

**UNIVERSIDADE DE CAXIAS DO SUL
CENTRO DE CIÊNCIAS EXATAS E TECNOLOGIA
CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA**

ADRIANO BOFF

**ANÁLISE DE SIMULAÇÃO NUMÉRICA COMPUTACIONAL PARA SUSPENSÃO
DE VEÍCULO COM MÚLTIPLOS GRAUS DE LIBERDADE**

CAXIAS DO SUL

2013

ADRIANO BOFF

**ANÁLISE DE SIMULAÇÃO NUMÉRICA COMPUTACIONAL PARA SUSPENSÃO
DE VEÍCULO COM MÚLTIPLOS GRAUS DE LIBERDADE**

Trabalho de conclusão de curso apresentado a disciplina de Estágio II (MEC0258A), no curso de Engenharia Mecânica da Universidade de Caxias do Sul, Centro de Ciências Exatas e Tecnologia como requisito parcial para obtenção do título de Bacharel em Engenharia Mecânica. Área de concentração: vibrações e modelos matemáticos.

Orientador: Prof. Dr. Leandro Luis Corso.
Co-orientador: Prof. Dr. Oscar Alfredo Garcia de Suarez.

CAXIAS DO SUL

2013

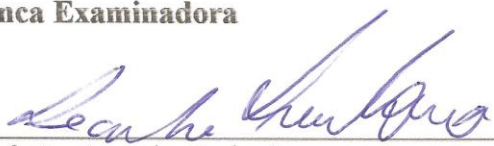
ADRIANO BOFF

**ANÁLISE DE SIMULAÇÃO NUMÉRICA COMPUTACIONAL PARA SUSPENSÃO
DE VEÍCULO COM MÚLTIPLOS GRAUS DE LIBERDADE**

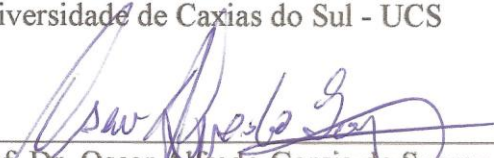
Trabalho de conclusão de curso apresentado a disciplina de Estágio II (MEC0258A), no curso de Engenharia Mecânica da Universidade de Caxias do Sul, Centro de Ciências Exatas e Tecnologia como requisito parcial para obtenção do título de Bacharel em Engenharia Mecânica. Área de concentração: vibrações e modelos matemáticos.

Aprovado em 22/11/2013.


Banca Examinadora



Prof. Dr. Leandro Luis Corso
Universidade de Caxias do Sul - UCS



Prof. Dr. Oscar Alfredo Garcia de Suarez
Universidade de Caxias do Sul - UCS



Prof. MS. Paulo Roberto Linzmaier
Universidade de Caxias do Sul - UCS

AGRADECIMENTOS

Agradeço em primeiro lugar a minha esposa Camila, a minha filha Lara e a toda minha família por me apoiarem nesta fase, como em todas as outras, com carinho, compreensão e confiança, auxiliando-me em todas as dificuldades e conquistas.

Ao Prof. Leandro Luis Corso, pela dedicação, parceria e excelência em suas orientações prestadas na elaboração deste trabalho, auxiliando-me no desenvolvimento de ideias e no aperfeiçoamento deste trabalho como um todo.

Ao Prof. Oscar Alfredo Garcia de Suarez, pelas sugestões, comentários, conhecimento e parceria, nos quais foram importantes para a execução deste trabalho.

Ao Prof. Paulo Roberto Linzmaier, pelo auxílio teórico prestado e parceria, que foram de suma importância para o desenvolvimento e complementação deste trabalho.

RESUMO

Este trabalho analisou o modelo matemático da suspensão veicular com múltiplos graus de liberdade e o modelo virtual de simulação utilizando a técnica dos sistemas multicorpos do SimMechanics, do Matlab/Simulink. Foram realizadas comparações entre as respostas obtidas dos modelos e verificadas as alterações nos parâmetros da modelagem computacional. Foi possível observar o comportamento do veículo de acordo com as irregularidades da pista e pela utilização de cenários.

Palavras-chaves: Modelo Matemático. Suspensão Veicular. Modelo Virtual. SimMechanics.

ABSTRACT

This paper analyzed the mathematical model of the vehicular suspension with multiples degrees of freedom and the virtual model of simulation using the technique of the SimMechanics multibody systems, of the Matlab/Simulink. Comparisons were accomplished between the answers obtained of the models and verified the changes in the parameters of the computational modeling. It was possible to observe the behavior of the vehicle according to the irregularities of the track and the use of scenarios.

Keywords: Mathematical Model. Vehicular Suspension. Virtual Model. SimMechanics.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Exemplos de feixe de molas parabólicas.	17
Figura 2 - Amortecedores de tubo duplo e tubo simples.	18
Figura 3 - Suspensão tipo MacPherson.	19
Figura 4 - Sistema de coordenadas do veículo segundo SAE J670.	20
Figura 5 - Modelo simplificado de 1/4 de veículo.	22
Figura 6 - Modelo completo de veículo com sete graus de liberdade.	24
Figura 7 - Diagrama de blocos do SimMechanics de veículo com 2 graus de liberdade.	28
Figura 8 - Fluxograma das atividades e forma de execução do método de trabalho.	32
Figura 9 - Diagrama de blocos do SimMechanics de veículo com 7 graus de liberdade.	34
Figura 10 - Bloco <i>Ground</i>	35
Figura 11 - Bloco <i>Machine Environment</i>	36
Figura 12 - Bloco <i>Prismatic</i>	37
Figura 13 - Bloco <i>Joint Spring & Damper</i>	37
Figura 14 - Bloco <i>Body</i> da massa não suspensa.	39
Figura 15 - Bloco <i>Body Spring & Damper</i>	39
Figura 16 - Bloco <i>Body Actuator</i>	40
Figura 17 - Bloco <i>Sine Wave</i>	41
Figura 18 - Bloco <i>Body Sensor</i>	42
Figura 19 - Diagrama de blocos do SimMechanics de 1/4 do veículo.	43
Figura 20 - Bloco <i>Body</i> da massa suspensa.	44
Figura 21 - Bloco <i>Bushing</i>	45
Figura 22 - Bloco <i>Joint Sensor</i>	46
Figura 23 - Comparativo entre gráficos da massa suspensa no eixo "z" para os modelos.	47
Figura 24 - Modelo virtual gerado pelo Simulink.	48
Figura 25 - Gráficos da massa suspensa nos eixos "y" e "x".	49
Figura 26 - Modelo virtual gerado pelo Simulink no cenário 1.	50
Figura 27 - Gráficos da massa suspensa no eixo "z" para o cenário 1.	51
Figura 28 - Gráficos da massa suspensa no eixo "y" para o cenário 1.	52
Figura 29 - Gráficos da massa suspensa no eixo "x" para o cenário 1.	53
Figura 30 - Modelo virtual gerado pelo Simulink no cenário 2.	54
Figura 31 - Gráficos da massa suspensa no eixo "z" para o cenário 2.	55
Figura 32 - Gráficos da massa suspensa no eixo "y" para o cenário 2.	56

Figura 33 - Gráficos da massa suspensa no eixo "x" para o cenário 2.57

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Quadro explicativo das solicitações e respostas na dinâmica veicular.	21
---	----

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

CG	Centro de Gravidade
MBS	Sistema Multicorpos (<i>Multibody System</i>)
PISMC	Controle Proporcional e Integral do Modo de Deslizamento (<i>Proportional Integral Sliding Mode Control</i>)
RBDO	Otimização Baseada em Confiabilidade (<i>Reliability Based Design Optimization</i>)
SAE	Sociedade de Engenheiros Automotivos (<i>Society of Automotive Engineers</i>)
SMC	Controle do Modo de Deslizamento (<i>Sliding Mode Control</i>)

LISTA DE SÍMBOLOS

$A1$	Amplitude da excitação no eixo dianteiro
$A2$	Amplitude da excitação no eixo traseiro
a	Distância do CG até o eixo dianteiro do veículo
Bs	Amortecimento da suspensão
b	Distância do CG até o eixo traseiro do veículo
c	Distância do CG até a parte inferior do veículo
d	Distância do CG até a parte superior do veículo
Cs	Amortecimento da suspensão
Ep	Excitação externa do veículo ou irregularidades do solo
f	Frequência da força
fn	Frequência natural não amortecida
fd	Frequência amortecida
Fb	Força atuante na massa suspensa
Fw	Força atuante na massa não suspensa
g	Aceleração da gravidade
Ixx	Momento de inércia no eixo $x - x$ (longitudinal)
Iyy	Momento de inércia no eixo $y - y$ (transversal ou lateral)
Izz	Momento de inércia no eixo $z - z$ (vertical)
Ks	Rigidez da mola principal da suspensão
Kt	Rigidez do pneu
Ku	Rigidez do pneu
$L1$	Período da excitação dianteira
$L2$	Período da excitação traseira
M	Massa suspensa
Ms	Massa suspensa
Mu	Massa não suspensa
m	Massa não suspensa
r	Raio da roda e pneu do veículo
RR	Rigidez equivalente da suspensão
t	Tempo
t_{dif}	Tempo que os pneus traseiros demoram em chegar à posição dos dianteiros

V	Velocidade do veículo
w	Distância entre a roda da esquerda até a roda da direita
x	Deslocamento no eixo longitudinal da massa suspensa
y	Deslocamento no eixo transversal ou lateral da massa suspensa
z	Deslocamento no eixo vertical da massa suspensa
\dot{z}	Velocidade no eixo vertical da massa suspensa
\ddot{z}	Aceleração no eixo vertical da massa suspensa
z_u	Deslocamento no eixo vertical da massa não suspensa
\dot{z}_u	Velocidade no eixo vertical da massa não suspensa
z_r	Deslocamento no eixo vertical do solo ou pista
ζs	Razão de amortecimento
φ	Deslocamento angular longitudinal
$\dot{\varphi}$	Velocidade angular longitudinal
$\ddot{\varphi}$	Aceleração angular longitudinal
θ	Deslocamento angular transversal ou lateral
$\dot{\theta}$	Velocidade angular transversal ou lateral
$\ddot{\theta}$	Aceleração angular transversal ou lateral

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	14
1.1	JUSTIFICATIVA.....	14
1.2	OBJETIVOS.....	15
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	16
2.1	COMPONENTES DO SISTEMA DE SUSPENSÃO	16
2.2	PRINCIPAIS TIPOS DE SUSPENSÃO VEICULAR	18
2.3	DINÂMICA VEICULAR	20
2.4	MODELAGEM MATEMÁTICA DE UMA SUSPENSÃO	22
2.5	SIMULAÇÃO NA ANÁLISE DA DINÂMICA VEICULAR UTILIZANDO DIAGRAMA DE BLOCOS	27
3	MÉTODO DE TRABALHO	30
3.1	PROBLEMA DO TRABALHO	30
3.2	MODELO MATEMÁTICO DE SUSPENSÃO VEICULAR	30
3.3	MODELO NO SIMULINK DA SUSPENSÃO DE VEÍCULO.....	31
3.4	ATIVIDADES DESENVOLVIDAS	31
4	DESENVOLVIMENTO DO MODELO E SIMULAÇÃO	33
4.1	INTRODUÇÃO AO MODELO	33
4.2	MODELO DE SUSPENSÃO DE VEÍCULO COMPLETO NO SIMULINK.....	33
4.3	OS BLOCOS DO SIMMECHANICS/SIMULINK PARA O MODELO	35
4.4	SIMULAÇÃO E RESULTADOS OBTIDOS	46
4.5	CRIAÇÃO DE CENÁRIOS	50
4.5.1	Cenário 1: veículo com perda da calibração do pneu frontal esquerdo.....	50
4.5.2	Cenário 2: veículo com efeito de aceleração lateral no lado esquerdo	54

4.6	CONSIDERAÇÕES PARCIAIS A RESPEITO DO CAPÍTULO QUATRO.....	57
5	CONCLUSÃO	59
5.1	CONSIDERAÇÕES FINAIS	59
5.2	SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS	60
	REFERÊNCIAS	61

1 INTRODUÇÃO

No contexto mundial, o setor automobilístico gera grande impacto no que diz respeito a evolução tecnológica, seu avanço acelerado modifica economias e propaga conceitos e conhecimentos. Conforme Carvalho (2008, p. 441), a crescente concorrência na indústria automobilística é função do uso intenso da tecnologia, pela redução do tempo de desenvolvimento do produto e pela utilização dos mais diversos tipos de modelos. No entanto, são incorporados cada vez mais atributos e capacidades, além da segmentação dos mercados existentes para atingir outros nichos de mercado.

Hoje no Brasil, devido ao elevado consumo de veículos e as grandes possibilidades de crescimento e desenvolvimento, empresas mundiais na área automotiva buscam instalar-se no território e seus projetos estão sendo destinados ao nosso país. Estas ações demandam tempo, funcionários especializados e orçamentos elevados para sua concretização e de acordo com Quintella, Rocha e Alves (2005, p. 335), o setor automotivo no Brasil possui unidades de produção de todos os principais fabricantes, além de ser o país com a maior variedade de marcas de veículos no mundo. Uma das tendências para este setor é a modularização do produto devido a crescente terceirização, onde o desenvolvimento do projeto passa a ser uma atividade do fornecedor. Portanto, o desenvolvimento de produtos é algo complexo e que possui várias etapas a serem planejadas, implementadas e controladas com o objetivo de minimizar os erros.

Os modelos matemáticos e as pesquisas científicas contribuem com as instituições de ensino que podem auxiliar as empresas. Para que esta parceria obtenha sucesso é necessária à integração dos conhecimentos teóricos com as aplicações práticas que podem ser desenvolvidas nas empresas e laboratórios. Com pesquisa e desenvolvimento são fortalecidos a indústria e o ensino, tendo por consequência o surgimento de inovações tecnológicas.

A elaboração de simulações virtuais que utilizem situações semelhantes com as que ocorrem em veículos reais é uma das metas dos engenheiros para o nosso cotidiano. Logo, buscam a redução do tempo de desenvolvimento dos produtos, o que acelera a chegada deste ao mercado e aos consumidores.

1.1 JUSTIFICATIVA

Este trabalho foi desenvolvido com o intuito de analisar e ampliar os conhecimentos em suspensões veiculares utilizando a simulação numérica e os modelos matemáticos para

compreender os possíveis efeitos gerados pelas oscilações da pista sobre o veículo. Há também a necessidade de estudar um modelo computacional flexível para simular estes modelos, como é o caso do Simulink.

1.2 OBJETIVOS

O presente trabalho tem por objetivo geral a implementação computacional de suspensão de veículo com múltiplos graus de liberdade por meio da simulação numérica, com a finalidade de explorar as ferramentas computacionais e visualizar a aplicação da mesma dentro da engenharia mecânica.

Para atingir o objetivo geral foram estabelecidos os seguintes objetivos específicos:

- a) Realizar a revisão bibliográfica de trabalhos que apliquem simulação numérica e computacional em suspensões;
- b) Definir o modelo matemático de suspensão a ser utilizado;
- c) Analisar o modelo matemático para o veículo com base nos graus de liberdade que serão atribuídos;
- d) Avaliar as respostas da simulação computacional para determinadas condições de aplicação da suspensão do veículo;
- e) Propor alterações no modelo com base na criação de cenários na simulação computacional.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

O conteúdo abordado neste capítulo foi sobre os principais elementos e tipos de suspensões, aspectos fundamentais, estudo da dinâmica envolvida, os graus de liberdade e a utilização da simulação numérica computacional utilizando o SimMechanics/Simulink do Matlab. Desta maneira estes tópicos utilizaram informações necessárias para o desenvolvimento do trabalho.

2.1 COMPONENTES DO SISTEMA DE SUSPENSÃO

Conforme Viveros (2010) e Uhlmann (2009), a principal função do sistema de suspensão do veículo é absorver as vibrações das rodas para obter estabilidade, controle e conforto do veículo. Os principais componentes da suspensão são as molas metálicas ou bolsas de ar e os amortecedores. Estes devem ser organizados de forma que suportem a massa suspensa e proporcionem o contato adequado dos pneus com o solo. Portanto, nas variações de carga, forças longitudinais e forças laterais, além isolar o chassi do veículo das irregularidades a serem transmitidas pelo solo evitando seu rolamento.

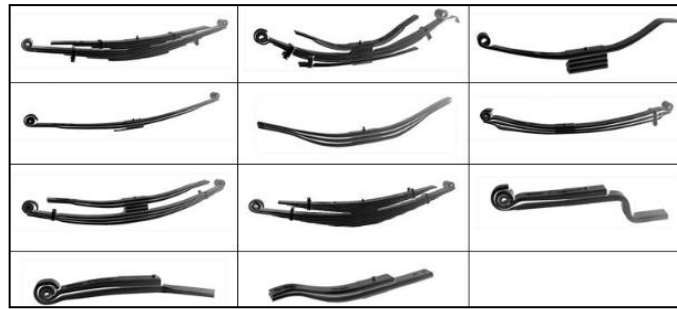
A mola, ou elemento elástico para Uhlmann (2009), é o principal componente da suspensão de um veículo por ser responsável por absorver e minimizar as oscilações que seriam transmitidas pelo solo como impactos, emitindo para a carroceria apenas a força correspondente a sua deflexão.

As molas tipo feixe de lâminas ou semi-elíptica, convencional ou trapezoidal, são formadas por várias lâminas metálicas sobrepostas sendo construtivamente simples, robustas e de baixo custo de acordo com Freitas Jr. (2006). Contudo, possuem elevado atrito interno gerado pelo escorregamento das lâminas.

Segundo Viveros (2010), este tipo de mola é dividido em dois grupos principais: as longitudinais utilizadas apenas em eixos rígidos e as transversais que atuam em ambos os lados do eixo e que já foram utilizadas em suspensões de rodas independentes.

Um adicional a este tipo de mola foi o acréscimo de pastilhas redutoras de atrito entre as lâminas e nos pontos de contato das mesmas conforme Freitas Jr. (2006). Outro modelo é a semi-elíptica parabólica, descrita assim devido a geometria das lâminas. Possui menos lâminas e pastilhas redutoras de atrito, perde rigidez vertical, mas não compromete a rigidez lateral. Este tipo de mola abordado acima tem geometrias variadas conforme demonstrado na Figura 1.

Figura 1 - Exemplos de feixe de molas parabólicas.



Fonte: Catálogo Rassini-NHK (2008).

As molas do tipo espiral ou helicoidal podem variar em seu diâmetro de arame e passo produzindo uma ação elástica progressiva, aponta Viveros (2010). Também enfatiza sobre o peso e espaço reduzidos com a utilização destas molas, bem como a fácil manutenção.

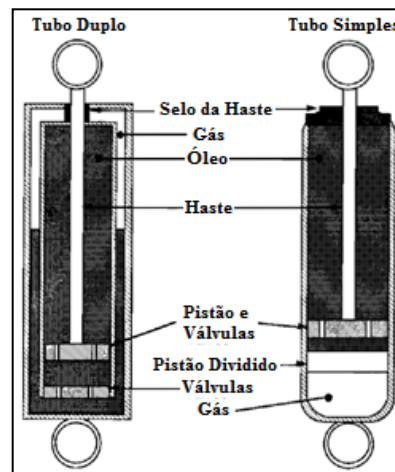
A mola helicoidal cilíndrica linear é a mais comum entre as deste grupo de acordo com Freitas Jr. (2006). A direção de atuação da carga na mola coincide com o seu eixo geométrico teórico e sua curva de rigidez é linear. A constante de rigidez utilizada por Lira et al. (2012) e Suaib e Sam (2008), situa-se na faixa de 8000 a 12000 N/m.

Melhores resultados em questão de conforto só são obtidos com suspensões de molas pneumáticas e/ou sistemas ativos de suspensão, de acordo com Freitas Jr. (2006). Porém as molas helicoidais tipo barril que possuem arame cônico e formato de barril, necessitam menor espaço de montagem e menor variação de altura para um mesmo carregamento em relação as convencionais. Estas molas possuem sua curva de rigidez progressiva, ou seja, não linear. Entretanto, as molas helicoidais com carga lateral, geram força em uma direção que forma um ângulo em relação ao seu eixo geométrico, produzindo assim forças radial e axial. Estas molas foram desenvolvidas para a suspensão tipo MacPherson com a finalidade de anular ou reduzir a força lateral que o amortecedor recebe nesta configuração de suspensão.

Conforme Consoli (2007), as molas pneumáticas também chamadas de bolsas de ar são capazes de suportar grande carga e sofrer pequena deflexão devido a compressibilidade do gás sob pressão e da elasticidade da bolsa de elastômero que o comprime. A frequência natural é quase constante e independente da carga aplicada oferecendo as melhores características dinâmicas sobre variadas condições. Pode haver redução de peso e espaço quando comparado a molas convencionais, porém seu custo é alto devido ao seu sistema como um todo, é sensível as variações de temperatura em função das propriedades do ar comprimido e sua rigidez varia com a carga dificultando a elaboração de modelos matemáticos.

Os amortecedores exercem a função de controladores das ações e reações das molas, conforme abordagem de Viveros (2010), permitindo a compressão das molas e não oferecendo resistência a este movimento, mas quando a mola sofrer distensão, atenuará o movimento. Seu principal fator é o coeficiente de amortecimento, que no trabalho de Lira et al. (2012) utilizou-se valores na faixa de 800 a 1200 Ns/m, valores usados também por Canale, Alvarenga e Viveros (2009) e Suaib e Sam (2008). Freitas Jr. (2006), fala que o principal tipo de amortecedor é o hidráulico telescópico que pode ser de tubo simples ou de tubo duplo, conforme Figura 2, que muda basicamente na acomodação do volume inserido da haste.

Figura 2 - Amortecedores de tubo duplo e tubo simples.



Fonte: adaptado de GILLESPIE (1992).

Segundo Freitas Jr. (2006), a rigidez radial dos pneus (Kt) para veículos de passeio situam-se entre 150 e 250 N/mm. Em uma análise de dinâmica vertical são características importantes a deflexão radial estática e a velocidade de deflexão dinâmica dos pneus que resultam em força vertical. O amortecimento vertical dos pneus muitas vezes pode ser desprezado, pois é muito abaixo do valor do amortecimento principal. A movimentação entre pneu e solo e o atrito entre estes geram forças que são funções da velocidade do veículo, movimentação da suspensão, tipo de pneu, pressão de enchimento, etc.

2.2 PRINCIPAIS TIPOS DE SUSPENSÃO VEICULAR

De acordo com Freitas Jr. (2006), os sistemas de suspensão e seus respectivos componentes são de extrema importância para os estudos da dinâmica veicular. Desta forma

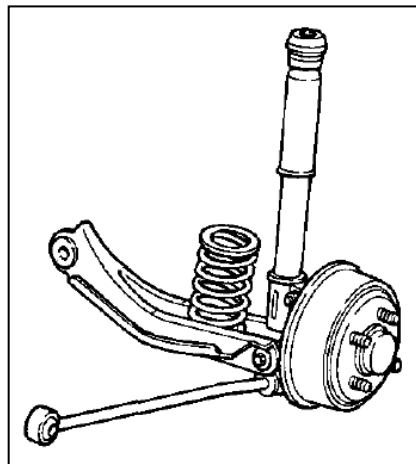
serão apresentados abaixo vários tipos de suspensão que ao longo dos anos foram sofrendo variações devido a busca por maior conforto e segurança dos passageiros.

Para Uhlmann (2009), nas suspensões passivas os parâmetros de rigidez e amortecimento são constantes com o tempo, mas tendo a possibilidade de variar com o movimento. Estas suspensões não recebem energia para seu funcionamento.

Neste tipo de suspensão Gillespie (1992), explica sobre os modelos de eixos rígidos e os de suspensões independentes, onde neste último o movimento vertical de uma roda não interfere no movimento da roda oposta, sendo estas situadas no mesmo eixo.

Conforme Freitas Jr. (2006) e Gillespie (1992), os principais modelos de suspensões independentes passivas são os de braço de arrasto, bandeja dupla ou braço curto e longo, multi-barra, semi-braço de arrasto, braço oscilante e a suspensão tipo MacPherson, Figura 3, sendo esta última a mais utilizada atualmente na dianteira de veículos de passeio com tração na dianteira.

Figura 3 - Suspensão tipo MacPherson.



Fonte: adaptado de GILLESPIE (1992).

Para as suspensões de altura constante Uhlmann (2009), explica que este tipo de suspensão é um primeiro estágio de automação onde um sensor de altura mantém a altura do veículo constante devido a uma auto correção no elemento elástico, fazendo com que o veículo retorne a posição inicial. Estas suspensões normalmente são pneumáticas.

Segundo Uhlmann (2009), as suspensões semi-ativas, ao ser alterado por comando externo o suprimento de energia, os parâmetros de rigidez e amortecimento podem ser modificados rapidamente em função das condições de rodagem, mas a volta para os parâmetros iniciais pode não ser obtida de forma rápida.

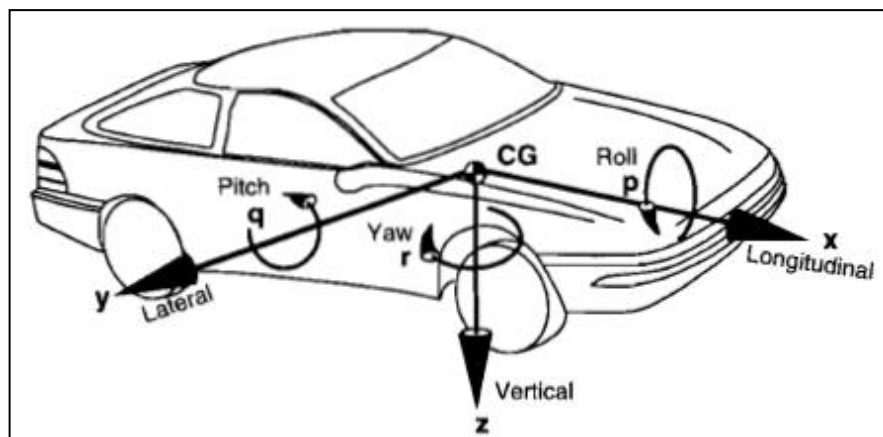
Conforme Uhlmann (2009) e Corrêa (2011), as suspensões ativas possuem um atuador controlado eletronicamente qual trabalha junto com a mola e o amortecedor com a principal função de produzir forças de acordo com a necessidade da suspensão por meio da leitura das acelerações da massa suspensa e da não suspensa, minimizando as acelerações verticais.

2.3 DINÂMICA VEICULAR

Segundo Gillespie (1992), a dinâmica veicular ocorre devido ao movimento do veículo e conforme as forças e reações exercidas sobre este. De acordo com Freitas Jr. (2006), para esta aplicação, podemos analisar cada tipo de suspensão utilizando o modelo simplificado, também chamado de clássico ou de 1/4 de veículo por meio da comparação dos resultados analíticos com os obtidos com o protótipo virtual.

Para fins de padronização, quando se trabalha com dinâmica veicular, é importante adotar um sistema de coordenadas como referência, explicação dada por Uhlmann (2009). Desta maneira, o sistema de coordenadas que será utilizado neste trabalho será conforme a norma SAE (*Society of Automotive Engineers*) J670, apresentado na Figura 4.

Figura 4 - Sistema de coordenadas do veículo segundo SAE J670.



Fonte: GILLESPIE (1992).

Na Figura 4 os elementos mostrados são descritos por Uhlmann (2009), como as três translações (x, y, z) e as três rotações em seus respectivos eixos no veículo, este poderá ser modelado como um corpo rígido de seis graus de liberdade. A origem deste sistema encontra-se no CG (centro de gravidade) do veículo. Segundo Wong (2001), o quadro explicativo da Figura 4, mostrado na Tabela 1, identifica as solicitações e respostas na dinâmica veicular.

Tabela 1 - Quadro explicativo das solicitações e respostas na dinâmica veicular.

Eixo	Dinâmica	Solicitação Externa	Reação do veículo
x	Longitudinal	Aceleração e desaceleração	Translação e oscilação (<i>surging</i> em inglês) ao longo do eixo x
		Realização de uma curva	Efeito de rolagem (<i>roll</i> em inglês) que é rotação ao redor do eixo x (plano yz)
y	Transversal	Realização de uma curva	Translação e oscilação (<i>lurching</i> em inglês) ao longo do eixo y quando o veículo sai de frente ou de traseira (derrapagem)
		Aceleração e desaceleração	Efeito de arfagem (<i>pitch</i> em inglês) que é rotação ao redor do eixo y (plano xz)
z	Vertical	Oscilações do terreno	Efeito de cavalgada ou salto (<i>bounce</i> em inglês) que é a oscilação ao longo do eixo z quando o veículo passa por uma oscilação do terreno
		Realização de uma curva	Efeito de guinada (<i>yaw</i> em inglês) que é a rotação ao redor do eixo z (plano xy) quando o veículo sai de frente ou de traseira (derrapagem)

Fonte: adaptado de WONG (2001).

De acordo com Freitas Jr. (2006), nos estudos de dinâmica vertical analisa-se as reações sobre o veículo e seus ocupantes quando submetidos a excitações provocadas por diversas vibrações, externas e internas, durante a movimentação do veículo em uma determinada velocidade. No que diz respeito a dinâmica vertical, são de relevante importância: o deslocamento e aceleração do centro de gravidade das massa suspensa e não suspensa do veículo em relação ao eixo vertical; a rotação ao redor do eixo lateral ou transversal (arfagem); a rotação ao redor do eixo longitudinal (rolagem); o deslocamento do centro da roda; e o deslocamento e velocidade da suspensão.

Para Freitas Jr. (2006), a resposta dinâmica do veículo pode ser caracterizada pelas reações das entradas do sistema que são as fontes de excitação como a pista (externa), rodas, pneus, transmissão e motor (internas), das saídas como a vibração da carroceria que geralmente é de maior importância.

A influência da rigidez da suspensão, de acordo com Freitas Jr. (2006), nos veículos de passeio, está na fixação da constante elástica da mola para que a frequência natural não amortecida da massa suspensa fique próximo a 1 Hz devido ao aumento da aceleração transmitida para esta massa em frequências maiores. E como abordado anteriormente sobre a rigidez dos pneus (Kt) na faixa de 150 a 250 N/mm outros autores como Creed, Kahawatte e Varnhagen (2010); e Suaib e Sam (2008), confirmam esta faixa de aplicação em seus trabalhos.

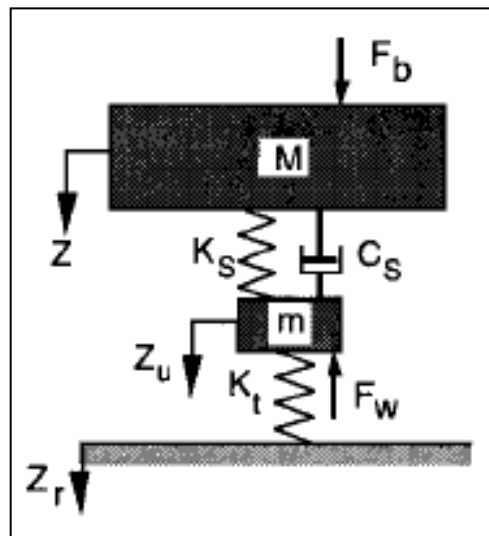
Na questão sobre a influência do amortecimento da suspensão, Freitas Jr. (2006), afirma que para valores de razão de amortecimento (ζs) entre 0,2 e 0,4 os valores de

frequência natural amortecida e não amortecida ficam praticamente iguais. Desta forma, a função principal do amortecedor é dissipar a energia armazenada no sistema de suspensão devido à passagem por algum obstáculo. Entretanto os amortecedores reais devem ser considerados como elementos de características não lineares devido suas diferenças de amortecimento na tração e na compressão. De acordo com Gillespie (1992), o valor ótimo de razão de amortecimento para a maior parte veículos sendo por volta de 0,4, sendo que para um bom nível de conforto a relação deve ficar entre 0,2 e 0,4 .

2.4 MODELAGEM MATEMÁTICA DE UMA SUSPENSÃO

O modelo simplificado ou clássico com 1/4 de veículo da Figura 5 trata-se de um sistema de suspensão de dois graus de liberdade conforme relatado por Freitas Jr. (2006).

Figura 5 - Modelo simplificado de 1/4 de veículo.



Fonte: GILLESPIE (1992).

Segundo Freitas Jr. (2006), as limitações deste modelo podem influenciar nos resultados obtidos em função de não ser contemplada a geometria dos componentes, bem como a omissão de alguns itens, além de ser apenas linear, contempla parciais características dos componentes. Outro limitante deste sistema é que a rigidez do pneu (K_t), a rigidez da mola principal da suspensão (K_s) e o amortecimento da suspensão (C_s) são lineares.

As equações abaixo fazem parte da resolução inicial do modelo simplificado com 1/4 de veículo conforme Creed, Kahawatte e Varnhagen (2010); Dowds e O'Dwyer (2005); Freitas Jr. (2006); e Gillespie (1992).

Na equação 1, a primeira frequência natural, não amortecida (fn) e na equação 3 a amortecida (fd), para um sistema linear, estão em função da rigidez equivalente da suspensão (RR), da massa suspensa (M) e da razão de amortecimento (ζs), onde o valor de RR é expresso pela equação 2 e o de ζs pela equação 4.

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

$$RR = \frac{Ks \times Kt}{Ks + Kt} \quad (2)$$

$$fd = fn \sqrt{1 - \zeta s^2} \quad (3)$$

$$\zeta s = \frac{Cs}{\sqrt{4 \times Ks \times M}} \quad (4)$$

O valor de RR é função da rigidez da mola principal da suspensão (Ks) e da rigidez do pneu (Kt), já ζs é função do amortecimento da suspensão (Cs), de Ks e de M . Portanto, expõe Freitas Jr. (2006), as equações do modelo simplificado de 1/4 de veículo conforme a segunda lei de Newton expressas abaixo pelas equações 5 e 6. Portanto, são as equações para a massa suspensa (M - massa da carroceria completa) e para a massa não suspensa (m - massa do eixo e a massa da roda):

$$M \ddot{z} = Fb - Ks(z - zu) - Cs(\dot{z} - \dot{z}u) \quad (5)$$

$$m \ddot{z}u = -Fw - Kt(zu - zr) - Ks(zu - z) - Cs(\dot{z}u - \dot{z}) \quad (6)$$

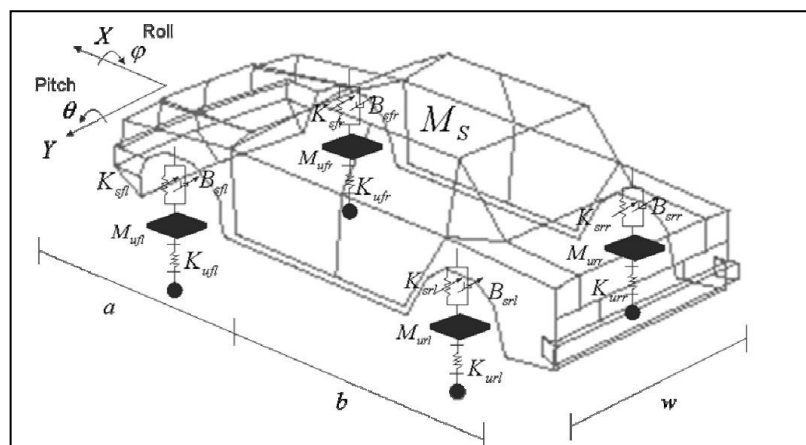
Nas equações 5 e 6, z é o deslocamento da massa suspensa, zu é o deslocamento da massa não suspensa, zr é o deslocamento da pista, Fb é a força atuante sobre a massa suspensa e Fw é a força atuante na massa não suspensa.

No modelo completo de veículo ou com múltiplos graus de liberdade, Corrêa (2011); Creed, Kahawatte e Varnhagen (2010); e Dowds e O'Dwyer (2005), fazem a dedução das equações para este modelo, porém o modelo de base adotado para este trabalho foi o de sete graus de liberdade adotado no trabalho de Lira et al. (2012) e Corrêa (2011), com as equações 7, 8, 9, 10, 11, 12, 13, 14 e 15, sendo que este modelo matemático foi simulado

computacionalmente no Simulink/SimMechanics do Matlab. Lira et al. (2012), abordam as características para este modelo de veículo completo em um sistema linearizado de sete graus de liberdade composto de uma massa suspensa referente a carroceria que está ligada a quatro massas não suspensas referente as rodas da dianteira esquerda e direita e as da traseira esquerda e direita. A massa suspensa está livre para os movimentos de rotação no eixo lateral ou transversal (*pitch*), rotação no eixo longitudinal (*roll*) e movimento vertical enquanto as quatro massas não suspensas estão livres para movimentos verticais (*bounce*). As suspensões que fazem a ligação entre a massa suspensa e as massas não suspensas foram consideradas com amortecimento linear viscoso e elementos de mola, já os pneus foram adotados como molas sem amortecimento. As rotações da carroceria variam em pequenos ângulos para simplificar o modelo. As irregularidades da pista foram consideradas iguais no conjunto das rodas frontais e no conjunto das rodas traseiras conforme as equações 7 e 8.

De acordo com Dowds e O'Dwyer (2005), a Figura 6 mostra um modelo de sistema de suspensão passiva para um veículo completo, incluindo todos os efeitos descritos na Tabela 1. Portanto, as equações de movimento e excitação externa conforme Lira et al. (2012) e Corrêa (2011), foram desenvolvidas pelo balanço de forças para o modelo definido e são apresentadas pelas equações 7 e 8.

Figura 6 - Modelo completo de veículo com sete graus de liberdade.



Fonte: LIRA et al. (2012).

Na equação 7, $Ep(\text{dianteiros})$ é a irregularidade do solo no rodado dianteiro ou fonte de excitação externa do veículo que está em função da amplitude de excitação no eixo dianteiro ($A1$), da velocidade do veículo (V), do tempo (t) e do período da excitação dianteira

(L1). Em questão de simplificação, as irregularidades da pista foram representadas nas equações 7 e 8 por funções senoidais.

$$Ep(\text{dianteiros}) = A1 \sin\left(\frac{2\pi Vt}{L1}\right) \quad (7)$$

Na equação 8, $Ep(\text{traseiros})$ é a irregularidade do solo no rodado traseiro que está em função da amplitude de excitação no eixo traseiro ($A2$), da velocidade do veículo (V), do tempo (t), do tempo que os pneus traseiros demoram em chegar à posição dos pneus dianteiros (t_{dif}) e do período da excitação traseira ($L2$).

$$Ep(\text{traseiros}) = A2 \sin\left(\frac{2\pi V(t-t_{dif})}{L2}\right) \quad (8)$$

Nas equações 9, 10, 11, 12, 13, 14 e 15, as quais caracterizam os movimentos da massa suspensa e das massas não suspensas, as variáveis são:

- a) Massa suspensa (Ms);
- b) Massa não suspensa (Mu);
- c) Aceleração da gravidade (g);
- d) Rigidez da mola principal da suspensão (Ks);
- e) Rigidez do pneu (Ku);
- f) Amortecimento da suspensão (Bs);
- g) Distância do CG até o eixo dianteiro do veículo (a);
- h) Distância do CG até o eixo traseiro do veículo (b);
- i) Distância entre a roda da esquerda até a roda da direita (w);
- j) Deslocamento no eixo vertical da massa suspensa (z);
- k) Velocidade no eixo vertical da massa suspensa (\dot{z});
- l) Aceleração no eixo vertical da massa suspensa (\ddot{z});
- m) Deslocamento angular longitudinal (φ);
- n) Velocidade angular longitudinal ($\dot{\varphi}$);
- o) Aceleração angular longitudinal ($\ddot{\varphi}$);
- p) Deslocamento angular transversal ou lateral (θ);
- q) Velocidade angular transversal ou lateral ($\dot{\theta}$);
- r) Aceleração angular transversal ou lateral ($\ddot{\theta}$);
- s) Momento de inércia no eixo x (Ixx);

t) Momento de inércia no eixo y (I_{yy});

Os acréscimos nestas variáveis são relativos ao referencial das posições das massas não suspensas em relação ao veículo sendo elas: dianteira esquerda (fl), dianteira direita (fr), traseira esquerda (rl) e traseira direita (rr).

Para o movimento vertical da carroceria ou massa suspensa:

$$\begin{aligned}
 Ms \ddot{z} = & -Ms g - (Ksfl + Ksfr + Ksrl + Ksrr)z \\
 & -(Bsfl + Bsfr + Bsrl + Bsrr)\dot{z} \\
 & +(a Ksfl + a Ksfr - b Ksrl - b Ksrr)\theta \\
 & +(a Bsfl + a Bsfr - b Bsrl - b Bsrr)\dot{\theta} \\
 & +Ksfl zufl + Bsfl \dot{z}ufl + Ksfr zufr + Bsfr \dot{z}ufr \\
 & +Ksrl zurl + Bsrl \dot{z}url + Ksrr zurr + Bsrr \dot{z}urr
 \end{aligned} \tag{9}$$

Para o movimento de rotação no eixo lateral ou transversal ($pitch$) da carroceria:

$$\begin{aligned}
 I_{yy} \ddot{\theta} = & (a Ksfl + a Ksfr - b Ksrl - b Ksrr)z \\
 & +(a Bsfl + a Bsfr - b Bsrl - b Bsrr)\dot{z} \\
 & -(a^2 Ksfl + a^2 Ksfr + b^2 Ksrl + b^2 Ksrr)\theta \\
 & -(a^2 Bsfl + a^2 Bsfr + b^2 Bsrl + b^2 Bsrr)\dot{\theta} \\
 & -a Ksfl zufl - a Bsfl \dot{z}ufl - a Ksfr zufr - a Bsfr \dot{z}ufr \\
 & +b Ksrl zurl + b Bsrl \dot{z}url + b Ksrr zurr + b Bsrr \dot{z}urr
 \end{aligned} \tag{10}$$

Para o movimento de rotação no eixo longitudinal ($roll$) da carroceria:

$$\begin{aligned}
 I_{xx} \ddot{\phi} = & -0,25 w^2 (Ksfl + Ksfr + Ksrl + Ksrr)\phi \\
 & -0,25 w^2 (Bsfl + Bsfr + Bsrl + Bsrr)\dot{\phi} \\
 & +0,5 w Ksfl zufl + 0,5 w Bsfl \dot{z}ufl - 0,5 w Ksfr zufr - 0,5 w Bsfr \dot{z}ufr \\
 & +0,5 w Ksrl zurl + 0,5 w Bsrl \dot{z}url - 0,5 w Ksrr zurr - 0,5 w Bsrr \dot{z}urr
 \end{aligned} \tag{11}$$

Para o movimento vertical do eixo dianteiro esquerdo:

$$\begin{aligned}
 Mufl \ddot{z}ufl = & -Mufl g + Ksfl z + Bsfl \dot{z} - a Ksfl \theta \\
 & -a Bsfl \dot{\theta} + 0,5 w Ksfl \phi + 0,5 w Bsfl \dot{\phi} \\
 & -(Ksfl + Kufl)zufl - Bsfl \dot{z}ufl + Kufl zrfl
 \end{aligned} \tag{12}$$

Para o movimento vertical do eixo dianteiro direito:

$$\begin{aligned}
 M_{ufr} \ddot{z}_{ufr} = & -M_{ufr} g + K_{sfr} z + B_{sfr} \dot{z} - a K_{sfr} \theta \\
 & -a B_{sfr} \dot{\theta} - 0,5 w K_{sfr} \varphi - 0,5 w B_{sfr} \dot{\varphi} \\
 & -(K_{sfr} + K_{ufr})z_{ufr} - B_{sfr} \dot{z}_{ufr} + K_{ufr} z_{rfr}
 \end{aligned} \tag{13}$$

Para o movimento vertical do eixo traseiro esquerdo:

$$\begin{aligned}
 M_{url} \ddot{z}_{url} = & -M_{url} g + K_{srl} z + B_{srl} \dot{z} + b K_{srl} \theta \\
 & +b B_{srl} \dot{\theta} + 0,5 w K_{srl} \varphi + 0,5 w B_{srl} \dot{\varphi} \\
 & -(K_{srl} + K_{url})z_{url} - B_{srl} \dot{z}_{url} + K_{url} z_{rrl}
 \end{aligned} \tag{14}$$

Para o movimento vertical do eixo traseiro direito:

$$\begin{aligned}
 M_{urr} \ddot{z}_{urr} = & -M_{urr} g + K_{srr} z + B_{srr} \dot{z} + b K_{srr} \theta \\
 & +b B_{srr} \dot{\theta} - 0,5 w K_{srr} \varphi - 0,5 w B_{srr} \dot{\varphi} \\
 & -(K_{srr} + K_{urr})z_{urr} - B_{srr} \dot{z}_{urr} + K_{urr} z_{rrr}
 \end{aligned} \tag{15}$$

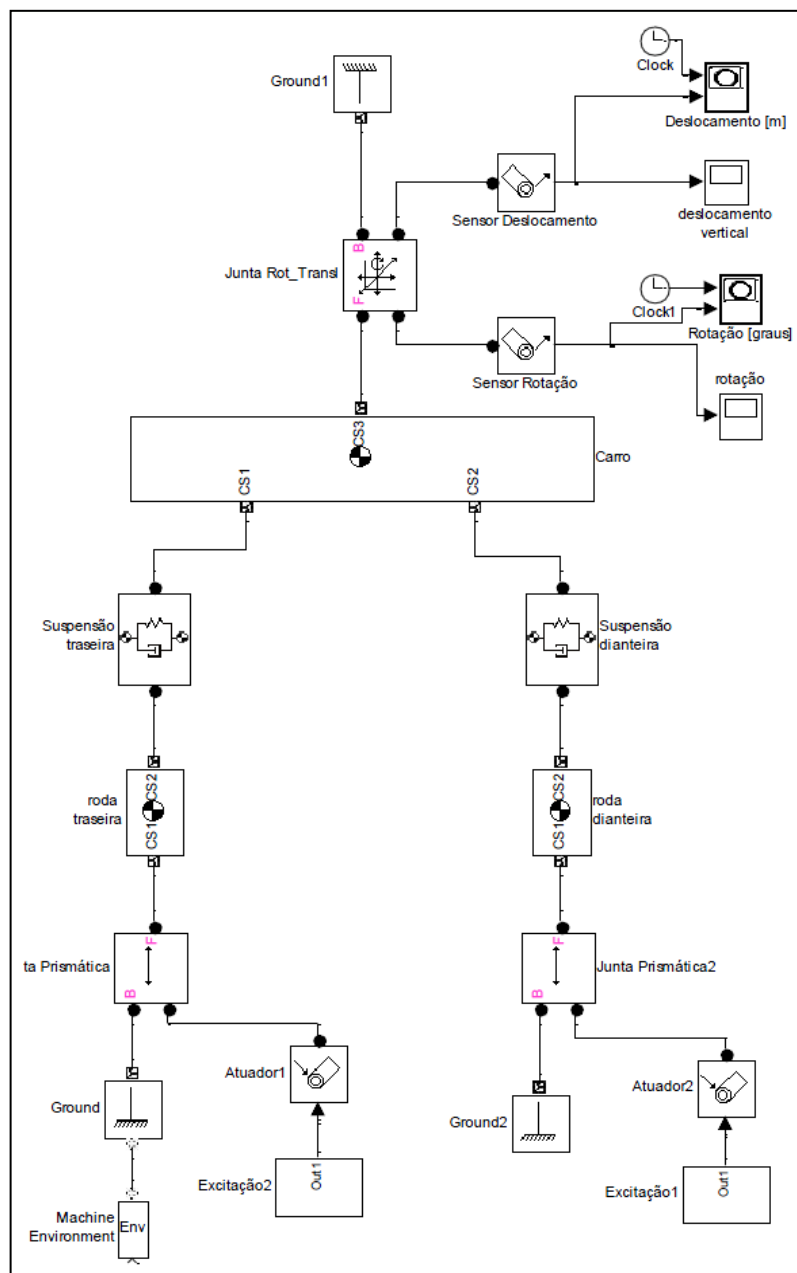
2.5 SIMULAÇÃO NA ANÁLISE DA DINÂMICA VEICULAR UTILIZANDO DIAGRAMA DE BLOCOS

Conforme Canale, Alvarenga e Viveros (2009); Pivetta et al. (2012); e Viveros (2010), a simulação é uma ferramenta muito importante em vários setores da engenharia mecânica, sendo o setor automotivo um grande exemplo devido a competitividade do setor, redução de custos e tempo reduzido de desenvolvimento, aumentando assim o uso da simulação de veículos antes mesmo da fabricação do protótipo real. Atualmente programas de computador que geram equações de movimento para MBS (*Multibody System*), que pode ser definido como um sistema mecânico de múltiplos graus de liberdade.

A modelagem de MBS de acordo com Viveros (2010), pode ser utilizada para qualquer projeto mecânico no qual tenha a possibilidade de ser modelado fisicamente um conjunto de corpos rígidos, interligados por juntas, com forças interagindo, direcionado por movimento e limitado por restrições. Estas ferramentas de simulação são eficientes para modelagem de sistemas dinâmicos lineares e não lineares.

Para a modelagem de MBS no Simulink/SimMechanics, Viveros (2010), trás informações sobre o Matlab que este possui diversas bibliotecas internas com funções específicas para diversas áreas. As representações em diagramas de blocos no programa está vinculada na interface gráfica do ambiente Simulink, sendo a biblioteca de blocos SimMechanics composta por blocos, juntas, sensores, atuadores, elementos de força, etc. é representada por componentes físicos, onde suas geometrias são relacionadas com a cinemática e a dinâmica conforme exemplo da Figura 7.

Figura 7 - Diagrama de blocos do SimMechanics de veículo com 2 graus de liberdade.



Fonte: PIVETTA, et al. (2012).

De acordo com Canale, Alvarenga e Viveros (2009); Creed, Kahawatte e Varnhagen (2010); Pivetta et al. (2012); e Viveros (2010), os recursos do Matlab citados anteriormente em suas pesquisas foram utilizados como referência para a elaboração da simulação numérica computacional.

3 MÉTODO DE TRABALHO

A proposta de implementação do trabalho foi baseada na descrição detalhada da problemática do trabalho dentro do contexto abordado, com a descrição das atividades realizadas, as soluções propostas e os métodos utilizados.

3.1 PROBLEMA DO TRABALHO

O problema do trabalho foi baseado na utilização de um modelo matemático de suspensão de veículo com sete graus de liberdade, que envolve seus componentes como amortecedores, elementos de mola, pneus, massas não suspensas e massa suspensa. Entretanto, considerou-se o veículo como um corpo rígido, avaliando apenas os efeitos de deslocamento, velocidade e aceleração do CG da massa suspensa.

Para os componentes analisados foi necessário fazer alterações de parâmetros como rigidez das molas e o fator de amortecimento com a finalidade de atribuir estes valores as incógnitas do modelo. Desta forma, foram obtidos os efeitos sobre a carroceria (ou massa suspensa) em função das oscilações provocadas pelo solo e transmitidas pelas massas não suspensas. Portanto, o desenvolvimento de um modelo com sete graus de liberdade foi elaborado no ambiente Simulink do Matlab com a finalidade de simular outras situações que estavam restritas ao modelo analítico adotado por Lira et al. (2012).

3.2 MODELO MATEMÁTICO DE SUSPENSÃO VEICULAR

O método para o desenvolvimento do trabalho começou com a escolha do modelo matemático de referência, neste caso o modelo a ser utilizado foi o de Lira et al. (2012) e Corrêa (2011), por meio das equações 7, 8, 9, 10, 11, 12, 13, 14 e 15 que estabelecem o movimento da suspensão de um veículo com sete graus de liberdade.

Com a definição do modelo, foi necessário utilizar os mesmos valores adotados de acordo com o primeiro trabalho citado, para atribuir as variáveis do modelo matemático do veículo. Com o modelo matemático simplificado em função dos parâmetros adotados, obtiveram-se os deslocamentos, velocidades e acelerações do CG da massa suspensa que foram comparados com os valores obtidos na simulação computacional implementada, com o intuito de obter resultados semelhantes. Logo, foi possível desenvolver diferentes cenários para a suspensão do veículo.

3.3 MODELO NO SIMULINK DA SUSPENSÃO DE VEÍCULO

A simulação computacional da suspensão de veículo foi baseada na construção de um diagrama de blocos com as funções dos componentes, esforços e graus de liberdade que foram atribuídos com base no modelo matemático para obtenção dos mesmos efeitos citados anteriormente, objetivando a comparação dos resultados com o trabalho citado.

Foi desenvolvida a simulação numérica computacional utilizando os blocos do SimMechanics no ambiente Simulink do Matlab replicando o modelo matemático para comparar os resultados obtidos para um mesmo perfil de pista. Com a possibilidade de comparação dos valores foram propostas melhorias em relação a construção do modelo matemático e/ou simulação computacional.

3.4 ATIVIDADES DESENVOLVIDAS

As atividades desenvolvidas foram baseadas no cumprimento dos objetivos propostos para o trabalho, são elas:

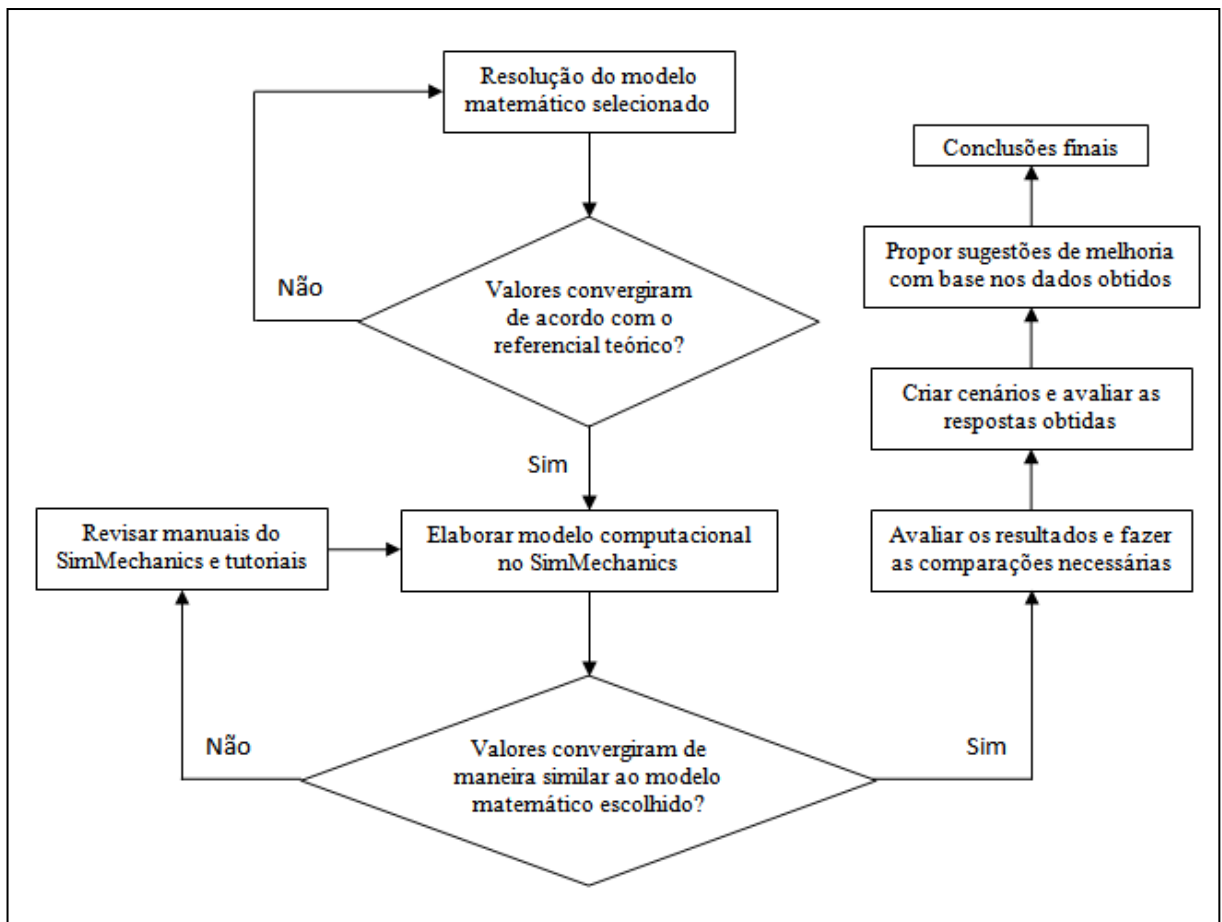
- a) Definição do modelo matemático de suspensão de veículo com sete graus de liberdade de acordo com o referencial teórico;
- b) Estudo do comportamento dos parâmetros de saída, como velocidade, deslocamento e aceleração por meio deste modelo matemático para a suspensão do veículo, de acordo com os graus de liberdade atribuídos, com a inserção e variação de parâmetros;
- c) Desenvolvimento da modelagem computacional com os blocos do SimMechanics de maneira a comparar os modelos;
- d) Avaliação das respostas da simulação computacional para determinadas condições de aplicação da suspensão do veículo;
- e) Propostas de sugestões de melhoria com base na criação de cenários na simulação computacional, buscando a melhoria dos modelos e a complementação da simulação com a utilização de grande parte dos recursos disponíveis.

A solução proposta para o trabalho foi a utilização do modelo matemático citado anteriormente, onde este foi resolvido com a atribuição de parâmetros conhecidos, para na sequência elaborar o modelo computacional utilizando o Matlab e as ferramentas de blocos do Simulink/SimMechanics. Assim, utilizando os mesmos parâmetros do modelo matemático,

como o perfil da pista, para uma comparação compatível das respostas, obtendo a visualização dos resultados como ponto chave para a criação de cenários.

O fluxograma da Figura 8 esquematiza a forma de execução das atividades envolvidas na proposta de trabalho de maneira a proporcionar um roteiro de ações para a solução do problema.

Figura 8 - Fluxograma das atividades e forma de execução do método de trabalho.



Fonte: o autor (2013).

4 DESENVOLVIMENTO DO MODELO E SIMULAÇÃO

Neste capítulo foram apresentados os tópicos referentes a construção do modelo no Simulink, os blocos do SimMechanics utilizados, os critérios adotados para cada bloco, os efeitos obtidos na união dos blocos para simular o modelo matemático, os resultados do modelo analítico comparados ao modelo do Simulink e as possibilidades de simulação do modelo desenvolvido.

4.1 INTRODUÇÃO AO MODELO

O modelo de suspensão veicular escolhido utiliza massas não suspensas que são as partes do veículo, entre o solo e a suspensão, e a massa suspensa que é a massa veículo sustentada pelas suspensões. Assim ao iniciar o deslocamento do veículo no eixo z do CG da massa suspensa, ocorre a descida deste CG devido ao modelo considerar o veículo sendo solto até a suspensão entrar em regime permanente, efeito proveniente da deformação das molas e amortecimento da suspensão em função da força produzida pela massa suspensa, assumindo uma nova posição, proporcional a rigidez e amortecimento da suspensão.

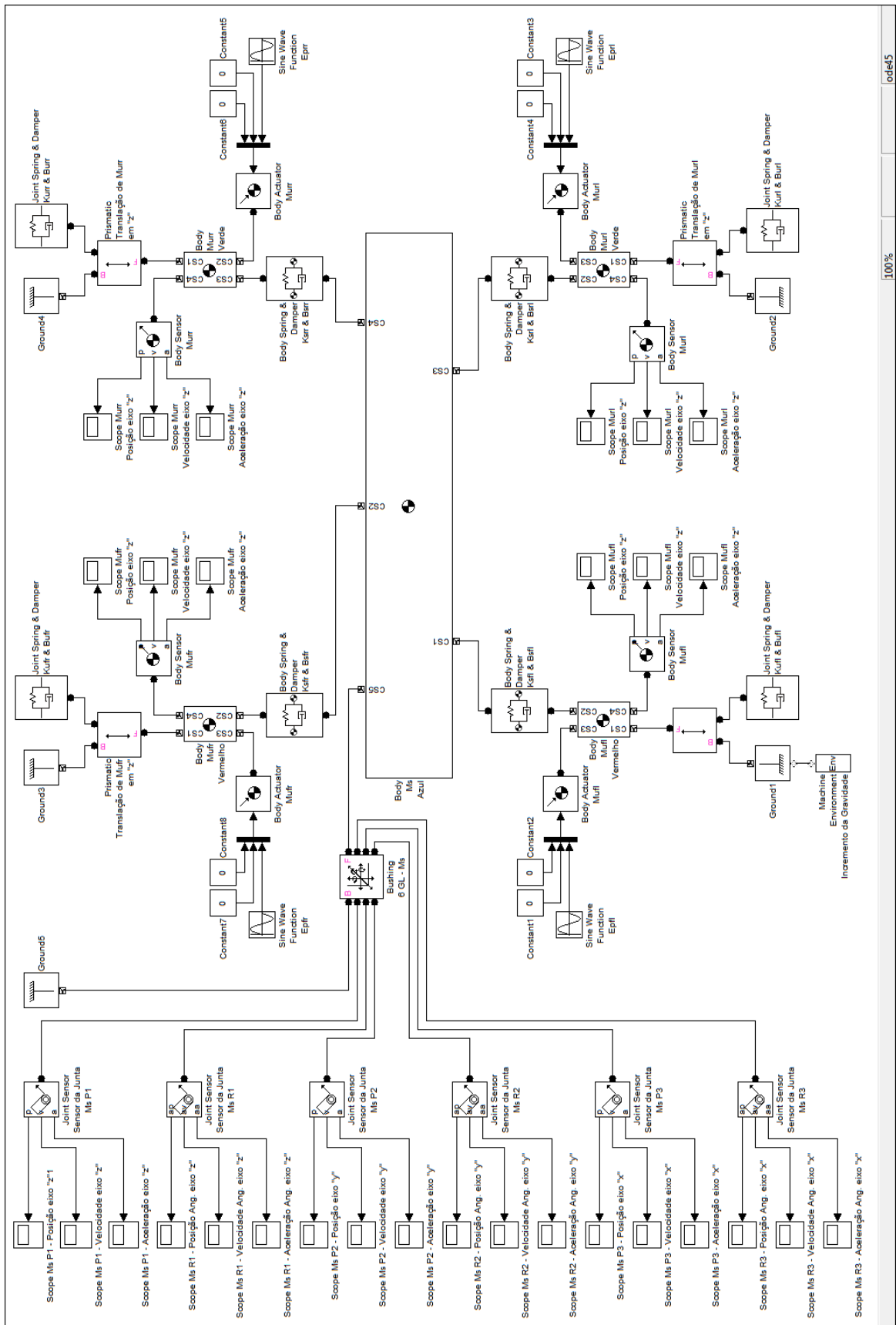
Utilizou-se a implementação no Simulink comparada com um artigo para validação, ou seja, verificou-se o modelamento via diagrama de blocos em relação ao modelo matemático de Lira et al. (2012), porém o primeiro modelo possui maior facilidade de implementações e melhorias do que o segundo devido a limitações do modelo. O produto obtido foi um modelo com suspensões e respostas independentes que produzem na massa suspensa a utilização de todos os graus de liberdade caso necessário bem como a visualização gráfica de todos efeitos sobre as massas não suspensas e a massa suspensa.

Com um novo modelo desenvolvido é possível alterar parâmetros e comparar a outras situações problema e avaliar novos resultados.

4.2 MODELO DE SUSPENSÃO DE VEÍCULO COMPLETO NO SIMULINK

O desenvolvimento deste trabalho foi feito por meio do diagrama de blocos do SimMechanics na interface Simulink do Matlab e a Figura 9 ilustra o desenvolvimento completo do modelo de suspensão de veículo com sete graus de liberdade. Este foi implementado no ambiente do Simulink para gerar resultados semelhantes ao modelo utilizado pelo trabalho citado anteriormente.

Figura 9 - Diagrama de blocos do SimMechanics de veículo com 7 graus de liberdade.



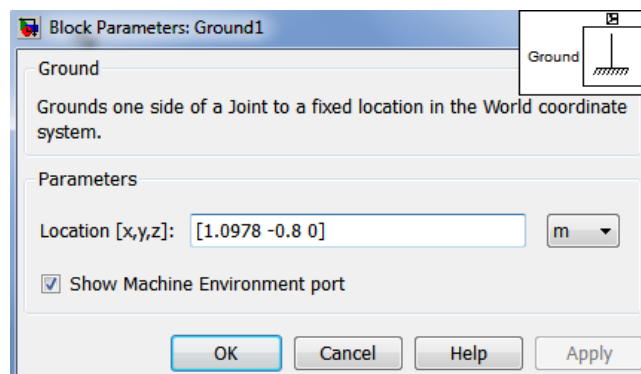
Fonte: o autor (2013).

Os blocos que compõem o modelo da Figura 9 são responsáveis por trazer suas funções específicas, que combinadas geram uma função completa. Para melhor compreensão do modelo elaborado optou-se por mostrar cada bloco em separado e quais alterações estes necessitaram para gerar o efeito adequado no modelo abordado, sendo que os valores adotados são os mesmos utilizados por Lira et al. (2012) em seu trabalho.

4.3 OS BLOCOS DO SIMMECHANICS/SIMULINK PARA O MODELO

O bloco responsável por gerar um local fixo em relação ao sistema de coordenadas global é denominado *ground*, ilustrado na Figura 10. Para o modelo completo foram utilizados cinco blocos destes, responsáveis pelo local fixo abaixo de cada uma das quatro massas não suspensas, bem como abaixo da massa suspensa. Nesta figura possui um campo que deve ser preenchido com a coordenada em que foi posicionado o bloco, neste caso foi a região da pista abaixo da massa não suspensa frontal esquerda.

Figura 10 - Bloco *Ground*.



Fonte: o autor (2013).

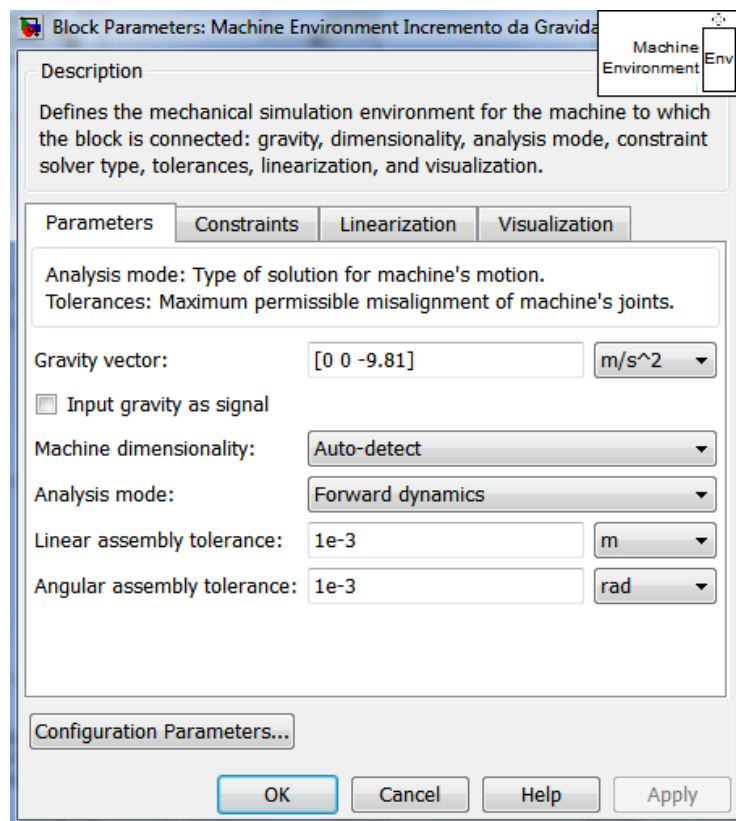
De acordo com a Figura 6, as dimensões em $[x, y, z]$ equivalem a $[a, -w/2, z]$ para as rodas frontais e para as traseiras equivalem a $[b, w/2, z]$, tendo por referência global o centro de gravidade da massa suspensa $[0, 0, 0]$. Desta maneira estes cinco blocos foram preenchidos, sendo os valores de $a = 1.0978$, $b = 1.4676$ e $w = 1,6 m$, da seguinte maneira:

- a) Local fixo da pista abaixo da massa não suspensa frontal esquerda ou *ground1* $[1.0978, -0.8, 0]$;
- b) Local fixo da pista abaixo da massa não suspensa frontal direita ou *ground3* $[1.0978, 0.8, 0]$;

- c) Local fixo da pista abaixo da massa não suspensa traseira esquerda ou *ground2* $[-1.4676, -0.8, 0]$;
- d) Local fixo da pista abaixo da massa não suspensa traseira direita ou *ground4* $[-1.4676, 0.8, 0]$;
- e) Local fixo da pista abaixo da massa suspensa ou *ground5* $[0, 0, 0]$.

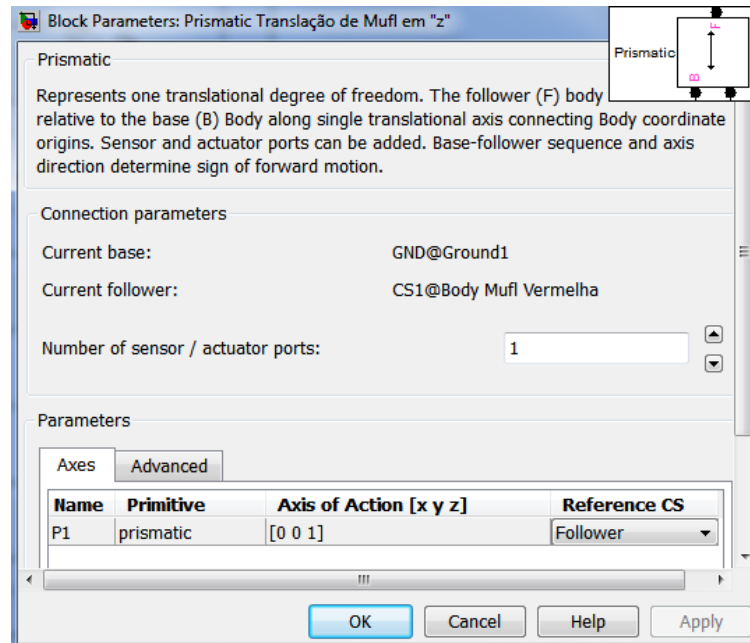
A marcação no bloco *ground*, na Figura 10, corresponde a habilitação de um ponto de ancoragem neste bloco de outro bloco chamado *Machine Environment*, mostrado na Figura 11. Este bloco necessita aparecer uma vez por modelo, sendo este responsável pela definição do ambiente de simulação mecânica sofrida pelos blocos como a gravidade, a dimensionalidade, o modo de análise, a restrição do tipo de solver, tolerâncias, linearização e visualização. O vetor gravidade foi alterado para atuação no eixo z.

Figura 11 - Bloco *Machine Environment*.



Fonte: o autor (2013).

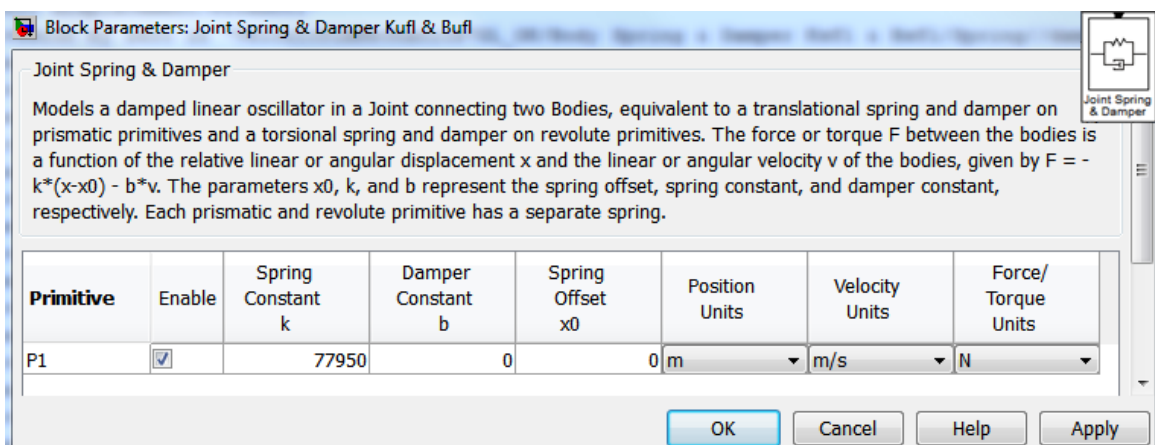
O próximo bloco dará a articulação ou um grau de liberdade ao movimento das quatro massas não suspensas e é chamado de *prismatic*, identificado pela Figura 12. Para este bloco foi permitida a translação no eixo z, sendo que possui como base um bloco *ground* e como seguidor ou *follower*, o bloco *body*, referente a massa não suspensa.

Figura 12 - Bloco *Prismatic*.

Fonte: o autor (2013).

Para o bloco *prismatic* foi adicionada uma porta extra, como mostrado na Figura 12, com a finalidade de incluir um atuador nesta articulação que fará o efeito do pneu do veículo.

O bloco responsável pelo efeito do pneu ou mola de translação é chamado de *joint spring & damper* mostrado na Figura 13, no qual o campo *spring constant* foi atribuído o valor da rigidez do pneu.

Figura 13 - Bloco *Joint Spring & Damper*.

Fonte: o autor (2013).

Na questão amortecimento do pneu, a revisão bibliográfica trata este valor como sendo muito baixo e, portanto, foi desprezado. Para que o bloco da Figura 13 possa ser ativado em

relação a articulação, foi marcada a caixa na coluna *enable*. Para cada um dos quatro blocos *prismatic* haverá um bloco *joint spring & damper*.

O bloco *body* representa o corpo rígido da massa não suspensa, no qual necessitou a alteração dos seus parâmetros como massa $M_{ufl} = M_{ufr} = 14,29 \text{ kg}$, que ficaram de acordo com o mostrado na Figura 14 e o tensor de inércia de acordo com Hibbeler (2011), utilizando os momentos principais de inércia do corpo, calculados em relação ao eixo principal de inércia que também é conhecido como tensor de inércia "diagonalizado" escrito na forma simplificada como na equação 16.

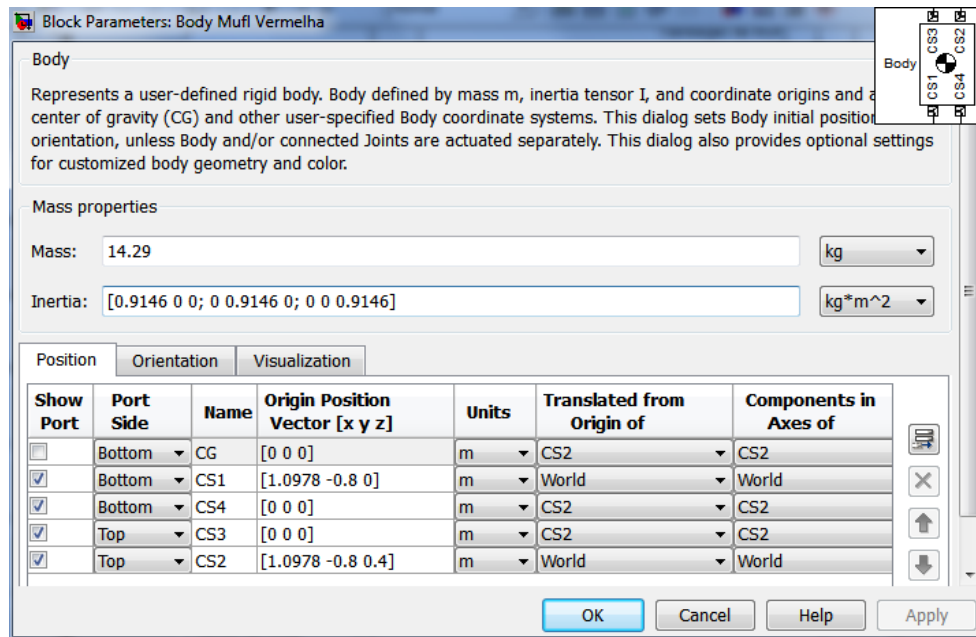
$$\text{tensor de inércia "diagonalizado"} = \begin{pmatrix} I_{xx} & 0 & 0 \\ 0 & I_{yy} & 0 \\ 0 & 0 & I_{zz} \end{pmatrix} \quad (16)$$

Adotando para as massas não suspensas o momento de inércia de massa de uma esfera de raio $r = 0,4 \text{ m}$, onde $I_{xx} = I_{yy} = I_{zz}$, o tensor de inércia das massas não suspensas é mostrado na equação 17.

$$\text{tensor de inércia das massas não suspensas} = \begin{pmatrix} \frac{2}{5}Mur^2 & 0 & 0 \\ 0 & \frac{2}{5}Mur^2 & 0 \\ 0 & 0 & \frac{2}{5}Mur^2 \end{pmatrix} \quad (17)$$

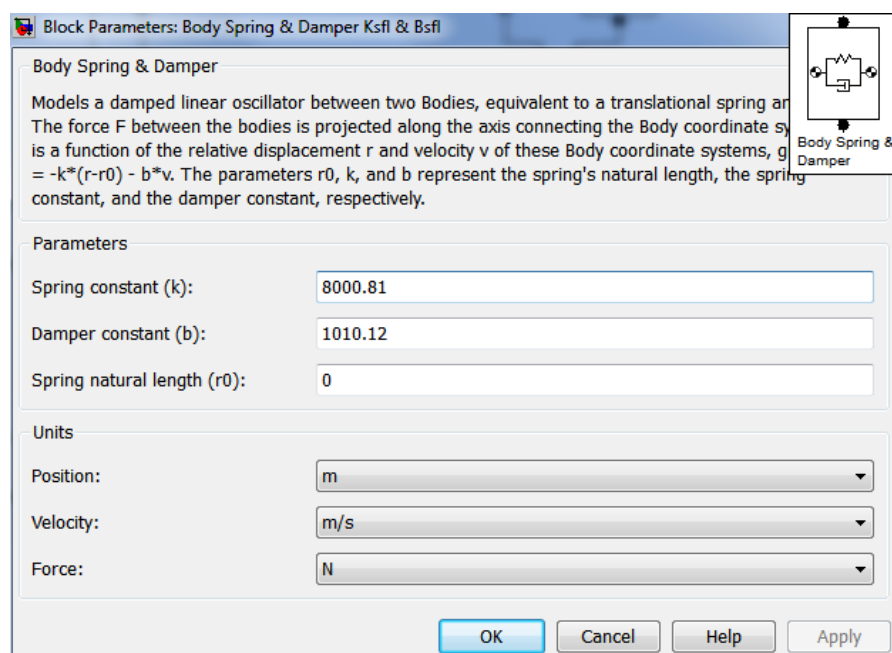
O valor atualizado do tensor de inércia de acordo com a matriz acima, encontra-se na Figura 14 no campo denominado *inertia*, que corresponde a massa não suspensa frontal esquerda. Foram marcadas as caixas das ligações das portas CS1, CS2, CS3 e CS4, que necessitarão conexões com os blocos: *prismatic* (ligado a CS1 com a mesma posição de seu respectivo bloco *ground*), *body spring & damper* (ligado a CS2 com a mesma posição de seu respectivo bloco *ground*, porém deslocado no eixo *z* de acordo com seu raio *r*, e gerando o efeito da suspensão), *body actuator* (ligado a CS3) e *body sensor* (ligado a CS4). CG, CS3 e CS4 estão sobre CS2 pois este representa o ponto do CG da massa não suspensa.

Para a massa não suspensa frontal direita, foi mantido a massa e o tensor de inércia mudando apenas as posições de acordo com o seu respectivo bloco *ground*, já para as massa não suspensas traseira direita e esquerda mudou o valor da massa para $M_{url} = M_{urr} = 27,2 \text{ kg}$, tensor de inércia de acordo com a variação da massa e foram alteradas também as posições.

Figura 14 - Bloco *Body* da massa não suspensa.

Fonte: o autor (2013).

Completando o efeito da oscilação linear temos o bloco *body spring & damper* apresentado na Figura 15 que é responsável pela ligação da massa não suspensa com a massa suspensa e representa a suspensão do veículo. Assim, neste foi adicionado os valores de rigidez e amortecimento de acordo com a suspensão do veículo.

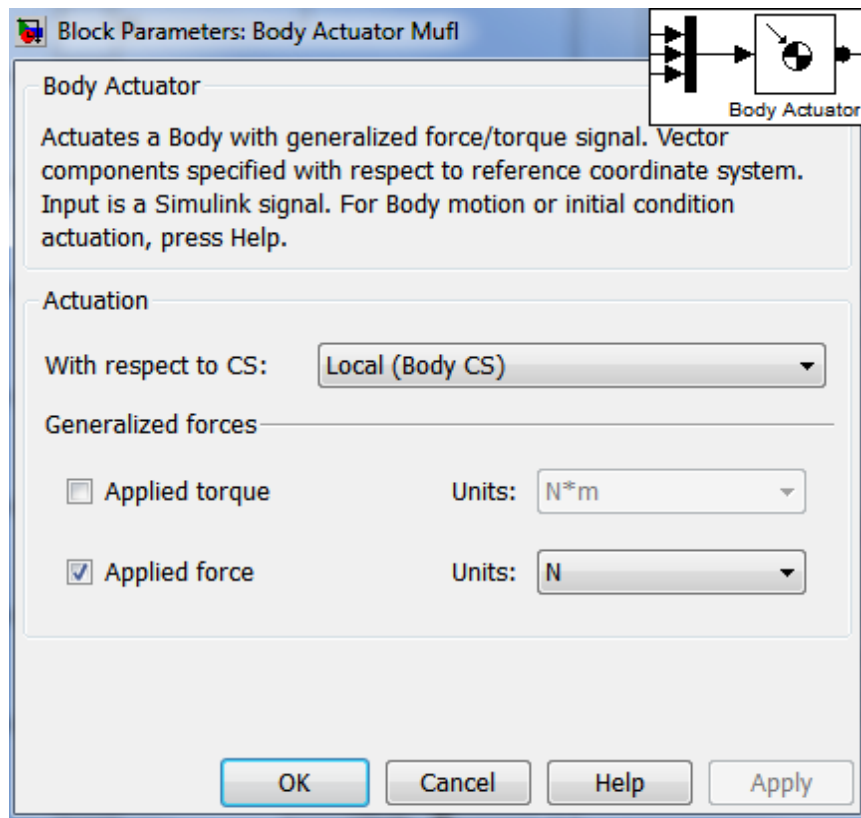
Figura 15 - Bloco *Body Spring & Damper*.

Fonte: o autor (2013).

Como ilustrado na Figura 15, os valores de $Ksfl = Ksfr = 8000,81 \text{ N/m}$ e $Bsfl = Bsfr = 1010,12 \text{ Ns/m}$ formam os valores da suspensão frontal e para a suspensão traseira são os valores de $Ksrl = Ksrr = 8000,7 \text{ N/m}$ e $Bsrl = Bsrr = 1014,12 \text{ Ns/m}$, concluindo assim os quatro blocos *body spring & damper* que compõem a suspensão do veículo.

O bloco *body actuator* da Figura 16 representa a força acionada no corpo rígido da massa não suspensa de acordo com as funções ou constantes geradoras do vetor para este bloco atuador.

Figura 16 - Bloco *Body Actuator*.



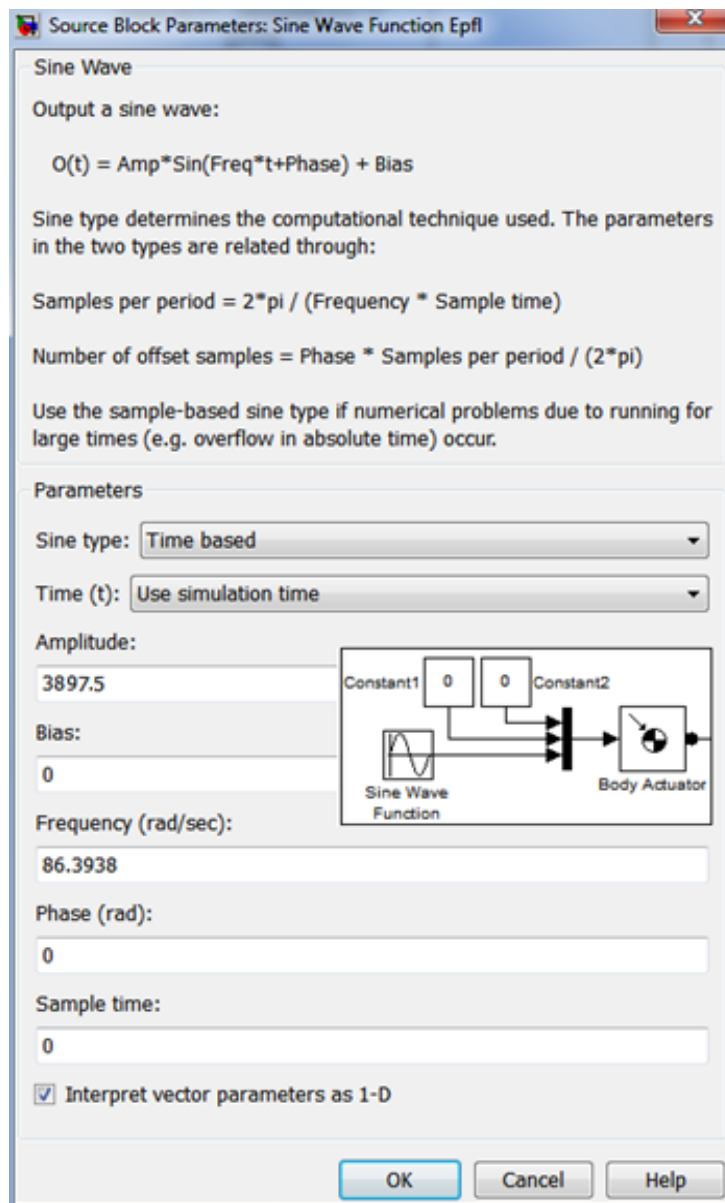
Fonte: o autor (2013).

A atuação do bloco da Figura 16 foi alterada para ser local, atuando apenas no CG da massa não suspensa.

Devido ao movimento das massas não suspensas possuírem apenas um grau de liberdade, no sentido do eixo z , foi admitida apenas uma função neste eixo, as demais componentes foram consideradas constantes e iguais a zero utilizando o bloco *constant*. A função de acionamento é inserida por meio do bloco *sine wave*, baseada em uma equação senoidal que replique o efeito fornecido pelas equações 7 e 8.

Na Figura 17 é desenvolvido o sinal baseado na equação 7, sendo a amplitude ou deslocamento em $z = 0,05 \text{ m} = A1 = A2$, porém o valor de entrada é a força, por isso foi convertido. De acordo com Hibbeler (2011) por meio da equação da lei de Hooke que aborda a força da mola sendo igual a sua constante de rigidez vezes a sua deformação de forma linear.

Figura 17 - Bloco *Sine Wave*.



Fonte: o autor (2013).

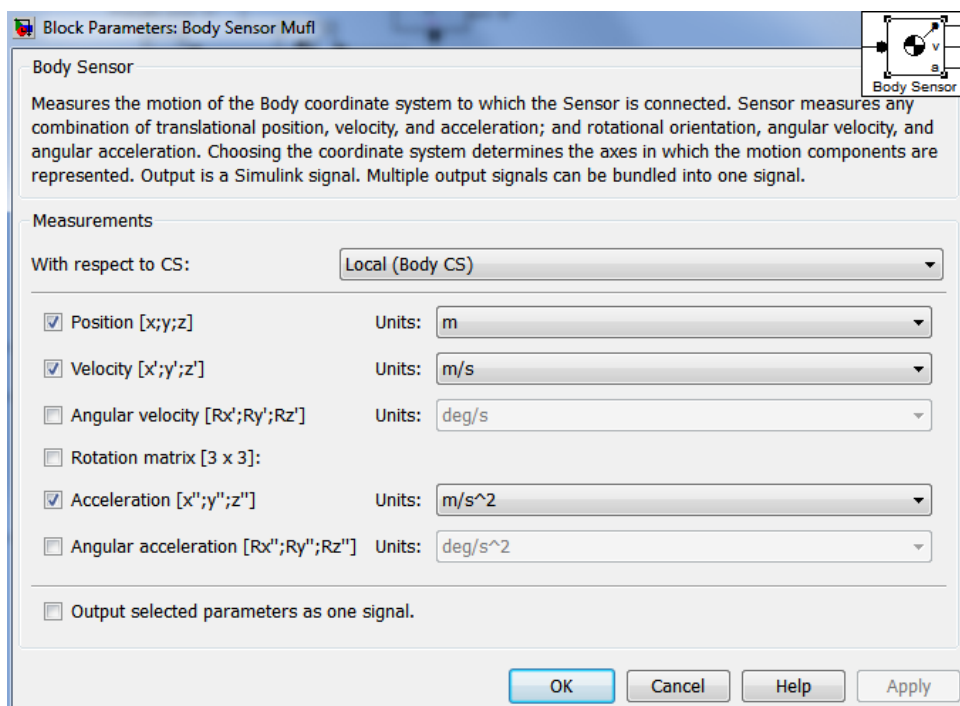
Considerando que os valores utilizados nas equações 7 e 8 seriam: $V = 11 \text{ m/s}$, $t = 0$ até 3 s , $t_{dif} = 0,2 \text{ s}$ e $L1 = L2 = 0,8 \text{ m}$. Sendo assim, para deformar $0,05 \text{ m}$ o pneu com rigidez igual a 77950 N/m é necessária uma força igual a $3897,5 \text{ N}$ que foi atribuída a

amplitude da Figura 17, e a frequência foi uma composição do restante da equação 7, $f = (2\pi V)/L1 = 86,3938 \text{ rad/s}$.

Para os blocos *sine wave* das rodas traseiras o que mudou foi apenas o campo *phase* que é solicitado em radianos sendo que o valor que possuímos na equação 8 é o de $t_{dif} = 0,2 \text{ s}$. Para isso convertemos a velocidade do veículo de 11 m/s dividido pelo raio de 0,4 m para a velocidade angular de 27,5 rad/s que vezes o valor de t_{dif} resulta no valor de *phase* igual a 5,5 radianos.

O bloco *body sensor* ilustrado na Figura 18 é o responsável por captar as medições dos movimentos dos corpos no sistema de coordenadas. Nas massas não suspensas foram coletados no CG os dados de posição, velocidade e aceleração que serão visualizados através dos gráficos dos blocos *scope*. A última caixa foi desmarcada para que o bloco quebre em sinais separados cada uma das medições selecionadas.

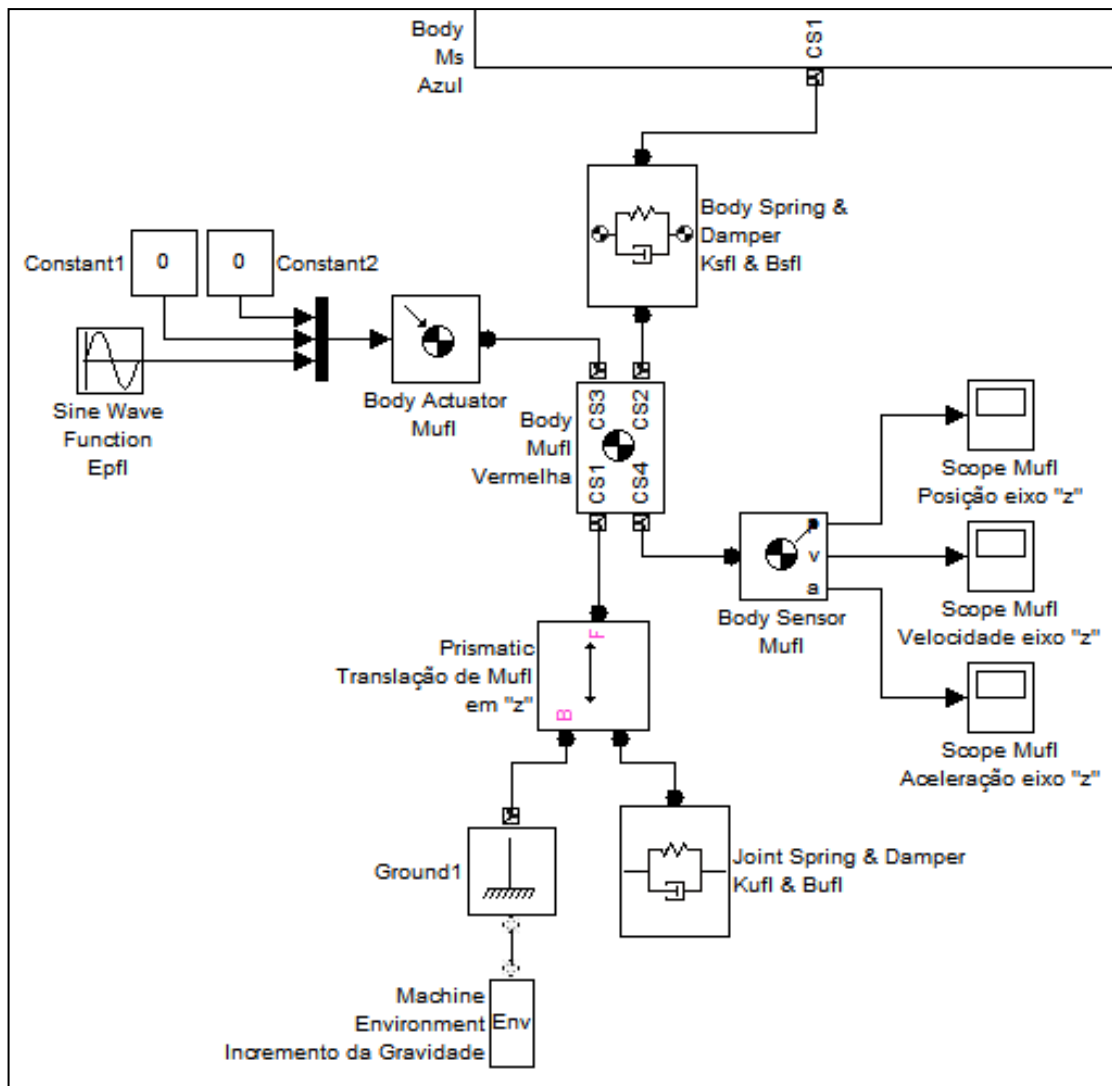
Figura 18 - Bloco *Body Sensor*.



Fonte: o autor (2013).

Com os blocos apresentados anteriormente é possível realizar a construção de um quarto do veículo conforme demonstrado na Figura 19. Para completar o restante do veículo, devem-se aplicar os demais blocos pertinentes as restantes massas não suspensas. Assim, a Figura 19 é o modelo gerado no SimMechanics/Simulink da região da suspensão frontal esquerda que forma um quarto do veículo e é uma secção da Figura 9.

Figura 19 - Diagrama de blocos do SimMechanics de 1/4 do veículo.



Fonte: o autor (2013).

O bloco *body* da massa suspensa mostrado na Figura 20, representa o corpo rígido do veículo que possui seu CG em relação ao sistema de coordenadas global em zero, variando apenas a altura no eixo *z* em 0,8 m, estipulado em função do alinhamento do ponto mais alto da roda ou duas vezes o raio. Foi modificado o valor de massa $M_s = 505,1 \text{ kg}$ e o tensor de inércia utilizando apenas os momentos principais de inércia da geometria de um paralelepípedo, como mostrado na equação 18.

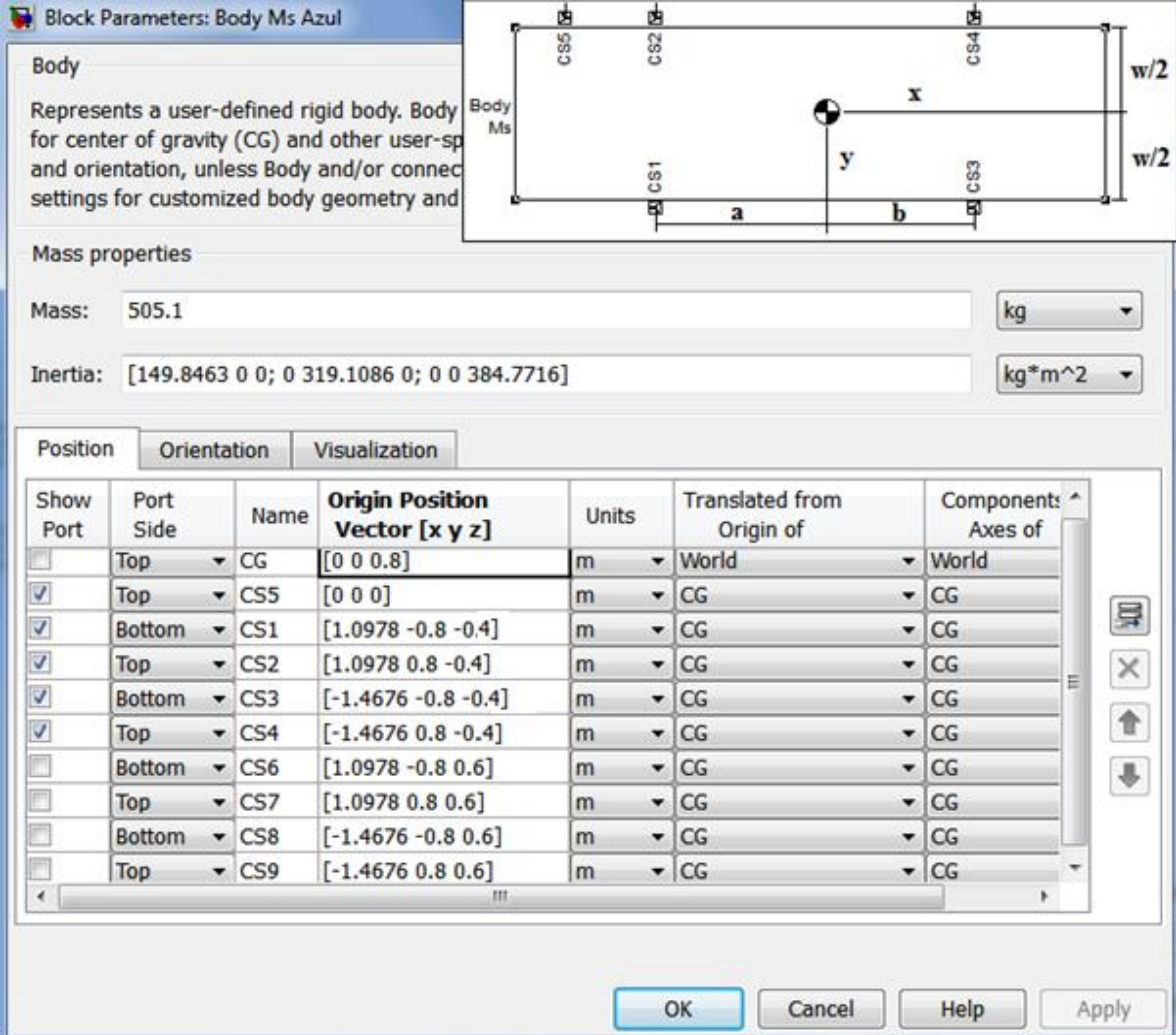
tensor de inércia da massa suspensa =

$$\begin{pmatrix} \frac{1}{12}M_s(w^2 + (c + d)^2) & 0 & 0 \\ 0 & \frac{1}{12}M_s((a + b)^2 + (c + d)^2) & 0 \\ 0 & 0 & \frac{1}{12}M_s(w^2 + (a + b)^2) \end{pmatrix} \quad (18)$$

Os valores de $c = 0,4 \text{ m}$ e $d = 0,6 \text{ m}$ fazem referência as dimensões do CG da massa suspensa até a parte inferior e superior do veículo respectivamente. Substituindo os valores o tensor de inércia fica com os valores conforme visualizados na Figura 20.

As portas de ligação CS1, CS2, CS3 e CS4 deste bloco estão ligadas as suas respectivas suspensões e massas não suspensas, a porta CS5 está ligada sobre o CG, pois será ligado a ela o bloco *bushing* da Figura 21 que é a articulação com os seis graus de liberdade. As portas CS6, CS7, CS8 e CS9 são apenas para ilustrar na simulação virtual a geometria da massa suspensa.

Figura 20 - Bloco *Body* da massa suspensa.



Block Parameters: Body Ms Azul

Body
Represents a user-defined rigid body. Body for center of gravity (CG) and other user-sp and orientation, unless Body and/or connec settings for customized body geometry and

Mass properties
Mass: 505.1 kg
Inertia: [149.8463 0 0; 0 319.1086 0; 0 0 384.7716] kg*m^2

Show Port	Port Side	Name	Origin Position Vector [x y z]	Units	Translated from Origin of	Components Axes of
<input type="checkbox"/>	Top	CG	[0 0 0.8]	m	World	World
<input checked="" type="checkbox"/>	Top	CS5	[0 0 0]	m	CG	CG
<input checked="" type="checkbox"/>	Bottom	CS1	[1.0978 -0.8 -0.4]	m	CG	CG
<input checked="" type="checkbox"/>	Top	CS2	[1.0978 0.8 -0.4]	m	CG	CG
<input checked="" type="checkbox"/>	Bottom	CS3	[-1.4676 -0.8 -0.4]	m	CG	CG
<input checked="" type="checkbox"/>	Top	CS4	[-1.4676 0.8 -0.4]	m	CG	CG
<input type="checkbox"/>	Bottom	CS6	[1.0978 -0.8 0.6]	m	CG	CG
<input type="checkbox"/>	Top	CS7	[1.0978 0.8 0.6]	m	CG	CG
<input type="checkbox"/>	Bottom	CS8	[-1.4676 -0.8 0.6]	m	CG	CG
<input type="checkbox"/>	Top	CS9	[-1.4676 0.8 0.6]	m	CG	CG

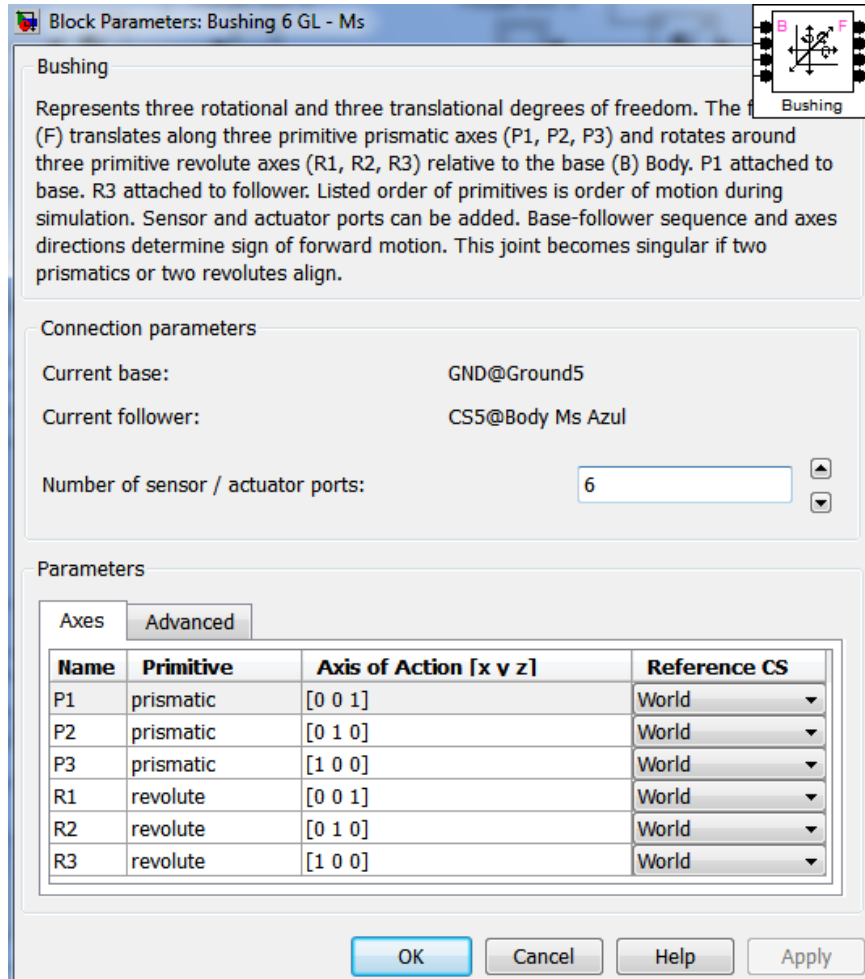
OK Cancel Help Apply

Fonte: o autor (2013).

A Figura 21 mostra o bloco *bushing*, no qual, são atribuídos os seis graus de liberdade, sendo estes as três translações nos eixos x , y e z bem como suas três rotações. A base deste bloco está conectada ao *ground5* e o seguidor ao bloco *body* da massa suspensa.

Foram adicionadas seis portas ao bloco *bushing* nas quais serão incluídos sensores ou blocos *joint sensor* responsáveis por captar as medições dos movimentos da massa suspensa. as portas P1, P2 e P3 respondem pelas translações e as portas R1, R2 e R3 pelas rotações.

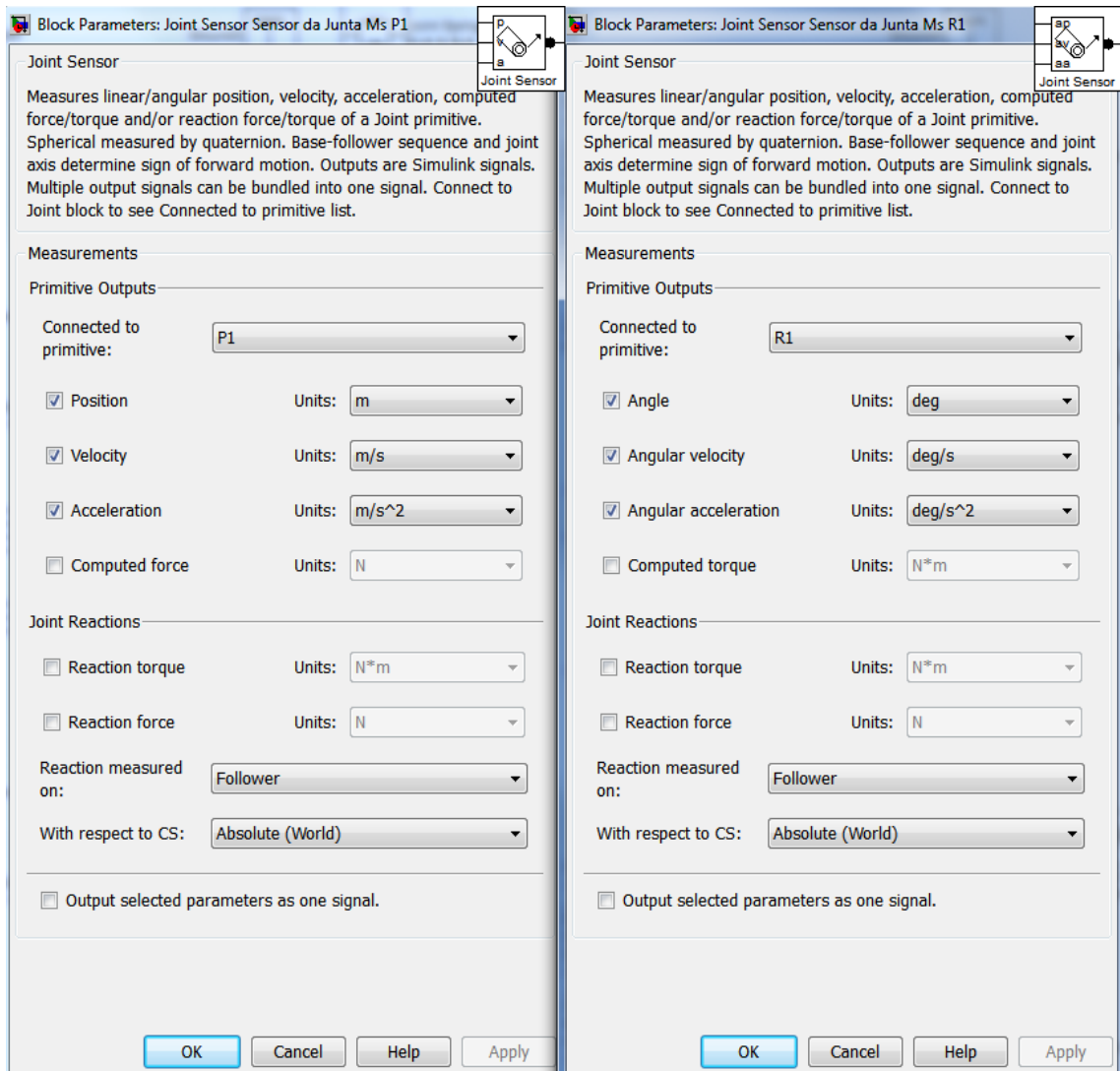
Figura 21 - Bloco *Bushing*.



Fonte: o autor (2013).

Da mesma forma que o bloco *body sensor* atua, o bloco *joint sensor* capta as informações e transmite aos blocos *scope* de acordo com o que lhe foi solicitado, ilustrado pela Figura 22. De acordo com a porta selecionada para medição, exemplo P1 ou R1, serão habilitadas medições de posição, velocidade e aceleração ou ângulo, velocidade angular e aceleração angular. A última caixa foi desmarcada para que o bloco divida em sinais separados cada uma das medições selecionadas.

Para cada uma das três translações e das três rotações foi adicionado um bloco *Joint Sensor* e acoplado a cada um destes blocos possuem três blocos *scope* para gerar os gráficos dos movimentos da massa suspensa.

Figura 22 - Bloco *Joint Sensor*.

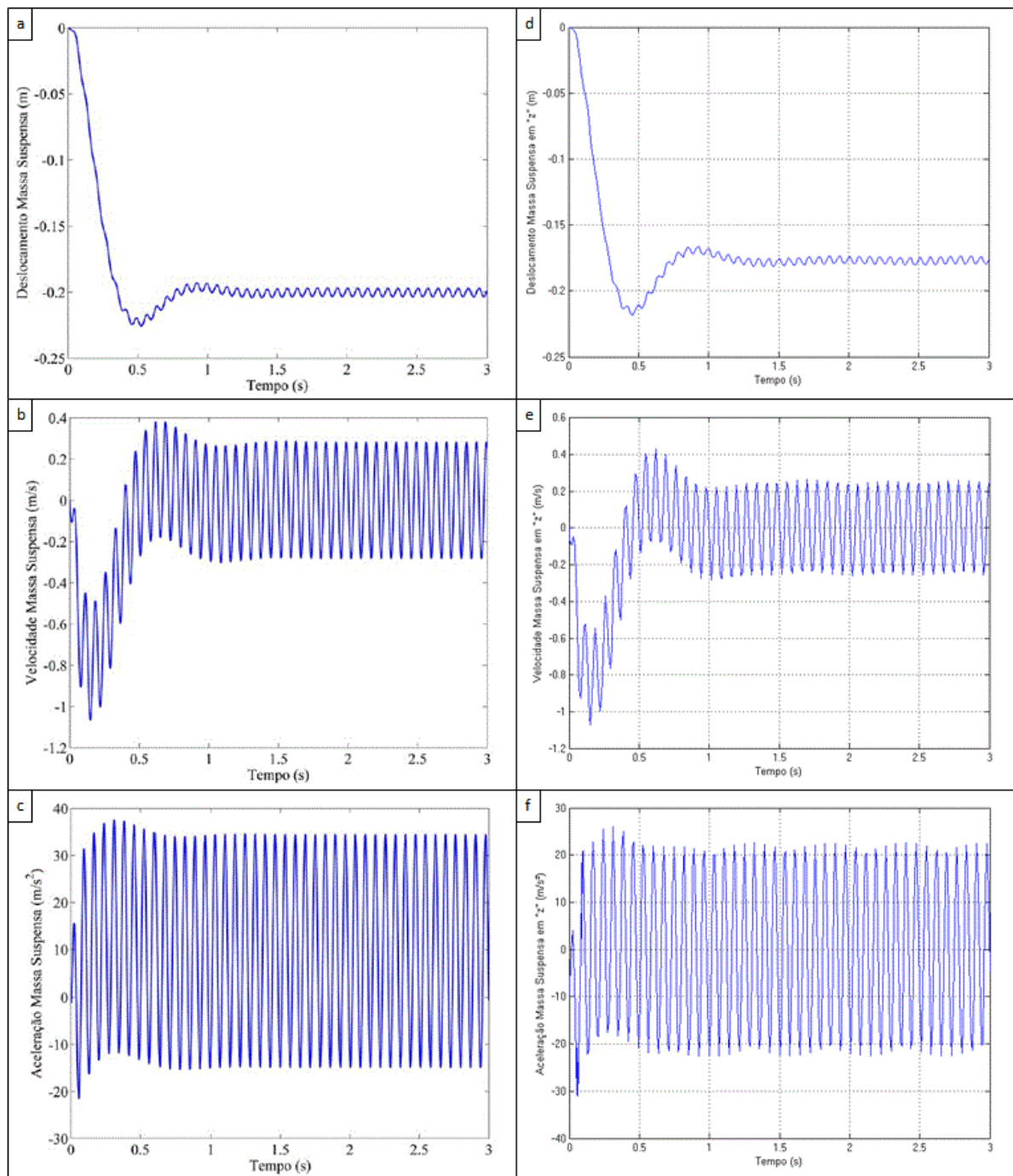
Fonte: o autor (2013).

4.4 SIMULAÇÃO E RESULTADOS OBTIDOS

Os resultados obtidos por meio dos gráficos principais do modelo gerado no Simulink como posição, velocidade e aceleração no eixo z da massa suspensa apresentados respectivamente pela Figura 23 d), Figura 23 e) e Figura 23 f) que foram comparados aos gráficos obtidos no trabalho de Lira et al. (2012). Portanto, de acordo com Lira et al. (2012), os gráficos da Figura 23 a), Figura 23 b) e Figura 23 c) apresentam os resultados do modelo de suspensão veicular de sete graus de liberdade utilizando o método de otimização baseada em confiabilidade RBDO (*Reliability Based Design Optimization*). Logo, são processos de otimização numérica aplicados nesta situação as variáveis de coeficiente de amortecimento e rigidez das suspensões, utilizados, neste caso, para atingir os índices de conforto e

dirigibilidade do veículo. Foram utilizados como comparação, pois as variáveis atribuídas ao modelo do Simulink foram as mesmas do modelo otimizado. Os gráficos da Figura 23 a) e Figura 23 d) apresentam o deslocamento, os gráficos da Figura 23 b) e Figura 23 e) apresentam a velocidade e os gráficos da Figura 23 c) e Figura 23 f) apresentam a aceleração da massa suspensa no eixo z em relação ao tempo.

Figura 23 - Comparativo entre gráficos da massa suspensa no eixo "z" para os modelos.



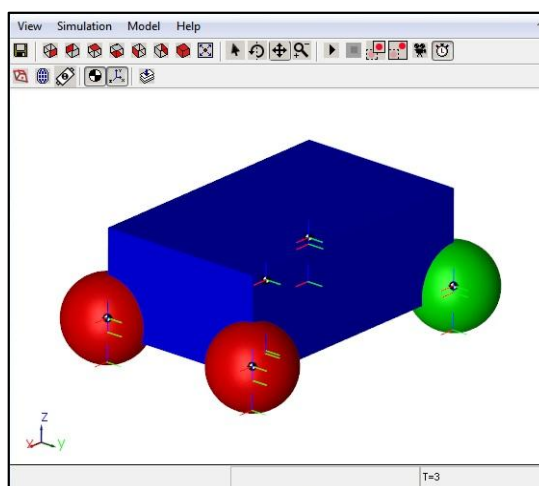
Fonte: o autor (2013).

Em relação a posição, velocidade e aceleração da massa suspensa comparados na Figura 23, todos resultados convergem para valores semelhantes. Percebe-se que algumas variações que surgiram da consideração de uma dimensão de altura para o CG da massa suspensa do modelo do Simulink e parâmetros de entrada das oscilações das rodas que necessitaram uma conversão de valores devido que no Simulink o dado de entrada é um vetor de força. Assim, ao invés de ser utilizado o deslocamento do trabalho citado, utilizou-se o deslocamento gerado de acordo com a rigidez dos pneus e as forças aplicadas as massas não suspensas.

Os gráficos relativos a deslocamento angular, velocidade angular e aceleração angular nos eixos x e z , ou seja, rotações nestes eixos, resultam em zero, pois as equações das irregularidades da pista do lado esquerdo são iguais as do lado direito do veículo, possibilitando rotação apenas no eixo y . Deste modo, as oscilações provocadas pela pista possuem resultados iguais nas massas não suspensas da esquerda em relação as da direita. Por este mesmo motivo resultou em zero os gráficos de deslocamento, velocidade e aceleração no eixo y .

A Figura 24, ilustra o modelo virtual gerado pelo Simulink com as geometrias dos corpos conforme abordado anteriormente.

Figura 24 - Modelo virtual gerado pelo Simulink.

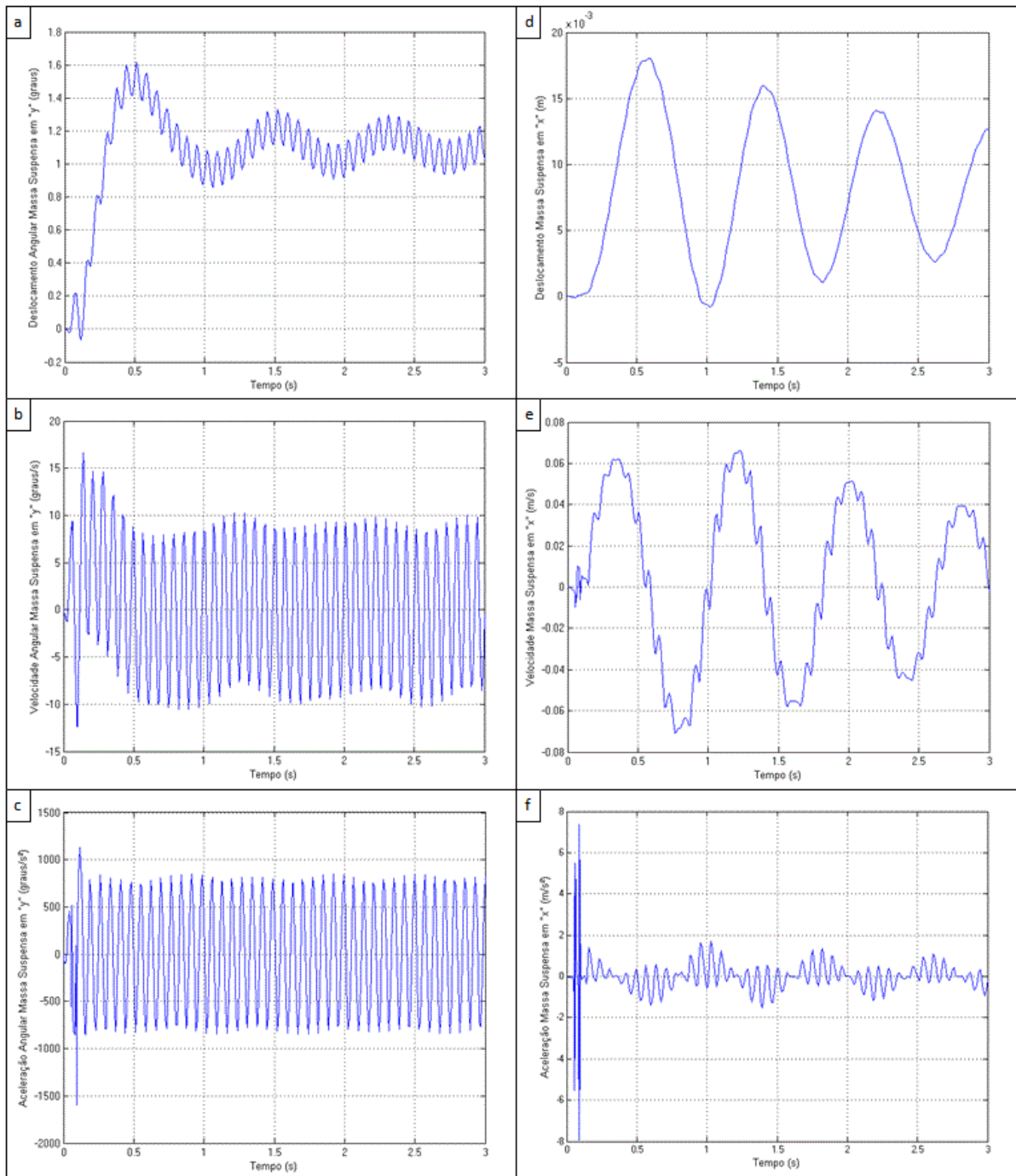


Fonte: o autor (2013).

Os demais gráficos obtidos pelo modelo do Simulink que completam os movimentos e rotações dos seis graus de liberdade da massa suspensa estão dispostos na Figura 25 para visualização, porém, não foi realizada a comparação devido a não estarem presentes no trabalho de referência desenvolvido por Lira et al. (2012). O gráfico da Figura 25 a) apresenta

o deslocamento angular, o gráfico da Figura 25 b) apresenta a velocidade angular e o gráfico da Figura 25 c) apresenta a aceleração angular da massa suspensa no eixo y em relação ao tempo. O gráfico da Figura 25 d) apresenta o deslocamento, o gráfico da Figura 25 e) apresenta a velocidade e o gráfico da Figura 25 f) apresenta a aceleração da massa suspensa no eixo x em relação ao tempo.

Figura 25 - Gráficos da massa suspensa nos eixos "y" e "x".



Fonte: o autor (2013).

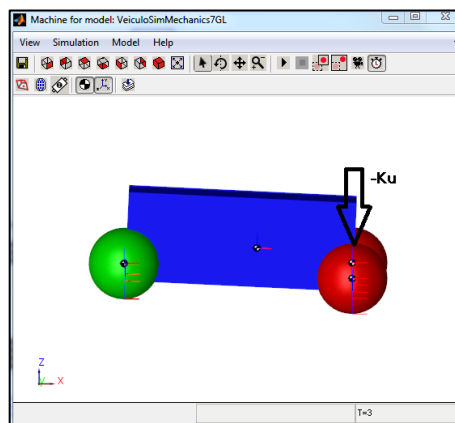
4.5 CRIAÇÃO DE CENÁRIOS

Para este tópico foram desenvolvidos cenários que objetivaram a visualização de outras situações possíveis de ocorrerem com um veículo real e que foram simuladas no modelo virtual. Desta forma, para o modelo desenvolvido no Simulink, foi alterado os parâmetros do modelo base e acrescentadas modificações para comparar os resultados obtidos, buscando a utilização de todos os graus de liberdade do modelo e propostas de melhoria para modelos futuros.

4.5.1 Cenário 1: veículo com perda da calibração do pneu frontal esquerdo

A Figura 26, apresenta o modelo virtual gerado pelo Simulink conforme o que foi abordado para o cenário 1. Os gráficos da Figura 27, Figura 28 e Figura 29, são consequência da alteração do parâmetro da rigidez do pneu frontal esquerdo $K_{ufl} = 7795 N/m$, que anteriormente era $K_{ufl} = 77950 N/m$, modificado a fim de provocar um efeito de perda de calibração ou esvaziamento parcial/total. Como os demais valores continuam iguais neste primeiro cenário, este fez com que todos os graus de liberdade do modelo obtivessem valores diferentes de zero.

Figura 26 - Modelo virtual gerado pelo Simulink no cenário 1.

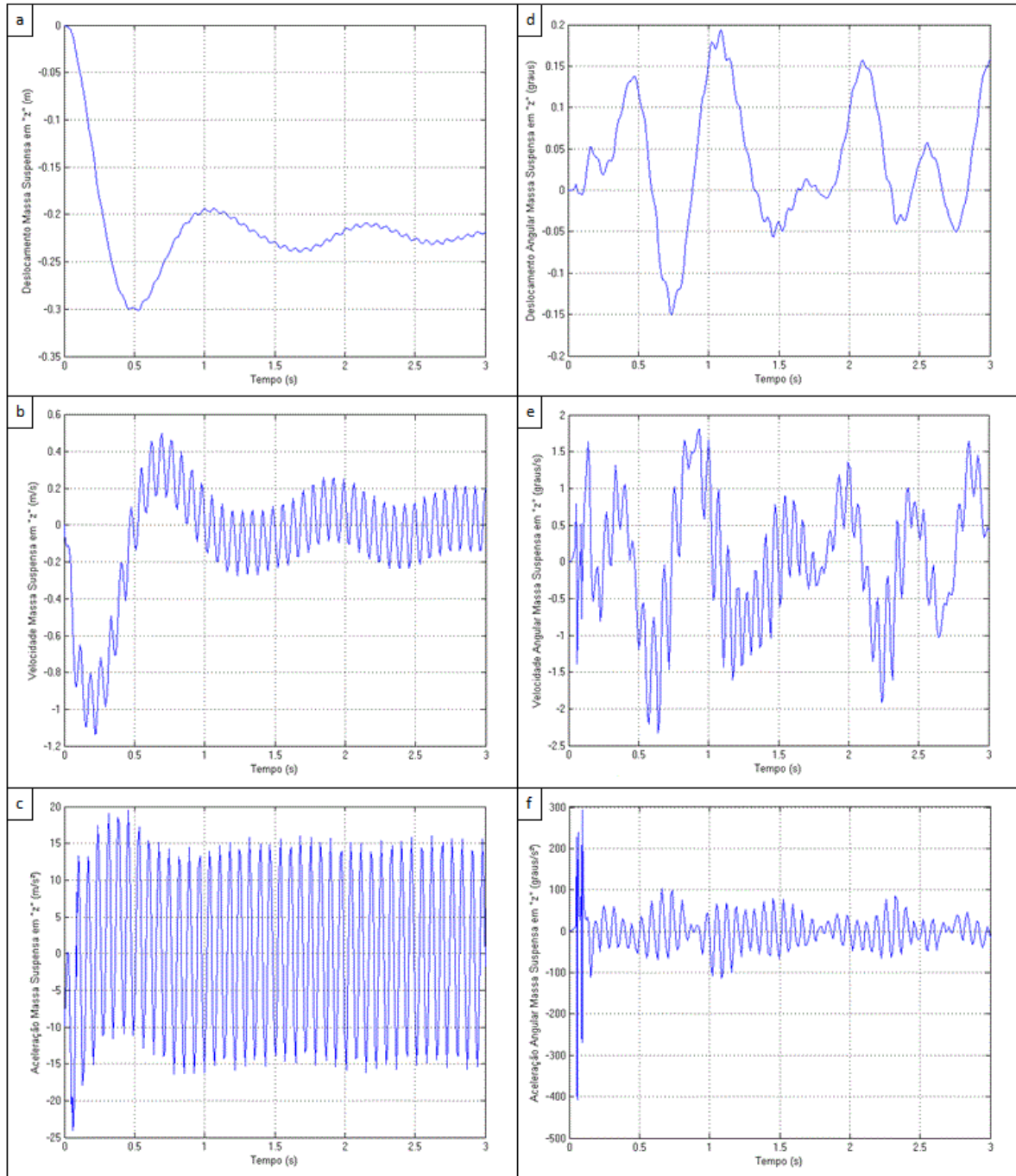


Fonte: o autor (2013).

Como resultados do cenário 1, no que diz respeito a translação, o gráfico da Figura 27 a) apresenta o deslocamento, o gráfico da Figura 27 b) apresenta a velocidade e o gráfico da Figura 27 c) apresenta a aceleração da massa suspensa no eixo z em relação ao tempo. No que diz respeito a rotação, o gráfico da Figura 27 d) apresenta o deslocamento angular, o gráfico

da Figura 27 e) apresenta a velocidade angular e o gráfico da Figura 27 f) apresenta a aceleração angular da massa suspensa no eixo z em relação ao tempo.

Figura 27 - Gráficos da massa suspensa no eixo "z" para o cenário 1.

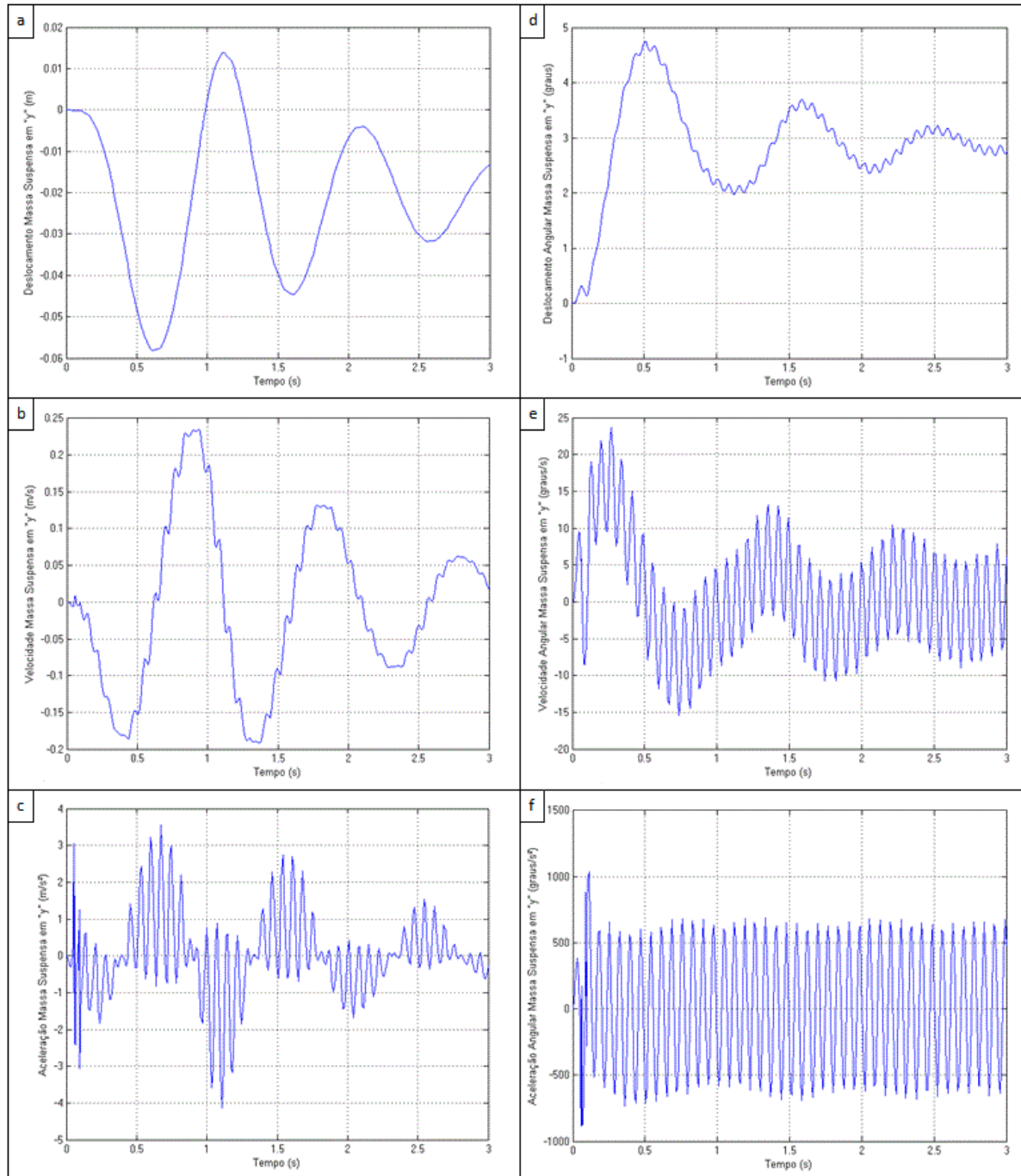


Fonte: o autor (2013).

No que diz respeito a translação, o gráfico da Figura 28 a) apresenta o deslocamento, o gráfico da Figura 28 b) apresenta a velocidade e o gráfico da Figura 28 c) apresenta a aceleração da massa suspensa no eixo y em relação ao tempo. No que diz respeito a rotação, o

gráfico da Figura 28 d) apresenta o deslocamento angular, o gráfico da Figura 28 e) apresenta a velocidade angular e o gráfico da Figura 28 f) apresenta a aceleração angular da massa suspensa no eixo y em relação ao tempo.

Figura 28 - Gráficos da massa suspensa no eixo "y" para o cenário 1.

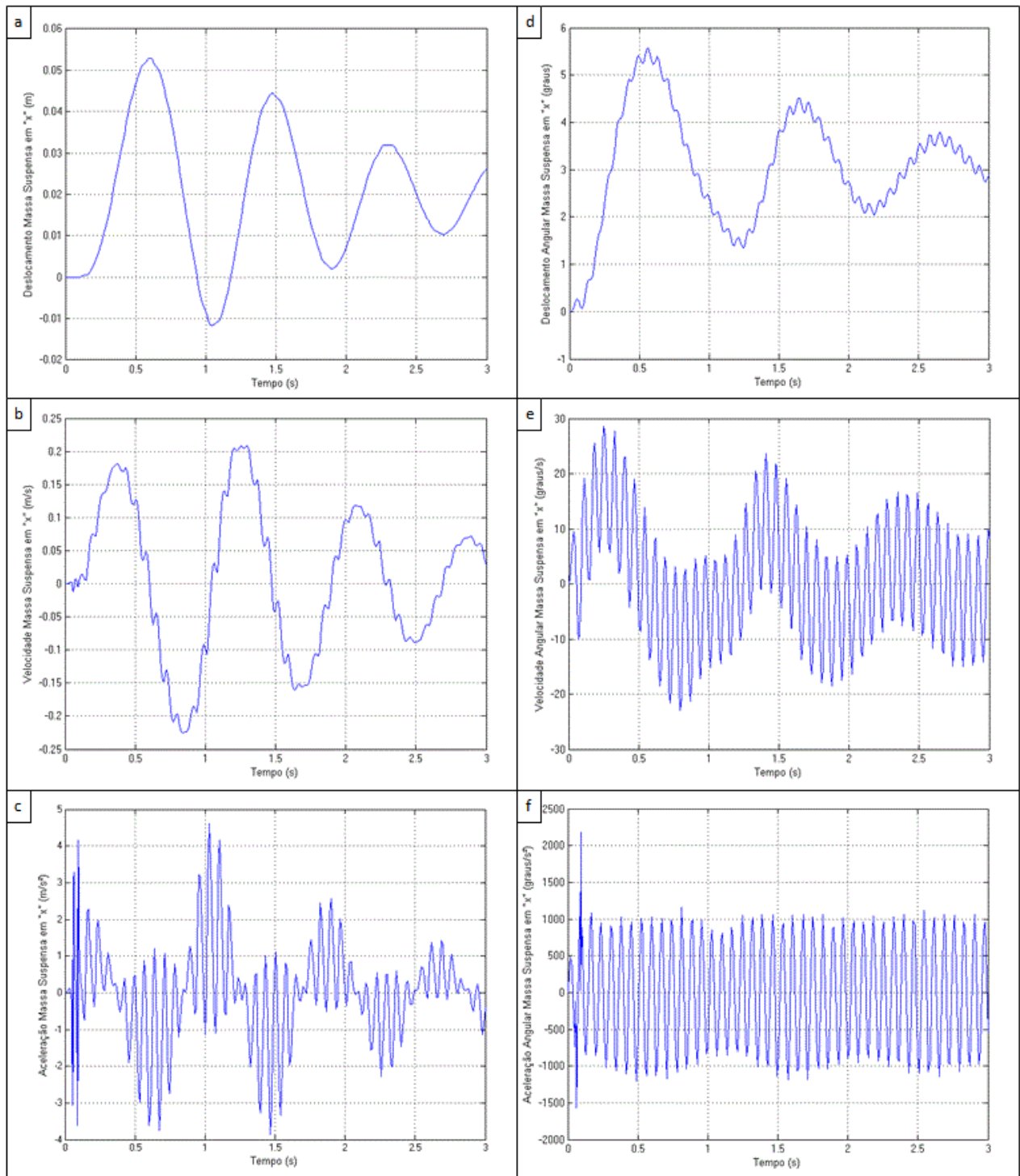


Fonte: o autor (2013).

No que diz respeito a translação, o gráfico da Figura 29 a) apresenta o deslocamento, o gráfico da Figura 29 b) apresenta a velocidade e o gráfico da Figura 29 c) apresenta a

aceleração da massa suspensa no eixo x em relação ao tempo. No que diz respeito a rotação, o gráfico da Figura 29 d) apresenta o deslocamento angular, o gráfico da Figura 29 e) apresenta a velocidade angular e o gráfico da Figura 29 f) apresenta a aceleração angular da massa suspensa no eixo x em relação ao tempo.

Figura 29 - Gráficos da massa suspensa no eixo "x" para o cenário 1.

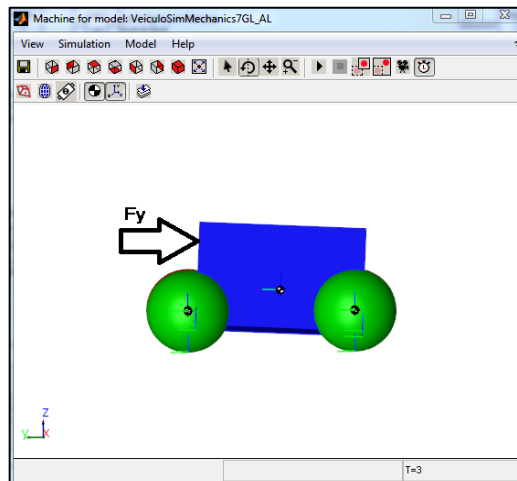


Fonte: o autor (2013).

4.5.2 Cenário 2: veículo com efeito de aceleração lateral no lado esquerdo

Para o segundo cenário foi adicionada uma aceleração lateral no veículo no eixo y , no lado esquerdo e atuante no CG da massa suspensa através do bloco *body actuator*, através de uma força aplicada de módulo igual a metade do peso da massa suspensa, ou seja, igual a 2477,515 N. Os demais valores permanecem iguais e os resultados obtidos estão apresentados na Figura 31, Figura 32 e Figura 33. Neste cenário o efeito obtido sobre o modelo é o de uma aceleração lateral, ou seja, o efeito gerado pela força do vento na lateral do veículo ou este executando um trajeto curvo. A Figura 30, apresenta o modelo virtual gerado pelo Simulink conforme o que foi abordado para o cenário 2.

Figura 30 - Modelo virtual gerado pelo Simulink no cenário 2.

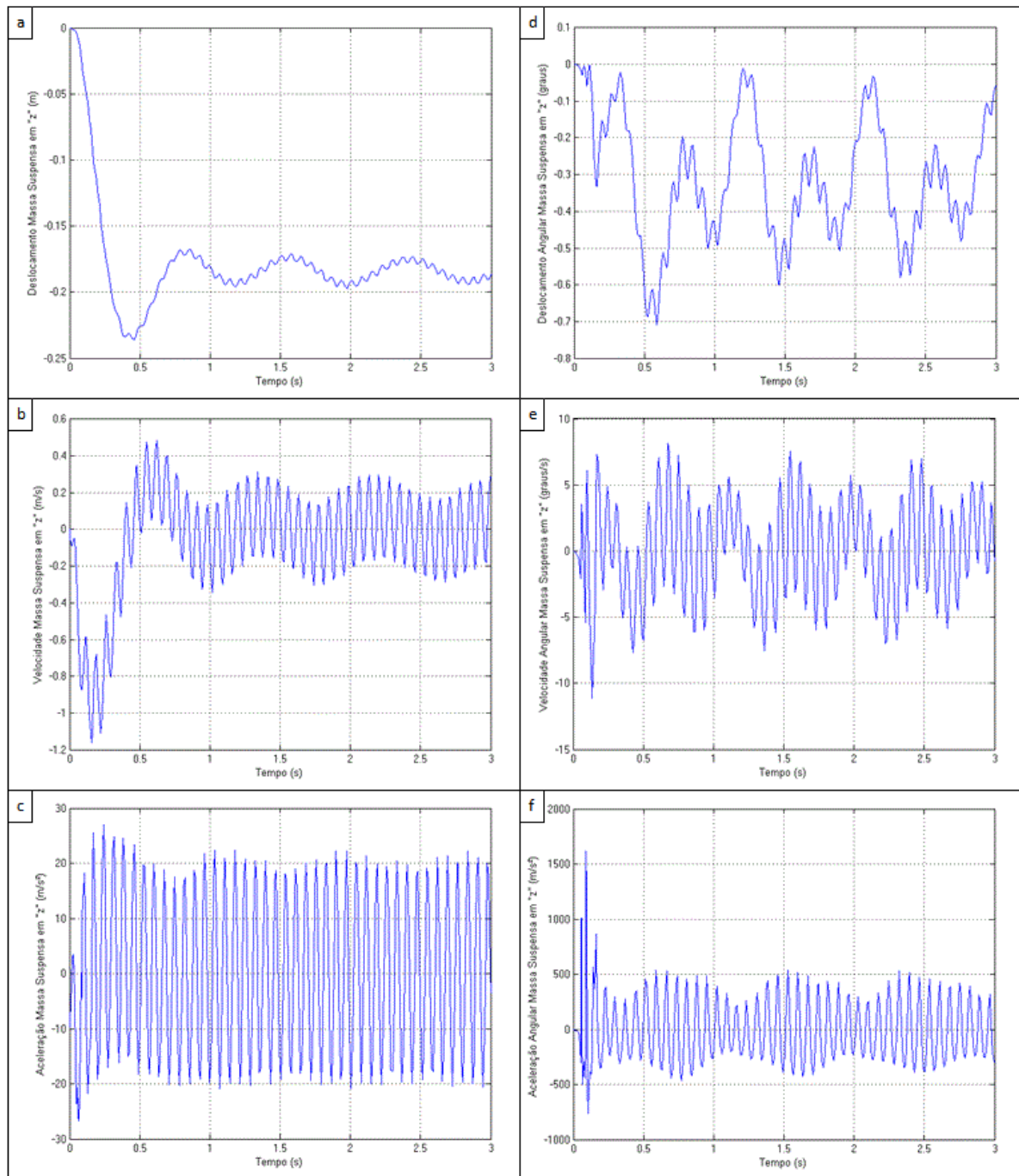


Fonte: o autor (2013).

Como resultados do cenário 2, no que diz respeito a translação, o gráfico da Figura 31 a) apresenta o deslocamento, o gráfico da Figura 31 b) apresenta a velocidade e o gráfico da Figura 31 c) apresenta a aceleração da massa suspensa no eixo z em relação ao tempo. No que diz respeito a rotação, o gráfico da Figura 31 d) apresenta o deslocamento angular, o gráfico da Figura 31 e) apresenta a velocidade angular e o gráfico da Figura 31 f) apresenta a aceleração angular da massa suspensa no eixo z em relação ao tempo.

Com as alterações deste cenário, ou seja, com o acréscimo de um vetor de força atuante no CG da massa suspensa é possível incluir diversos tipos de forças localizadas. Portanto, pode-se incluir forças contínuas nos eixos x , y e z que formarão um vetor resultante sobre a carroceria. Deste modo, pode-se incluir também forças não contínuas, como por exemplo, funções senoidais.

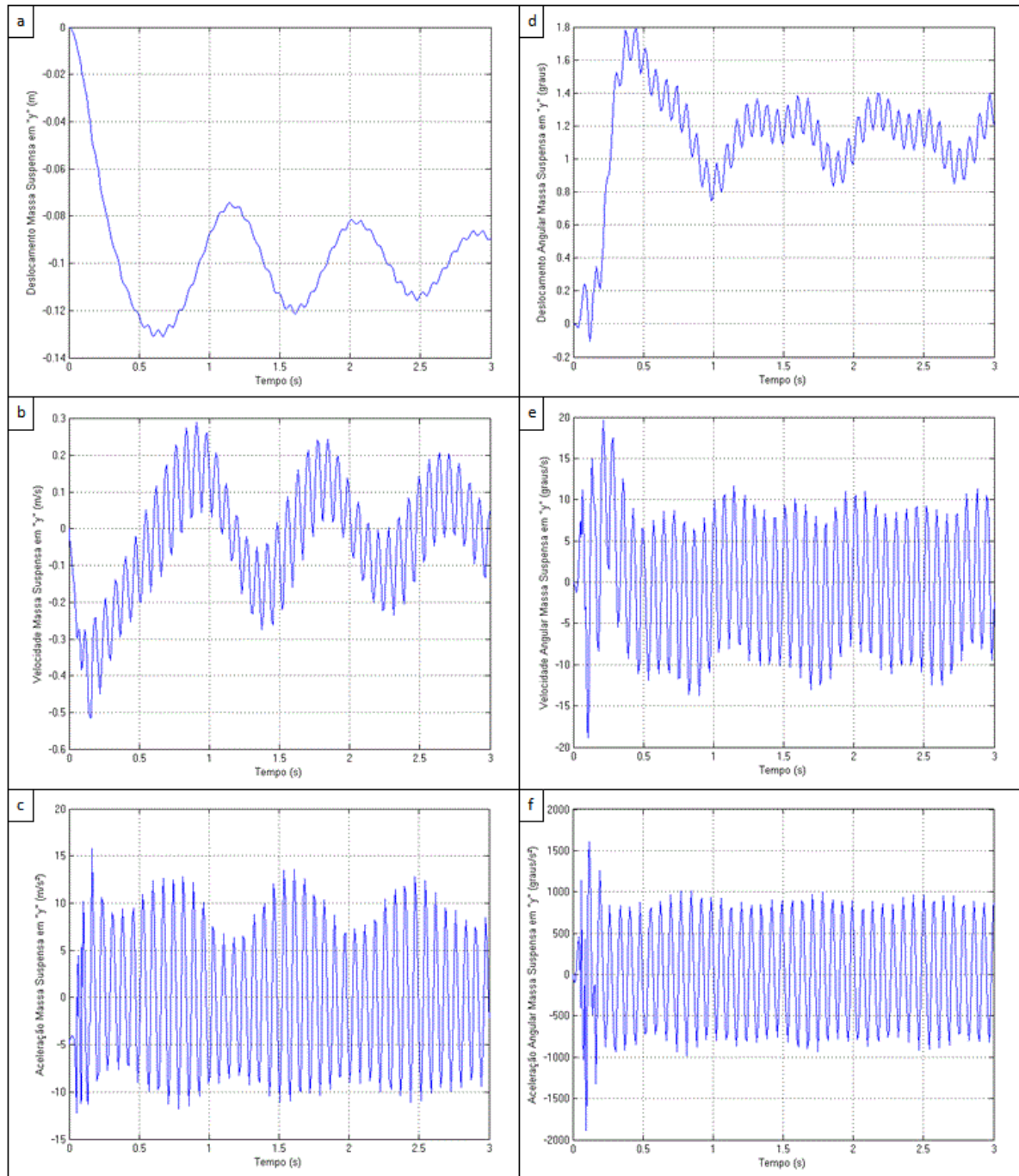
Figura 31 - Gráficos da massa suspensa no eixo "z" para o cenário 2.



Fonte: o autor (2013).

No que diz respeito a translação, o gráfico da Figura 32 a) apresenta o deslocamento, o gráfico da Figura 32 b) apresenta a velocidade e o gráfico da Figura 32 c) apresenta a aceleração da massa suspensa no eixo y em relação ao tempo. No que diz respeito a rotação, o gráfico da Figura 32 d) apresenta o deslocamento angular, o gráfico da Figura 32 e) apresenta a velocidade angular e o gráfico da Figura 32 f) apresenta a aceleração angular da massa suspensa no eixo y em relação ao tempo.

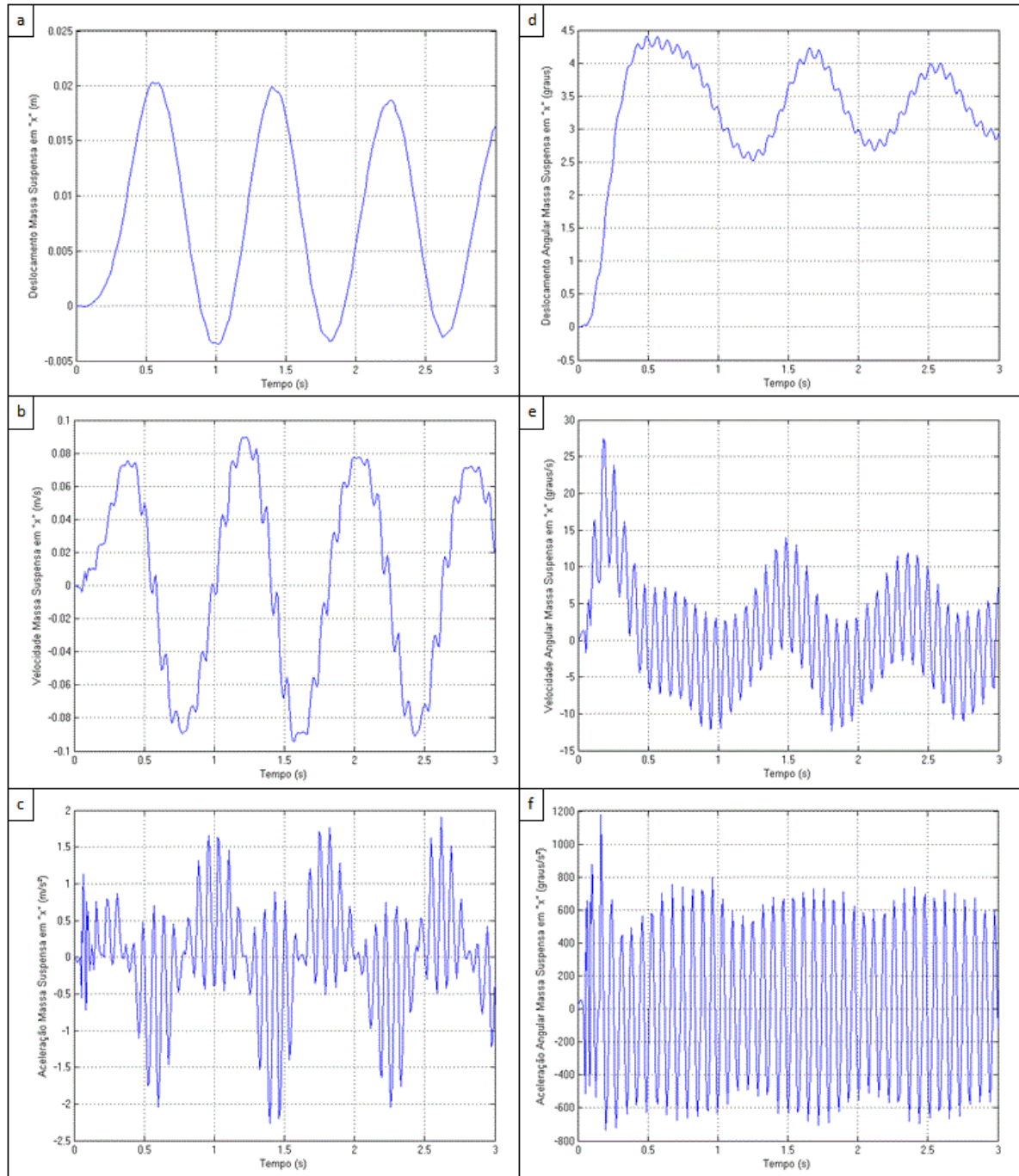
Figura 32 - Gráficos da massa suspensa no eixo "y" para o cenário 2.



Fonte: o autor (2013).

No que diz respeito a translação, o gráfico da Figura 33 a) apresenta o deslocamento, o gráfico da Figura 33 b) apresenta a velocidade e o gráfico da Figura 33 c) apresenta a aceleração da massa suspensa no eixo x em relação ao tempo. No que diz respeito a rotação, o gráfico da Figura 33 d) apresenta o deslocamento angular, o gráfico da Figura 33 e) apresenta a velocidade angular e o gráfico da Figura 33 f) apresenta a aceleração angular da massa suspensa no eixo x em relação ao tempo.

Figura 33 - Gráficos da massa suspensa no eixo "x" para o cenário 2.



Fonte: o autor (2013).

4.6 CONSIDERAÇÕES PARCIAIS A RESPEITO DO CAPÍTULO QUATRO

Observando os cenários desenvolvidos, é possível perceber facilidades em alterar os parâmetros e complementar o modelo, porém, o desenvolvimento do modelo requer vários cuidados como a ligação adequada dos tipos de blocos. Para que o modelo possa exercer a

função objetivo e os parâmetros do programa tenham coerência, é de grande importância avaliar todo e qualquer dado de entrada, bem como as opções fornecidas pelo programa.

Com estes cenários, observa-se a flexibilidade deste modelo, onde este pode ser utilizado para analisar questões que podem influenciar na vida útil do produto. Assim, foi observado um aumento nas acelerações desenvolvidas pelo CG da massa suspensa, mostrando que estes esforços seriam transmitidos aos passageiros e a estrutura, o que poderia influenciar na vida do produto e conforto dos ocupantes do veículo. Para o modelo desenvolvido é possível extrair também os gráficos das forças e torques de reação exercidos pela massa suspensa, que podem auxiliar no cálculo de componentes da estrutura, suspensão e outros.

Os gráficos apresentados nos cenários possuem curva característica de vibração forçada e amortecida. Portanto é uma característica das suspensões veiculares, considerando a rigidez e amortecimento da suspensão em relação a força exercida pelas irregularidades da pista.

5 CONCLUSÃO

Neste capítulo são abordadas as conclusões levantadas sobre os resultados obtidos, dificuldades encontradas, sugestões de melhorias futuras ao modelo desenvolvido e as principais características visualizadas na pesquisa para o desenvolvimento do modelo e simulação.

5.1 CONSIDERAÇÕES FINAIS

As atividades desenvolvidas, como a revisão bibliográfica de trabalhos que utilizam simulação numérica e computacional em suspensões, a definição e análise do modelo de suspensão veicular com sete graus de liberdade e a criação de cenários fazem parte dos objetivos específicos. Logo, estes foram atingidos e as propostas de alteração no modelo com base nos cenários desenvolvidos estão elencadas no próximo tópico.

Os resultados obtidos para este trabalho, por meio das atividades executadas, estão listados abaixo, onde foi possível explorar a ferramenta computacional adaptando-a em aplicações dentro do contexto da engenharia mecânica:

- a) Estudo do programa e identificação de pontos críticos para o desenvolvimento da modelagem computacional no Simulink.
- b) Desenvolvimento e validação do modelo implementado no Matlab Simulink através do diagrama de blocos do SimMechanics por meio do artigo publicado por Lira et al. (2012), com modelo matemático de suspensão de veículo com sete graus de liberdade;
- c) Análise do comportamento da massa suspensa em função dos parâmetros de entrada e em relação aos seus respectivos graus de liberdade observando os deslocamentos, velocidades e acelerações;
- d) Criação de cenários na simulação computacional, buscando a melhoria e a complementação da simulação com a utilização de outros recursos disponíveis pelo programa, o que no modelo matemático do artigo não era possível ou era de elevada complexibilidade.

Com este trabalho foi possível visualizar uma aplicação dos modelos matemáticos e simulações computacionais em um setor dentro da engenharia mecânica de elevada importância que é o automotivo. Este pode ser auxiliado por estes modelos e simulações numéricas para redução de tempo em desenvolvimentos de produtos e construção de

protótipos físicos, desde que otimizados e validados dentro de seus contextos. Este modelo alimentado com dados práticos confiáveis torna-se uma ferramenta versátil para estudos de suspensões veiculares.

5.2 SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

Como sugestão de trabalhos futuros, pode-se complementar com as alterações que seguem abaixo:

- a) Alterar a posição do centro de gravidade da massa suspensa, representando um efeito de distribuição de massa inadequada dentro do veículo e visualizar os efeitos gerados na suspensão e na massa suspensa;
- b) Adicionar uma nova massa suspensa sobre a massa suspensa existente unida por uma articulação com rigidez e amortecimento que representa o passageiro e seu acento no veículo;
- c) Alterar as equações das irregularidades da pista simplificadas por equações ou modelos matemáticos de pistas reais;
- d) Desenvolver métodos de otimização para os parâmetros do veículo modelado, a partir dos dados obtidos no modelo como por exemplo as posições, velocidades e acelerações do CG da massa suspensa;
- e) Adicionar o grau de liberdade de rotação para as rodas dianteiras com o objetivo de simular o comportamento do veículo e suspensão em trajetos curvos.
- f) Desenvolver modelos para outras aplicações, como por exemplo: bicicletas, motos, ônibus e caminhões utilizando modelos existentes para validação.

REFERÊNCIAS

CANALE, Antonio C.; ALVARENGA, Gustavo S.; VIVEROS, Henry P. Modelagem e análise de um veículo articulado utilizando a técnica dos multicorpos de SimMechanics em Matlab/Simulink. **Revista Minerva - Pesquisa & Tecnologia**, São Carlos, v.6, n.3, p. 279-286, set./dez. 2009.

CARVALHO, E. G. Inovação tecnológica na indústria automobilística: características e evolução recente. **Revista Economia e Sociedade**, Campinas, v. 17, n. 3 (34), p. 429-461, dez. 2008.

CONSOLI, Luciano Ribeiro Pinto. **Análise do comportamento dinâmico lateral de um veículo ferroviário**. 2007. 158p. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, São Paulo, 2007.

CORRÊA, Juliano Lourega. **Comportamento dinâmico de um veículo implementado com suspensões ativas**. 2011. 118p. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Escola de Engenharia da Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica - PROMEC, Porto Alegre, 2011.

CREED, Ben; KAHAWATTE, Nalaka; VARNHAGEN, Scott. **Development of full car vehicle dynamics model for use in the design of an active suspension control system**. Davis, USA: University of California, 2010. 20p.

DOWDS, Pdraig; O'DWYER, Aidan. Modelling and control of a suspension system for vehicle applications. In: WISMARER AUTOMATISIERUNGSSYMPOSIUM, 4., 2005, Wismar, Germany. **Proceedings...** Wismar, Germany: Dublin Institute of Technology, School of Electrical Engineering Systems, 2005, 5p.

FREITAS JR., Luís Mauro Pereira. **Estudo da dinâmica vertical de uma suspensão veicular do tipo MacPherson**. 2006. 139p. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Escola de Engenharia de São Carlos da Universidade de São Paulo, São Paulo, 2006.

GILLESPIE, T. D. **Fundamentals of vehicle dynamics**. Warrendale, USA: Society of Automotive Engineers, Inc., 1992.

HIBBELER, R. C. **Dinâmica: mecânica para engenharia**. 12^a ed. São Paulo: Pearson, 2011.

LIRA, Bruna; CASAS, Walter J. P.; CORSO, Leandro L.; GOMES, Herbert M. Otimização baseada em confiabilidade aplicada na suspensão de um veículo modelado matematicamente com sete graus de liberdade. **SAE Brasil**, São Paulo, 2012. 12p.

PIVETTA, Carlos S.; TOMAZINI, José E.; BRANDÃO, José G. T.; REZENDE, Osvaldo P. Solução analítica versus solução via software em problemas de engenharia. In: CONGRESSO BRASILEIRO DE EDUCAÇÃO EM ENGENHARIA, 40., 2012, Belém. **Anais...** Belém: UNESP, CETEC/EITEP, 2012. 8p.

QUINTELLA, Heitor; ROCHA, Henrique; ALVES, Manuela. Projeto de veículos automotores: fatores críticos de sucesso no lançamento. **Revista Produção**, São Paulo, v. 15, n. 3, p. 334-346, set./dez. 2005.

SUAIB, N. M.; SAM, Y. M. Modeling and control of active suspension using PISMC and SMC. **Jurnal Mekanikal**, Skudai, Malaysia, n. 26, p. 119-128, dez. 2008.

UHLMANN, Carlos Eduardo. **Análise da influência da barra estabilizadora no ângulo de rolagem da suspensão dianteira de ônibus**. 2009. 75p. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Escola de Engenharia da Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica - PROMEC, Porto Alegre, 2009.

VIVEROS, Henry Pizzaro. **Análise do desempenho na frenagem de um cavalo mecânico e semi-reboque com suspensão mecânica e sistema ABS mediante simulação em Matlab/Simulink**. 2010. 103p. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Escola de Engenharia de São Carlos da Universidade de São Paulo, São Paulo, 2010.

WONG, J. Y. **Theory of ground vehicles**. 3^{ed}. New York, USA: John Wiley & Sons, Inc., 2001.