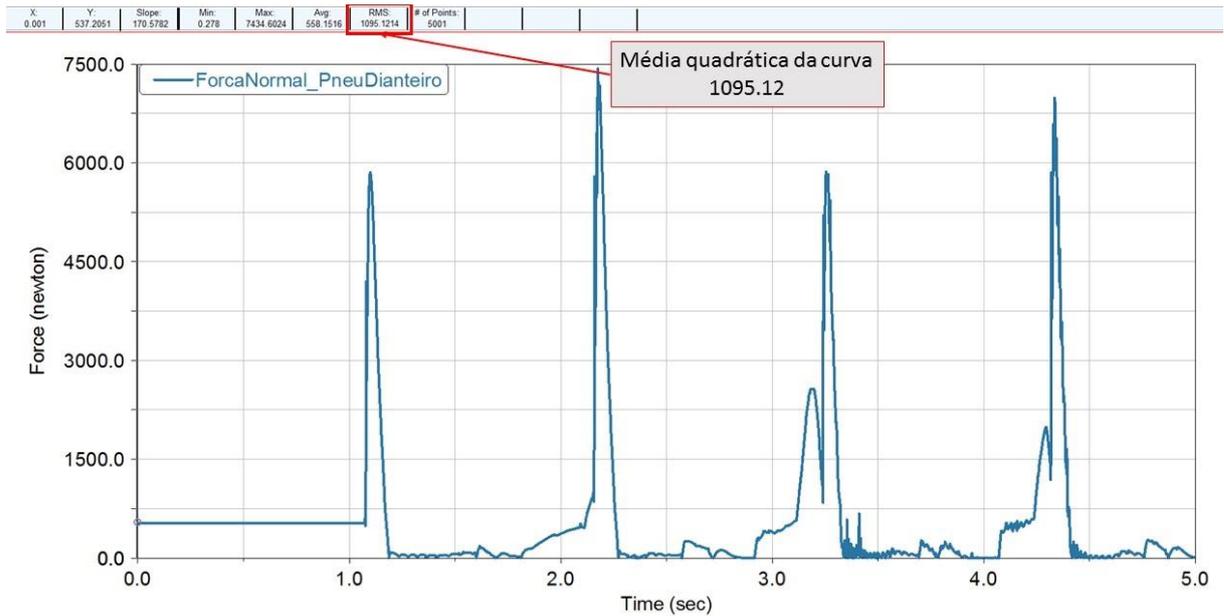


Figura 51: Força de contato no pneu dianteiro com a configuração inicial de suspensão.

Primeiramente foram simulados diversos valores de rigidez da mola, variando entre 2 e 30 N/mm. A Figura 52 apresenta os resultados da simulação em forma de um gráfico da variação RMS da força de contato para cada valor de rigidez testado. Ajustando os pontos através de uma linha de tendência polinomial de segundo grau é possível encontrar um ponto de mínimo. Deste modo, definiu-se o valor de 22 N/mm como melhor resultado.

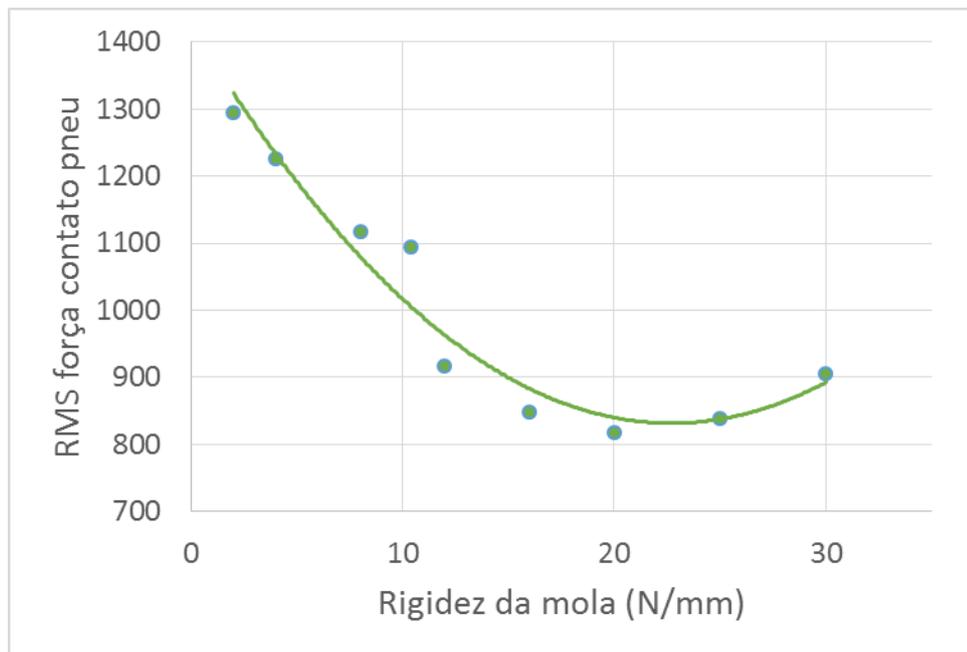


Figura 52: Variação RMS da força de contato no pneu para diferentes rigidezes de mola.

Posteriormente o procedimento foi repetido variando, separadamente, os valores do coeficiente de amortecimento em expansão e compressão. O gráfico da Figura 53 apresenta os resultados encontrados. Analisando as linhas ajustadas nos pontos, novamente polinômios de segundo grau, definiu-se como melhores valores os coeficientes de amortecimento 1,1 Ns/mm para a expansão e 1,4 Ns/mm para a compressão.

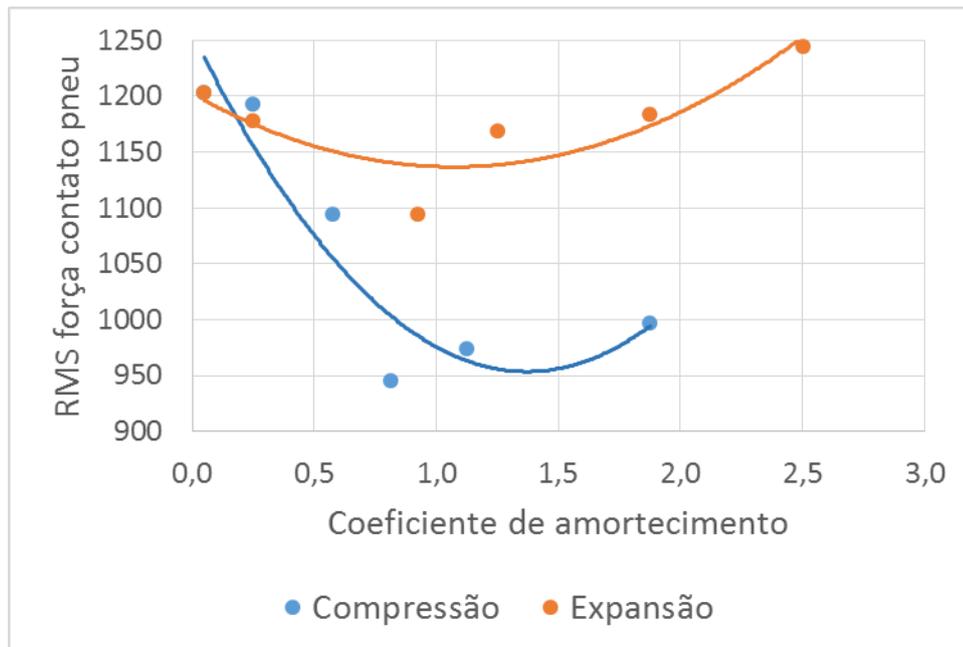


Figura 53: Variação RMS da força de contato no pneu para diferentes coeficientes de amortecimento.

O próximo passo foi combinar os melhores valores de rigidez de mola e coeficiente de amortecimento encontrados e repetir a simulação. A Figura 54 mostra o comparativo entre as configurações inicial e final.

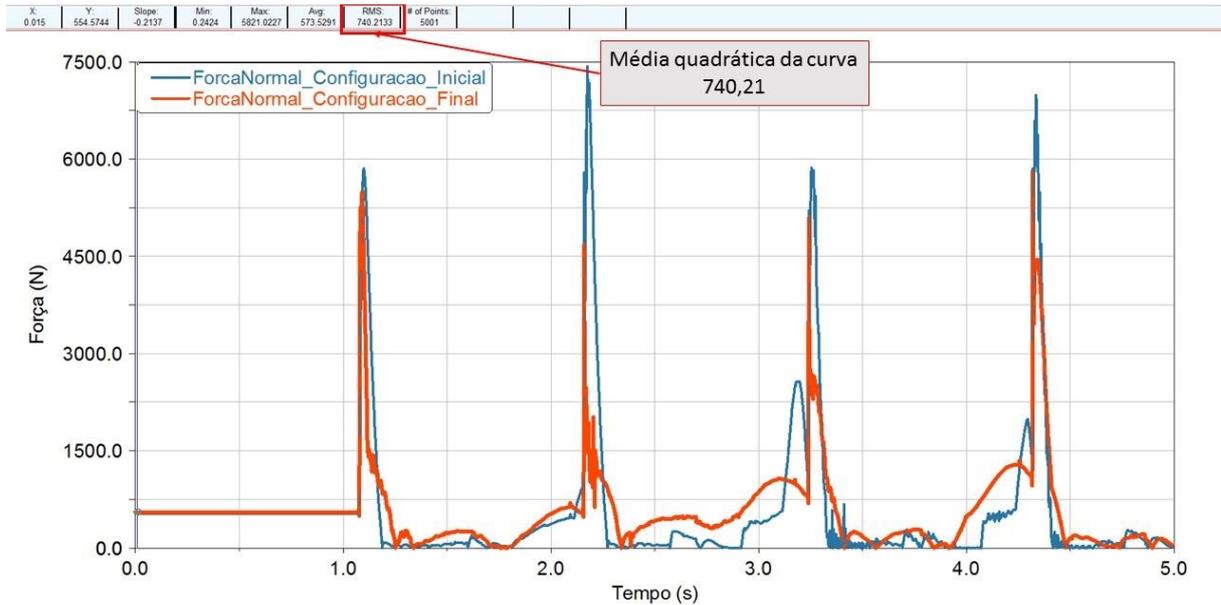


Figura 54: Força de contato no pneu dianteiro direito nas configurações de suspensão inicial e final.

Analisando os resultados obtidos é possível observar uma melhoria consistente na cópia do terreno apresentada pelo modelo. A curva laranja apresenta menos pontos de força nula, ou seja, o pneu com a configuração final perdeu contato com o solo por menos tempo do que foi calculado com a configuração inicial. Observando o indicador da variação RMS, o valor final obtido foi de 740,21 contra o inicial de 1095,12, uma melhoria de 32%. Esses valores indicam concretamente um aumento na capacidade de transferência de força do pneu para o pavimento, que na prática é traduzido como maior aceleração para o veículo. Entretanto, como o modelo foi construído sem elementos de *powertrain*, a quantificação direta desse ganho não é possível.

É importante ressaltar que as simulações comparativas apresentadas nos dois capítulos anteriores não são suficientes para validar quantitativamente o comportamento do modelo na simulação da prova de *bump track*. Deste modo, por mais que demonstrem coerência, é desconhecido o erro dos valores obtidos e eles não podem ser utilizados como quantificadores do desempenho do carro. Entretanto, sendo as simulações comparativas, é possível afirmar qualitativamente que haverá melhoria de desempenho no veículo real com a utilização da configuração do conjunto mola-amortecedor encontrada.

5 CONCLUSÃO

Retornando a proposta inicial do trabalho é possível concluir que os objetivos traçados foram alcançados, levantando-se importantes informações sobre o funcionamento do modelo e suas limitações. Devido a qualidade de alguns dos dados medidos e a simplificações adotadas durante o desenvolvimento do modelo algumas adaptações tiveram que ser feitas nas análises para que os resultados pudessem ser apresentados de forma coerente.

Referente ao objetivo inicial de construir um modelo em multicorpos para estudo de dinâmica vertical o resultado foi positivo. O modelo de veículo completo desenvolvido no programa ADAMS contém todos os principais elementos de massa, mola, amortecimento e geometria necessários para a representação do sistema de suspensão do protótipo modelo da Equipe EESC USP Baja SAE. Todas as variáveis relevantes para se realizar estudos de dinâmica vertical foram coletadas e adicionadas ao modelo.

O segundo objetivo proposto foi repetir testes reais com o veículo modelado. Foram reproduzidos dois experimentos bem documentados realizados com o veículo que serviu de base para este trabalho. Foi possível expressar os resultados medidos e os calculados no mesmo formato gráfico, tornando fácil a análise comparativa. Foram encontradas discrepâncias e erros de valor, mas no cenário geral o comportamento dinâmico calculado pelo modelo em multicorpos se mostrou coerente com o apresentado pelo veículo real.

O terceiro e último objetivo, de usar o modelo em multicorpos para estudar a melhoria do desempenho dinâmico vertical em um caso típico de solicitação da suspensão, também foi alcançado. Através da codificação de um obstáculo comum em competições de Baja SAE em um formato que o ADAMS pudesse utilizar como estímulo para o modelo, realizou-se um processo de simulação iterativo adotando-se como variáveis as rigidezes de mola e coeficientes de amortecimento. Definindo-se um fator comparativo quantitativo foi possível observar e medir a melhoria no desempenho do veículo.

A grande conquista do modelo desenvolvido, entretanto, é a versatilidade de usos que ele pode apresentar. Além de simulações comparativas e estudos de casos específicos, como apresentado neste trabalho, com os elementos atuais do modelo é possível realizar estudos mais abrangentes de dinâmica vertical, como simulações de pistas inteiras ou análises modais, estudos estruturais de esforços solicitantes ou estudos de conforto, como análises de acelerações no piloto.

Portanto, o cumprimento das propostas estabelecidas no início deste trabalho abre um leque de possibilidades para trabalhos futuros, alguns dos quais são citados a seguir.

- Realização de testes e sua repetição no programa buscando a validação do modelo, de modo que ele possa futuramente ser usado com confiança em simulações quantitativas.
- Adição de subsistemas de trem de força e freio no modelo para permitir simulações de manobras que envolvam aceleração com maior acuracidade.
- Testes de aderência com os pneus de ATV utilizados por veículos Baja buscando levantamento de valores confiáveis de aderência longitudinal e lateral, permitindo o uso do modelo para estudo dinâmicos triaxiais.
- Importação a partir de arquivos de CAD de geometrias de chassi e componentes de suspensão para estudos mais detalhados do cascadeamento dos esforços solicitantes.

Por fim é importante ressaltar que os resultados do trabalho atenderam as expectativas que motivaram a sua realização. O modelo construído pode ser usado pela Equipe EESC USP Baja SAE para melhorar a confiabilidade dos seus protótipos e para iniciar estudos dinâmicos que ainda não possuíam ferramenta coerente para serem realizados. O legado de melhoria contínua é, assim como os pioneiros automotivos citados no primeiro capítulo deste trabalho, a realização da função mais pura do engenheiro para com o seu meio.

REFERÊNCIAS

- [1] SANTOS, Gabriel Francisco dos. **Implementação de um sistema de aquisição de dados de tempo real para avaliação e validação de suspensões veiculares através de estimativa espectral e identificação de sistemas.** 2014. 148 f. TCC (Graduação) - Curso de Engenharia Elétrica, Universidade de São Paulo, São Carlos, 2014.
- [2] LEITÃO, Pedro Augusto Garcia de Albuquerque. **Identificação experimental de cargas de suspensão de veículo fora de estrada durante manobra de aterrissagem vertical.** 2015. 39 f. TCC (Graduação) - Curso de Engenharia Mecânica, Universidade de São Paulo, São Carlos, 2015.
- [3] SILVA, Maíra Martins da. **Análise de dirigibilidade de um veículo comercial leve em ambiente multicorpos considerando flexibilidade do quadro.** 2004. 120 f. Dissertação (Mestrado) - Curso de Engenharia Mecânica, Universidade de São Paulo, São Carlos, 2004.
- [4] SOARES, André Luis Vieira. **Análise de conforto e elastocinemática das suspensões de duplo estágio de um veículo e competição off-road em ambiente multicorpos.** 2005. 99 f. Dissertação (Mestrado) - Curso de Engenharia Mecânica, Universidade de São Paulo, São Carlos, 2005.
- [5] PERSEGUIM, Odilon Terreri. **Dinâmica veicular relativa ao ride de veículos e métricas para sua avaliação.** 2005. 221 f. Tese (Doutorado) - Curso de Engenharia Mecânica, Universidade de São Paulo, São Carlos, 2005.
- [6] BARRETO, Marco Antonio Zanussi. **Dinâmica longitudinal: efeitos da geometria de suspensão nas mudanças de atitude da massa suspensa e os esforços nos elementos da suspensão.** 2005. 128 f. Dissertação (Mestrado) - Curso de Engenharia Mecânica, Universidade de São Paulo, São Carlos, 2005.
- [7] GILLESPIE, Thomas D. **Fundamentals of Vehicle Dynamics.** Warrendale: SAE, 1992.
- [8] CRAIG JUNIOR, Roy R; KURDILLA, Andrew J. **Fundamentals of Structural Dynamics.** 2. ed. Danvers: Wiley, 1934.
- [9] MCCONVILLE, James B; MCGRATH, Joseph F. **Introduction to ADAMS Theory.** Ann Arbor: Mechanical Dynamics, Inc, 1998.

[10] NEGRUT, Dan; HARRIS, Brett. **ADAMS Theory in a Nutshell**. Ann Arbor: Department Of Mechanical Engineering, The University Of Michigan, 2001.

[11] FURLAN, Rodrigo. **A primeira corrida automobilística da história?** 2014. Disponível em: <<http://quatorrodas.abril.com.br/blogs/planeta-carro/2014/07/11/a-primeira-corrida-automobilistica-da-historia/>>. Acesso em: 11 jul. 2014.

[12] Disponível em: <<http://www.carroantigo.com/>>. Acesso em: jan. 2016.

[13] Disponível em:

<http://www.sharetechnote.com/html/DE_Modeling_Example_SpringMass.html>. Acesso em: jan. 2016.