

UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO ESCOLA
POLITÉCNICA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

ADAPTAÇÃO E DESENVOLVIMENTO DE UM MODELO COMPUTACIONAL
PARA A SIMULAÇÃO DA FRENAGEM DE UM VEÍCULO PESSOAL
EQUIPADO COM CDC

André Lopes dos Santos

São Paulo

2008

UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO ESCOLA
POLITÉCNICA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

ADAPTAÇÃO E DESENVOLVIMENTO DE UM MODELO COMPUTACIONAL
PARA A SIMULAÇÃO DA FRENAGEM DE UM VEÍCULO PESSOAL
EQUIPADO COM CDC

Trabalho de formatura apresentado
à Escola Politécnica da Universidade
de São Paulo para obtenção
do título de Graduação em Engenharia

André Lopes dos Santos

Orientador: Raul Gonzalez Lima

São Paulo

2008

FICHA CATALOGRÁFICA

Santos, André Lopes dos

Adaptação e desenvolvimento de um modelo computacional para simulação da frenagem de um veículo pessoal equipado com CDC / A.L. dos Santos. -- São Paulo, 2008.

101 p.

Trabalho de Formatura - Escola Politécnica da Universidade de São Paulo. Departamento de Engenharia Mecânica.

1.Engenharia automobilística 2.Matlab 3.Simulink 4.Pneus 5. Frenagem (Simulação)I.Universidade de São Paulo. Escola Politécnica. Departamento de Engenharia Mecânica II.t.

RESUMO

Este trabalho tem como objetivo a adaptação, desenvolvimento e validação de um modelo computacional em Matlab/Simulink de um automóvel em processo de frenagem, cuja suspensão é equipada com o sistema de amortecimento CDC (Continuous Damping Control). Este modelo deve ser apto a auxiliar o desenvolvimento de estratégias de controle da suspensão para fins de diminuição da distância de frenagem do veículo. O foco do processo de adaptação foi a melhora do comportamento longitudinal da simulação, através de mudanças no modelo de atrito dos pneus, nos efeitos de inclinação da pista e no detalhamento da dinâmica da suspensão. De acordo com os resultados do processo de validação, realizado com o auxílio de dados extraídos de ensaios com um veículo de testes real, o modelo desenvolvido representa com boa precisão a dinâmica vertical do veículo e consegue fornecer informações genéricas sobre sua dinâmica longitudinal. Por último, são apontadas algumas alternativas para o refinamento do modelo.

ABSTRACT

This work is destined to adapt, develop and validate a computational model in Matlab/Simulink platform for a personal vehicle in breaking process equipped with a CDC suspension (Continuous Damping Control). This model must be suitable to help in the development of control strategies for the suspension, aiming the reduction of breaking distance. The adaptation process focuses on the improvement of the simulation's longitudinal dynamics through changes in tire's friction model, in the effects of a slope in car dynamics and in suspension's better detailing. According to validation results, performed with data from tests with a real instrumented car, the developed model represents with fair precision the phenomena in the vertical axis of the vehicle, while provides generic information about the longitudinal dynamics. Finally, some alternatives are pointed for a later circumstantial improvement of the model.

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1: Variação relativa de acidentes de automóveis e suas conseqüências em comparação ao aumento do fluxo de veículos na Alemanha (Winner et al., 2005)	1
Figura 2: Desenho esquemático do modelo de meio-veículo (Breitenbücher, 2006)	5
Figura 3: Visão geral do modelo de um Opel Astra em Simulink.....	7
Figura 4: Curva de coeficiente de atrito em função do escorregamento dos pneus	8
Figura 5: Desenho esquemático do amortecedor CDC (ZF-Sachs, 2008).....	9
Figura 6: Diagrama de Força Resistiva em um amortecedor CDC em função da velocidade relativa e corrente de acionamento da válvula Bypass	10
Figura 7: Representação de todos os esforços aplicados à roda	11
Figura 8: Comparação entre simulação (preto) e realidade do efeito de uma mudança de corrente no amortecedor sobre a força normal no pneu (Breitenbücher,2006)	12
Figura 9: Exemplos de curvas μ_{XS} de um mesmo pneu para diferentes forças normais	13
Figura 10: Componente horizontal da força normal em um plano inclinado (Breitenbücher,2006)	14
Figura 11: Forças dinâmicas atuantes em um automóvel durante a frenagem (Winner et al.,2005)	15
Figura 12: Exemplos de sistemas automotivos de diferentes complexidades.....	15
Figura 13: Representação esquemática do "Modelo-V" utilizado no desenvolvimento de sistemas de TI na Alemanha (Wikipedia, 2007).....	16
Figura 14: Estrutura geral do desenvolvimento do modelo de simulação.....	17
Figura 15: Módulo da fase de planejamento "Top-Down"	18
Figura 16: Módulo da fase de desenvolvimento "Botom-Up"	19
Figura 17: Representação do modelo de simulação com os novos elementos de suspensão.....	20
Figura 18: Ilustração do ângulo de apoio em frenagem (ϵ) em um dos eixos do veículo.....	21
Figura 19: Suspensão implementada no modelo em Matlab/Simulink com entradas em verde e saídas em vermelho	23
Figura 20: Modelo de dinâmica vertical do pneu com cálculo de inclinação da pista integrado	24
Figura 21: Exemplo de curva μ_{XS} do modelo HSRI.....	25
Figura 22: Exemplo de curva μ_{XS} gerada pelo modelo Burckhardt (Burckhardt; Reimpell , 1993) ..	26
Figura 23: Influência dos parâmetros da fórmula de Pacejka na aparência da curva μ_{XS} (Kerber,2001)	27
Figura 24: Comparação entre os modelos Pacejka e Burckhardt (Kerber,2001).....	28
Figura 25: Representação gráfica do modelo ETM nas direções transversal e longitudinal do pneu (Pacejka,2002)	29
Figura 26: Funcionamento do modelo Swift (Pacejka, 2002)	30
Figura 27: Possíveis modos de vibração da carcaça do pneu no modelo Swift (Pacejka, 2002)	30
Figura 28: Diagrama de Custo/Performance dos modelos de pneu	35
Figura 29: Aparência do bloco da função Pacejka no Simulink	36
Figura 30: Sistema de medições PETRA (Heimberger, 2007).....	37
Figura 31: Comparação entre modelo atual, modelo antigo e dados experimentais a 30km/h e 4700N de força normal	40
Figura 32: Comparação entre modelo atual, modelo antigo e dados experimentais a 50km/h e 4700N de força normal	41
Figura 33: Comparação de resultados entre o modelo implementado e dados da literatura (Pacejka, 2002).....	42

Figura 34: Respostas do modelo a situações extremas de funcionamento em comparação ao modelo anterior.....	42
Figura 35: Resposta da força longitudinal do pneu gerada por uma pista de perfil senoidal	43
Figura 36: Influência da massa não suspensa na amplitude de vibração do sistema	44
Figura 37: Influência da rigidez do coxim na vibração do sistema.....	44
Figura 38: Influência da constante de amortecimento do coxim na vibração do sistema	45
Figura 39: Comportamento dos ângulos de apoio nos eixos dianteiro e traseiro durante a frenagem do veículo. (início da frenagem em $t=2s$, Offset do ângulo de arfagem em pontilhado).....	46
Figura 40: Representação do sistema vibrante amortecido de duas massas.....	47
Figura 41: Comparação entre as respostas do sistema à variação de massa da carroceria com dados da literatura (Winner et al., 2005).....	48
Figura 42: Comparação entre as respostas do sistema à variação de rigidez da mola com dados da literatura (Winner et al., 2005)	49
Figura 43: Comparação entre as respostas do sistema à variação da massa não-suspensa com dados da literatura (Winner et al., 2005)	50
Figura 44: Comparação entre as respostas do sistema à variação da rigidez do pneu com dados da literatura (Winner et al., 2005)	51
Figura 45: Comparação entre as respostas do sistema à variação da resistência ao movimento do amortecedor com dados da literatura (Winner et al., 2005).....	52
Figura 46: Influência do amortecimento dos pneus na vibração do sistema.....	53
Figura 47: Influência da rigidez dos coxins na simulação dinâmica vertical do veículo	54
Figura 48: Efeitos do amortecimento dos coxins na dinâmica vertical do veículo.....	55
Figura 49: Cinemática resultante da simulação do modelo de automóvel durante uma frenagem. 56	
Figura 50: Diagrama de Bode do ângulo de arfagem do modelo durante uma frenagem em pista plana e em linha reta	57
Figura 51: Divisão da energia total dissipada do veículo durante simulação de frenagem.....	58
Figura 52: Representação e dimensões do veículo de testes (Opel, 2008)	59
Figura 53: Exemplo de acelerômetro utilizado para a medição da cinemática em diversos pontos do veículo	60
Figura 54: Desenho esquemático da montagem do experimento "Frenagem em pista asfaltada com obstáculo senoidal"	61
Figura 55: Desenho esquemático da montagem do experimento "Frenagem em pista plana asfaltada ".....	62
Figura 56: Velocidade longitudinal do automóvel	65
Figura 57: Força de frenagem	66
Figura 58: Pressão Hidráulica do Sistema de Freios	66
Figura 59: Escorregamento do pneu frontal esquerdo durante frenagem retilínea	67
Figura 60: Força normal na roda dianteira esquerda	68
Figura 61: Velocidade relativa entre pistão e carcaça do amortecedor dianteiro esquerdo.....	69
Figura 62: Integral no tempo da componente dinâmica da força normal no pneu dianteiro esquerdo.....	69
Figura 63: Movimento relativo longitudinal entre a carroceria e cada uma das rodas.....	70
Figura 64: Análise das amplitudes do movimento relativo entre carroceria e rodas em função da frequência.....	71
Figura 65: Força normal na roda dianteira esquerda durante frenagem por obstáculo	72
Figura 66: Velocidade relativa entre pistão e carcaça do amortecedor dianteiro esquerdo.....	72

Figura 67: Integral no tempo da componente dinâmica da força normal no pneu dianteiro esquerdo.....	73
Figura 68: Velocidade longitudinal do veículo em frenagem sobre obstáculo senoidal	74
Figura 69: Escorregamento do pneu dianteiro esquerdo durante frenagem sobre obstáculo senoidal	74
Figura 70: Força de frenagem da roda dianteira esquerda durante frenagem sobre obstáculo senoidal	75
Figura 71: Força de frenagem da roda dianteira esquerda durante frenagem sobre obstáculo senoidal	84
Figura 72: Velocidade longitudinal do veículo durante frenagem sobre obstáculo senoidal.....	84
Figura 73: Escorregamento do pneu na roda dianteira esquerda durante frenagem com obstáculo senoidal	85
Figura 74: Força normal no pneu dianteiro direito durante frenagem com obstáculo senoidal.....	85
Figura 75: Integral no tempo da componente dinâmica da força normal no pneu dianteiro esquerdo durante frenagem sobre obstáculo senoidal	86
Figura 76: Velocidade relativa entre pistão e carcaça do amortecedor dianteiro esquerdo durante frenagem sobre obstáculo senoidal	86

ÍNDICE DE TABELAS

Tabela 1: Cronograma de atividades no primeiro semestre	4
Tabela 2: Cronograma de atividades no segundo semestre.....	4
Tabela 3: Matriz de decisão para modelo de pneu	34
Tabela 4: Lista de parâmetros do modelo Pacejka e suas origens.....	39
Tabela 5: Relação de ângulos de apoio com o veículo parado na simulação e fornecidos pelo fabricante do automóvel de testes(em radianos).....	45
Tabela 6: Erros de posicionamento causados pelas diferenças entre ângulos de apoio entre simulação e dados do fabricante.....	46
Tabela 7: Notas e critérios da qualidade da curva μ XS dos modelos	78
Tabela 8: Notas e Critérios da quantidade de fenômenos modelados por cada modelo.....	79
Tabela 9: Critérios e notas da flexibilidade de cada modelo.....	80
Tabela 10: Critérios e notas das informações a respeito de cada modelo.....	81
Tabela 11: Critérios e notas da dificuldade de parametrização dos modelos.....	82
Tabela 12: Notas e critérios para os graus de liberdade de cada modelo	83

SUMÁRIO

ÍNDICE DE FIGURAS

ÍNDICE DE TABELAS

1. INTRODUÇÃO.....	1
2. OBJETIVO.....	3
3. CRONOGRAMA.....	4
3.1. <i>Primeiro Semestre.....</i>	<i>4</i>
3.2. <i>Segundo Semestre.....</i>	<i>4</i>
4. ESTUDO PRELIMINAR.....	5
4.1. <i>Funcionamento do Modelo.....</i>	<i>5</i>
4.1.1. <i>Matlab/Simulink.....</i>	<i>6</i>
4.1.2. <i>Dinâmica Longitudinal.....</i>	<i>7</i>
4.1.3. <i>Dinâmica Vertical.....</i>	<i>8</i>
4.1.4. <i>Dinâmica Rotacional das Rodas.....</i>	<i>10</i>
4.2. <i>Resultados e Limitações do Modelo.....</i>	<i>11</i>
5. DESENVOLVIMENTO DO MODELO.....	13
5.1. <i>Alternativas de Melhora.....</i>	<i>13</i>
5.1.1. <i>Modelos de Simulação de Pneus.....</i>	<i>13</i>
5.1.2. <i>Efeito da Inclinação da Pista.....</i>	<i>14</i>
5.1.3. <i>Dinâmica da Suspensão.....</i>	<i>14</i>
5.2. <i>Metodologia de Implementação.....</i>	<i>15</i>
5.2.1. <i>“Modelo-V”.....</i>	<i>16</i>
5.3. <i>Implementação.....</i>	<i>19</i>
5.3.1. <i>Dinâmica da Suspensão.....</i>	<i>19</i>
5.3.2. <i>Efeito da Inclinação da Pista.....</i>	<i>23</i>
5.3.3. <i>Simulação de Pneus.....</i>	<i>24</i>
6. VERIFICAÇÃO DO MODELO.....	40
6.1. <i>Roda e Pneu.....</i>	<i>40</i>
6.1.1. <i>Coeficiente de Atrito.....</i>	<i>40</i>
6.1.2. <i>Efeito da Inclinação da Pista.....</i>	<i>43</i>

6.2.	<i>Dinâmica da Suspensão</i>	43
6.2.1.	Coxim	43
6.2.2.	Ângulo de apoio em frenagem	45
6.3.	<i>Veículo Completo</i>	47
6.3.1.	Dinâmica Vertical	47
6.3.2.	Frenagem.....	56
6.4.	<i>Conclusão da verificação</i>	58
7.	VALIDAÇÃO DO MODELO	59
7.1.	<i>Métodos de Validação</i>	59
7.1.1.	Veículo de Testes.....	59
7.1.2.	Ensaios.....	61
7.2.	<i>Grandezas analisadas</i>	62
7.2.1.	Força de frenagem	63
7.2.2.	Escorregamento dos pneus	63
7.2.3.	Velocidade do automóvel.....	63
7.2.4.	Força normal nos pneus	63
7.2.5.	Integral da força normal dinâmica no tempo.....	64
7.2.6.	Velocidade relativa no amortecedor.....	64
7.2.7.	Diferença de aceleração entre roda e carroceria	64
7.3.	<i>Resultados</i>	64
7.3.1.	Frenagem em pista plana asfaltada	65
7.3.2.	Frenagem em pista asfaltada com obstáculo senoidal	71
8.	CONCLUSÕES	76
	ANEXO A – Critérios de escolha e notas dos modelos de pneu	78
	ANEXO B – Testes de frenagem sobre obstáculo com suspensão menos rígida	84
9.	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	87

1. INTRODUÇÃO

A segurança é, desde os anos setenta, um dos principais focos nos grandes centros de desenvolvimento do setor automotivo mundial. As exigências dos legisladores e a preferência de consumidores por veículos mais seguros nos países de vanguarda criaram um esforço na Indústria Automotiva responsável pela grande quantidade de inovações técnicas para a proteção de passageiros e pedestres desde então.

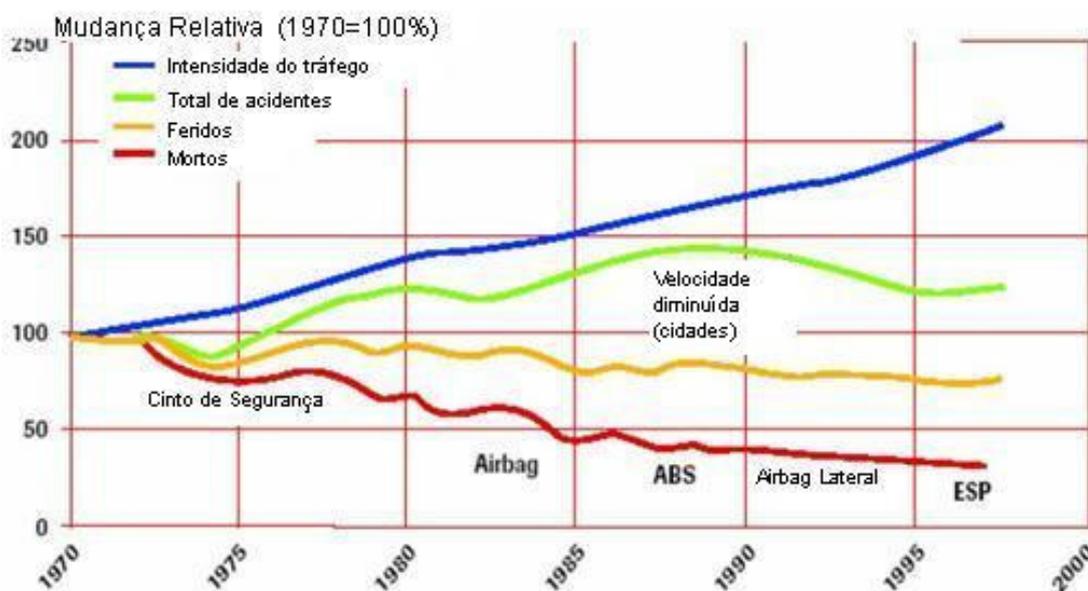


Figura 1: Variação relativa de acidentes de automóveis e suas consequências em comparação ao aumento do fluxo de veículos na Alemanha (Winner et al., 2005)

Também o nascimento e desenvolvimento da Indústria Eletrônica nesse período e sua contribuição para indústria automotiva melhorou consideravelmente funções veiculares antes puramente mecânicas e estendeu as fronteiras da pesquisa no setor.

Recentemente, parcerias entre centros universitários de pesquisa e grandes indústrias de automóveis vêm sendo firmadas, visando a criação e desenvolvimento de novos sistemas de segurança para veículos em série. Em uma dessas parcerias, constituída pela Universidade Técnica de Darmstadt (Alemanha) e as firmas ZF-Sachs e Bosch, foi identificado um potencial de redução de distância de frenagem de um veículo automotor através do controle de sua suspensão, feita pelo sistema CDC (Continuous Damping Control). A partir daí foi idealizada e desenvolvida uma estratégia de

controle desse sistema que possibilitou uma redução na distância de frenagem de, em média, 1,3%(Niemz, 2006).

A meta no momento é o avanço dessa estratégia para a integração desse sistema a outros sistemas de segurança ativa presentes no veículo, como ABS ou ESP, para que interferências destrutivas sejam evitadas e interferências construtivas sejam aproveitadas, tornando o trabalho conjunto entre eles o melhor e mais eficiente possível.

2. OBJETIVO

Inserido nesse contexto, o objetivo deste trabalho é a adaptação e validação de um modelo computacional em plataforma Matlab/Simulink para um Opel Astra em processo de frenagem em linha reta e equipado com sistemas embarcados de proteção ativa (ABS, ESP) e com o sistema de suspensão semi-ativa CDC, para que ele auxilie na concepção de estratégias de controle combinadas entre esses sistemas, reduzindo a necessidade de ensaios com protótipos reais e os custos e aumentando a velocidade de desenvolvimento e o rendimento do projeto.

4. ESTUDO PRELIMINAR

Neste capítulo será apresentado o modelo em Matlab/Simulink desenvolvido durante o projeto de Niemz (2006), que servirá de base para o presente trabalho. O desempenho e as restrições desse modelo serão discutidas e comparadas àquelas necessárias para que sua utilização na elaboração e testes de estratégias de controle do sistema CDC seja possível.

4.1. Funcionamento do Modelo

O modelo disponível conta com sete graus de liberdade em duas dimensões e simula em Matlab/Simulink a dinâmica vertical e longitudinal de meio-veículo em frenagem, como mostra o esquema da Figura 2.

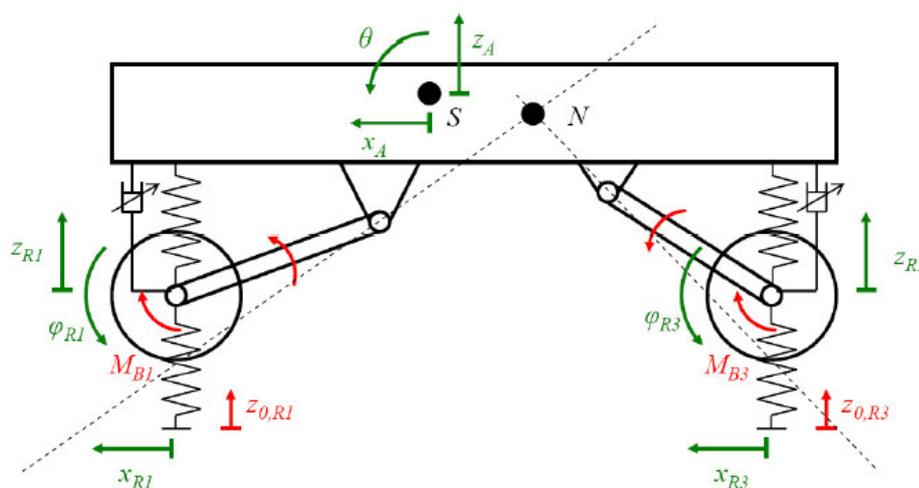


Figura 2: Desenho esquemático do modelo de meio-veículo (Breitenbücher, 2006)*

* As grandezas x_{R1} e x_{R3} na figura não são graus de liberdade pois as rodas do modelo não se movimentam em relação a carroceria na direção longitudinal

A simplificação da simulação a duas dimensões e meio-carro apresenta-se, neste caso, como a mais vantajosa no sistema Matlab/Simulink. Como constatado por Breitenbücher (2006), um modelo mais simples, como o de um quarto de carro seria suficiente para uma boa descrição do comportamento vertical do veículo, mas deixaria muito a desejar na dinâmica longitudinal. Já um modelo tridimensional, mais completo, acarretaria uma complexidade de cálculos e parâmetros muito maior do que o ganho de precisão nos resultados.

4.1.1. Matlab/Simulink

A simulação na plataforma Matlab/Simulink é constituída por diversas operações matemáticas, funções, interpolações de diagramas, entre outros, que são representados no programa por blocos. Esses elementos são responsáveis por transformar ou combinar as variáveis do modelo ao longo do tempo, que são representadas por setas que se originam ou se dirigem aos blocos, conectando-os. O Simulink permite que se agrupem várias funções ou operações em um único bloco, criando um sub-sistema, que pode reproduzir sistemas reais em um automóvel. Na Figura 3 tem-se, como exemplo, uma vista geral do modelo de veículo abordado neste trabalho.

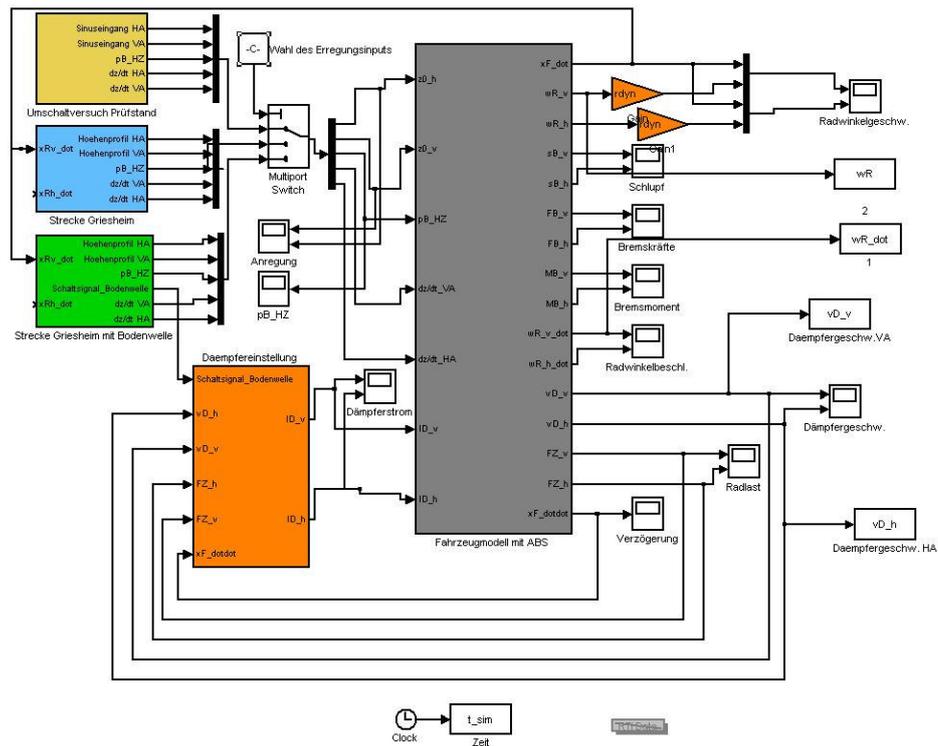


Figura 3: Visão geral do modelo de um Opel Astra em Simulink

4.1.2. Dinâmica Longitudinal

O modelo descreve a ação das forças de frenagem e da resistência do ar na dinâmica longitudinal da carroceria através da equação:

$$m_F \ddot{x} = -F_{x_1} - F_{x_3} - \frac{1}{2} c_w \rho_{ar} A \dot{x}^2 \quad (1)$$

onde c_w , A e ρ_{ar} são, respectivamente, o coeficiente de arrasto e área frontal do veículo e a densidade do ar. As forças de frenagem são calculadas a partir das forças normais em cada pneu:

$$F_x = F_z \cdot \mu \quad (2)$$

O coeficiente de atrito entre o pneu e a pista utilizado nessa fórmula foi simplificado a um diagrama de coeficiente de atrito versus escorregamento (μX_S), como visto na Figura 4.

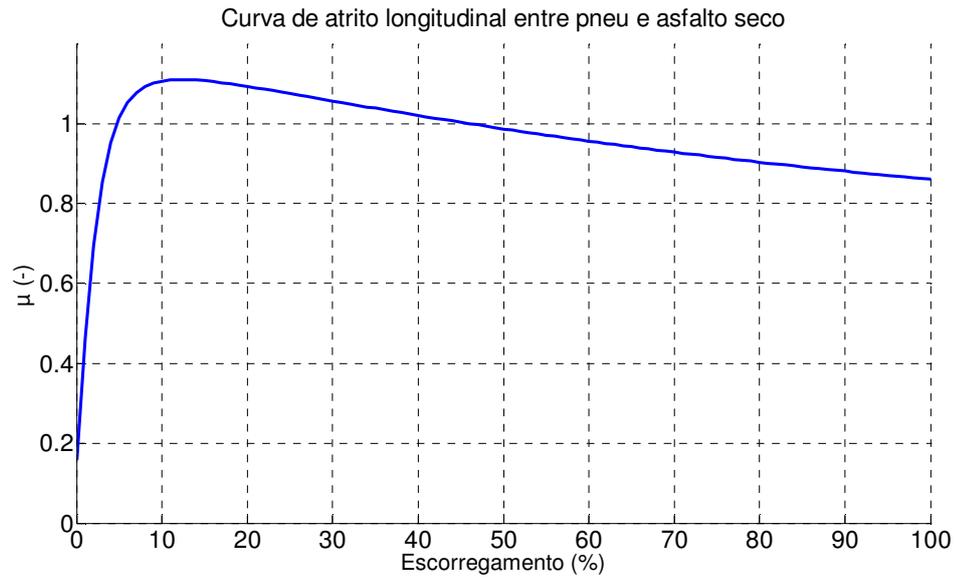


Figura 4: Curva de coeficiente de atrito em função do escorregamento dos pneus

O escorregamento representa a diferença de velocidade entre a superfície do pneu e a pista e é calculado pela fórmula:

$$S = \frac{v_F - \varphi_R \cdot r_{dyn}}{v_F} \quad (3)$$

4.1.3. Dinâmica Vertical

A partir de um diagrama oriundo de medições feitas na pista do Campo de Testes em Griesheim, da Universidade Técnica de Darmstadt, o programa gera excitações verticais nos pneus do modelo que, através de coeficientes de rigidez e amortecimento constantes, movimentam verticalmente as rodas. Esse movimento é, por sua vez transferido à carroceria através da suspensão do veículo. Seguem as equações que regem esse comportamento no modelo:

Movimento vertical da carroceria:

$$m_A \ddot{z}_A + (c_{A,v} + c_{A,h}) \dot{z}_A - (c_{A,v} l_v + c_{A,h} l_h) \theta - c_{A,v} z_{R1} - c_{A,h} z_{R,3} - F_{D,1} - F_{D,3} \\ = m_F (-\ddot{x}_A) \left[\frac{F_{x,v}}{F_{x,v} + F_{x,h}} \frac{h_{Gv}}{l_{Gv}} - \frac{F_{x,h}}{F_{x,v} + F_{x,h}} \frac{h_{Gh}}{l_{Gh}} \right] \quad (4)$$

Movimento de mergulho da carroceria:

$$\begin{aligned}
 & J_A \ddot{\theta} + (k_{D,v} l_v^2 + k_{D,h} l_h^2) \dot{\theta} + (c_{A,v} l_v^2 + c_{A,h} l_h^2) \theta - (k_{D,v} l_v - k_{D,h} l_h) \dot{z}_A \\
 & \quad - (c_{A,v} l_v - c_{A,h} l_h) z_A + \\
 & k_{D,v} l_v \dot{z}_{R,1} - k_{D,h} l_h \dot{z}_{R,3} + c_{A,v} l_v z_{R,1} - c_{A,h} l_h z_{R,3} = \\
 & m_F (-\ddot{x}_A) \left[h_S - \frac{F_{x,v}}{F_{x,v} + F_{x,h}} l_v \frac{h_{Gv}}{l_{Gv}} - \frac{F_{x,h}}{F_{x,v} + F_{x,h}} l_h \frac{h_{Gh}}{l_{Gh}} \right]
 \end{aligned} \tag{5}$$

Movimento vertical das rodas:

$$\begin{aligned}
 & m_{R,v} \ddot{z}_{R,1} + (c_{R,v} + c_{R,h}) z_{R,1} - c_{A,v} z_A - c_{R,v} z_{0,R1} + c_{A,v} l_v \theta + F_{D,1} \\
 & = m_F (-\ddot{x}_A) \frac{F_{x,v}}{F_{x,v} + F_{x,h}} \frac{h_{Gv}}{l_{Gv}}
 \end{aligned} \tag{6}$$

$$\begin{aligned}
 & m_{R,h} \ddot{z}_{R,3} + (c_{R,v} + c_{R,h}) z_{R,3} - c_{A,h} z_A - c_{R,h} z_{0,R3} + c_{A,h} l_h \theta + F_{D,3} \\
 & = m_F (-\ddot{x}_A) \frac{F_{x,h}}{F_{x,v} + F_{x,h}} \frac{h_{Gh}}{l_{Gh}}
 \end{aligned} \tag{7}$$

O controle do sistema CDC é inserido no modelo pelas forças de amortecimento $F_{D,1}$ e $F_{D,3}$. No automóvel real, o sistema CDC é composto por válvulas do tipo Bypass ativadas eletronicamente, que controlam o fluxo do líquido no interior dos amortecedores, regulando suas forças de resistência.



Figura 5: Desenho esquemático do amortecedor CDC (ZF-Sachs, 2008)

As curvas da força resistiva desses amortecedores em função da corrente de acionamento da válvula estão representadas na Figura 6.

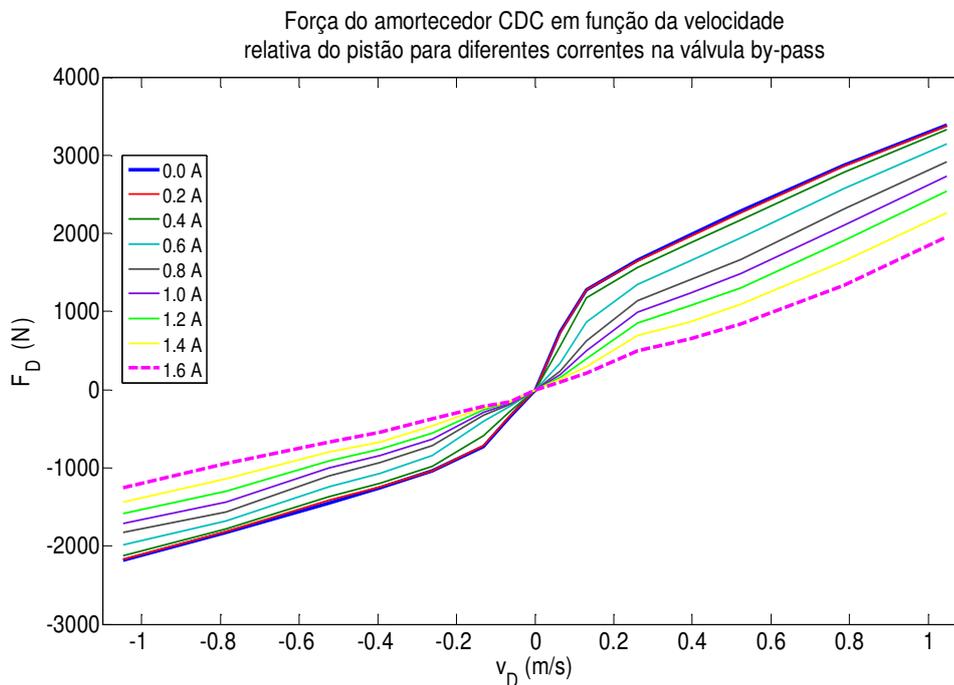


Figura 6: Diagrama de Força Resistiva em um amortecedor CDC em função da velocidade relativa e corrente de acionamento da válvula Bypass

4.1.4. Dinâmica Rotacional das Rodas

O momento de inércia da roda funciona no modelo como uma interface entre o sistema de freios e a força de frenagem. O primeiro é representado pelo momento M_B aplicado à roda, proveniente da pressão das pastilhas de freio sobre o disco. Pela fórmula abaixo, esse momento é convertido em desaceleração angular da roda e, conseqüentemente em mudança no escorregamento, alterando assim a força de atrito nos pneus.

$$J_R \ddot{\phi}_R = F_x \cdot r_{dyn} - M_B \quad (8)$$

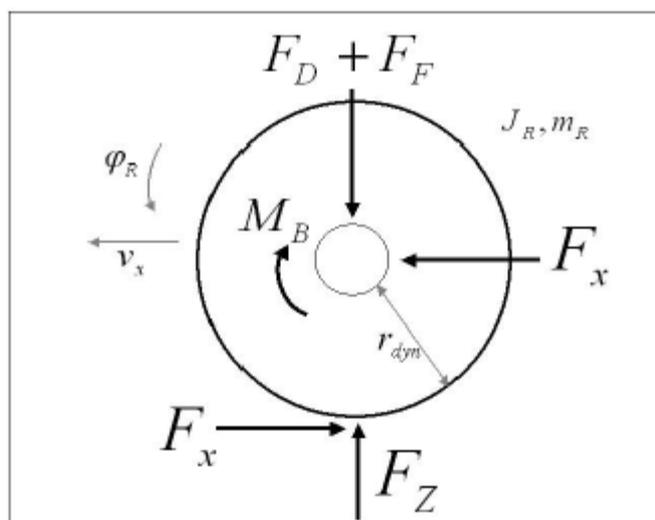


Figura 7: Representação de todos os esforços aplicados à roda

4.2. Resultados e Limitações do Modelo

Para a validação deste modelo, Breitenbücher(2006) executou testes de frenagem com um Opel Astra real na Pista de testes de Griesheim, assim como ensaios em uma plataforma vibrante da empresa ZF-Sachs em Schweinfurt. Depois, todos estes testes foram simulados pelo modelo e os resultados comparados.

Nestes testes, o modelo apresentou resultados bem próximos à realidade na dinâmica vertical, com valores de correlação da ordem de 0,9. Na plataforma vibrante, por exemplo, foram comparados os efeitos de uma mudança de corrente no amortecedor CDC sobre a força normal aplicada no pneu em diversas frequências (Figura 8).

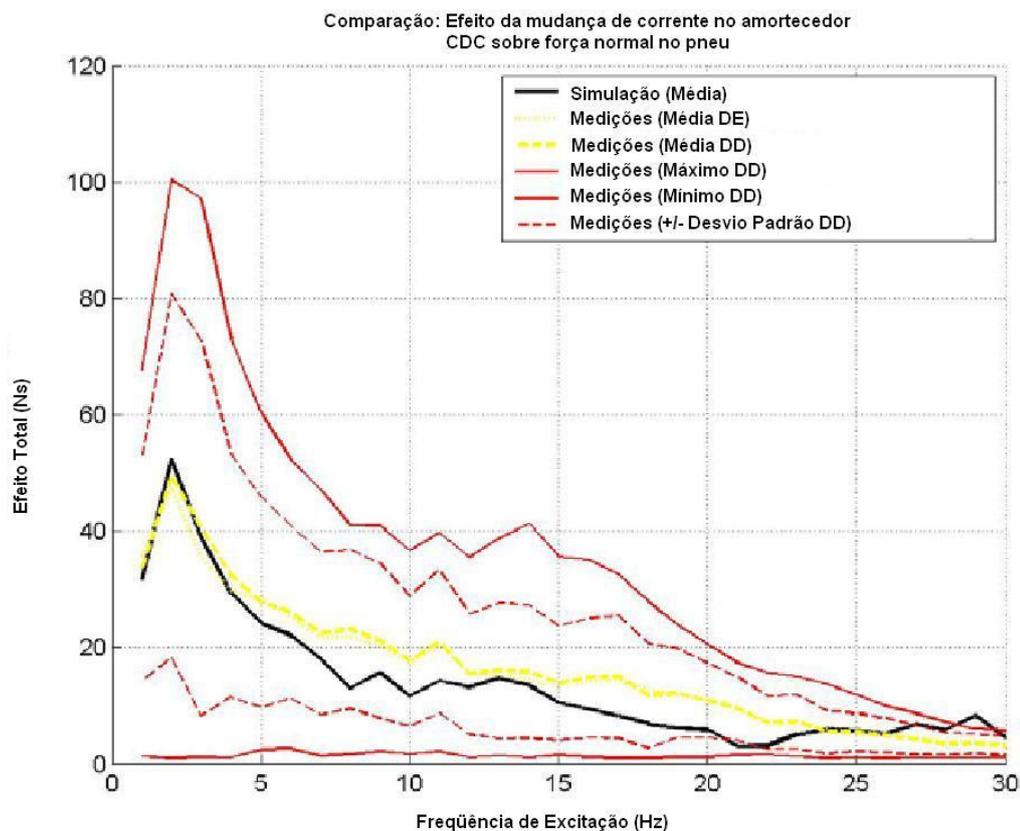


Figura 8: Comparação entre simulação (preto) e realidade do efeito de uma mudança de corrente no amortecedor sobre a força normal no pneu (Breitenbücher,2006)

Por outro lado, também segundo Breitenbücher(2006), a dinâmica longitudinal do modelo não repetiu o bom desempenho da vertical. Apesar de comportamentos muitas vezes semelhantes, as correlações entre modelo e veículo para grandezas como força de frenagem ou escorregamento dos pneus eram da ordem de 0,7. A conclusão foi que fora alguma noção qualitativa a respeito do efeito do controle da suspensão sobre a dinâmica longitudinal do veículo, nenhum resultado expressivo poderia ser extraído desse modelo, sendo necessárias melhorias neste quesito.

5. DESENVOLVIMENTO DO MODELO

5.1. Alternativas de Melhora

Tendo em vista a necessidade de melhora do modelo principalmente na dinâmica longitudinal, serão listadas neste capítulo mudanças com algum potencial para tal.

5.1.1. Modelos de Simulação de Pneus

Como visível no processo de validação de Breitenbücher (2006), o cálculo do coeficiente de atrito pode ter um papel fundamental na representação errônea da força de atrito no modelo, assim como no comportamento do escorregamento. A simplificação de uma única curva μ_{XS} constante no tempo feita no modelo mostra-se insuficiente para uma boa simulação da dinâmica longitudinal do veículo.

Dados da literatura (Pacejka, 2002, p. ex.) e do Sistema de Medições PETRA, da Universidade Técnica de Darmstadt, indicam que grandezas, como a força normal ou a velocidade do veículo, deformam de maneira relevante a curva μ_{XS} , o que, no modelo atual, não ocorre.

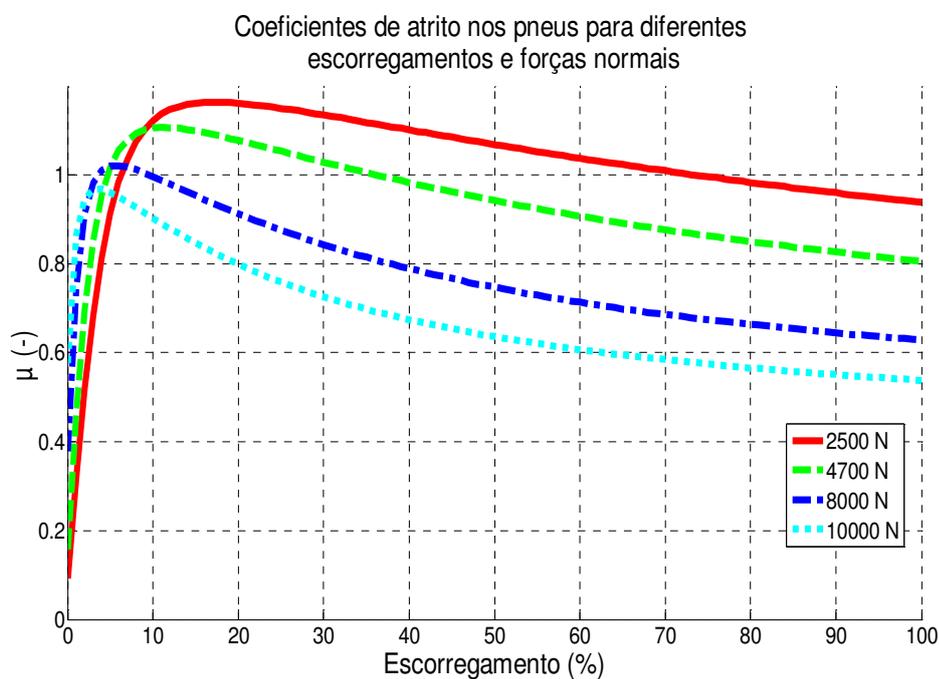


Figura 9: Exemplos de curvas μ_{XS} de um mesmo pneu para diferentes forças normais

Deste modo, a implantação de um novo modelo de pneu com essas características poderia contribuir para um aumento significativo em sua correlação com a realidade, tornando possíveis conclusões mais profundas sobre o funcionamento do veículo com o sistema CDC.

5.1.2. Efeito da Inclinação da Pista

No modelo atual, o perfil da pista de testes influi apenas nas forças verticais do veículo. Como visível na Figura 10, uma inclinação dessa pista gera também uma componente na direção longitudinal do automóvel, gerando diferenças entre modelo e ensaios físicos.

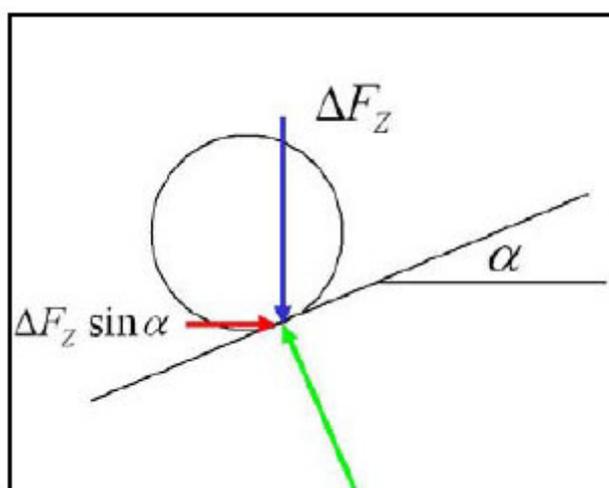


Figura 10: Componente horizontal da força normal em um plano inclinado
(Breitenbücher,2006)

Em Breitenbücher (2006), estimou-se que o erro na força de frenagem devido a essa simplificação pode chegar a 17%.

5.1.3. Dinâmica da Suspensão

A atual configuração do modelo negligencia os efeitos da geometria da suspensão, assim como a ação dos vários elementos de borracha usados em sua montagem. Juntos, esses efeitos geram uma velocidade longitudinal relativa além de uma mudança nos esforços entre a carroceria e as rodas (F_{lv} e F_{lh} , na Figura 11), criando variações no cálculo do escorregamento e na dinâmica da massa não-suspensa.

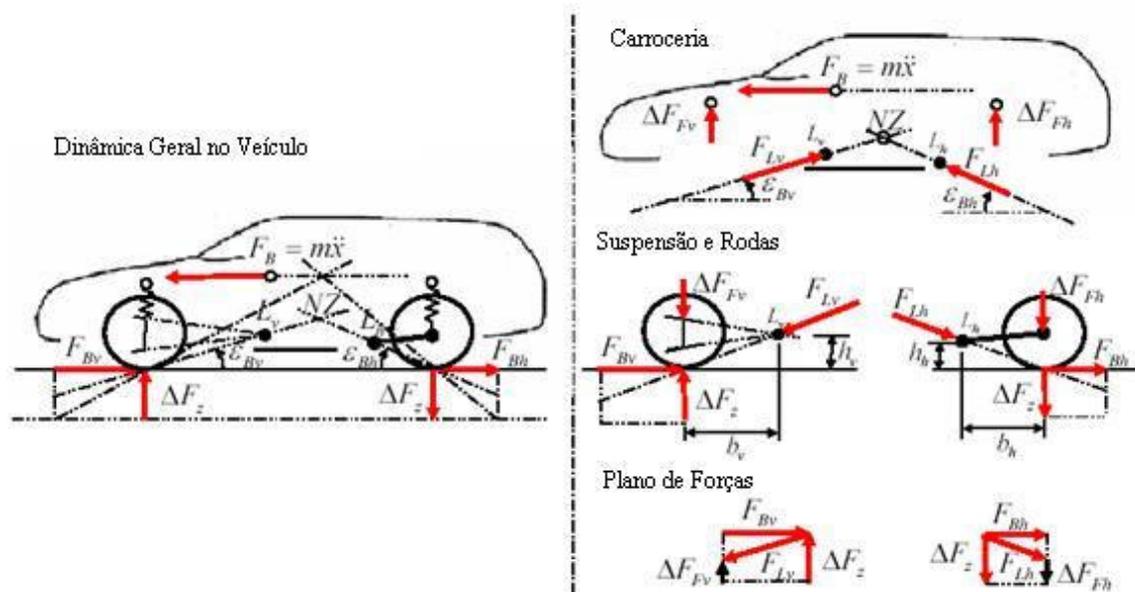


Figura 11: Forças dinâmicas atuantes em um automóvel durante a frenagem (Winner et al.,2005)

5.2. Metodologia de Implementação

Um automóvel pode ser considerado como uma soma de diferentes sub-sistemas mecânicos e elétricos em diferentes níveis de complexidade, que interagem uns com os outros e com o ambiente.

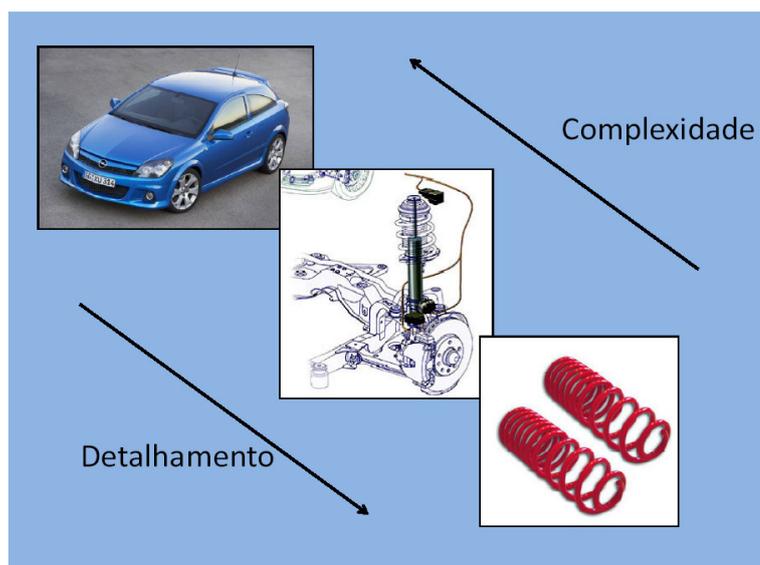


Figura 12: Exemplos de sistemas automotivos de diferentes complexidades

Deste modo, é de se esperar que um modelo cuja função é representar o comportamento de um veículo seja dividido de forma semelhante. Por isso, o processo de desenvolvimento deste modelo deve ser organizado de tal forma, que cada novo componente ou nova melhoria seja planejada, implementada e testada de forma eficiente e organizada, para que o surgimento de imprevistos seja reduzido ao mínimo.

5.2.1. “Modelo-V”

Devido à característica modular do modelo de automóvel tratado neste trabalho, foi adaptada a estratégia de construção de softwares chamada de “Modelo-V” para seu desenvolvimento.

O “Modelo-V” foi concebido como uma estratégia de estruturação abstrata e abrangente para o desenvolvimento de sistemas de TI. O seu nome refere-se à representação em forma de “V” dos elementos do projeto, discriminados por sua posição aproximada no tempo e seu nível de detalhamento (Wikipedia, 2007). A Figura 13 fornece um exemplo claro de um “Modelo-V” utilizado pela indústria de softwares.

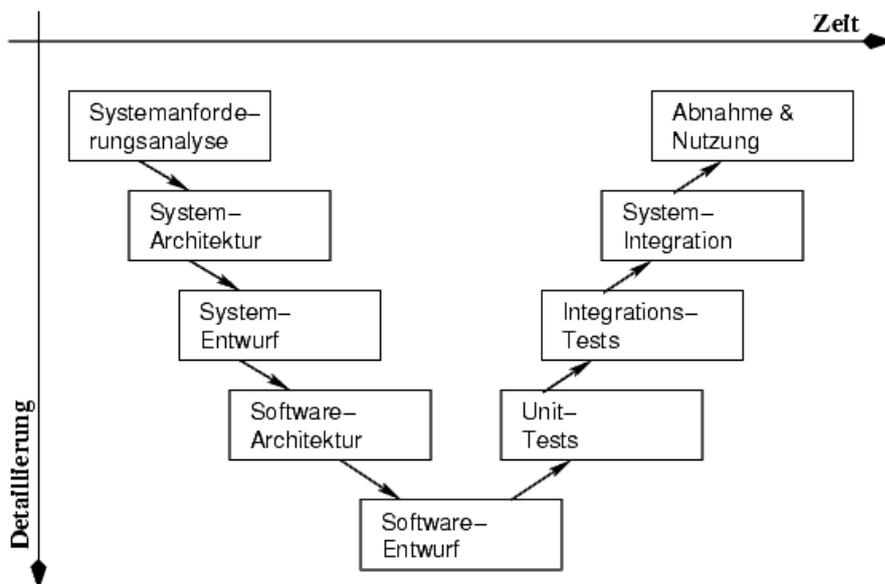


Figura 13: Representação esquemática do "Modelo-V" utilizado no desenvolvimento de sistemas de TI na Alemanha (Wikipedia, 2007)

Como explicado em Bartelt; Ternité; Zieger(2005), este modelo organizacional foi concebido na Alemanha no final dos anos oitenta para uso militar na área de design de softwares. A sua tarefa era padronizar o processo de desenvolvimento de software para manter controláveis e transparentes os custos de projeto e para garantir um bom nível de qualidade dos resultados.

O “Modelo-V” é baseado em uma construção modular orientada pela documentação das operações de trabalho. Isso significa que todas as etapas ou módulos do projeto são dependentes de informações geradas por módulos anteriores a eles e geram mais informações aos módulos seguintes. Apesar da clara desvantagem desta abordagem associada aos custos de geração e organização de informações durante a execução do projeto, o “Modelo-V” tem a vantagem de transformar em tarefas relativamente simples o reconhecimento imediato de possíveis falhas, a otimização contínua do processo e possíveis mudanças futuras. Além disso, a demanda do bom andamento do projeto por uma boa e consistente documentação garante a transparência em sua execução.

A adaptação do “Modelo-V” às condições deste trabalho foi feita através da criação da estrutura mostrada na Figura 14.

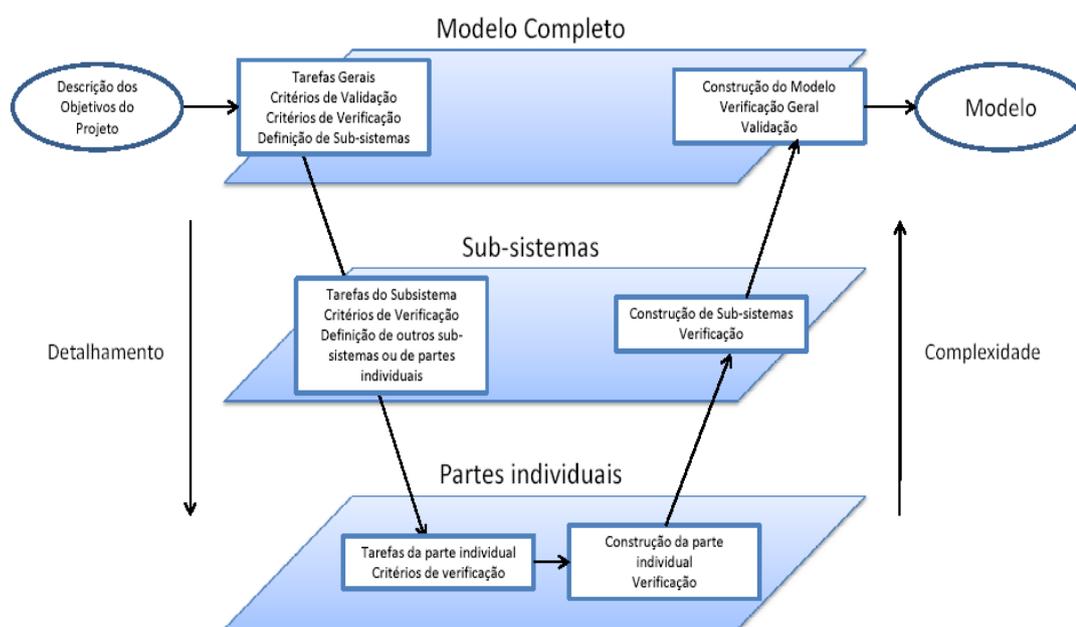


Figura 14: Estrutura geral do desenvolvimento do modelo de simulação

Da descrição dos objetivos do projeto, apresentada no capítulo 2, é extraído o problema global a ser resolvido. A partir dele é posta em prática a primeira fase do “Modelo-V”, em que os pontos fracos do modelo existente são apontados e soluções para eles são idealizadas, selecionadas e estruturadas. É nesta fase também que os critérios gerais de validação e verificação do modelo de simulação são definidos.

Em seguida, o processo de desenvolvimento do modelo entra na fase de planejamento, também chamada de fase Top-Down, representada na Figura 14 pela parte esquerda do “V”. Nela, todos os sub-sistemas do produto final são concebidos e estruturados em ordem de complexidade de acordo com o módulo esquematizado na Figura 15. Ao final desta fase todos os componentes necessários para o funcionamento do modelo e seus critérios de verificação foram definidos do mais complexo ao mais específico.

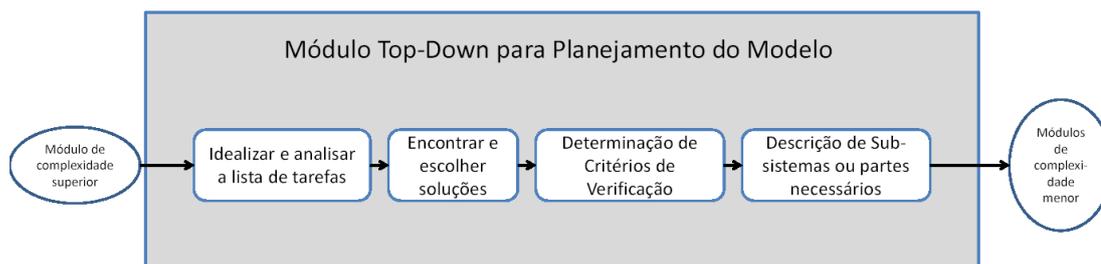


Figura 15: Módulo da fase de planejamento “Top-Down”

Então é executada a fase de desenvolvimento propriamente dito, ou fase Bottom-Up. Nela, o modelo é construído “de baixo para cima”, sendo os sub-sistemas desenvolvidos e combinados do mais simples ao mais complexo de acordo com o planejado na fase Top-Down. Como visto na Figura 16, também é executada na fase de desenvolvimento a verificação de cada sub-sistema logo após a sua construção, evitando, assim, a propagação de erros aos sub-sistemas mais complexos.

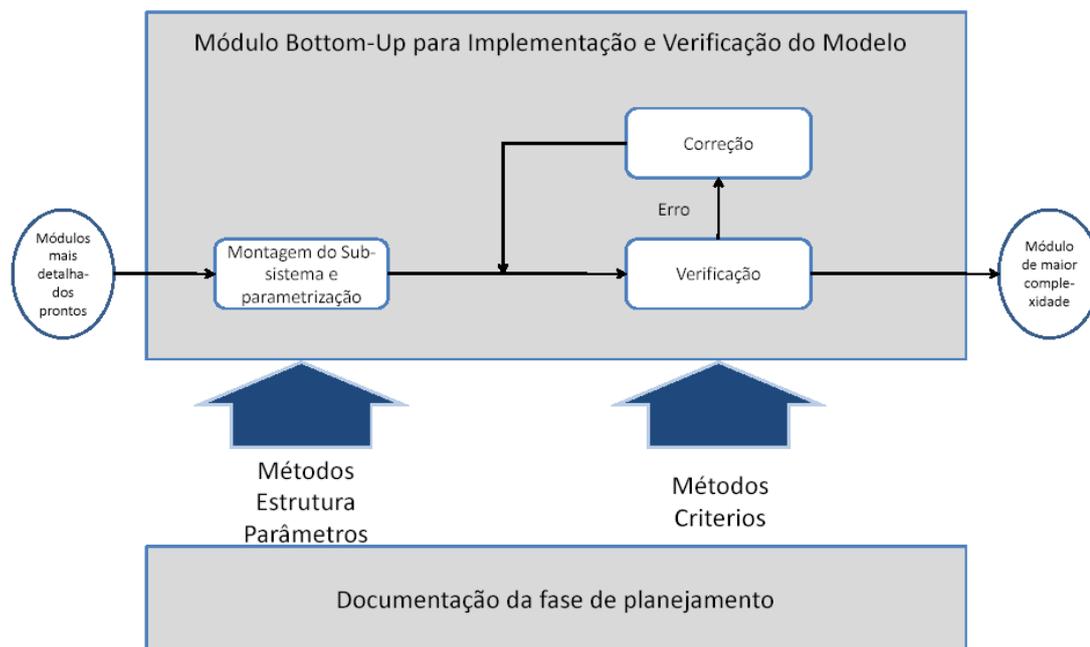


Figura 16: Módulo da fase de desenvolvimento "Botom-Up"

Na fase final, se verifica através do processo de validação se o modelo completo contém todas as características previstas na fase inicial do projeto e se sua precisão é suficiente para a tarefa a qual ele foi designado.

5.3. Implementação

5.3.1. Dinâmica da Suspensão

À procura de uma simulação mais realista da dinâmica da suspensão, foram implementados no modelo braços e coxins elásticos ligando as massas não suspensas do veículo à carroceria. Estes elementos permitem o movimento livre de rotação das rodas em torno dos pontos de fixação na carroceria enquanto restringem elasticamente o deslocamento translacional relativo desses elementos. Na Figura 17 é mostrado um esquema do modelo equipado com os novos elementos de suspensão.

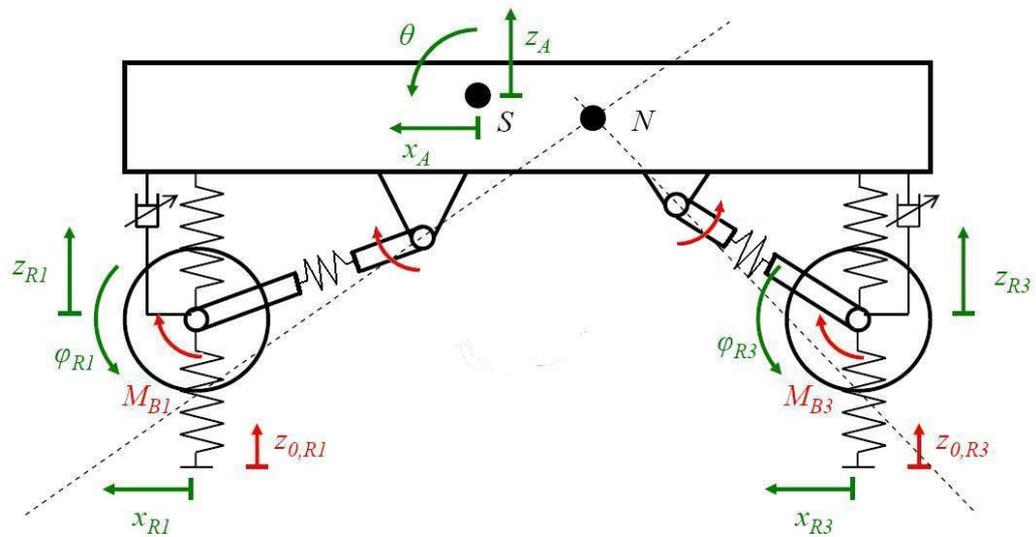


Figura 17: Representação do modelo de simulação com os novos elementos de suspensão

É importante destacar que, geralmente, a maior parte da deformação elástica sofrida pela suspensão ocorre nos coxins e não nos braços da suspensão, como mostrado na figura.

Devido à grande complexidade da dinâmica em suspensões, algumas simplificações foram feitas para a adequação deste fenômeno ao modelo:

- Cada eixo do modelo 2D de veículo em frenagem é fixado à carroceria por um único coxim deformável acoplado a um braço rígido. (Além, é claro, das molas e amortecedores do veículo.
- O centro de arfagem do veículo permanece imóvel em relação à carroceria durante toda a simulação.
- Os coxins elásticos dos eixos são ligados à carroceria no centro de arfagem, o que significa que as forças por eles transmitidas são função da posição e velocidade relativas entre a carroceria e as massas não suspensas.

O principal motivo dessas restrições é a falta de informação disponível sobre a dinâmica do centro de arfagem do veículo real e a dificuldade de medição deste parâmetro, além, é claro, do fato de o modelo funcionar em um espaço bidimensional.

As equações que regem o novo comportamento das suspensões com a implementação dos coxins flexíveis estão relacionadas a seguir:

$$s_{SV} = \sqrt{(x_{R1} - x_{NZ})^2 + (z_{NZ} - z_{R1})^2} \quad (9)$$

$$s_{SH} = \sqrt{(x_{NZ} - x_{R3})^2 + (z_{NZ} - z_{R3})^2} \quad (10)$$

$$F_{SV} = c_{SV} \cdot (s_{0V} - s_{SV}) - k_{SV} \cdot \dot{s}_{SV} \quad (11)$$

$$F_{SH} = c_{SH} \cdot (s_{0H} - s_{SH}) - k_{SH} \cdot \dot{s}_{SH} \quad (12)$$

$$\varepsilon_V = \text{atan} \frac{z_{NZ} - z_{R1}}{x_{R1} - x_{NZ}} \quad (13)$$

$$\varepsilon_H = \text{atan} \frac{z_{NZ} - z_{R3}}{x_{NZ} - x_{R3}} \quad (14)$$

s_{SV} e s_{SH} são as deformações radiais dos coxins elásticos nos eixos dianteiro e traseiro, respectivamente. F_{SV} e F_{SH} são as forças totais entre as massas não suspensas e a carroceria transmitidas por esses coxins e ε_V e ε_H são os ângulos entre a horizontal e as linhas imaginárias que ligam o centro de arfagem aos pontos de contato entre os pneus e a pista ($\text{atan} \frac{h_G}{l_G}$ na Figura 18). Estes ângulos serão chamados de “ângulos de apoio em frenagem” durante este trabalho.

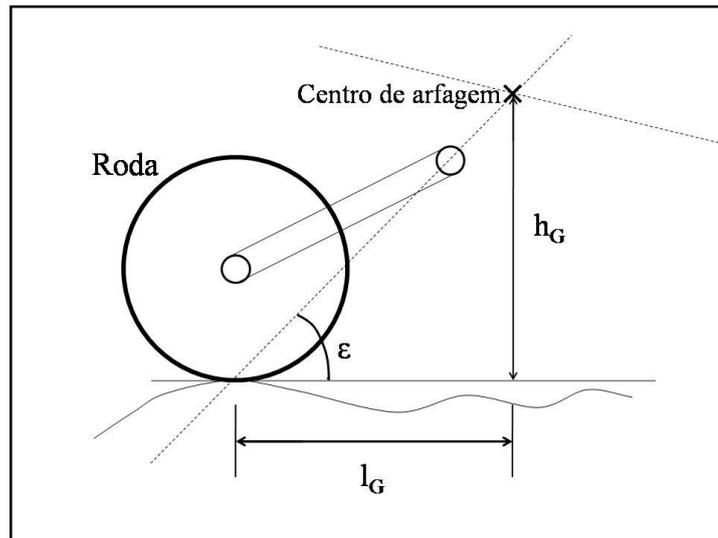


Figura 18: Ilustração do ângulo de apoio em frenagem (ε) em um dos eixos do veículo

Com essas modificações, as novas equações para a dinâmica do veículo são:

Movimento Vertical da Carroceria:

$$m_A(\ddot{z}_A + g) + (c_{A,v} + c_{A,h})z_A - (c_{A,v}l_v + c_{A,h}l_h)\theta - c_{A,v}z_{R1} - c_{A,h}z_{R3} - F_{D,1} - F_{D,3} = F_{SV} \cdot \sin \varepsilon_V + F_{SH} \cdot \sin \varepsilon_H \quad (15)$$

Movimento Giratório da Carroceria:

$$J_A\ddot{\theta} + (k_{D,v}l_v^2 + k_{D,h}l_h^2)\dot{\theta} + (c_{A,v}l_v^2 + c_{A,h}l_h^2)\theta - (k_{D,v}l_v - k_{D,h}l_h)\dot{z}_A - (c_{A,v}l_v - c_{A,h}l_h)z_A + k_{D,v}l_v\dot{z}_{R,1} - k_{D,h}l_h\dot{z}_{R,3} + c_{A,v}l_vz_{R,1} - c_{A,h}l_hz_{R,3} = F_{SV} \cdot (h_S \cdot \cos \varepsilon_V - l_v \cdot \sin \varepsilon_V) - F_{SH} \cdot (h_S \cdot \cos \varepsilon_H - l_h \cdot \sin \varepsilon_H) \quad (16)$$

Movimento Vertical das Rodas:

$$m_{R,v}(\ddot{z}_{R1} + g) + (c_{R,v} + c_{R,h})z_{R1} - c_{A,v}z_A - c_{R,v}z_{0,R1} + c_{A,v}l_v\theta + F_{D,1} = -F_{SV} \cdot \sin \varepsilon_V \quad (17)$$

$$m_{R,h}(\ddot{z}_{R3} + g) + (c_{R,v} + c_{R,h})z_{R3} - c_{A,h}z_A - c_{R,h}z_{0,R3} + c_{A,h}l_h\theta + F_{D,3} = -F_{SH} \cdot \sin \varepsilon_H \quad (18)$$

Movimento Longitudinal da Carroceria:

$$m_F\ddot{x}_F = -F_{SV} \cdot \cos \varepsilon_V + F_{SH} \cdot \cos \varepsilon_H - \frac{1}{2}c_w\rho_{Luft}A\dot{x}_F^2 \quad (19)$$

Movimento Longitudinal das Rodas

$$m_{R,v}\ddot{x}_{R,1} = -F_{x,v} + F_{SV} \cdot \cos \varepsilon_V \quad (20)$$

$$m_{R,h}\ddot{x}_{R,3} = -F_{x,h} + F_{SH} \cdot \cos \varepsilon_H \quad (21)$$

Em relação ao modelo anterior, foram acrescentadas as equações de movimento longitudinal das rodas, que antes acompanhavam a carroceria nesse eixo. As forças de frenagem no novo modelo são aplicadas às rodas e transferidas à carroceria através dos coxins. Os coeficientes de elasticidade e amortecimento dos coxins foram extraídos do trabalho de parametrização de um modelo de Opel Astra em Fujara(2004). Os ângulos de apoio em frenagem, antes constantes, são agora variáveis.

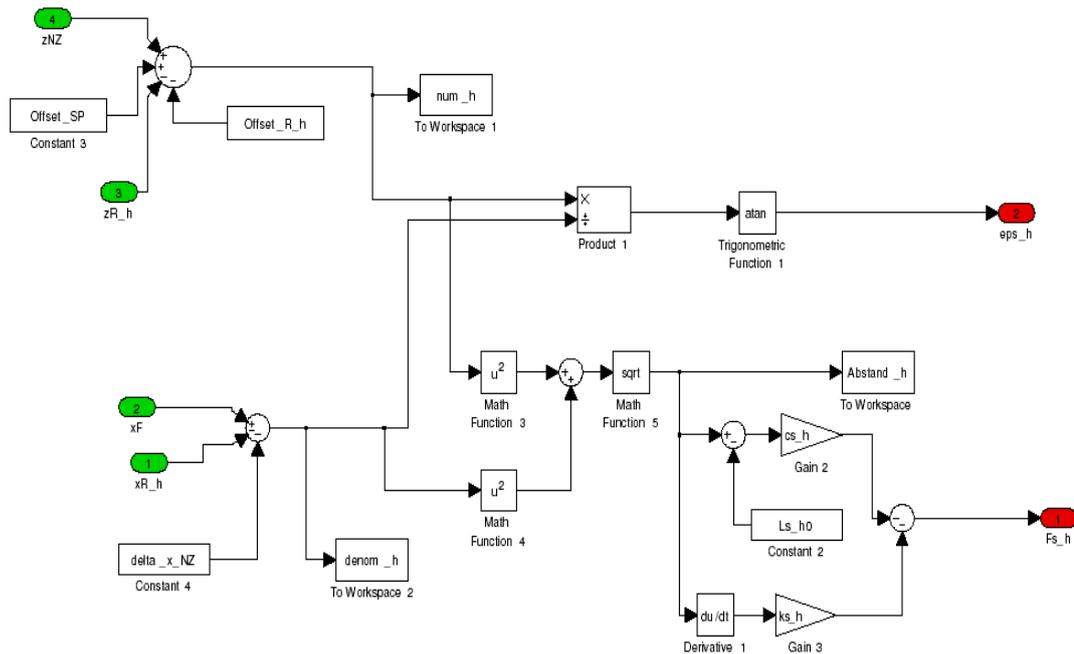


Figura 19: Suspensão implementada no modelo em Matlab/Simulink com entradas em verde e saídas em vermelho

5.3.2. Efeito da Inclinação da Pista

A simulação dos efeitos das irregularidades da pista sobre a dinâmica longitudinal das rodas foi implementada no modelo segundo as fórmulas:

$$F_{x,v} = F_{BV} + F_{Z,v} \frac{dz_{0,R1}}{dx_{R1}} \quad (22)$$

$$F_{x,h} = F_{BH} + F_{Z,h} \frac{dz_{0,R3}}{dx_{R3}} \quad (23)$$

Devido às restrições da Plataforma Simulink, as derivadas das equações anteriores tiveram que ser expandidas em derivações no tempo, como mostram as equações a seguir:

$$\frac{dz_{0,R1}}{dx_{R1}} = \frac{\frac{dz_{0,R1}}{dt}}{\frac{dx_{R1}}{dt}} \quad (24)$$

$$\frac{dz_{0,R3}}{dx_{R3}} = \frac{\frac{dz_{0,R3}}{dt}}{\frac{dx_{R3}}{dt}} \quad (25)$$

Nesta abordagem foi levada em consideração apenas a influência estática da inclinação da pista nos pontos de contato entre os pneus e o asfalto. Outros efeitos exigiriam uma modelagem mais sofisticada da geometria e rigidez radial do pneu, cujo desenvolvimento atrapalharia muito o andamento do restante deste trabalho.

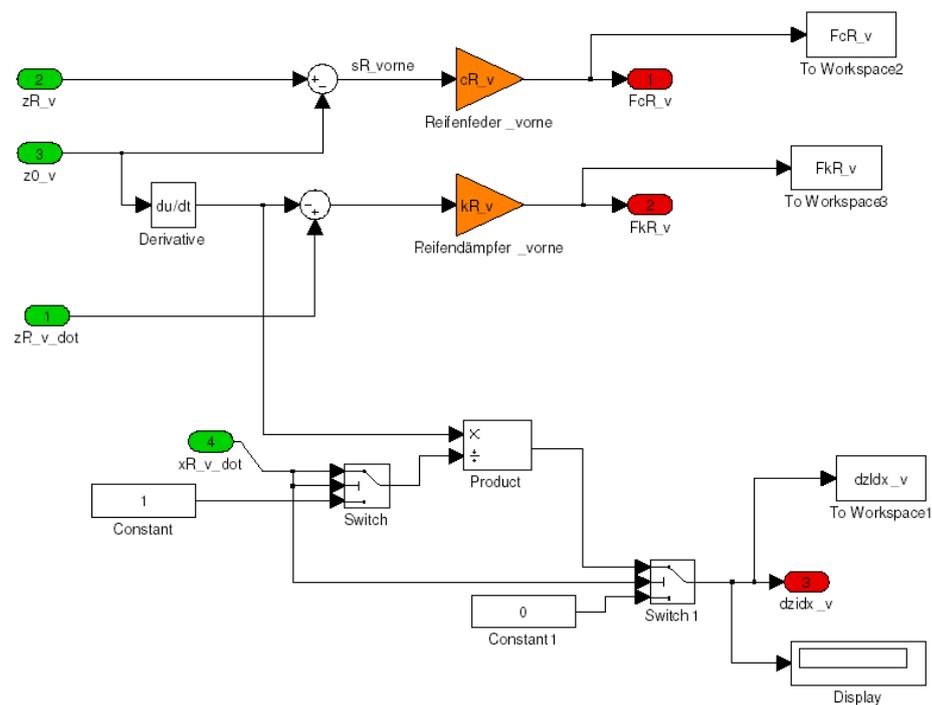


Figura 20: Modelo de dinâmica vertical do pneu com cálculo de inclinação da pista integrado

5.3.3. Simulação de Pneus

Devido à grande quantidade de tipos de modelos de pneu encontrados na literatura, cada um com características às vezes muito diferentes dos demais, é necessário que se faça uma escolha sistematizada para se garantir que o melhor entre eles seja escolhido para integrar o modelo desenvolvido neste trabalho.

Primeiramente foram eliminados os modelos cuja implementação seria inviável na plataforma Matlab/Simulink ou no tempo disponível para a conclusão deste trabalho devido a sua complexidade. Dentre os eliminados por estes motivos se encontram o F-Tire e outros métodos de Elementos Finitos. Outros modelos também foram

eliminados do processo de escolha por falta de informações e instruções sobre eles, como o TIME, TIME2, entre outros.

5.3.3.1. Opções de Modelos

A seguir estão relacionados modelos de pneu, cuja implantação no sistema Matlab/Simulink durante este trabalho seria viável.

5.3.3.1.1. HSRI

O modelo HSRI foi desenvolvido em Ann Arbor, Michigan, USA pela Highway Safety Research Institute (Dugoff; Fancher; Segell, 1969) e é um dos mais simples para o cálculo de atrito nos pneus. Ele descreve a curva μ_{XS} por meio de duas retas que se encontram no ponto de maior atrito.

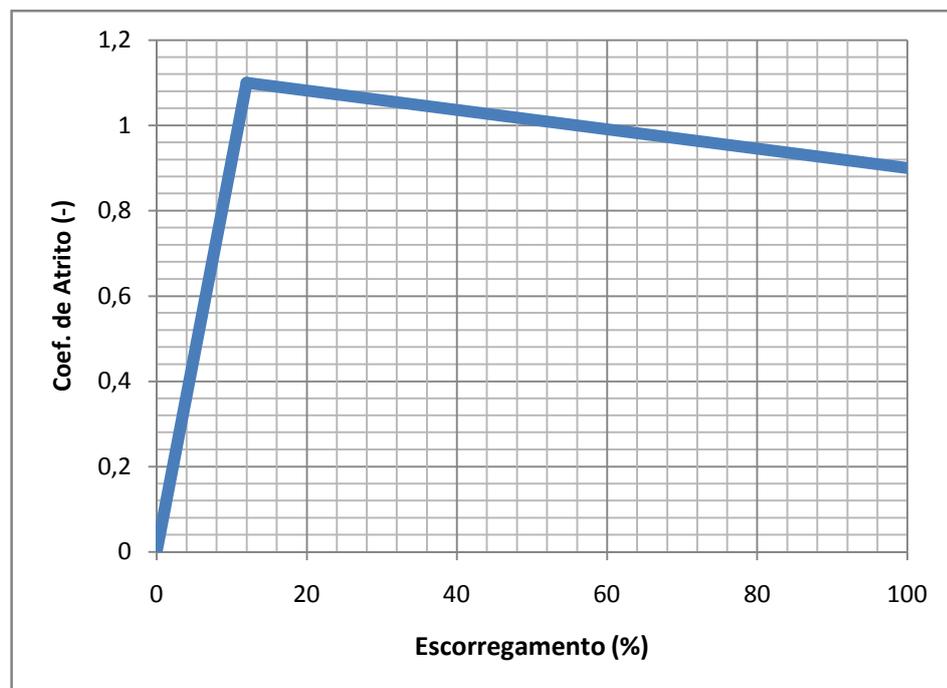


Figura 21: Exemplo de curva μ_{XS} do modelo HSRI

5.3.3.1.2. Burckhardt

O modelo de atrito de Burckhardt (Burckhardt; Reimpell, 1993) utiliza funções lineares e exponenciais para simular a relação entre coeficiente de atrito e escorregamento nos pneus. Em sua forma expandida, o modelo permite calcular o valor de μ através de cinco parâmetros (c_1 a c_5):

$$\mu = (c_1 \cdot (1 - e^{-c_2 \cdot s}) - c_3 \cdot s) \cdot e^{-c_4 \cdot s \cdot v_F} \cdot (1 - c_5 \cdot F_Z^2) \quad (26)$$

O parâmetro c_4 permite uma variação exponencial da curva μ_{XS} em função da velocidade do veículo, enquanto c_5 controla a dependência quadrática dessa curva em relação à força normal. Uma característica marcante do modelo Burckhardt é a tendência a uma reta descendente para valores de escorregamento maiores que o valor de maior coeficiente de atrito (0,2 na curva da Figura 22).

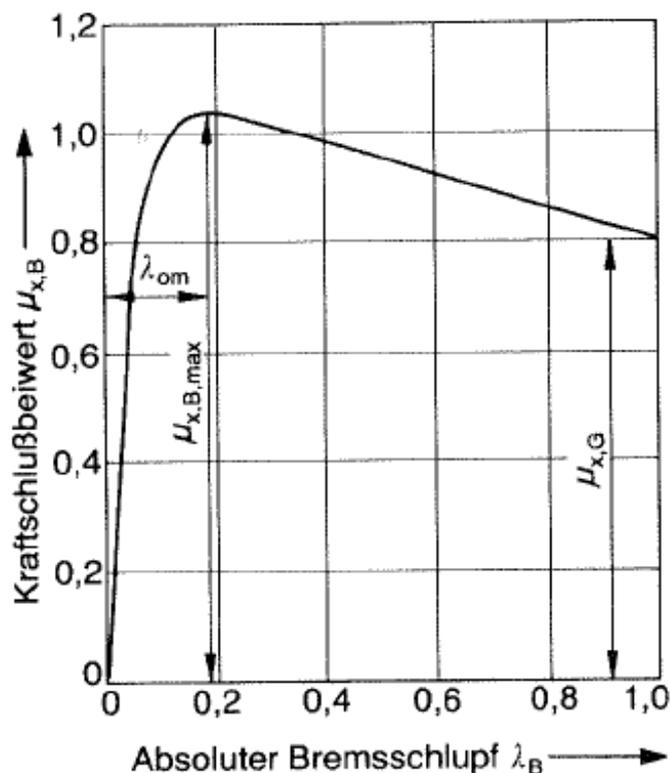


Figura 22: Exemplo de curva μ_{XS} gerada pelo modelo Burckhardt (Burckhardt; Reimpell, 1993)

5.3.3.1.3. Pacejka Magic Formula

A fórmula de Pacejka (2002) aproxima a força de frenagem a uma função trigonométrica do escorregamento.

$$F_B = F_Z \cdot \mu = D \cdot \sin(C \cdot \operatorname{atan}(B \cdot s - E \cdot (B \cdot s - \operatorname{atan}(B \cdot s)))) \quad (27)$$

Cada um dos parâmetros dessa fórmula possui um diferente efeito na forma da curva:

B – Coeficiente de Rigidez: Rege a inclinação da curva μ_{XS} para baixos níveis de escorregamento.

C – Coeficiente de Forma: Descreve a forma geral da curva.

D – Valor Máximo: Estipula o valor do pico da curva.

E – Coeficiente de curvatura: Regula a curvatura do gráfico μ_{XS} principalmente na área de atrito máximo.

A Figura 23 ilustra o significado dos parâmetros da Fórmula de Pacejka no aspecto geral da curva μ_{XS} .

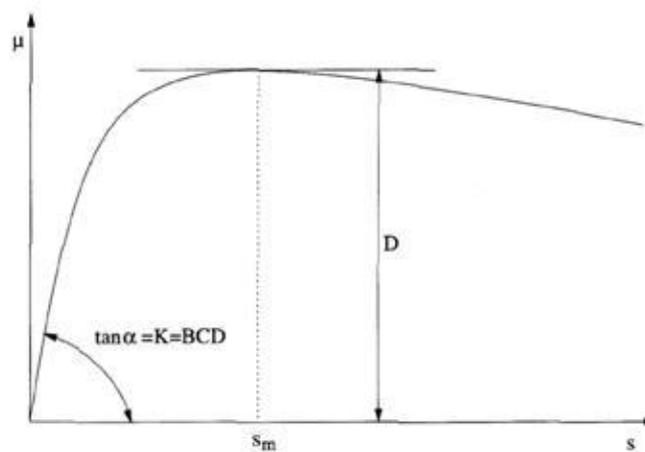


Figura 23: Influência dos parâmetros da fórmula de Pacejka na aparência da curva μ_{XS} (Kerber,2001)

Apesar de não ter nenhuma dependência explícita da força normal ou velocidade, a Fórmula de Pacejka permite esse tipo de abordagem através do desmembramento de seus parâmetros.

A diferença mais significativa entre os modelos de Burckhardt e Pacejka é a forma da curva μ_{XS} na área instável ($s > s_{\mu_{max}}$). Enquanto o primeiro aproxima essa área por uma reta, o outro pode apresentar uma leve curvatura (veja Figura 24) que, em alguns casos, reflete melhor a realidade.

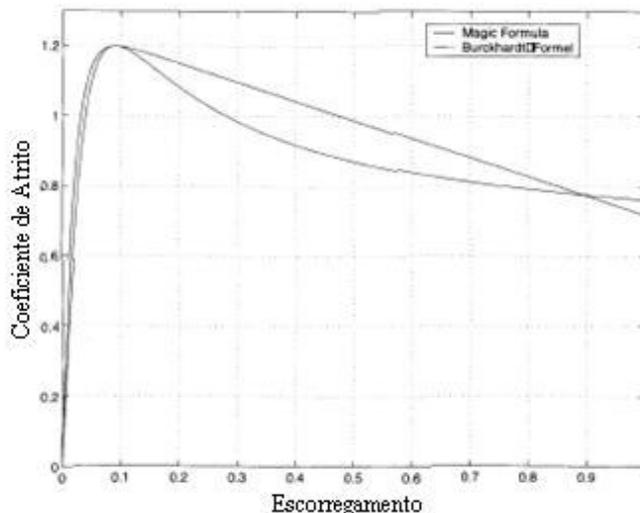


Figura 24: Comparação entre os modelos Pacejka e Burckhardt (Kerber,2001)

5.3.3.1.4. LuGre

O LuGre (Canudas-De-Vit et al.,2002) é um modelo dinâmico de atrito para pneus. Sua diferença para as chamadas “Magic Formulas” é que ele é capaz de modelar não só o comportamento estático do pneu (condições constantes), como também as variações da força de frenagem devido a mudanças de velocidade relativa entre pneu e estrada. O cálculo do coeficiente de atrito se dá nesse caso pelo conjunto de equações diferenciais:

$$\dot{z} = v_r - \frac{\sigma_0 \cdot |v_r|}{g(v_r)} \cdot z \quad (28)$$

$$F_B = (\sigma_0 \cdot z + \sigma_1 \cdot \dot{z} + \sigma_2 \cdot v_r) \cdot F_Z \quad (29)$$

$$g(v_r) = \mu_c + (\mu_s - \mu_c) \cdot e^{-|v_r - v_s|^\alpha} \quad (30)$$

A última equação descreve o cálculo da curva μ_{XS} desse modelo, que tem um funcionamento parecido ao HSRI. A diferença é o termo exponencial, que confere à curva um formato mais realista. As outras duas equações modelam o comportamento dinâmico do modelo.

5.3.3.1.5. Enhanced Transient Modell (ETM)

Assim como o LuGre, o Enhanced Transient Modell ou Modelo Transiente Melhorado (Pacejka, 2002) simula os comportamentos estático e dinâmico da curva

μ XS. Mas enquanto no LuGre são usadas equações diferenciais, no ETM são rigidez e amortecimento extras na direção tangencial à roda que descrevem o comportamento dinâmico do atrito. Isso quer dizer que cria-se no modelo mais um grau de liberdade por roda, referente à carcaça do pneu, que se deforma com a força de atrito.

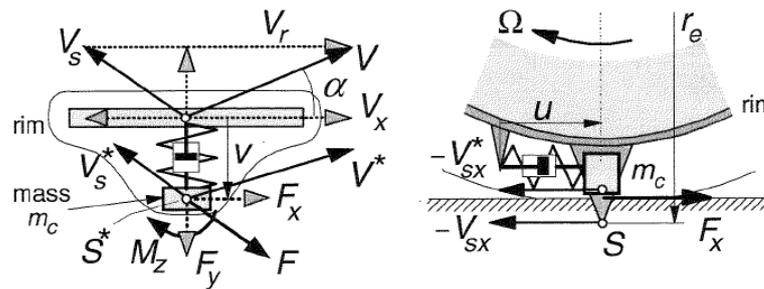


Figura 25: Representação gráfica do modelo ETM nas direções transversal e longitudinal do pneu (Pacejka,2002)

Para o cálculo do atrito entre a carcaça e a pista é usada no ETM uma “Magic Formula”, mas a força de frenagem aplicada na roda, neste caso, não é resultante diretamente desse cálculo, mas sim é transferida da carcaça para a roda pela rigidez e amortecimento do pneu. Isso causa um atraso das respostas da força de atrito a variações da velocidade angular da roda, o que também é percebido em testes empíricos de pneus.

A grande vantagem deste modelo é a combinação de uma boa simulação do comportamento dinâmico do pneu e da flexibilidade de escolha da curva μ XS.

5.3.3.1.6. Swift

Como explicado em Pacejka (2002), o modelo Swift (Short wave intermediate frequency tyre) é similar ao ETM, porém, com uma simulação da carcaça do pneu muito mais complexa. Ao invés de simulá-la como uma única massa ligada à roda, esse modelo cria um anel rígido em torno da roda ligado a ela por várias molas e amortecedores, como mostrado na Figura 26.

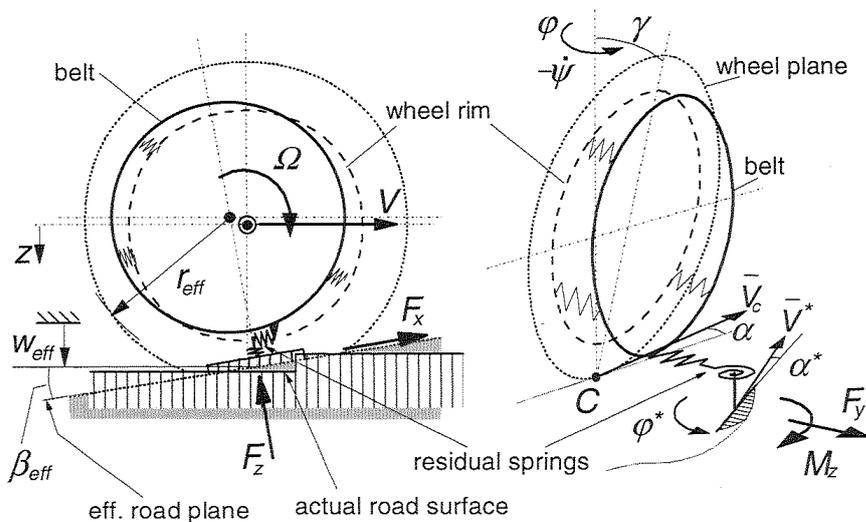


Figura 26: Funcionamento do modelo Swift (Pacejka, 2002)

Essa configuração permite uma simulação muito mais realista da dinâmica do conjunto roda-pneu a um preço de 4 graus de liberdade a mais no sistema por roda simulada. Na Figura 27 estão esquematizados todos os possíveis modos de vibração da carcaça do pneu no modelo Swift.

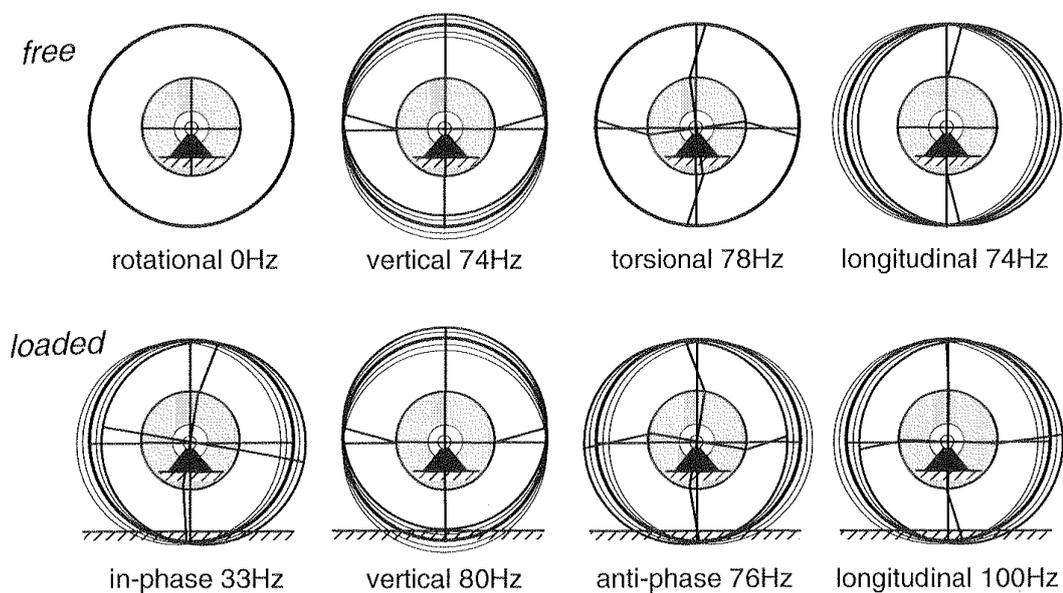


Figura 27: Possíveis modos de vibração da carcaça do pneu no modelo Swift (Pacejka, 2002)

Assim como no ETM, o atrito estático entre carcaça e pista no Swift é regido por uma “Magic Formula”.

5.3.3.2. Parâmetros para Escolha

Devido à grande variedade de modelos de pneu disponíveis na literatura, como visto nas seções anteriores, e à grande importância deste elemento para a descrição da dinâmica veicular, é preciso fazer um processo estruturado de escolha dos diferentes tipos, para que suas principais características sejam comparadas e, de acordo com as definições do projeto, o modelo mais vantajoso seja escolhido. Para isso foram idealizados parâmetros de comparação separados em dois grupos antagônicos de igual importância no projeto: custo e desempenho. As avaliações de cada modelo em cada critério se encontram em anexo no final deste trabalho.

5.3.3.2.1. Custo

Geralmente no desenvolvimento de produtos, o conceito de custo está sempre associado ao investimento financeiro atribuído ao objeto final. Para se fazer um lápis, por exemplo, calcula-se no custo o quanto se gasta de dinheiro em madeira, grafite, máquinas para produção, salário de funcionários, etc. para que aquele lápis seja feito. No caso deste trabalho, em que o produto em questão não é um bem material, mas sim um programa de computador, o custo pode ser definido como o tempo ou o esforço investido para que o sistema seja desenvolvido. Deste modo, para a escolha do modelo de pneu, foram escolhidos os critérios: graus de liberdade, informação e esforço de parametrização.

Graus de Liberdade

Este parâmetro espelha a complexidade de um modelo e é uma medida de dificuldade para a implantação, verificação e validação do mesmo.

Informação

Por informação entende-se a quantidade e qualidade das referências bibliográficas a respeito de um modelo, assim como a sua clareza de funcionamento. Este critério é o mais subjetivo de todos, mas é necessário devido à grande diferença entre os modelos disponíveis nesse aspecto.

Dificuldade de Parametrização

Este critério simboliza a dificuldade de se adaptar um modelo a um determinado tipo de pneu. Aqui serão considerados o número total de parâmetros utilizados no modelo e a dificuldade média de cada parâmetro. Para a definição deste último aspecto, os parâmetros serão separados em:

- Explícitos: Aqueles que se referem a características materiais ou geométricas diretas do pneu, muitas vezes fornecidas pelo próprio fabricante, como coeficiente máximo de atrito ou largura da banda de rolagem.
- Implícitos: Todos os outros parâmetros encontrados no modelo, que geralmente exigem algum cálculo ou medição para serem determinados.

A dificuldade média é a relação entre parâmetros implícitos e o total de parâmetros.

5.3.3.2.2. Desempenho

Avalia quão bem um modelo simula a realidade e é composto pelos critérios: Fenômenos representados, qualidade da curva μ_{XS} estática e flexibilidade.

Fenômenos representados

É a quantidade de aspectos físicos levados em consideração no modelo. Quanto maior essa quantidade, maiores as chances de se alcançar um resultado satisfatório.

Qualidade da curva μ_{XS} estática

Sua avaliação é importante devido à grande participação dessa característica no comportamento final do modelo de pneu.

Flexibilidade

Neste critério se avalia a capacidade de um modelo de se adaptar a características peculiares de um determinado pneu, por isso ele é calculado pelo número total de parâmetros dividido pelo número de aspectos físicos representados. Este coeficiente quantifica a liberdade que se tem para mudar uma característica do modelo em questão.

5.3.3.3. Seleção

Para que a seleção do melhor modelo de pneus fosse a mais estruturada e cartesiana possível foi montada uma matriz de decisão com os critérios já estabelecidos anteriormente. A ponderação destes critérios, todavia, não foi possível sem o abandono da imparcialidade, já que a literatura disponível no decorrer deste trabalho carece de dados experimentais que explicitem a sensibilidade do desempenho dos modelos aqui analisados a cada critério proposto. Por isso cada critério da matriz tem a mesma ponderação dos demais. Pode-se observar na Tabela 3 que esta limitação fez com que a matriz de decisão sozinha não indicasse claramente um único modelo melhor que os demais, já que dois se destacaram com um total de 17 pontos (máximo de 24) e outro com apenas um ponto a mais.

Tabela 3: Matriz de decisão para modelo de pneu

	Magic Formulas					Modelos Transientes							
	Pacejka	Burchhardt	HSRI	LuGre	E.T.M.+HRSI	E.T.M.+Pacejka	E.T.M.+Burchhardt	Swift+HSRI	Swift+Pacejka	Swift+Burchhardt			
Critérios/Modelos													
Performance													
Qualidade da curva $\mu X S$	4	3	1	4	1	4	3	1	4	3			
Fenômenos representados	1	1	0	3	2	3	3	3	4	4			
Flexibilidade	4	1	3	1	1	4	1	2	4	2			
Soma	9	5	4	8	4	11	7	6	12	9			
Custo													
Parametrização	1	2	4	3	3	1	2	3	1	2			
Informação	4	4	4	2	3	4	3	2	3	2			
Graus de Liberdade	3	3	3	2	2	2	2	1	1	1			
Soma	8	9	11	7	8	7	7	6	5	5			
TOTAL	17	14	15	15	12	18	14	12	17	14			

Para que se resolvesse este empate, foi plotado um diagrama de custo/desempenho das diferentes soluções, mostrado na Figura 28.

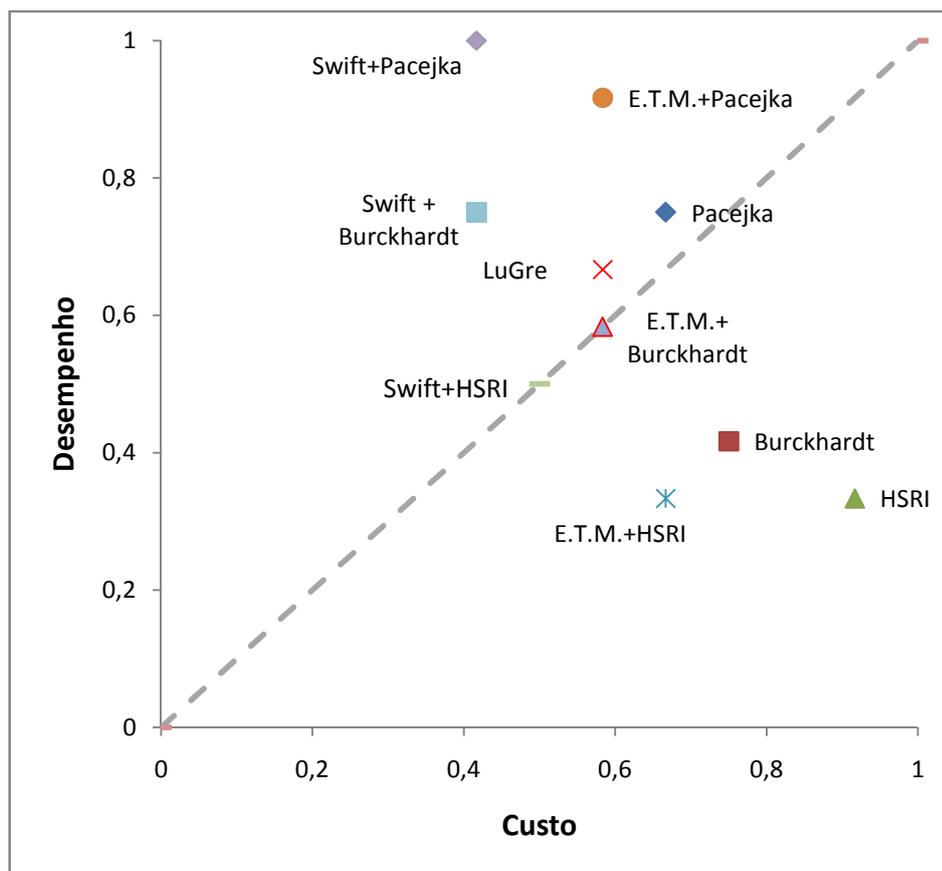


Figura 28: Diagrama de Custo/Desempenho dos modelos de pneu

Nele, as somas de custo e desempenho de cada modelo foram normalizadas de 0 (péssimo) a 1 (perfeito) e plotadas nos respectivos eixos. A linha diagonal pontilhada representa o equilíbrio entre custo e desempenho, estando acima dela as soluções mais difíceis, porém precisas e abaixo dela as soluções de implementação mais fácil, mas não tão precisas. Assim, a melhor solução apontada por este diagrama é o ponto mais próximo da solução perfeita (ponto [1,1]), ou seja, o modelo Pacejka Magic Formula. De acordo com o gráfico, as vantagens em desempenho dos modelos Swift com curva Pacejka e Enhanced Transient Model com curva Pacejka não justificam o trabalho extra para suas implementações, em relação ao vencedor.

5.3.3.4. Implementação e Parametrização

No lugar da curva μ_{XS} constante do modelo antigo, foi implementado no novo modelo de Simulink um bloco com a função Pacejka.

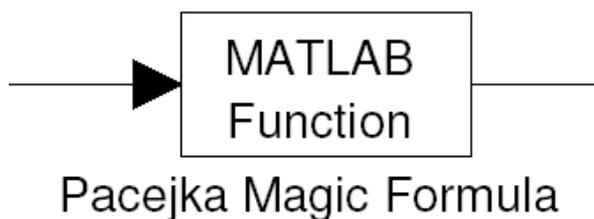


Figura 29: Aparência do bloco da função Pacejka no Simulink

Este bloco recebe durante a simulação um vetor com os valores momentâneos da força normal, velocidade de escorregamento e velocidade de translação longitudinal da roda em questão e calcula a força de atrito entre pneu e pista evocando uma função em Matlab previamente definida com a fórmula abaixo.

$$F_B = F_Z \cdot \mu = D \cdot \sin(C \cdot \text{atan}(B \cdot s_x - E \cdot (B \cdot s_x - \text{atan}(B \cdot s_x)))) + S_V \quad (31)$$

Com

$$s_x = s + S_H \quad (32)$$

S_H e S_V são Offsets da curva de atrito nas direções, respectivamente, do escorregamento e do coeficiente de atrito, que têm a função de ajustar esta curva aos dados experimentais do pneu simulado.

As relações entre o coeficiente de atrito e as entradas de velocidade longitudinal da roda e força normal são inseridas no sistema de acordo com o seguinte conjunto de equações proposto por Pacejka (2002):

$$C = p_{Cx1} \quad (33)$$

$$D = \mu_x \cdot F_Z \quad (34)$$

$$\mu_x = (p_{Dx1} + p_{Dx2} \cdot df_Z) \cdot (1 + p_{Dxv} \cdot dv) \quad (35)$$

$$E = (p_{Ex1} + p_{Ex2} \cdot df_Z + p_{Ex3} \cdot df_Z^2) \cdot (1 - p_{Ex4} \cdot \text{sgn } s_x) \cdot (1 + p_{Exv} \cdot dv) \quad (36)$$

$$B = K/CD \quad (37)$$

$$K = F_Z \cdot (p_{Kx1} + p_{Kx2} \cdot df_Z) \cdot \exp(p_{Kx3} \cdot df_Z) \cdot (1 + p_{Kxv} \cdot dv) \quad (38)$$

$$S_H = (p_{Hx1} + p_{Hx2} \cdot df_Z) \quad (39)$$

$$S_V = F_Z \cdot (p_{Vx1} + p_{Vx2} \cdot df_Z) \quad (40)$$

df_Z e dv são as diferenças normalizadas entre valores de entrada e valores nominais de Força normal e velocidade longitudinal.

$$df_Z = \frac{F_Z - F_{Z0}}{F_{Z0}} \quad (41)$$

$$dv = \frac{v_F - v_0}{v_0} \quad (42)$$

Para a parametrização deste modelo foram usados dados coletados pelo sistema PETRA do Departamento de Veículos Automotores da Universidade Técnica de Darmstadt.



Figura 30: Sistema de medições PETRA (Heimberger, 2007)

Este sistema tem a capacidade de gerar as curvas de atrito do pneu ensaiado aplicando torques de resistência controlados em suas rodas e medindo a força de atrito resultante, enquanto é rebocado por um automóvel a uma velocidade definida. Estes dados nos dão uma boa noção do efeito da velocidade sobre o atrito dos pneus,

porém a relação deste atrito com a força normal não pode ser extraída. Para esta característica, foram usados parâmetros retirados do programa ADAMS/Car para um pneu de mesmas dimensões que o ensaiado. A Tabela 4 mostra uma rápida descrição para cada parâmetro do modelo e a sua origem.

Tabela 4: Lista de parâmetros do modelo Pacejka e suas origens

Nome	Descrição	Origem
pCx1	Coeficiente de forma nominal	PETRA
pDx1	Máximo atrito nominal	PETRA
pDx2	Mudança do máximo atrito nominal pela força normal	ADAMS
pEx1	Coeficiente de curvatura nominal	PETRA
pEx2	Mudança linear da curvatura pela força normal	ADAMS
pEx3	Mudança quadrática da curvatura pela força normal	ADAMS
pEx4	Mudança de curvatura em relação a forças de frenagem ou aceleração	ADAMS
pKx1	Inclinação inicial nominal da curva de atrito	PETRA
pKx2	Mudança da inclinação pela força normal	ADAMS
pKx3	Mudança exponencial da inclinação pela força normal	ADAMS
pHx1	Offset nominal no eixo do escorregamento	PETRA
pHx2	Mudança no Offset no eixo de escorregamento pela força normal	ADAMS
pVx1	Offset nominal no eixo do coeficiente de atrito	PETRA
pVx2	Mudança do offset no eixo do coeficiente de atrito pela força normal	ADAMS
pKxv	Mudança da inclinação da curva de atrito pela velocidade	PETRA
pExv	Mudança da curvatura da curva de atrito pela velocidade	PETRA

Para os parâmetros extraídos do sistema PETRA, foi utilizada a técnica da parametrização-fit, isto é, variando-se controladamente cada parâmetro da função Pacejka em uma determinada condição, encontrou-se a curva que mais se aproximava das curvas medidas pelo sistema nesta condição.

6. VERIFICAÇÃO DO MODELO

O objetivo da verificação, segundo a norma ISO/IEC 15504, que regulamenta o desenvolvimento de softwares, é “confirmar que cada produto de trabalho ou serviço resultado de um processo reflete corretamente às especificações de entrada do processo”. No âmbito deste trabalho, o termo verificação é interpretado como a confirmação de que todo módulo, sistema ou o modelo inteiro funciona de acordo com o planejado.

Como já mencionado na metodologia de implementação (Ítem 5.2), a verificação das modificações feitas no modelo deste trabalho foram feitas logo após a construção e implementação das mesmas, em ordem “Bottom-Up”, ou seja, do módulo mais simples ao mais complexo.

6.1. Roda e Pneu

6.1.1. Coeficiente de Atrito

Para que fosse verificado o comportamento do modelo Pacejka de atrito dos pneus, ele foi testado em diversas condições e seus dados de saída comparados, quando possível, aos resultados do pneu real medidos pelo sistema PETRA. Também foram testadas condições extremas de funcionamento do modelo, a fim de confirmar que o modelo é operacional em qualquer condição durante a simulação.

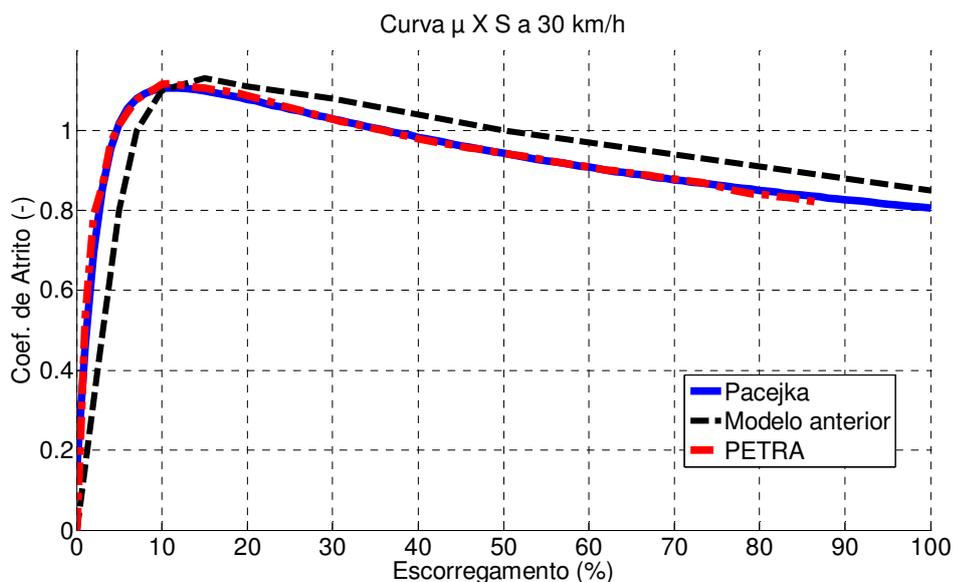


Figura 31: Comparação entre modelo atual, modelo antigo e dados experimentais a 30km/h e 4700N de força normal

Na Figura 31 é mostrada a chamada curva nominal do modelo Pacejka, comparada à curva gerada a partir dos dados coletados no sistema PETRA, assim como a curva utilizada no modelo antigo. As condições da curva nominal são os valores nominais de força normal e velocidade longitudinal do veículo, 4700N e 30 km/h, respectivamente.

Na Figura 32 é testada a relação entre velocidade e coeficiente de atrito. Pode-se perceber que a 50km/h, a curva modelada acompanha o aclave da curva experimental e se mantém muito mais próxima a ela do que o modelo antigo.

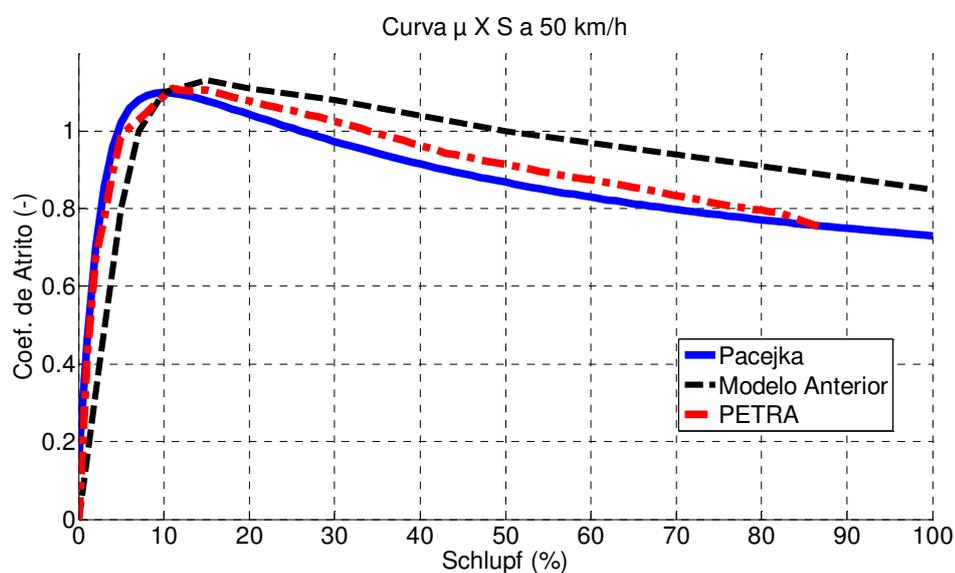


Figura 32: Comparação entre modelo atual, modelo antigo e dados experimentais a 50km/h e 4700N de força normal

Com a velocidade mantida constante e variando-se a força normal sobre o pneu, o modelo Pacejka mostra coerência com dados da literatura, como mostra a Figura 33.

Forças de atrito em função do escorregamento e da força normal

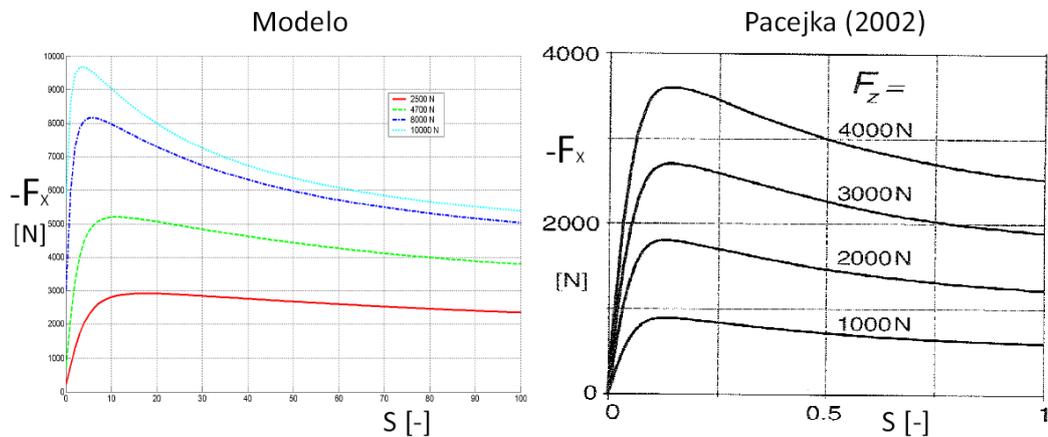


Figura 33: Comparação de resultados entre o modelo implementado e dados da literatura (Pacejka, 2002)

Para testar a robustez do modelo, foram simuladas condições extremas de funcionamento do pneu e extraídas as curvas de aderência geradas por ele nessas condições. A Figura 34 mostra os resultados deste teste.

Teste do modelo de atrito dos pneus a condições extremas de funcionamento

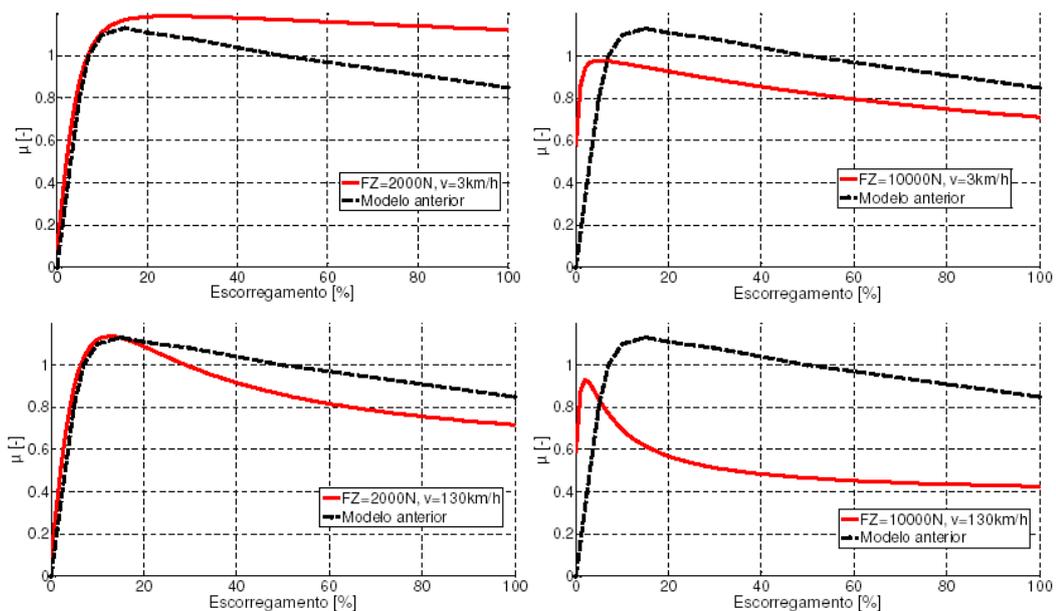


Figura 34: Respostas do modelo a situações extremas de funcionamento em comparação ao modelo anterior

Nota-se que em todas as condições o modelo gera curvas plausíveis e possíveis, aparentando não possuir nenhum tipo de falha matemática.

6.1.2. Efeito da Inclinação da Pista

No teste do novo modelo em relação aos efeitos da inclinação da pista nas forças do pneu, foram utilizados perfis-teste de pista e analisadas as respostas do modelo a eles. Como esperado, em uma pista plana e com o atrito do pneu desativado, a força longitudinal gerada foi nula. Em pistas de inclinação constante, também foram observados valores constantes de força longitudinal, proporcionais à inclinação. Para uma pista senoidal, a resposta do pneu é mostrada na Figura 35.

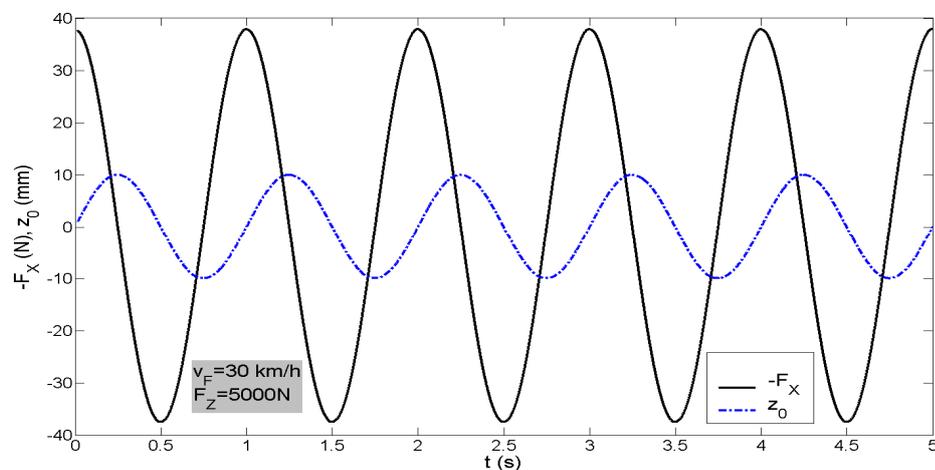


Figura 35: Resposta da força longitudinal do pneu gerada por uma pista de perfil senoidal

Como esperado, a força longitudinal referente à inclinação da pista também segue o formato senoidal, porém com uma defasagem relativa à derivação do perfil para a obtenção da força.

$$(\sin x)' = \cos x$$

6.2. Dinâmica da Suspensão

6.2.1. Coxim

Após a verificação do sentido e direção das forças elásticas e viscosas dos coxins, foi feita uma análise de respostas destes sistemas a diversas frequências. Excitações senoidais radiais foram inseridas na parte interior destes coxins e, em seguida, a aceleração da massa não suspensa foi medida. Este conjunto foi planejado para se comportar como um sistema massa-mola, cuja frequência natural é regida pela fórmula abaixo.

$$f_e = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{c}{m}} \quad (43)$$

Os resultados são mostrados a seguir:

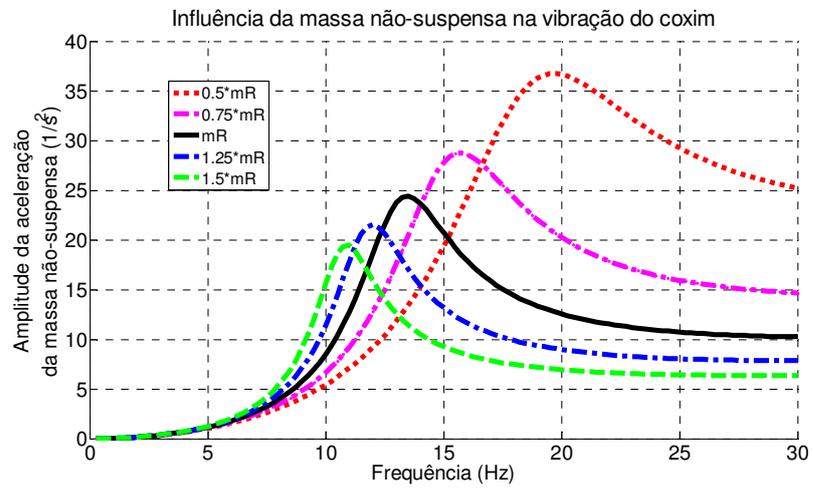


Figura 36: Influência da massa não suspensa na amplitude de vibração do sistema

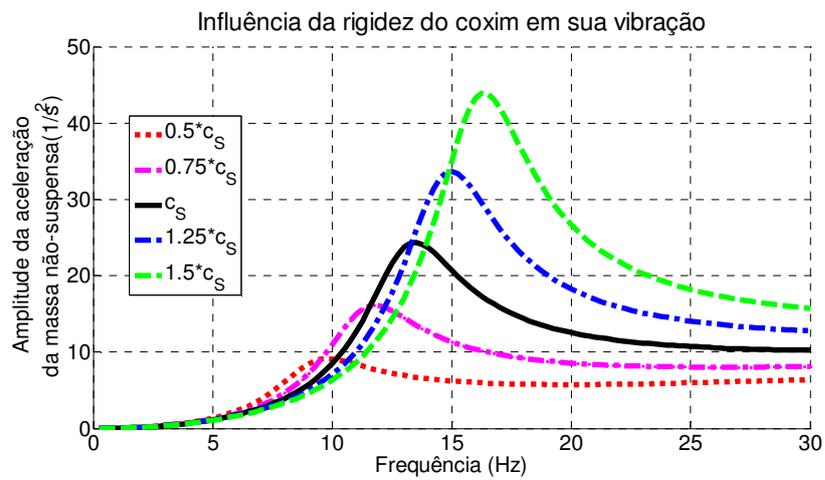


Figura 37: Influência da rigidez do coxim na vibração do sistema

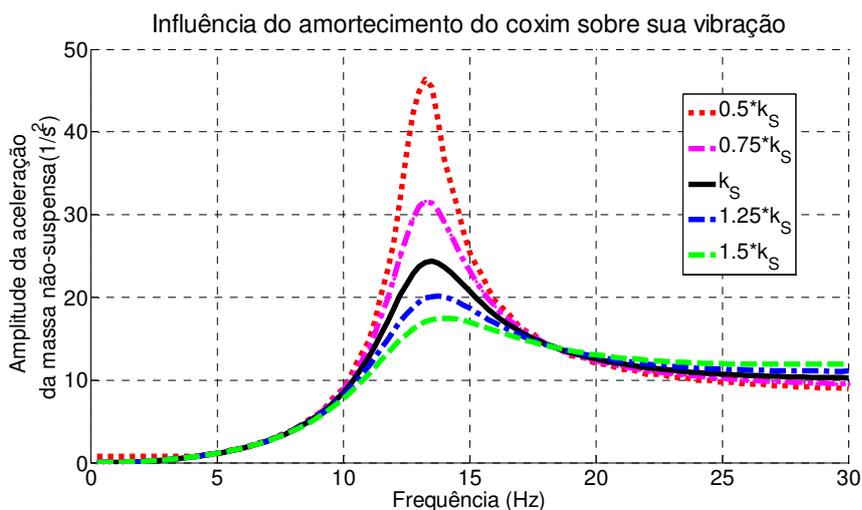


Figura 38: Influência da constante de amortecimento do coxim na vibração do sistema

Como esperado, mudanças na massa não suspensa e na constante de rigidez dos coxins produziram alterações na frequência natural do sistema e nas amplitudes de vibração. Já o amortecimento, como planejado, provoca uma grande alteração na amplitude da oscilação do sistema, porém quase nenhuma alteração em sua frequência natural.

6.2.2. Ângulo de apoio em frenagem

A tabela mostra os valores de ângulos de apoio obtidos da simulação com o automóvel parado em comparação com valores fornecidos pelo fabricante do Opel Astra usado nos testes.

Tabela 5: Relação de ângulos de apoio com o veículo parado na simulação e fornecidos pelo fabricante do automóvel de testes(em radianos)

	Simulação	Fabricante
Ângulo de apoio frontal	0,061	0,06
Ângulo de apoio traseiro	0,451	0,45

As diferenças entre os resultados do modelo e os valores do fabricante são bastante pequenas e geram erros no posicionamento relativo entre rodas e carroceria quase insignificantes, como mostra a tabela a seguir:

Tabela 6: Erros de posicionamento causados pelas diferenças entre ângulos de apoio entre simulação e dados do fabricante

	Eixo dianteiro	Eixo traseiro
Erro na direção vertical (%)	0,9982	0,09
Erro na direção horizontal (%)	0,006	0,0435

Em seguida, o desempenho das novas suspensões foi posto à prova em ensaios de frenagem em linha reta.

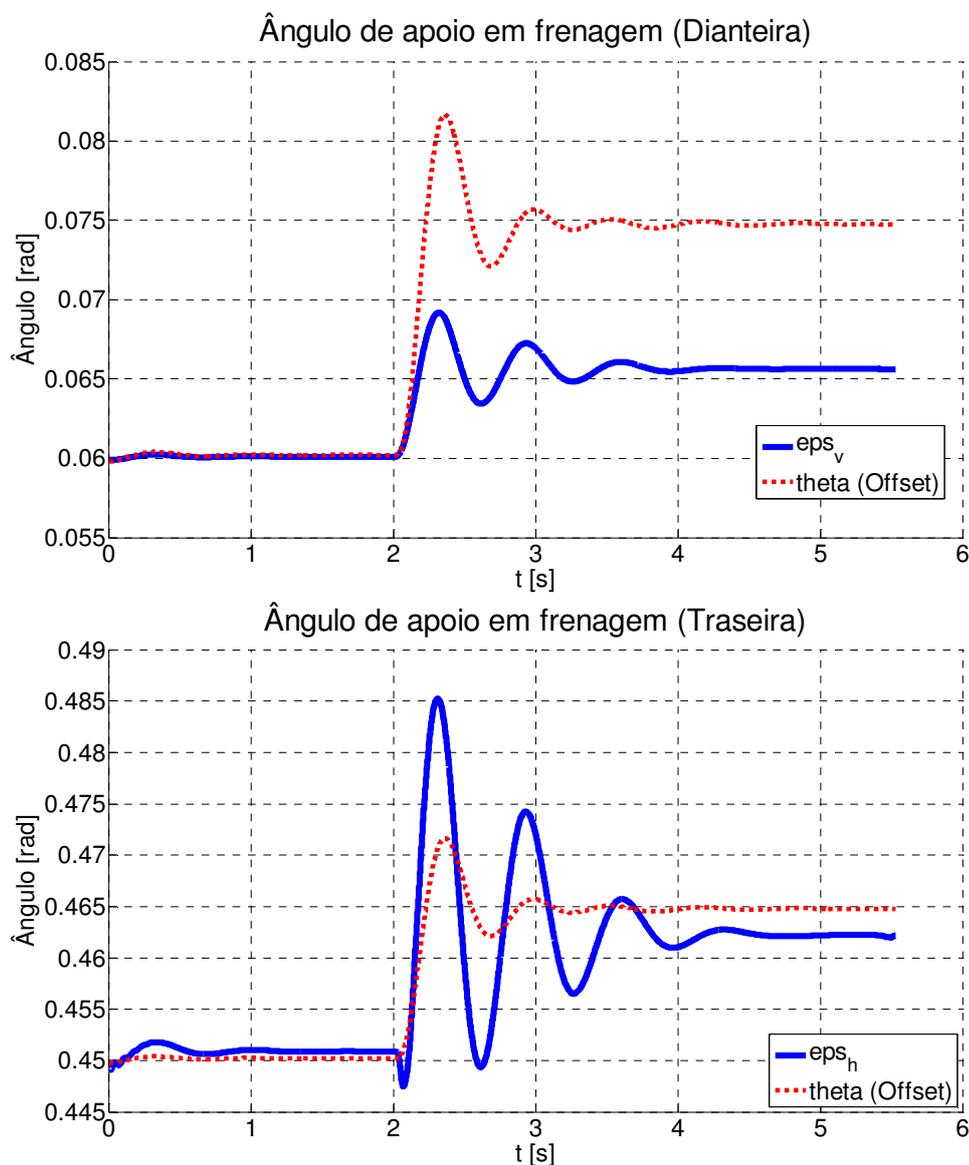


Figura 39: Comportamento dos ângulos de apoio nos eixos dianteiro e traseiro durante a frenagem do veículo. (início da frenagem em $t=2s$, Offset do ângulo de arfagem em pontilhado)

Com a simplificação feita na seção 5.3.1, o centro de mergulho, fixo à carroceria, eleva-se com o movimento de arfagem negativa da mesma, resultante de uma frenagem. Deste modo, é natural que os valores de ângulo de apoio nos eixos dianteiro e traseiro se elevem com o início da frenagem. Devido à proximidade maior do eixo traseiro ao centro de mergulho do veículo, as oscilações de seu ângulo de apoio em frenagem são bem maiores que no eixo dianteiro.

6.3. Veículo Completo

Para o teste da montagem de todo o modelo de veículo, serão realizados primeiramente ensaios e análises no campo de frequências de sua dinâmica vertical. Em seguida, simulações de frenagem deste veículo serão executadas e analisadas.

6.3.1. Dinâmica Vertical

Para a verificação da dinâmica vertical do modelo de simulação foram analisadas as influências de mudanças de parâmetros do sistema, como massas, rigidez e amortecimentos no comportamento geral do sistema em um espectro de frequências. Para isso, cada eixo foi comparado a dois sistemas massa-mola amortecidos ligados um ao outro (Figura 40) e excitados por frequências de até 30 Hz. A resposta deste sistema costuma ser uma curva com dois picos de amplitude, representando as frequências naturais das duas massas vibrantes.

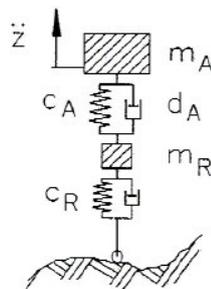


Figura 40: Representação do sistema vibrante amortecido de duas massas

6.3.1.1. Massa da Carroceria

A variação da massa da carroceria acarreta uma mudança em sua frequência natural, representada no diagrama de amplitudes pelo pico situado na faixa de 0 a 5 Hz (ver Figura 41). Além disso, o crescimento da inércia da carroceria causado por um aumento de sua massa diminui a amplitude de sua vibração.

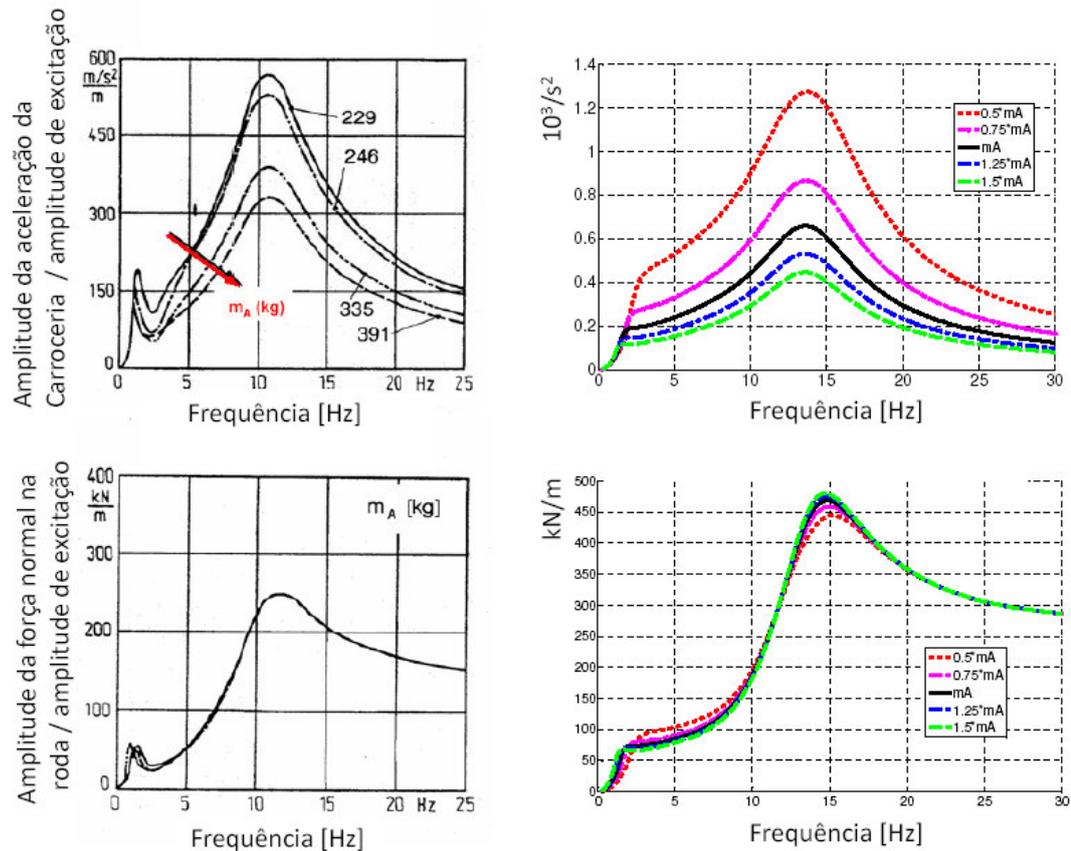


Figura 41: Comparação entre as respostas do sistema à variação de massa da carroceria com dados da literatura (Winner et al., 2005)

As pequenas variações de força normal visíveis nas frequências de ressonância do sistema (diagrama inferior direito da Figura 41) podem ser explicadas pela não-linearidade dos amortecedores utilizados no modelo do veículo a altas velocidades relativas, como mostra a Figura 6. Com maior amplitude, as velocidades relativas entre as partes do sistema aumentam, atingindo a área não-linear do amortecedor.

6.3.1.2. Mola da Suspensão

O efeito esperado do aumento da rigidez da mola da suspensão é um leve aumento da frequência natural de oscilação das duas massas, assim como um aumento de suas amplitudes de vibração.

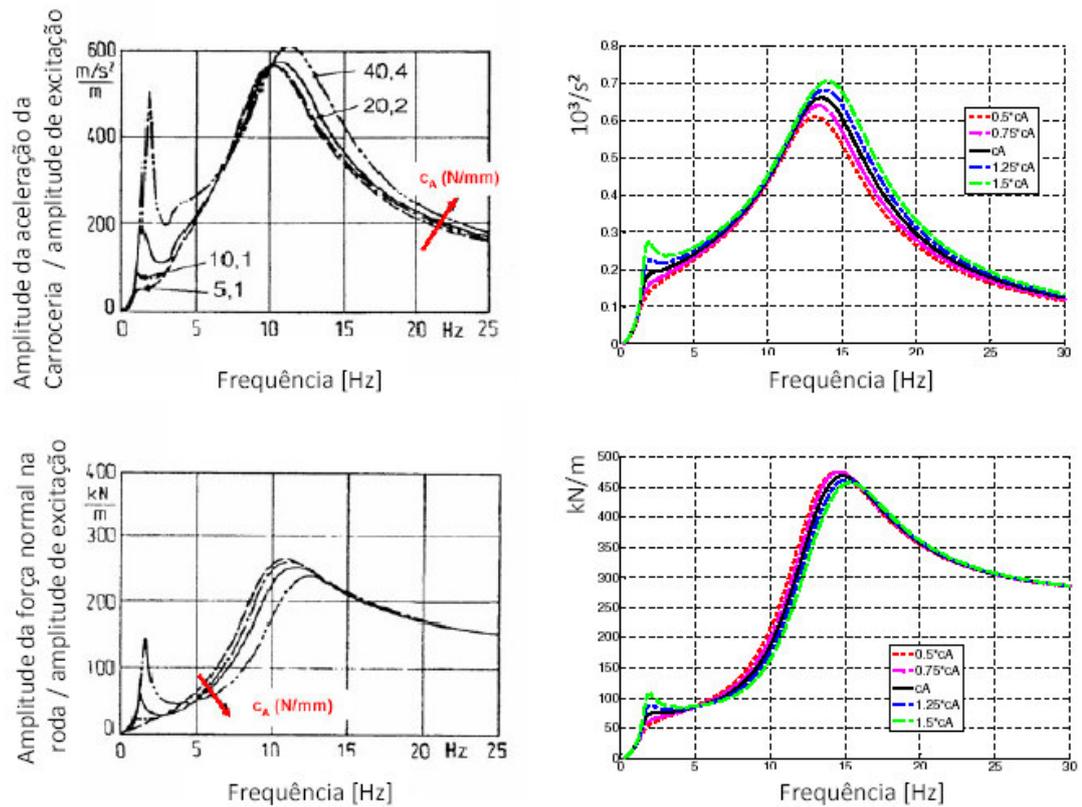


Figura 42: Comparação entre as respostas do sistema à variação de rigidez da mola com dados da literatura (Winner et al., 2005)

Pelo observado na figura acima, o modelo simula bem a realidade também neste quesito.

6.3.1.3. Massa não-Suspensa

A variação da massa não-suspensa tem consequências diretas em sua frequência natural e amplitude de vibração, porém não influi no modo de vibrar da carroceria. Uma diminuição desta massa resulta no aumento da frequência em que ocorre o segundo pico de amplitude do movimento harmônico, faixa característica da vibração da massa não suspensa.

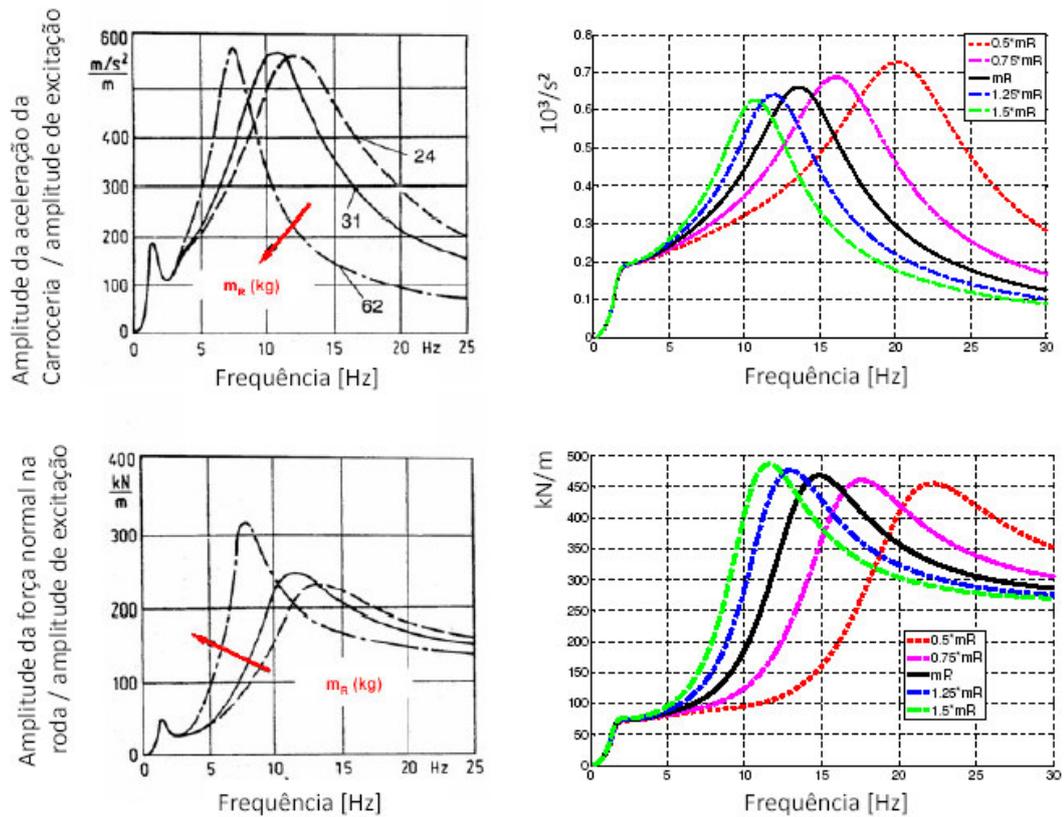


Figura 43: Comparação entre as respostas do sistema à variação da massa não-suspensa com dados da literatura (Winner et al., 2005)

6.3.1.4. Rigidez Radial do Pneu

Assim como a massa não-suspensa, a rigidez do pneu afeta quase exclusivamente o modo de vibrar da roda, sem influência notável na frequência natural da carroceria. Um aumento desta rigidez aumenta sensivelmente a frequência natural e a amplitude de vibração da massa não-suspensa.

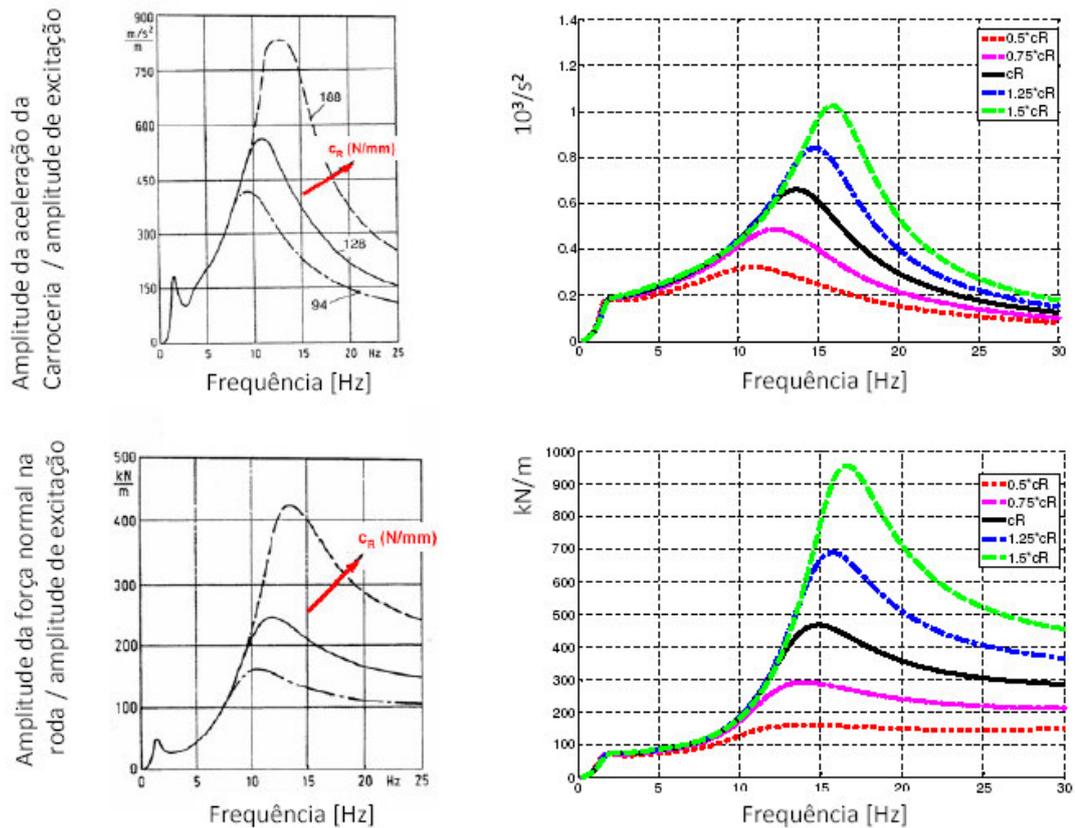


Figura 44: Comparação entre as respostas do sistema à variação da rigidez do pneu com dados da literatura (Winner et al., 2005)

6.3.1.5. Amortecedor

Pelas características do amortecedor usado neste trabalho, ao invés de se mudar sua viscosidade implementando-se um multiplicador a sua força final, variou-se a corrente aplicada a sua válvula de controle de fluxo do fluido viscoso. A figura abaixo ilustra o comportamento do sistema com a válvula totalmente aberta (1600 A) e totalmente fechada (0 A). Como o esperado, a variação da resistência do amortecedor não muda significativamente as frequências naturais do sistema, porém causa alterações nas amplitudes de vibração.

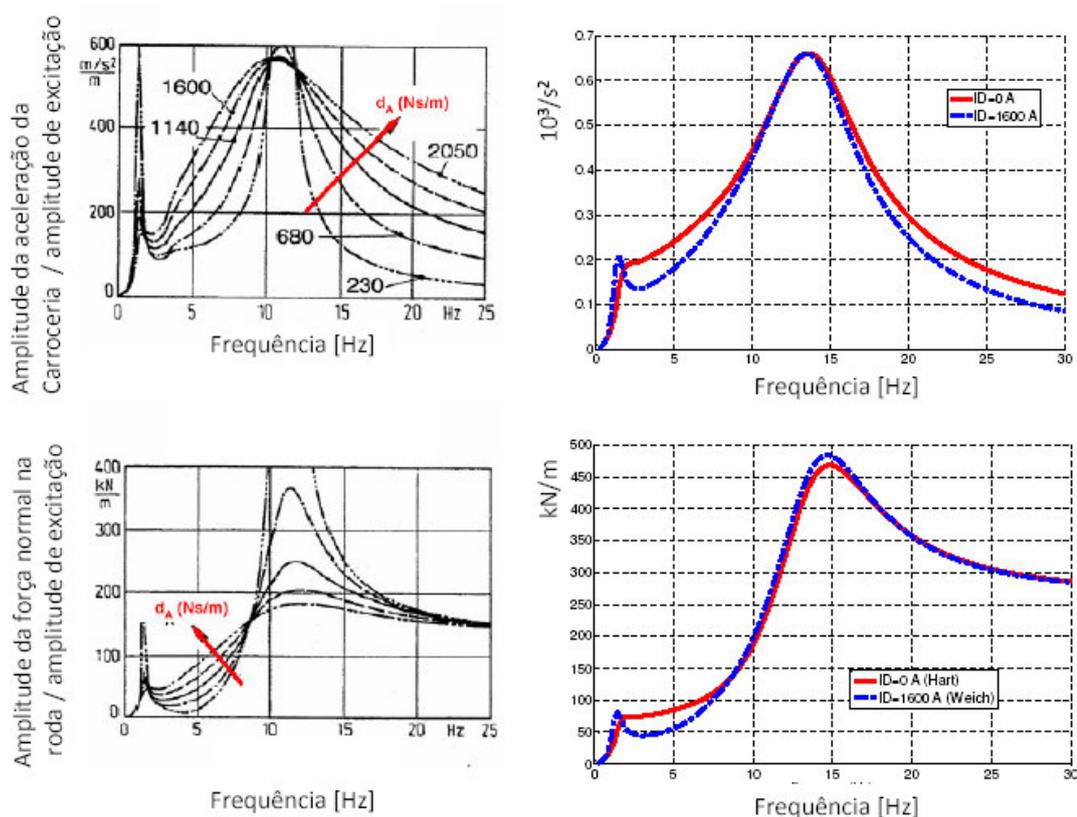


Figura 45: Comparação entre as respostas do sistema à variação da resistência ao movimento do amortecedor com dados da literatura (Winner et al., 2005)

6.3.1.6. Amortecimento dos Pneus

Assim como os outros parâmetros das rodas, o amortecimento dos pneus tem um efeito localizado na frequência natural da massa não-suspensa, quase não afetando a vibração da carroceria. Maiores valores de amortecimento resultam em menores amplitudes no movimento do sistema.

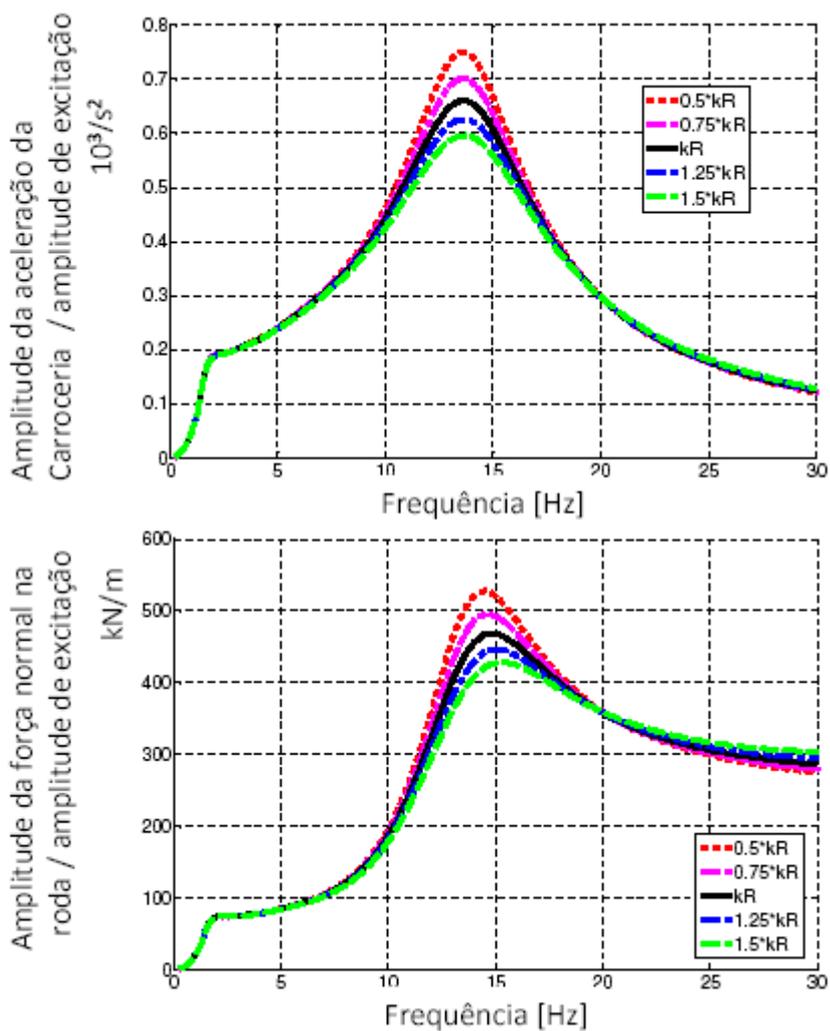


Figura 46: Influência do amortecimento dos pneus na vibração do sistema

6.3.1.7. Coxim

Levando-se em conta o fato de que durante estes testes a roda se movimenta livremente na direção horizontal e que esta se comunica com a direção vertical do sistema pelo novo sistema de suspensão com coxins elásticos, é de se esperar que mudanças nas características destes coxins levem a alterações na dinâmica vertical do veículo.

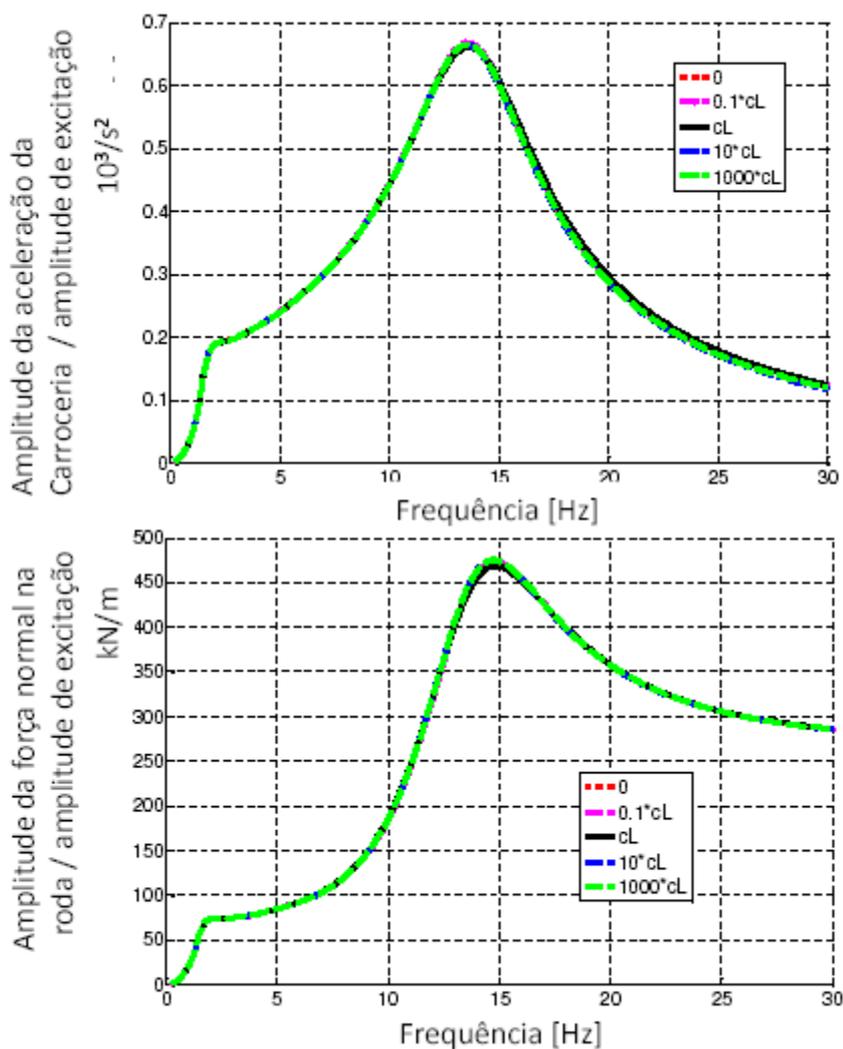


Figura 47: Influência da rigidez dos coxins na simulação dinâmica vertical do veículo

Apesar disso, o que se pode perceber nos diagramas da Figura 47 é que o efeito da alteração da rigidez do coxim é irrelevante para a dinâmica vertical do veículo. São duas as explicações encontradas para este fenômeno. A primeira é que o amortecimento nominal do coxim é bem grande comparado aos outros

amortecimentos do sistema, fazendo com que as vibrações na direção horizontal do veículo sejam rapidamente amortecidas e não alterem a dinâmica vertical. A outra explicação é referente aos pequenos ângulos de apoio em frenagem de ambos os eixos, cujos senos multiplicam os efeitos das forças horizontais na dinâmica vertical, minimizando-os.

Quando se altera o amortecimento dos coxins, essas teorias são confirmadas, como se vê na Figura 48.

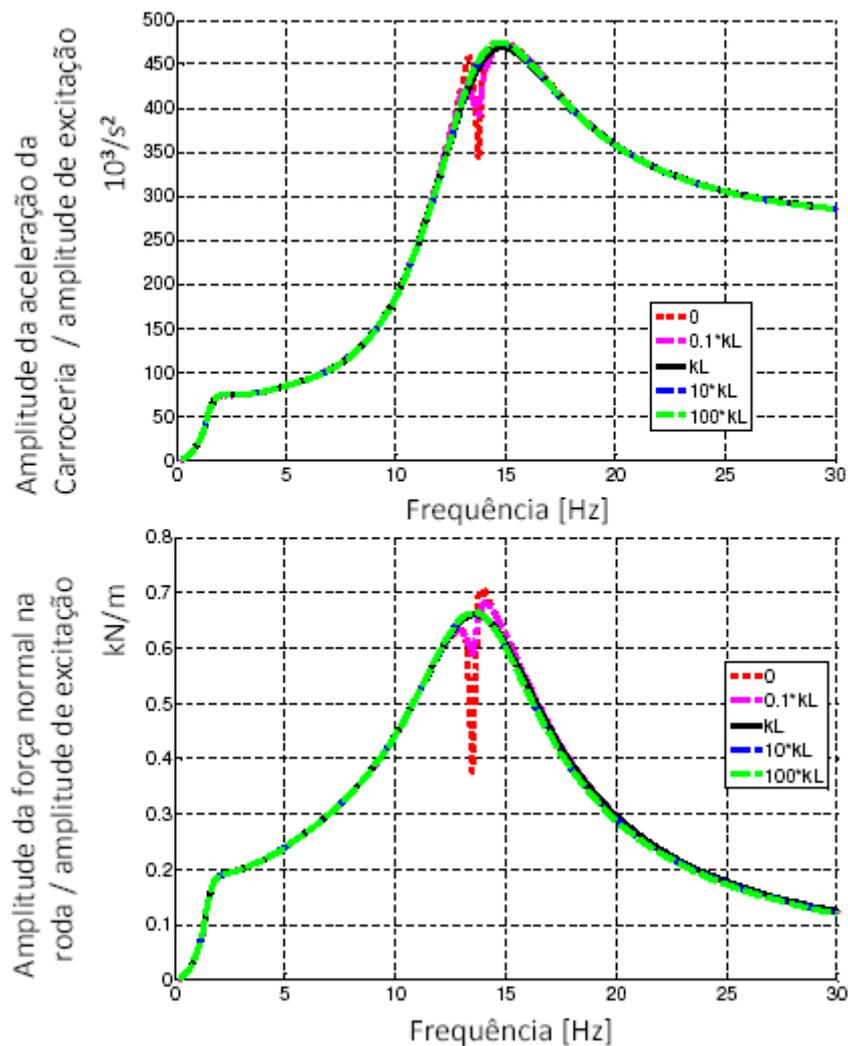


Figura 48: Efeitos do amortecimento dos coxins na dinâmica vertical do veículo

Com baixos valores de amortecimento, a vibração horizontal da massa não-suspensa começa a tornar-se relevante, criando um novo pico de amplitude na análise de espectro do sistema oscilante. Isso pode ser relacionado ao aumento da amplitude deste movimento proporcionado pelo amortecimento menor, que também aumenta os

ângulos de apoio, tornando maior a transferência de forças entre os movimentos vertical e horizontal.

6.3.2. Frenagem

O próximo passo é verificar se o modelo final apresenta resultados coerentes em uma simulação de frenagem em pista plana.

A Figura 49 mostra a cinemática do modelo com todos os novos módulos implementados durante uma frenagem com pressão do cilindro de freio constante.

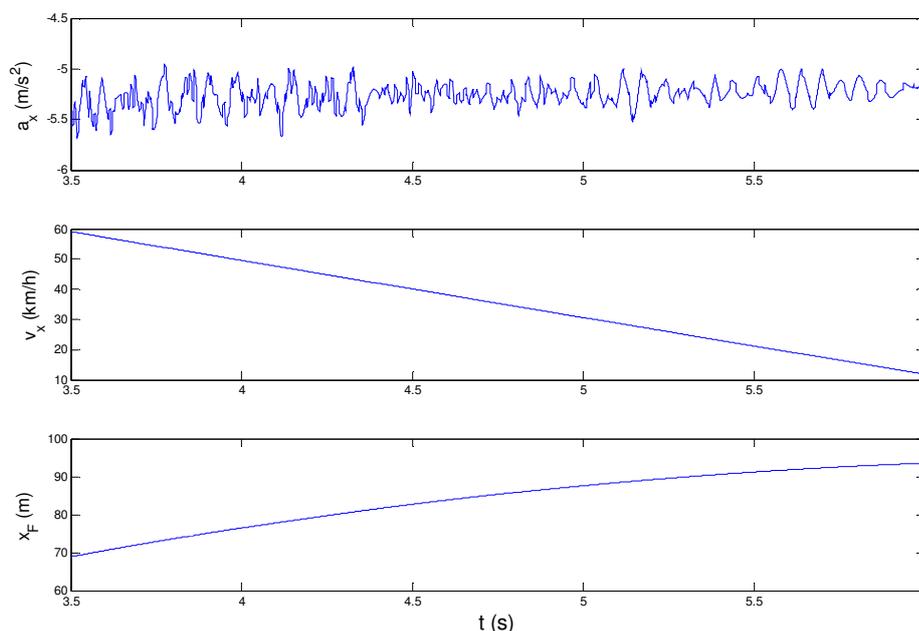


Figura 49: Cinemática resultante da simulação do modelo de automóvel durante uma frenagem

Devido à pressão de frenagem constante no disco de freio, a desaceleração do veículo oscila em torno de um valor constante, o que causa uma diminuição linear da velocidade e um comportamento parabólico da posição do veículo ao longo do tempo.

Para conferir o funcionamento da dinâmica vertical do veículo durante a frenagem, o ângulo de arfagem foi analisado, já que esta grandeza é diretamente afetada pelas forças verticais da suspensão e indiretamente, através do ângulo de apoio, pelas forças de frenagem das rodas.

A partir das medições feitas no trabalho de Fujara (2004), sabe-se que a frequência natural de rotação da carroceria em torno do eixo y é de aproximadamente 1Hz. O

diagrama de Bode do ângulo de arfagem durante a frenagem (Figura 50) mostra um pico exatamente nesta faixa de frequência. O outro pico, aproximadamente em 2 Hz, pode ser aferido ao movimento de translação vertical da carroceria, que, devido às diferentes configurações das suspensões dianteira e traseira, gera uma excitação na dinâmica de arfagem do veículo.

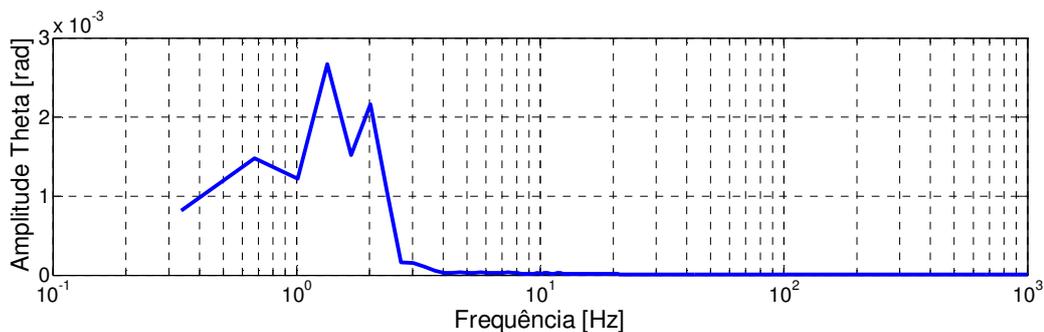


Figura 50: Diagrama de Bode do ângulo de arfagem do modelo durante uma frenagem em pista plana e em linha reta

Outra abordagem possível que pode verificar a robustez do modelo completo é a análise de dissipação de energia durante a frenagem. Segundo a formula abaixo, o total de energia cinética retirada do sistema deve coincidir com a integral das forças resistivas no caminho de frenagem.

$$\frac{m_F(v_{final}^2 - v_0^2)}{2} + \frac{I_{Rf}(\omega_{f_{final}}^2 - \omega_{f_0}^2)}{2} + \frac{I_{Rh}(\omega_{h_{final}}^2 - \omega_{h_0}^2)}{2} = - \int_{x_{BB}}^{x_{BE}} F_{BV} dx - \int_{x_{BB}}^{x_{BE}} F_{BH} dx - \int_{x_{BB}}^{x_{BE}} F_{Aero} dx \quad (44)$$

Além disso, a proporção entre as energias dissipadas nos eixos traseiro e dianteiro deve estar condizente com as especificações do fabricante do carro de testes, neste caso, em torno de 70% no eixo dianteiro e 30% no eixo traseiro.

Em uma simulação de frenagem do veículo de 70km/h até 6km/h, foi calculada uma perda de energia cinética de 160,4kJ. Exatamente o mesmo valor foi obtido somando-se as integrais das forças de frenagem das rodas e a resistência do ar. A divisão das energias subtraídas do sistema por estas forças é mostrada na Figura 51.

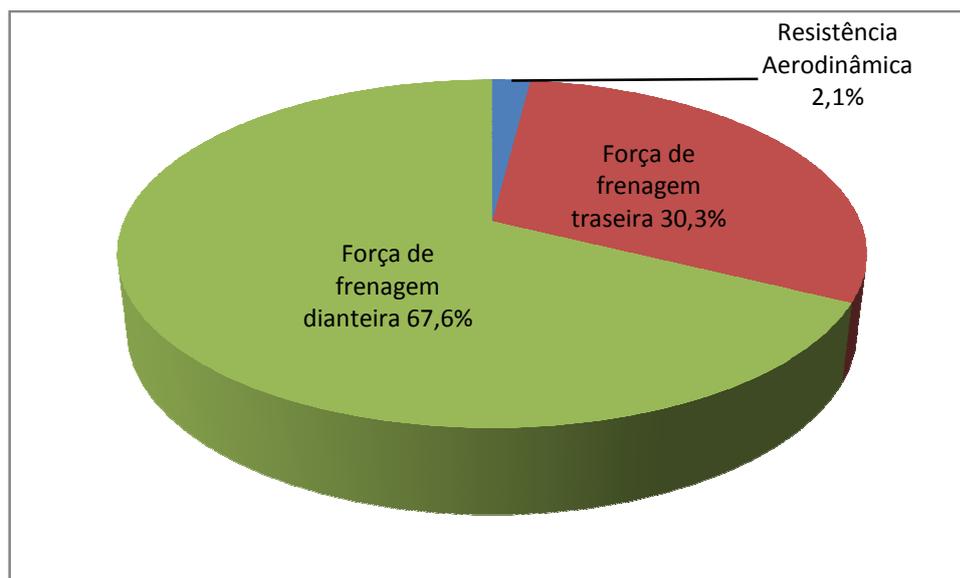


Figura 51: Divisão da energia total dissipada do veículo durante simulação de frenagem

6.4. Conclusão da verificação

Após apresentar resultados convincentes e coerentes durante todas as simulações, o modelo pode ser considerado verificado. Só uma ressalva deve ser feita sobre a velocidade final na frenagem. Em velocidades muito pequenas, o cálculo do escorregamento dos pneus apresenta distorções, causadas por uma divisão por valores próximos de zero. Para contornar esta limitação, as simulações estão programadas para terminar quando o veículo chega à velocidade de 6km/h.

7. VALIDAÇÃO DO MODELO

A norma ISO/IEC 15504 para a regulamentação do desenvolvimento de softwares classifica como validação a etapa do processo que tem por objetivo “confirmar que estão satisfeitos os requisitos para o uso pretendido de cada produto de trabalho ou serviço resultado de um processo”. Ainda segundo a norma, a validação “envolve a definição de uma estratégia de validação, de critérios de validação para todos os produtos de trabalho e para as atividades de validação”.

Sendo assim, neste capítulo serão mostrados os métodos usados para o processo de validação, os ensaios realizados para este fim e os resultados obtidos com o modelo desenvolvido.

7.1. Métodos de Validação

Para a confirmação e quantificação da capacidade do modelo de simular a realidade, foram executados testes em um veículo real instrumentado e seus resultados comparados aos gerados pelo modelo computacional. Devido à restrição de tempo disponível para estes testes e, principalmente, pela época do ano em que eles foram realizados (inverno europeu), não foi possível uma coleta de dados suficiente para que se fizesse uma abordagem estatística e quantitativa à validação. A alternativa encontrada foi uma comparação qualitativa entre comportamentos de alguns ensaios, considerados mais representativos, com os resultados da simulação.

7.1.1. Veículo de Testes

Toda a parametrização e modelamento do modelo aqui desenvolvido foi baseada no veículo de testes disponível no departamento de veículos automotores da Universidade Técnica de Darmstadt. Trata-se de um Opel Astra GTC 1.9 com injeção direta de gasolina, freios a disco nas quatro rodas, cruise control e sistema ABS da empresa Robert Bosch GmbH.

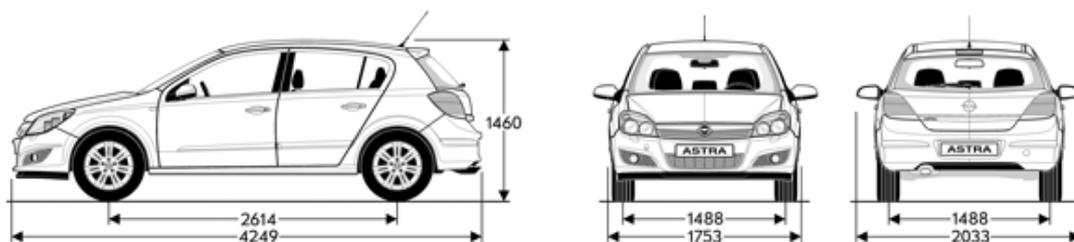


Figura 52: Representação e dimensões do veículo de testes (Opel, 2008)

Nas quatro rodas também está instalado o sistema de suspensão semi-ativa CDC (Continuous Damping Control) da empresa ZF Sachs AG, já exposto no ítem 4.1.3 e, no sistema de freios, foi instalado um dispositivo de frenagem automática, composto por um motor elétrico acoplado ao pedal de freio e equipado com um controlador PID.

Para as medições, estão instalados, em pontos convenientes, acelerômetros como os da figura, para medições da cinemática da carroceria e das massas não suspensas do veículo.



Figura 53: Exemplo de acelerômetro utilizado para a medição da cinemática em diversos pontos do veículo

Além dos acelerômetros, foram usados também sensores de curso das molas da suspensão, para medição direta de suas compressões e indireta da velocidade relativa dos pistões dos amortecedores.

A roda frontal esquerda original do veículo foi substituída pela roda de medições da marca Kistler, que mede instantaneamente as forças e momentos atuantes naquela roda em todos os seus eixos.

Para a medição precisa da velocidade do veículo, foi utilizado um sensor Correvit instalado no engate de reboque na parte traseira do veículo e, anexado a ele, um sensor óptico apontado para a lateral direita do veículo para a leitura de refletores indicativos localizados na pista. Além disso, os sensores de rotação de roda, já integrantes do sistema de ABS do veículo, liam a velocidade angular de cada roda para o cálculo do escorregamento.

Finalmente, para a coleta e armazenamento de todos os dados foi utilizado um laptop convencional conectado à plataforma Autobox, responsável por receber o sinal de todos os sensores e controlar as válvulas dos amortecedores CDC e o sistema automático de frenagem.

7.1.2. Ensaios

Todos os dados experimentais utilizados neste trabalho foram extraídos de testes realizados no Campo de Provas e Aeroporto August-Euler em Griesheim, Alemanha.

7.1.2.1. Frenagem em pista asfaltada com obstáculo senoidal

Este teste foi feito em uma pista plana asfaltada com uma única lombada senoidal de 2m de comprimento por 40mm de altura máxima, situada no meio do percurso.

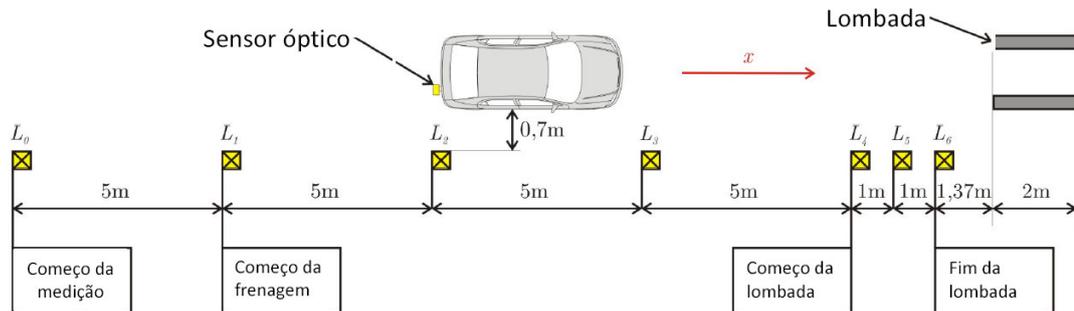


Figura 54: Desenho esquemático da montagem do experimento "Frenagem em pista asfaltada com obstáculo senoidal"

Os refletores indicativos foram montados de modo que, ao veículo passar pelo primeiro, o sistema de medição e armazenamento de informações fosse ativado. O segundo refletor disparava o sistema automático de freios e os outros são referências para calibração de velocidade e localização da lombada. A velocidade do veículo ao passar pelo primeiro refletor é de 50km/h, mantida pelo cruise control do veículo e momentos antes da frenagem, a embreagem foi desacoplada pelo piloto. Neste teste foram usadas as configurações de suspensão mais "dura" ($I=0A$) e mais "mole" ($I=1600A$). Suas respectivas linhas de força são encontradas na Figura 6.

O objetivo deste experimento é testar a relação entre as dinâmicas vertical e horizontal do modelo ao passar pela lombada, onde se tem uma idéia da atuação de todos os elementos da suspensão e do comportamento global do veículo.

7.1.2.2. Frenagem em pista plana asfaltada

Em contraste com o teste anterior, este experimento foi realizado com foco na dinâmica longitudinal da simulação, onde sua precisão estava mais prejudicada, como visto na seção 4.2. A montagem deste experimento será repetida em outros trabalhos futuros para se testarem diferentes estratégias de controle do sistema CDC, com o objetivo de se reduzir sua distância de frenagem.

Para este ensaio, foram colocados diversos refletores alinhados na pista e distanciados em 5m uns dos outros. Deste modo, o primeiro refletor encontrado pelo automóvel de testes inicia o processo de medição e armazenamento do sistema Autobox e o segundo dispara o sistema de frenagem automática. Ao término dos testes nessa configuração, o primeiro refletor é retirado e os testes recomeçam deslocados 5m adiante.

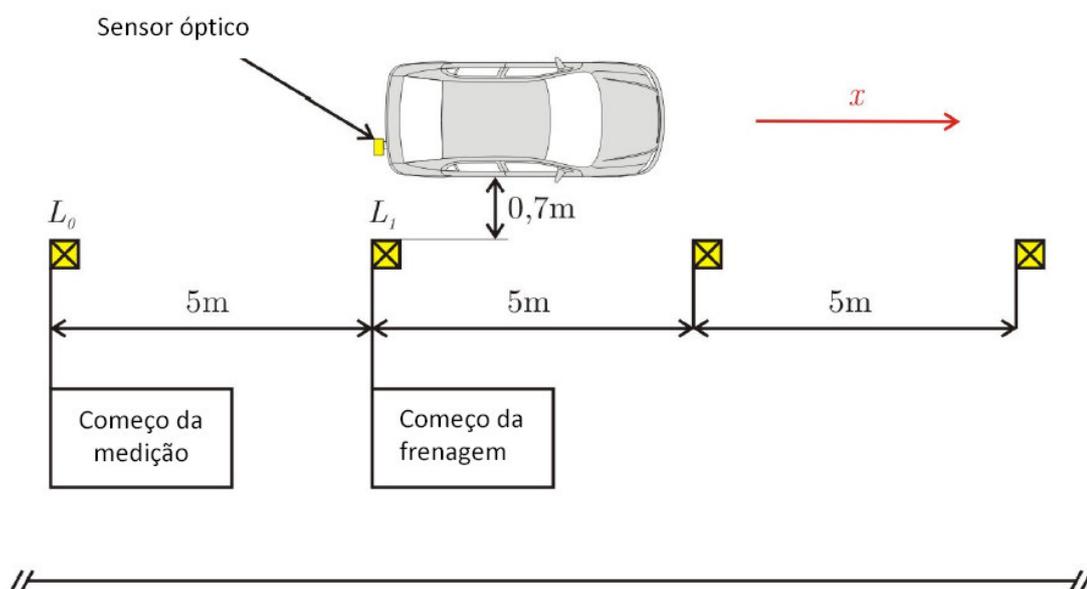


Figura 55: Desenho esquemático da montagem do experimento “Frenagem em pista plana asfaltada”

A velocidade inicial do veículo, ao passar pelo primeiro refletor é de 70km/h controlados pelo cruise control do veículo e, imediatamente antes da frenagem, a embreagem é desacoplada pelo piloto. Os experimentos deste tipo foram feitos somente com a configuração mais rígida da suspensão semi-ativa ($I=0A$) devido a um problema na comunicação desta com seu módulo de controle.

7.2. Grandezas analisadas

Para a avaliação da qualidade do modelo, devem ser levados em consideração dois aspectos na escolha das grandezas físicas que serão analisadas no processo de validação. O primeiro é a relevância da medida na análise dos dados, ou seja, ela deve transparecer uma característica importante do modelo para seu objetivo final ou revelar, através de seu comportamento durante a simulação, o resultado de alguma modificação neste modelo. O segundo aspecto é a possibilidade de uma medição

suficientemente precisa da grandeza, levando-se em conta as limitações físicas do aparato usado durante os ensaios de validação.

A seguir são listadas as grandezas selecionadas para representar no processo de validação o modelo desenvolvido.

7.2.1. Força de frenagem

A força de frenagem é a força aplicada nos pneus pela pista na direção longitudinal do veículo durante sua frenagem. No modelo, ela possui uma componente referente ao atrito dos pneus com a estrada, gerada pela função Pacejka, e outra relativa à inclinação da pista, como explicado no item 5.1.2. Por ser composta pelas saídas destes dois novos sistemas do modelo e também por ser uma das principais grandezas de medida do comportamento longitudinal do veículo, a força de frenagem na roda dianteira esquerda foi analisada na validação deste modelo. As demais não foram medidas durante os testes pela indisponibilidade de mais rodas de medição.

7.2.2. Escorregamento dos pneus

Definido no item 4.1.2, o escorregamento nos pneus é, junto à força de frenagem, um dos mais importantes parâmetros para a avaliação do modelo na simulação do atrito nos pneus, afetando logicamente a dinâmica longitudinal. Nos ensaios com o veículo de testes, o escorregamento é medido através dos sensores de rotação das rodas e do sensor Correvit.

7.2.3. Velocidade do automóvel

O comportamento da velocidade do automóvel durante a frenagem é capaz de refletir globalmente a qualidade da simulação, já que é afetado por parâmetros como resistência do ar, forças de frenagem de todas as rodas, peso e dimensões do veículo, entre outros. Sua medição é feita no veículo pelo sensor Correvit.

7.2.4. Força normal nos pneus

A força normal aplicada na superfície de contato entre pneu e asfalto é o principal parâmetro de análise da dinâmica vertical do veículo, mas sua importância não se restringe apenas a isso, já que os efeitos da suspensão semi-ativa, da inclinação da pista e das novas geometrias de suspensão e coxins elásticos implantados no modelo também são refletidos em seu comportamento. Além disso, o atrito entre os pneus e a pista dependem fortemente dessa grandeza. Assim como a força de frenagem, a medição da força normal é realizada diretamente apenas na roda frontal esquerda.

7.2.5. Integral da força normal dinâmica no tempo

A força normal dinâmica é a parcela da força normal no pneu referente às forças viscosas do amortecedor. A análise de sua integral no tempo para a validação do modelo é explicada por seu possível uso na criação de estratégias de controle do sistema CDC para a redução da distância de frenagem do veículo, como explicado em Niemz (2006). O cálculo dessa integral ocorre de forma similar no modelo e no automóvel de testes e é feito durante a frenagem, utilizando dados das medições de acelerômetros situados na carroceria e nas rodas.

7.2.6. Velocidade relativa no amortecedor

A velocidade relativa entre o pistão e a carcaça do amortecedor revela o movimento da suspensão durante o funcionamento do veículo, além de ser uma medida de controle do funcionamento geral da suspensão CDC e de seus novos componentes elásticos e geométricos. Este parâmetro também é muito importante para as estratégias de controle da suspensão CDC e sua medição se dá pela derivação do sinal de curso das molas da suspensão.

7.2.7. Diferença de aceleração entre roda e carroceria

A diferença entre as acelerações longitudinais da carroceria e das rodas transparece o movimento relativo entre elas causado pela flexibilidade dos elementos da suspensão. A medição é feita diretamente de acelerômetros acoplados às rodas e à carroceria.

Nos ensaios com obstáculo senoidal não foi possível a coleta deste parâmetro pela ausência, na ocasião, dos sensores longitudinais de aceleração das rodas.

7.3. Resultados

Devido a pequenas diferenças de velocidade entre o veículo real e a simulação, seus posicionamentos podem estar um pouco diferentes em certos momentos, gerando disparidades entre as curvas medidas e aquelas geradas pelo modelo. Por este motivo, todos os diagramas mostrados nesta seção foram plotados em função do tempo, para captar eventos simultâneos, e do caminho percorrido pelo veículo, para que fenômenos relacionados à posição deste sejam melhor identificados.

O controle automático do freio foi regulado para que o sistema de ABS do veículo não precisasse intervir em momento algum durante os testes. O motivo para isso é a

carência da lógica do módulo de controle deste sistema no modelo, que não foi fornecida pelo fabricante para este trabalho.

7.3.1. Frenagem em pista plana asfaltada

No teste de frenagem retilínea em pista plana asfaltada, o veículo foi acelerado preliminarmente a uma velocidade de 70km/h e depois freado até 6km/h em uma pista asfaltada plana. Nos diagramas apresentados nesta seção, a frenagem é disparada em $t=5s$.

O modelo teve um desempenho geral coerente com as medições e sem grandes discrepâncias, como pode ser percebido nas curvas da velocidade do automóvel presentes na figura abaixo.

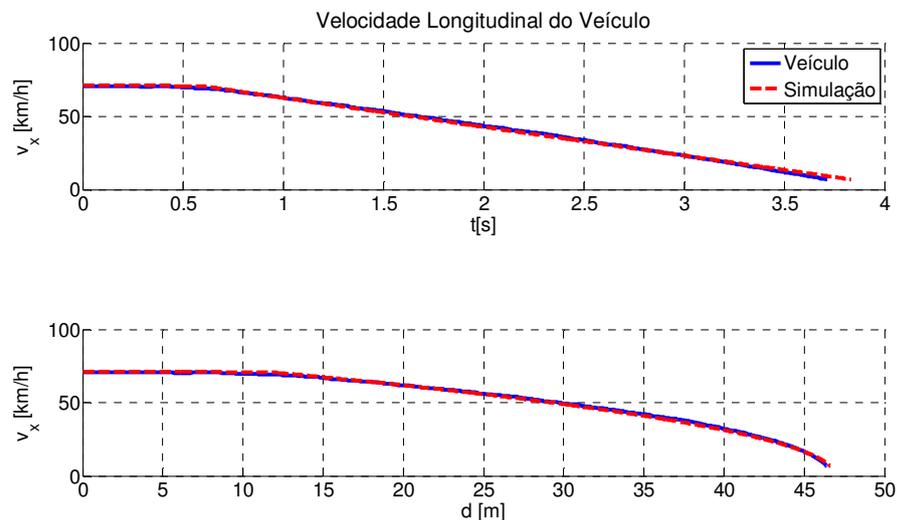


Figura 56: Velocidade longitudinal do automóvel

Em todos os ensaios, o veículo de teste atingiu a velocidade mínima limite de 6km/h antes de sua simulação, como visto na Figura 56. O motivo deste acontecimento pode estar relacionado com o ligeiro aumento da força de frenagem do automóvel real durante o teste, como ilustra a leve inclinação positiva da curva real na Figura 57.

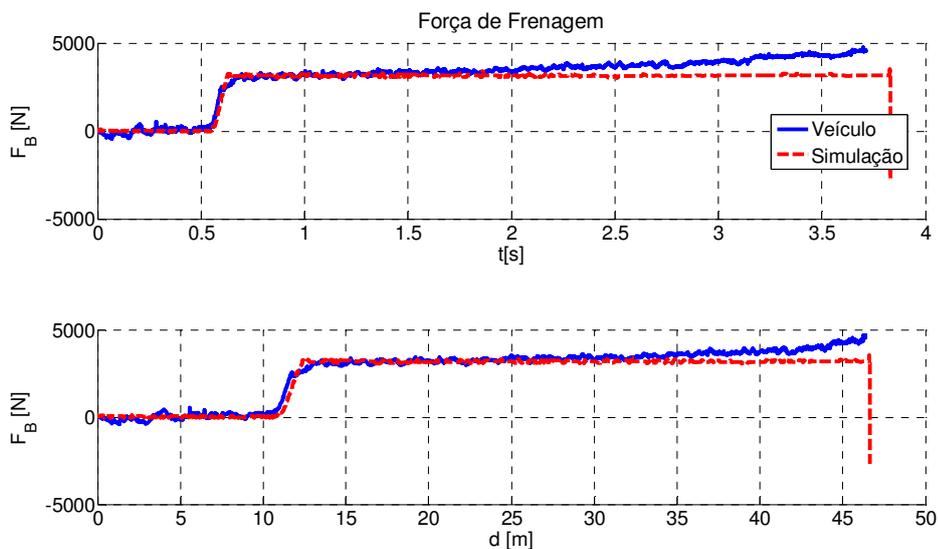


Figura 57: Força de frenagem

Na procura da explicação deste fenômeno, constatou-se que a origem desta inclinação se encontrava na transformação da pressão interna do sistema hidráulico de freios, que durante a frenagem se manteve razoavelmente constante (Figura 58), em torque de frenagem, e a partir disso, suspeitou-se que a linearidade do atrito entre as pastilhas e o disco de freio suposta no desenvolvimento do modelo não era realista.

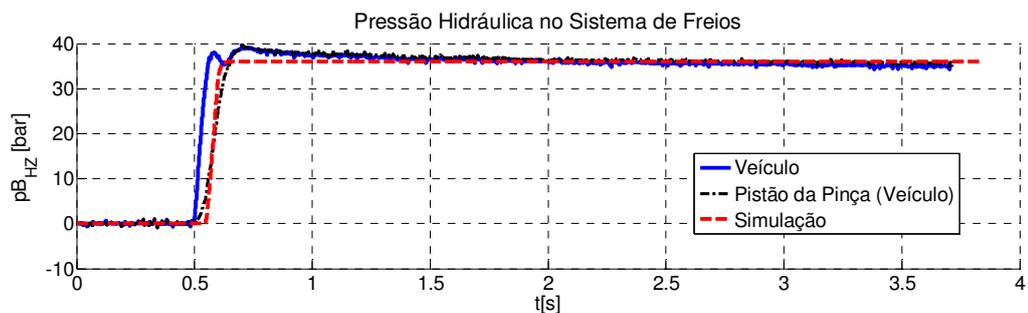


Figura 58: Pressão Hidráulica do Sistema de Freios

Os estudos de Oh; Joe; Shin (2005) confirmam essa suspeita ao demonstrarem que o atrito no disco de freio não só depende da força normal aplicada, mas também da velocidade relativa entre as partes atritantes. Deste modo, à medida que a velocidade do veículo diminui, a força de atrito responsável pela frenagem do automóvel aumenta, justificando o aumento da força de frenagem. Outra grandeza afetada por este fenômeno foi o escorregamento dos pneus, como se observa no diagrama abaixo.

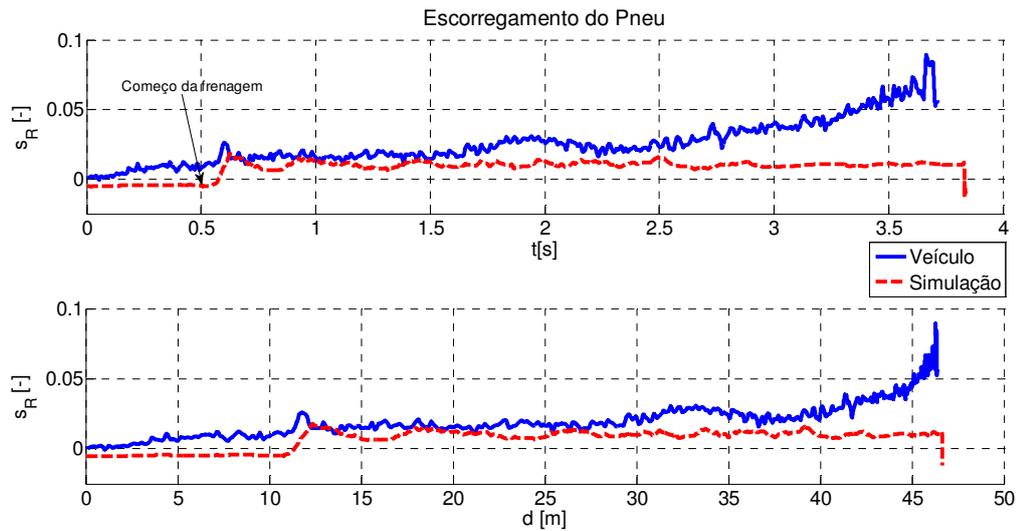


Figura 59: Escorregamento do pneu frontal esquerdo durante frenagem retilínea

O aumento desta medida durante a frenagem do veículo de testes também pode ser atribuído à relação entre o atrito dos componentes do freio e sua velocidade relativa, o que não é modelado precisamente na simulação. Além disso, outra discrepância visível no diagrama de escorregamento nos pneus é o deslocamento para baixo da curva da simulação em relação aos dados medidos. Isso evidencia um problema de parametrização do modelo de atrito dos pneus, já que foi impossível a medição apropriada de todos os seus aspectos para um modelamento mais preciso. Com isso, pode-se concluir que a transferência de parâmetros de um modelo semelhante encontrado no programa Adams/Car, na tentativa de suprir essa carência, não foi satisfatória.

Na dinâmica vertical, o modelo mostrou uma simulação consistente, já constatada em trabalhos anteriores, como Breitenbücher (2006), porém com algumas ressalvas.

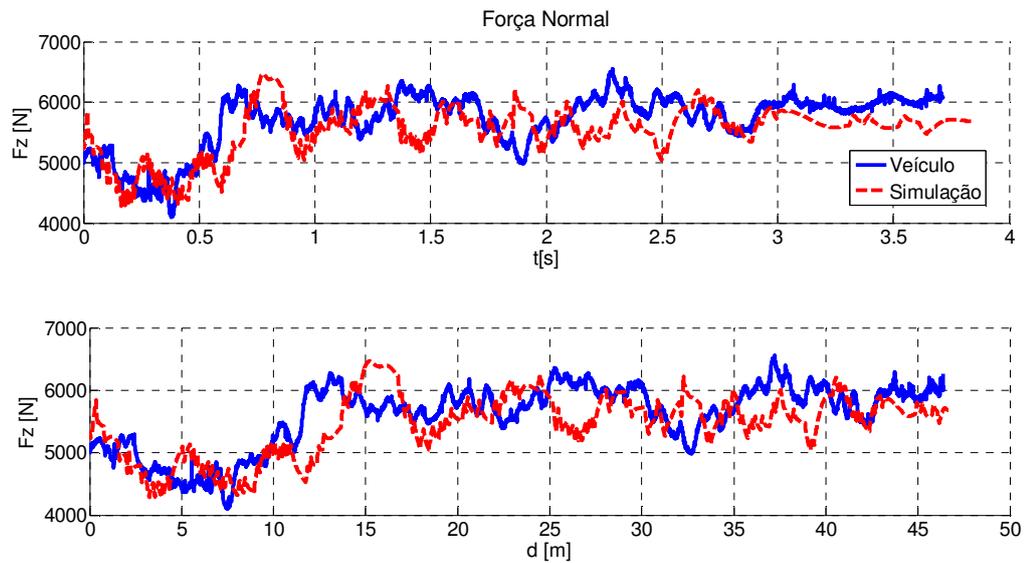


Figura 60: Força normal na roda dianteira esquerda

A força normal mostra um comportamento semelhante entre simulação e realidade, exceto por um sensível atraso do mergulho do veículo no início da frenagem, que acaba deslocando o movimento oscilante da carroceria do modelo no tempo. Uma possível causa deste fenômeno é um erro no modelamento da geometria do veículo, que altera os torques das forças atuantes no chassis. Apesar disso, fenômenos ligados à localização do veículo, muito provavelmente devidos à topologia da pista, podem ser observados nas duas curvas (Ver, por exemplo, o intervalo entre 35 e 40m na Figura 60). Outra medida expoente da capacidade do modelo de simular a dinâmica vertical do veículo é a velocidade relativa entre o pistão e a carcaça do amortecedor.

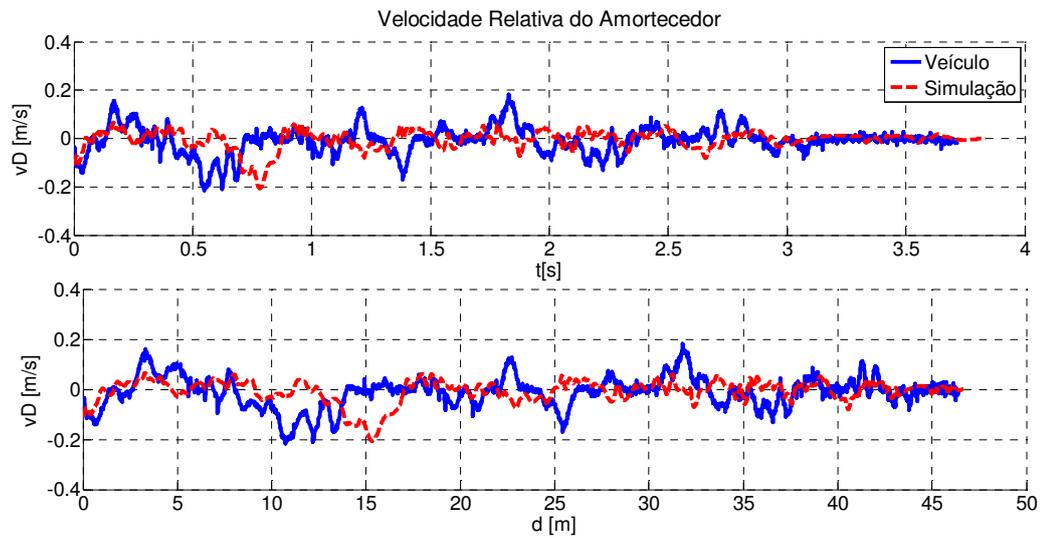


Figura 61: Velocidade relativa entre pistão e carcaça do amortecedor dianteiro esquerdo

Assim como a força normal, essa grandeza apresenta comportamentos parecidos entre simulação e realidade, porém com um certo atraso dos efeitos de mergulho da carroceria.

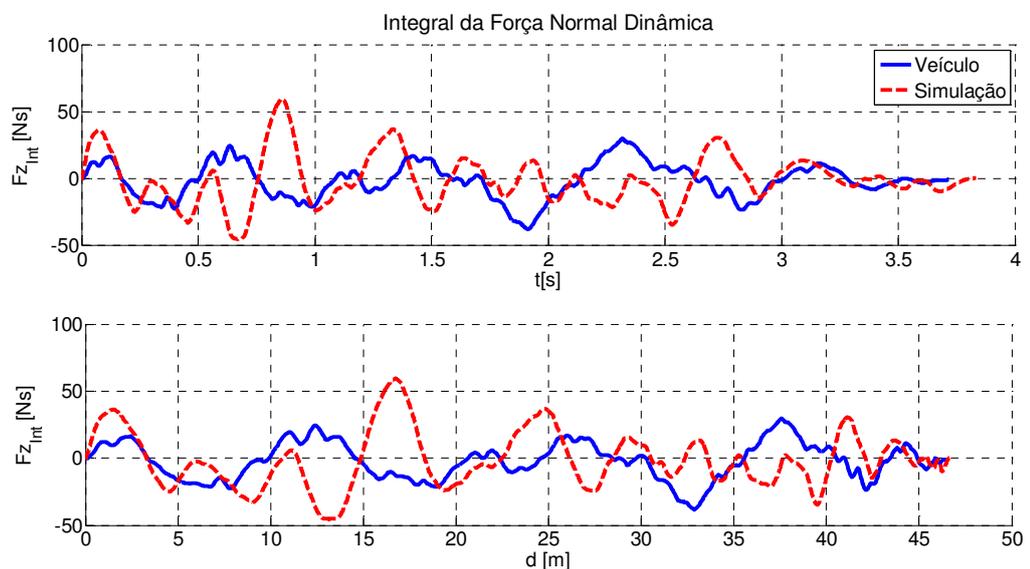


Figura 62: Integral no tempo da componente dinâmica da força normal no pneu dianteiro esquerdo

A integral no tempo das forças dinâmicas no pneu mostra o mesmo comportamento das outras medidas de dinâmica vertical: curvas semelhantes, de mesma ordem de grandeza, mas defasadas no tempo.

Na análise da dinâmica da suspensão na direção longitudinal do veículo podem ser destacadas as diferenças entre as acelerações das rodas e da carroceria como medidas do movimento relativo entre essas partes.

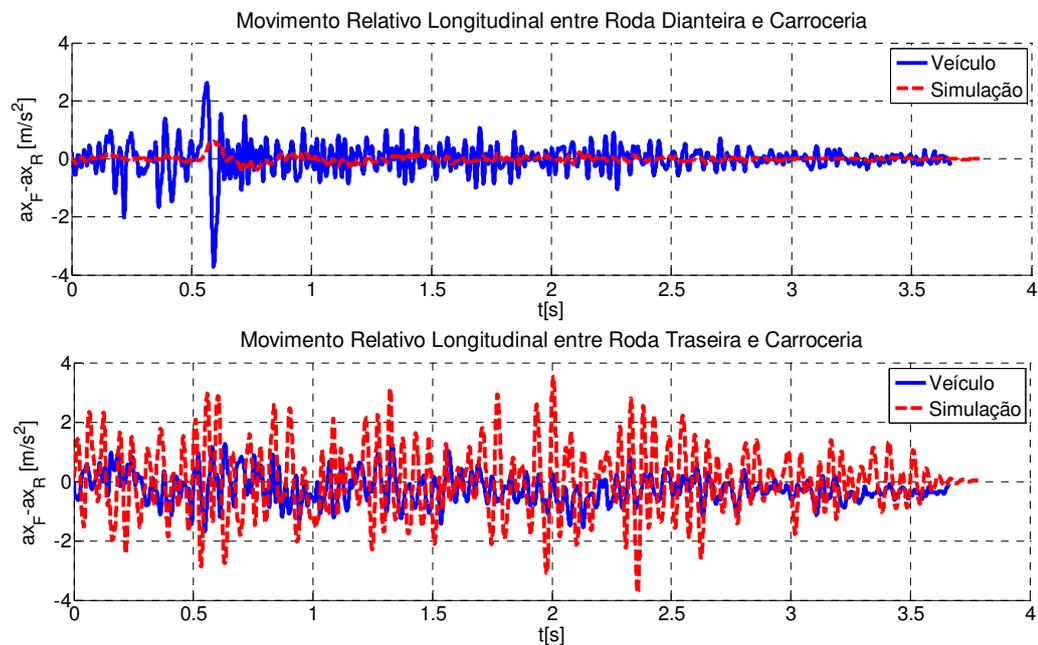


Figura 63: Movimento relativo longitudinal entre a carroceria e cada uma das rodas

Os diagramas da Figura 63 mostram comportamentos completamente opostos entre as simulações da roda dianteira e traseira. Enquanto o modelo da primeira se movimenta com amplitudes menores que seu correspondente real, a massa não-suspensa traseira vibra com acelerações muito maiores que as medidas no veículo de testes. A causas mais prováveis para este fato são as suposições feitas na seção 5.3.1 sobre a fixação do centro de arfagem do modelo à carroceria e às simplificações das geometrias das suspensões. Pelos resultados do modelo, pode-se inferir que o centro de curvatura da suspensão dianteira se encontra, durante a simulação, mais próximo da roda do que se assumiu na parametrização do modelo, enquanto que na suspensão traseira acontece exatamente o oposto.

A análise de Fourier dessas grandezas (Figura 64) mostra o contraste de precisão do modelo de suspensão utilizado em relação ao tipo de suspensão real do veículo. Enquanto na traseira (braços longitudinais com eixo de torção, de funcionamento mais parecido com o modelo utilizado) podem ser percebidas algumas semelhanças nas curvas real e simulada, como a faixa de 15 a 20Hz (frequência natural de

vibração da massa não-suspensa), na suspensão dianteira (Mc Pherson) as curvas são muito diferentes.

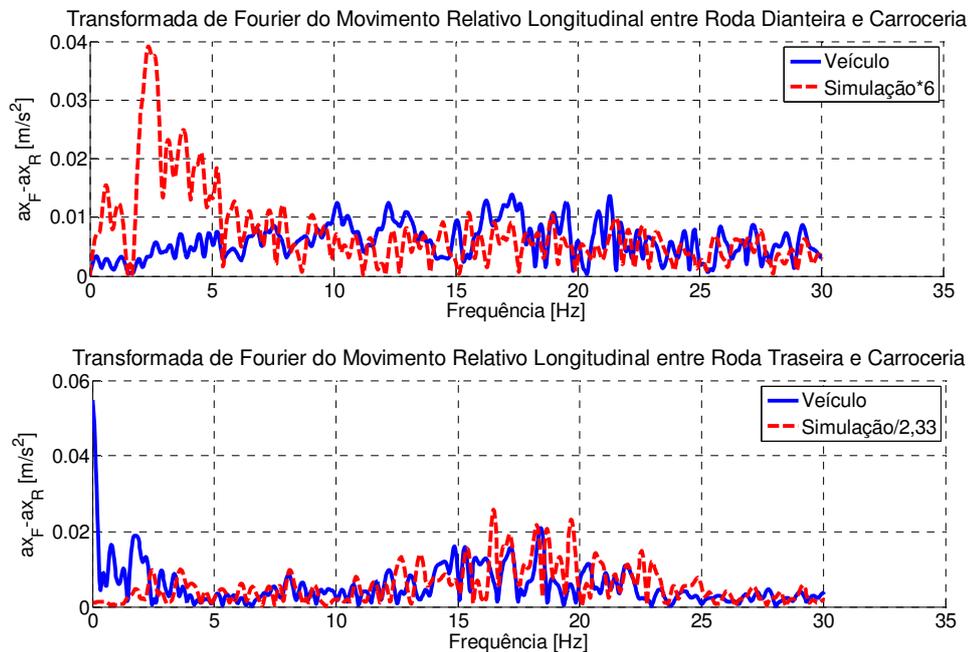


Figura 64: Análise das amplitudes do movimento relativo entre carroceria e rodas em função da frequência

7.3.2. Freragem em pista asfaltada com obstáculo senoidal

Por envolver esforços maiores devidos à presença do degrau na pista, este teste pode transparecer melhor a capacidade do modelo de simular a dinâmica vertical do veículo, já que efeitos de ordem menor, como a defasagem vista na seção anterior, são minimizados. Neste ensaio, o início da frenagem se dá aos 5s da experiência e o início do obstáculo se encontra a 15 metros do início das medições. São mostradas aqui as curvas referentes aos ensaios feitos com a configuração mais rígida da suspensão (0A). Por apresentarem resultados semelhantes a estes, as curvas geradas pela configuração menos rígida do amortecedor CDC (1600A) foram colocadas em anexo no final deste trabalho.

A resposta do veículo à passagem no degrau pode prover informações importantes para o desenvolvimento do modelo. No caso da força normal, como visto na Figura 65, pode-se notar novamente a defasagem do movimento da carroceria no modelo em relação à real, porém, o comportamento desta grandeza na passagem pelo obstáculo revela boa correlação entre simulação e realidade.

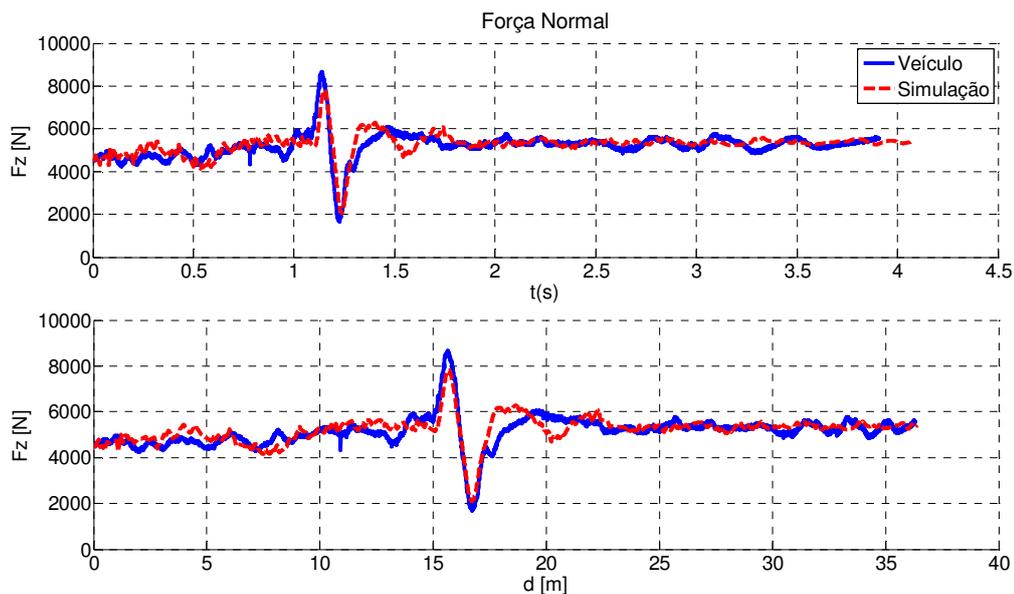


Figura 65: Força normal na roda dianteira esquerda durante frenagem por obstáculo. Ainda mais proximidade entre simulação e realidade foi mostrada pela velocidade relativa no amortecedor do veículo, visto na figura a seguir.

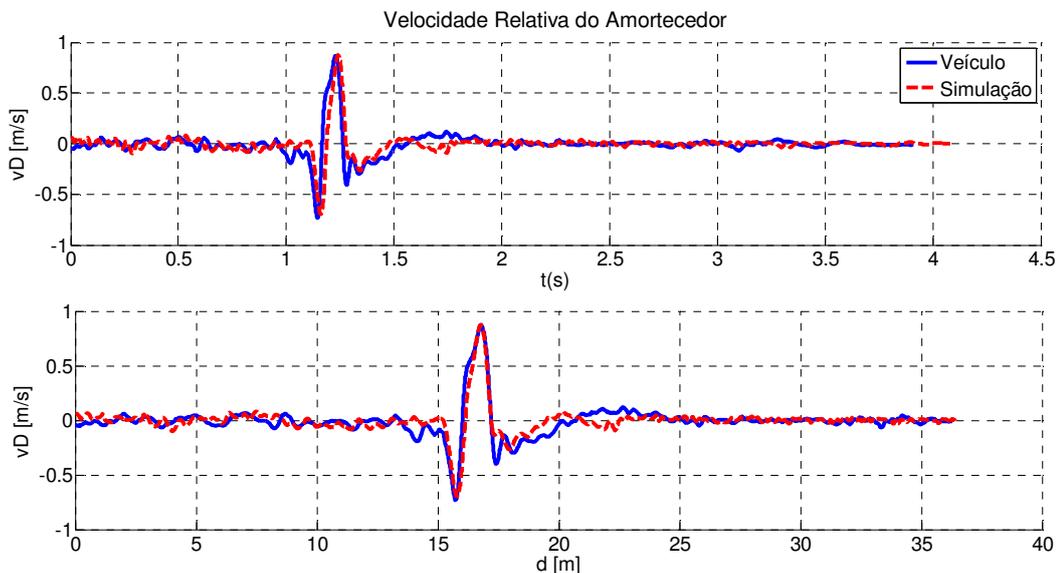


Figura 66: Velocidade relativa entre pistão e carcaça do amortecedor dianteiro esquerdo.

Com exceção da defasagem do movimento de mergulho da carroceria, vista sobretudo aos 20m de caminho de frenagem, o comportamento da curva simulada é muito próximo à curva real, inclusive nos picos de velocidade relativa criados pela passagem do veículo na lombada senoidal.

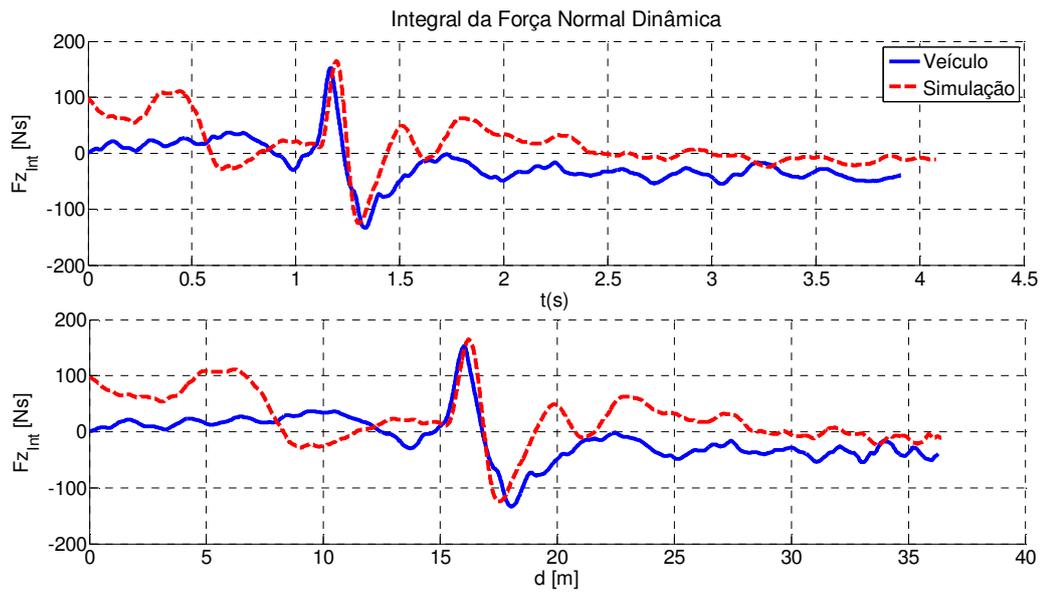


Figura 67: Integral no tempo da componente dinâmica da força normal no pneu dianteiro esquerdo

Acurácia parecida pode ser percebida na integral no tempo da força normal dinâmica, mostrada na Figura 67. Por tratar-se de uma grandeza cumulativa no tempo, a integral da força normal dinâmica mostra um offset entre a curva real e a modelada, gerado pela soma de todas as discrepâncias anteriores entre os valores da força normal dinâmica medida e simulada. Apesar disso, a partir do início do obstáculo senoidal, as curvas apresentam trajetórias praticamente paralelas, revelando grande precisão do modelo na simulação desta grandeza.

A dinâmica longitudinal do veículo apresentou neste teste um desempenho parecido ao teste anterior. O desempenho da velocidade simulada do veículo, por exemplo, se manteve próximo aos valores medidos por todo o ensaio, como visto na Figura 68.

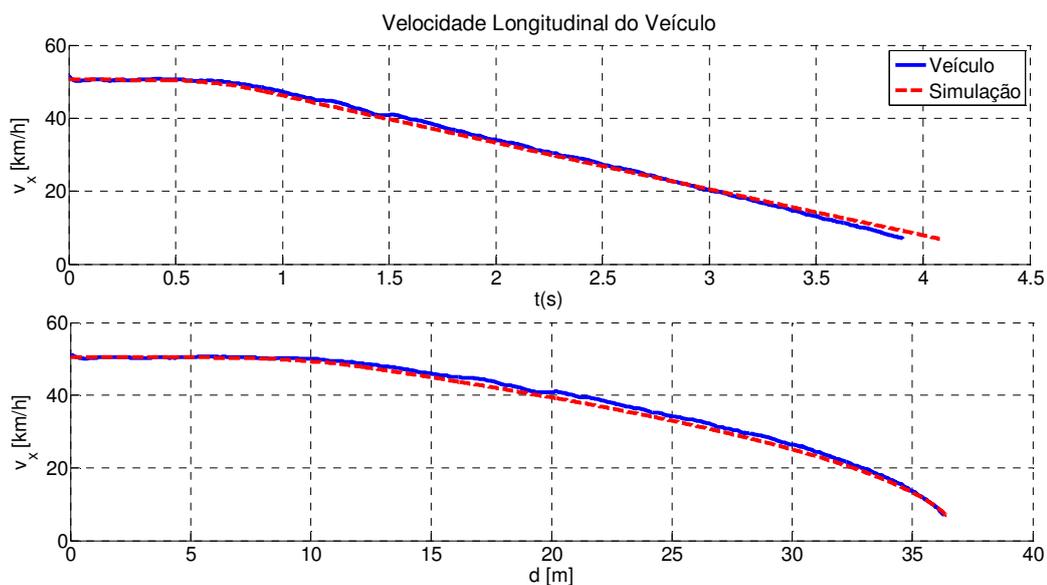


Figura 68: Velocidade longitudinal do veículo em frenagem sobre obstáculo senoidal
 Pelo fato de a frenagem ser mais leve neste teste do que no anterior, os valores de escorregamento do veículo se mantiveram sempre muito perto de zero, estando muito suscetíveis a imprecisões na medição, principalmente a baixas velocidades.

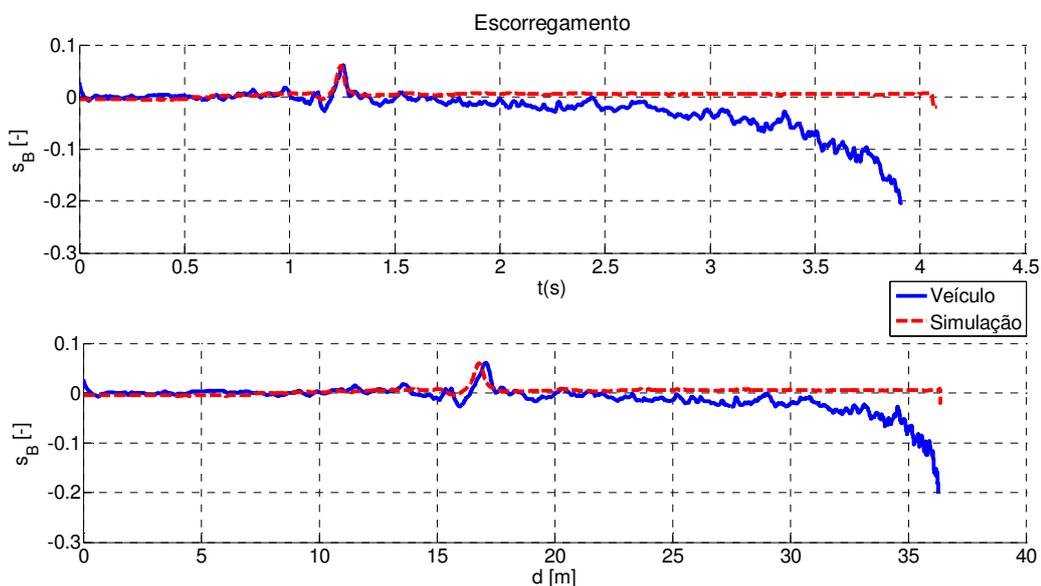


Figura 69: Escorregamento do pneu dianteiro esquerdo durante frenagem sobre obstáculo senoidal

Apesar disso, durante a passagem do veículo na lombada, os valores entre simulação e realidade desta grandeza apresentam certa coerência.

O decorrer da força de frenagem durante o teste sobre lombada senoidal pode ser visto na figura a seguir.

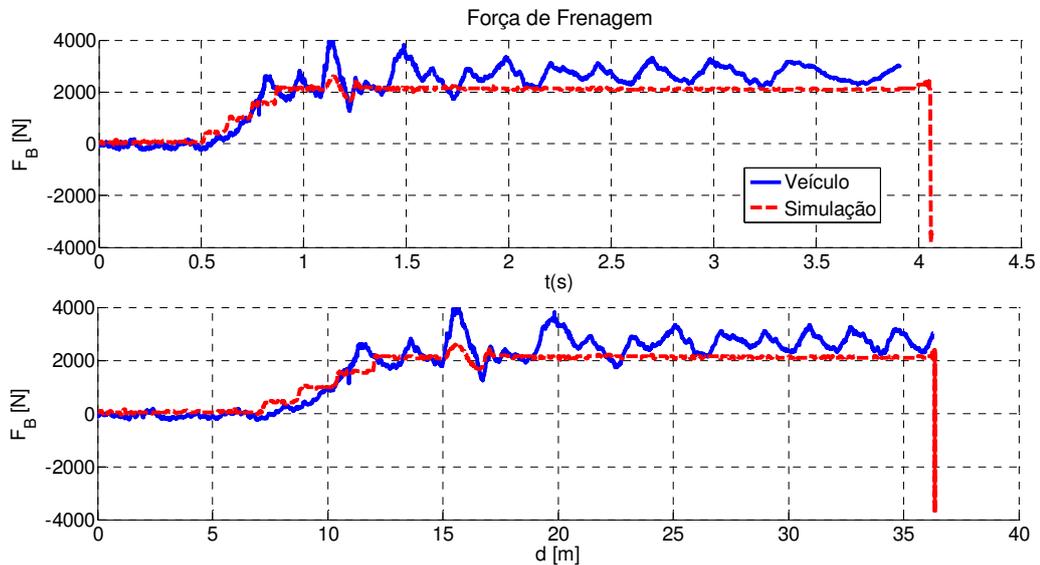


Figura 70: Força de frenagem da roda dianteira esquerda durante frenagem sobre obstáculo senoidal

A primeira coisa a ser notada nestes diagramas é a oscilação de grande amplitude da curva medida no ensaio real, não encontrada na simulação e nem na experiência da seção anterior. A princípio suspeitou-se de um desbalanceamento muito grande da roda de medidas ou algo no pneu que levasse à perda localizada de aderência em algum ponto. Porém, a ausência dessas ondulações na medição das grandezas verticais do veículo e no escorregamento dos pneus refutou esta teoria. Deste modo, a visível relação entre o período desta oscilação e a velocidade do veículo (e, por consequência, a velocidade de rotação das rodas) leva a crer que ela foi gerada por uma calibração deficiente do sensor de forças na direção longitudinal do veículo. Apesar disso, podem ser notados nestes diagramas a ordem de grandeza equivalente entre simulação e medições e a proximidade entre a curva simulada e a média da curva medida durante a frenagem.

8. CONCLUSÕES

Dos testes realizados com o modelo no processo de verificação, concluiu-se que não há erros matemáticos, de lógica ou nas relações entre seus componentes que comprometessem seu funcionamento em todos os níveis de complexidade. Estabeleceu-se também a velocidade mínima limite para interrupção da simulação para que divisões por zero no modelo de pneu não atrapalhassem os resultados.

Na validação, dentro das limitações de tempo e equipamento disponíveis para ensaios com o veículo de testes, constatou-se um alto nível de detalhamento da simulação da dinâmica vertical do automóvel, principalmente no trânsito sobre obstáculos na pista. Grandezas como a velocidade relativa no amortecedor, força normal e a integral no tempo de sua componente dinâmica podem servir como parâmetros e referência para a implementação e testes de estratégias de controle do sistema CDC, objetivo primário deste modelo. Para melhorar ainda mais o desempenho do modelo neste quesito, foi percebido que seria desejável uma revisão em sua dinâmica de arfagem.

Por outro lado, os resultados da dinâmica longitudinal do modelo durante a validação mostram algumas incorreções provenientes de parametrização deficitária ou incompatibilidade entre suposições feitas no desenvolvimento do modelo e a realidade. A falta do módulo de ABS na simulação e a impossibilidade de desligamento deste módulo no veículo real dificultou a análise do modelo de atrito implementado. Porém, na validação ficou visível que, apesar de sua flexibilidade e variedade de fenômenos representados, a simulação de atrito não correspondeu à realidade, devido a sua parametrização deficiente.

As simplificações feitas na geometria da suspensão não se mostraram muito eficientes e a dinâmica das massas não-suspensas na direção longitudinal receberam o impacto deste problema. Por outro lado, o modelo de automóvel demonstrou pouca sensibilidade a este comportamento, o que garantiu que as imprecisões geradas nesta falha não comprometessem tanto seus resultados.

De modo geral, a simulação da dinâmica longitudinal do veículo é capaz de reproduzir qualitativamente as características globais do automóvel, porém carece de uma precisão mais detalhada necessária para a análise dos efeitos do controle semi-ativo da suspensão CDC.

Visando o futuro desenvolvimento deste modelo, foram identificadas as principais melhorias necessárias para que a sua participação no projeto de redução da distância de frenagem em automóveis equipados com CDC seja mais positiva.

- **Aperfeiçoamento dos instrumentos de medição de atrito em pneus:**

O entendimento do comportamento dos pneus mostrou-se uma das mais tarefas mais difíceis na simulação de um veículo. Em um trabalho que depende tanto de suas forças de atrito, os instrumentos de medição deste comportamento, como o sistema PETRA, devem ser continuamente melhorados e desenvolvidos, para que as informações geradas por eles possibilitem uma modelagem cada vez mais precisa e abrangente. Com o sistema PETRA, também seriam desejáveis medições de curvas de atrito para vários valores de força normal.

- **Desenvolvimento de um modelo de atrito entre disco e pastilhas de freio**

No processo de validação identificou-se uma limitação no sistema de frenagem do veículo que gerou discrepâncias em sua dinâmica longitudinal. Para corrigir essa imperfeição, um modelo mais complexo baseado em estudos de tribologia poderia ser útil.

- **Realização de mais ensaios com o veículo de testes**

Com uma maior quantidade de dados gerados por testes, é possível fazer uma análise estatística da frenagem do automóvel, ao invés de se limitar a casos isolados. Uma grande quantidade de dados disponíveis também gera informação útil para a parametrização e refinamento do modelo computacional.

- **Modelagem tridimensional dos elementos de suspensão**

A reconstrução da suspensão do veículo em um programa de modelamento tridimensional e de “Digital Mock-Up” poderia prover informações valiosas sobre seu comportamento durante a frenagem, possibilitando uma simulação muito mais precisa da mecânica da suspensão.

ANEXO A – Critérios de escolha e notas dos modelos de pneu

Tabela 7: Notas e critérios da qualidade da curva μ XS dos modelos

Região	Magic Formulas					Modelos Transientes					
	Pacejka	Burckhardt	HSRI	LuGre	E.T.M. + HRSI	E.T.M. + Pacejka	E.T.M. + Burckhardt	Swift+HSRI	Swift+Pacejka	Swift+Burckhardt	
$s < s(\mu_{max})$	2	2	1	2	1	2	2	1	2	2	
$s \sim s(\mu_{max})$	2	2	0	2	0	2	2	0	2	2	
$s(\mu_{max}) < s < 1$	2	1	1	2	1	2	1	1	2	1	
Soma	6	5	2	6	2	6	5	2	6	5	
Nota	4	3	1	4	1	4	3	1	4	3	

Critérios de nota		
0	1	2
0	1-2	3
		3
		4 - 5
		4
		6

Bom	2
Médio	1
Ruim	0

Tabela 8: Notas e Critérios da quantidade de fenômenos modelados por cada modelo

Aspecto	Magic Formulas					Modelos Transientes						
	Pacella	Burckhardt	HSRI	LuGre	E.T.M. + HRSI	E.T.M. + Pacejla	E.T.M. + Burckhardt	SwiItt+HRSI	SwiItt+Pacejla	SwiItt+Burckhardt		
Curva $\mu X S$ estática	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1		
Influência estática da normal	1	1	0	0	0	1	1	0	1	1		
Influência estática da velocidade	1	1	0	1	0	1	1	0	1	1		
Relaxação	0	0	0	1	1	1	1	1	1	1		
Influência dinâmica da normal	0	0	0	1	1	1	1	1	1	1		
Influência dinâmica da velocidade	0	0	0	1	1	1	1	1	1	1		
Vibração do pneu	0	0	0	0	0	0	0	1	1	1		
Total	3	3	1	5	4	6	6	5	7	7		
NOTA	1	1	0	3	2	3	3	3	4	4		

Modelado	Critérios de nota		
	Modelado	1	2
Não Modelado	0	4	5-6

Modelado	Critérios de nota		
	Modelado	1	2
Não Modelado	0	4	5-6

Tabela 9: Critérios e notas da flexibilidade de cada modelo

Características	Magic Formulas					Modelos Transientes				
	Pacejka	Burckhardt	HSRI	LuGre	E.T.M. + HRSI	E.T.M. + Pacejka	E.T.M. + Burckhardt	Swift+HSRI	Swift+Pacejka	Swift+Burckhardt
Parâmetros	21	5	3	7	7	25	9	14	32	16
Aspectos	3	3	1	5	4	6	6	5	7	7
Flexibilidade	7	1,666666667	3	1,4	1,75	4,166666667	1,5	2,8	4,571428571	2,285714286
NOTA	4	1	3	1	1	4	1	2	4	2

Critérios de Nota		
0	1	2
0	1	2
	3	4
	3	4+

Tabela 10: Critérios e notas das informações a respeito de cada modelo

Critérios	Magic Formulas				Modelos Transientes						
	Pacejka	Burckhardt	HSRI	LuGre	E.T.M. + HRSI	E.T.M. + Pacejka	E.T.M. + Burckhardt	swift+HSRI	swift+Pacejka	Swift+Burckhardt	
Qualidade da Fonte	2	2	2	1	1	2	1	1	2	1	
Clareza do Método	2	2	2	1	2	2	2	1	1	1	
Soma	4	4	4	2	3	4	3	2	3	2	

Bom	2
Médio	1
Ruim	0

Tabela 11: Critérios e notas da dificuldade de parametrização dos modelos

Critérios	Maqic Formulas					Modelos Transientes				
	Pacelka	Burckhard	HSRI	LuGre	E.T.M. + HSRI	E.T.M. + Pacelka	E.T.M. + Burckhard	Swifl+HSRI	Swifl+Pacelka	Swifl+Burckhard
Número de Parâmetros	21	5	3	7	7	25	9	14	32	16
NOTA	0	3	3	2	2	0	2	1	0	1
Proporção de Parâmetros Explícitos	0,1429	0	1	1	1	0,28	0,44444444	1	0,4375	0,75
NOTA	1	0	4	4	4	2	2	4	2	3
TOTAL	1	3	7	6	6	2	4	5	2	4
MÉDIA FINAL	1	2	4	3	3	1	2	3	1	2

Critério de nota para número de parâmetros			
0	1	2	3
>16	bis 16	bis 11	bis 6
			1

Critério de nota para tipos de parâmetros			
0	1	2	3
0	até 0,25	até 0,5	até 0,75
			1

Tabela 12: Notas e critérios para os graus de liberdade de cada modelo

Critério	Magic Formulas				Modelos Transientes					
	Pacelka	Burchhard	HSRI	LuGre	E.T.M. + HRSI	E.T.M. + Pacelka	E.T.M. + Burchhard	Swift+HSRI	Swift+Pacelka	Swift+Burchhard
Graus de Liberdade	3	3	3	4	5	5	5	7	7	7
NOTA	3	3	3	2	2	2	2	1	1	1

Critérios de Nota	
0	1
7+	até 7
	2
	até 5
	3
	até 3
	4
	1

ANEXO B – Testes de frenagem sobre obstáculo com suspensão menos rígida

Aqui são mostrados os resultados da validação do modelo com a suspensão menos rígida ($I=1600A$), em ensaios de frenagem sobre obstáculo senoidal análogos ao exposto na seção 7.3.2. O início da frenagem ocorre em $t=5s$ e o início da lombada está a 15m da posição inicial de medição.

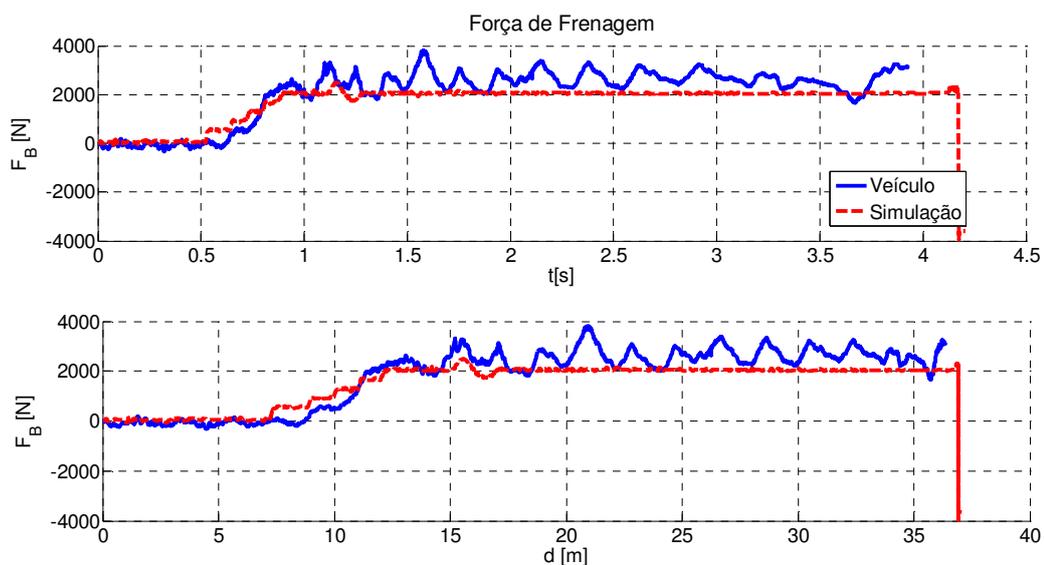


Figura 71: Força de frenagem da roda dianteira esquerda durante frenagem sobre obstáculo senoidal

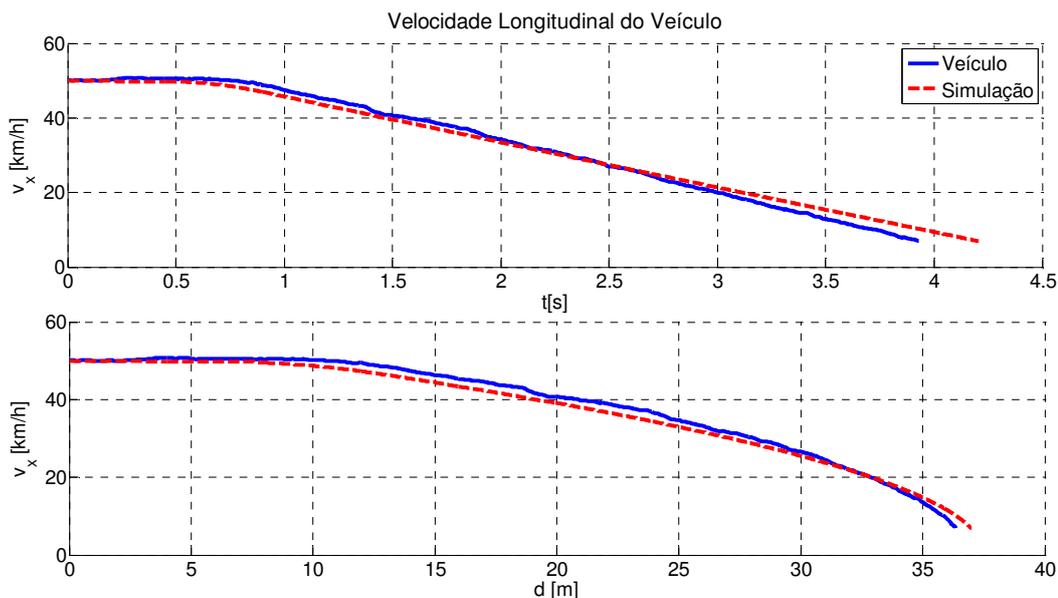


Figura 72: Velocidade longitudinal do veículo durante frenagem sobre obstáculo senoidal

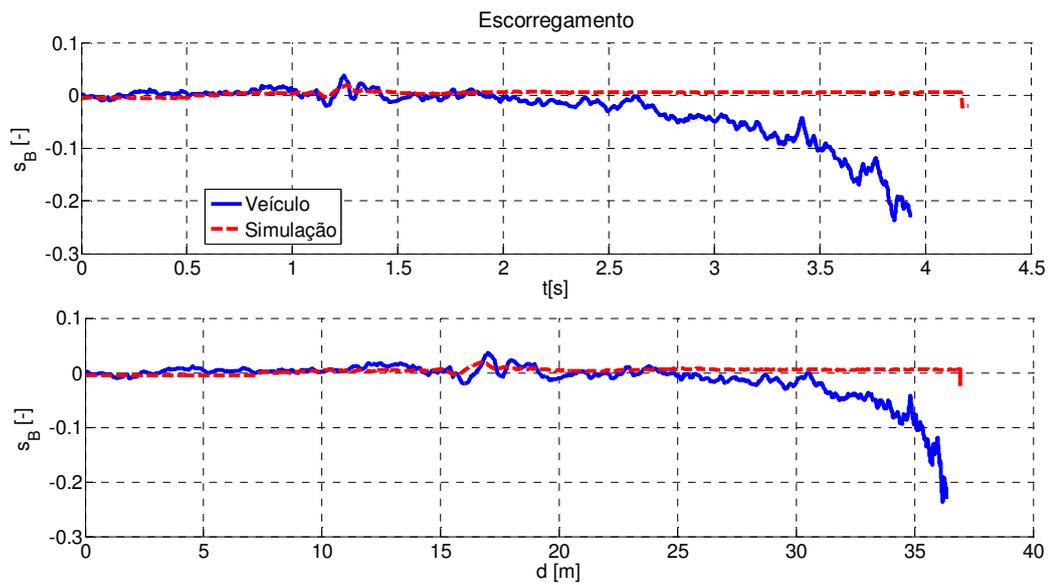


Figura 73: Escorregamento do pneu na roda dianteira esquerda durante frenagem com obstáculo senoidal

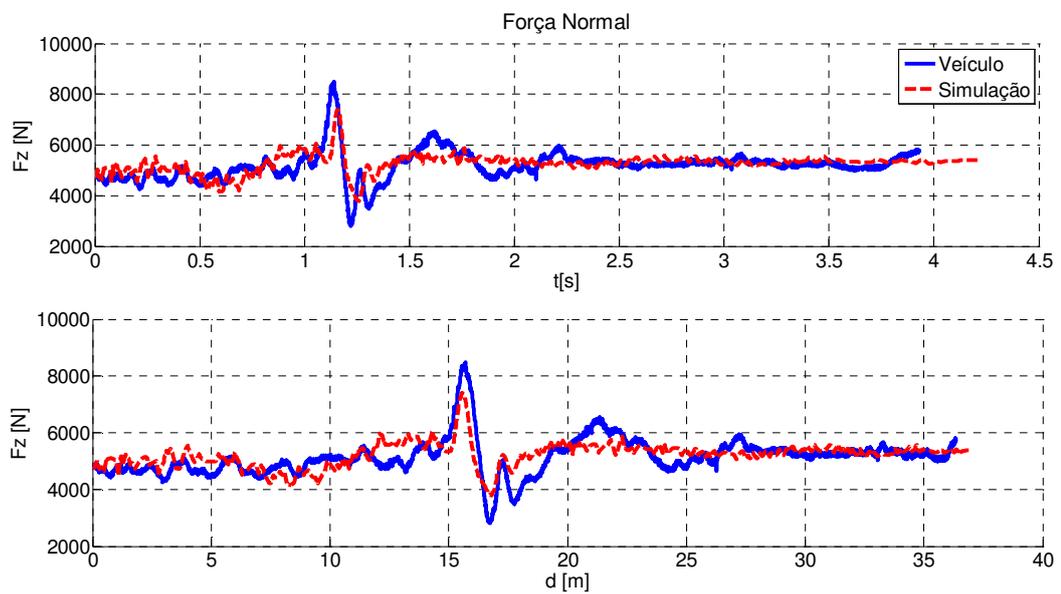


Figura 74: Força normal no pneu dianteiro direito durante frenagem com obstáculo senoidal

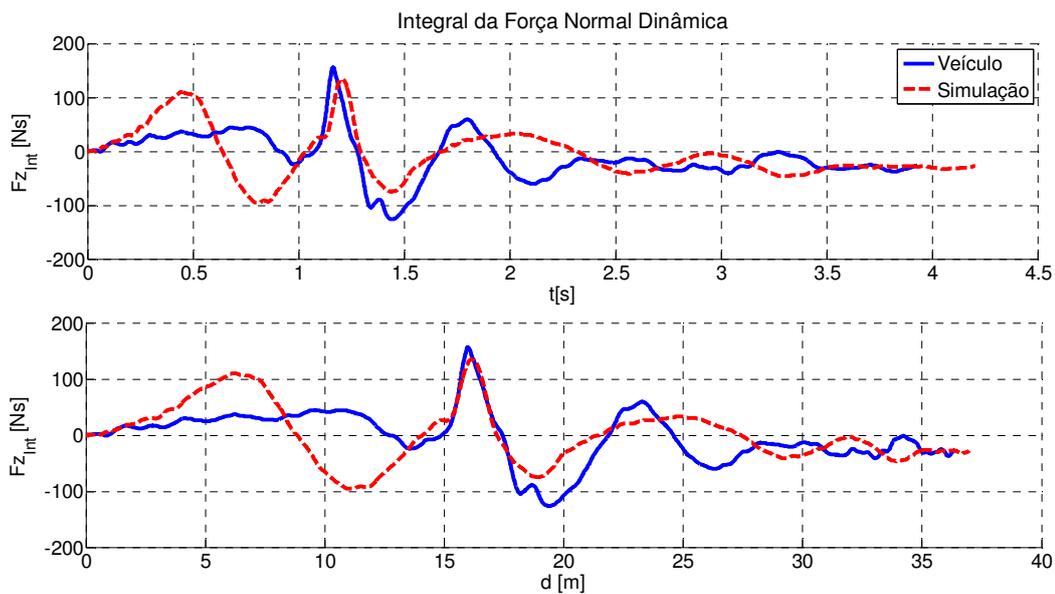


Figura 75: Integral no tempo da componente dinâmica da força normal no pneu dianteiro esquerdo durante frenagem sobre obstáculo senoidal

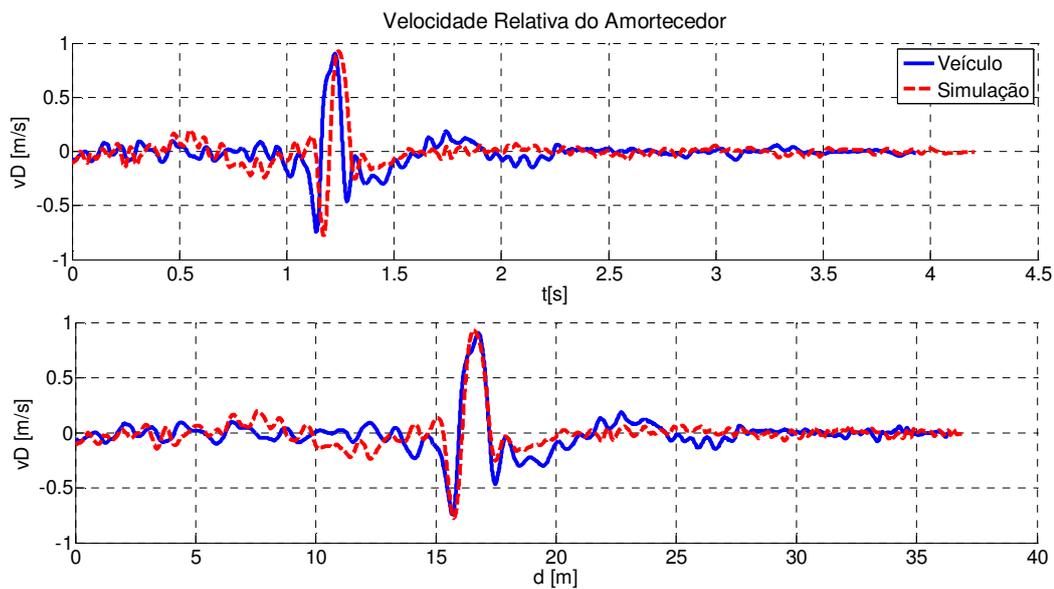


Figura 76: Velocidade relativa entre pistão e carcaça do amortecedor dianteiro esquerdo durante frenagem sobre obstáculo senoidal

9. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ALBERTI, V. Beurteilung von Fahrzeugen mit adaptiver Fahrwerksdämpfung. **VDI (Hrsg.): Reifen Fahrwerk Fahrbahn.** Düsseldorf : VDI, 1991.

BARTELT, C.; TERNITÉ, T.; ZIEGER M. Modellbasierte Entwicklung mit dem V-Modell XT. **Objektspektrum**, [S.I.], 05/2005. Disponível em:
<http://www.sigs.de/publications/os/2005/05/bartelt_ternite_OS_05_05.pdf> Acesso em: set., 2007.

BREITENBÜCHER, J. **Optimierung eines 2D-Nickmodells zur Abbildung eines ABS-geregelten Bremsvorgangs bei gleichzeitigem Einsatz einer Verstelldämpferregelung.** 2006, 127 p., Trabalho de Curso (Graduação) – FZD, Technische Universität Darmstadt, Darmstadt, 2006

BURCKHARDT, M. ; REIMPELL, J. **Bremsdynamik und PKW-Bremsanlagen.** Würzburg: 1. Aufl. Vogel, 1991.

BURCKHARDT, M. ; REIMPELL, J. **Radschlupf-Regelsysteme.** Würzburg: 1. Aufl. Vogel, 1993.

CANUDAS-DE-WIT, C. et al. **Dynamic Friction Models for Road/Tire Longitudinal Interaction.** [S.I.], 2002. Disponível em:<<http://www.ae.gatech.edu/people/ptsiotra/Papers/vsd02.pdf>> Acesso em: jul., 2007.

CONTINENTAL. **Global Chassis Control ist die Zukunft des Automobils.** Hannover: [s.n.]. 2001.

DAISS, A. **Beobachtung fahrdynamischer Zustände und Verbesserung einer ABS- und Fahrdynamikregelung.** Düsseldorf: VDI-Verl, 1996.

DUGOFF, H.; FANCHER, P. S.; SEGEL L. **Tire Performance Characteristics Affecting Vehicle Response to Steering and Braking Control Inputs.** Ann Harbour: Michigan Highway Safety Research Institute. 1969.

EICHHORN, U. **Reibwert zwischen Reifen und Fahrbahn.** Düsseldorf: VDI-Verl, 1994.

ELBERS, C. **Mathematische Abbildung von Kinematik und Elastokinematik aus Prüfstandsmessung zur Fahrdynamiksimulation.** Aachen: Forschungsges. Kraftfahrwesen, 2002.

FACH, M. **Lokale Effekte der Reibung zwischen Pkw-Reifen und Fahrbahn.** Düsseldorf: VDI-Verl, 2000.

FUJARA, M. **Aufbau und Parametrisierung eines Modells eines Mittelklasse-Pkw in veDYNA.** 2004. Trabalho de Curso (Graduação) - Fachhochschule Dortmund, Mühlthal, 2004.

GOERICH, H.-J. **System zur Ermittlung des aktuellen Kraftschlusspotentials eines Pkw im Fahrbetrieb.** Düsseldorf: VDI-Verl, 1993.

HEIMBERGER, M. **Softwareentwicklung zur Messdatenerfassung und Echtzeit-Steuerung eines Reifenmessanhängers.** 2007. Trabalho de Curso (Graduação) – FZD, Technische Universität Darmstadt, Darmstadt, 2007.

KERBER, S. Bestimmung des maximalen Kraftschlusses an mit ABV ausgerüsteten Fahrzeugen und Fahrzeugzügen. **FAT Schriften Reihe nr. 170.** Frankfurt a.M.: Forschungsvereinigung Automobiltechnik EV. 2001.

LUGNER, P.; PACEJKA, H.; PLÖCHL, M. Recent advances in tyre models and testing procedures. **Vehicle System Dynamics.** [S.I.], 2005. Nr. 6-7.

MATHWORKS. **Matlab Help**. 2003.

MSC. **Adams Car**. [Dados do software]. 2001.

NIEMZ, T.; REUL, M.; WINNER, H. **A New Slip Controller to Reduce Braking Distance by Means of Active Shock Absorbers**. Darmstadt: Technische Universität Darmstadt. 2007.

NIEMZ, T. **Reducing Braking Distance by Control of Semi-Active Suspension**. 2006/2007. Tese (Doutorado) – FZD, Technische Universität Darmstadt, Darmstadt 2006/ 2007.

OH, J.-E.; JOE Y.-G.; SHIN K. Analysis of out-of-plane motion of a disc brake system using a two-degree-of-freedom model with contact stiffness. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers. Part D, **Journal of automobile engineering**. Londres: Professional Engineering. 1989.

OPEL Website. <www.opel.de>. 2008.

PACEJKA, H. B. **Tire and Vehicle Dynamics**. Warrendale: SAE International. 2002.

REICHEL, J. **Untersuchungen der Wechselwirkungen eines Verstelldämpfersystems auf das ABS-Bremsverhalten eines PKW**. Darmstadt: [s.n.]. 2002.

REICHEL, J. **Untersuchungen zum Einfluss stufenlos verstellbarer Schwingungsdämpfer auf das instationäre Bremsen von Personenwagen**. Düsseldorf: [s.n.]. 2003.

REIMPELL, J. **Fahrwerktechnik**. Würzburg: Vogel. 1983.

REIMPELL, J.; BETZLER, J. **Fahrwerktechnik: Grundlagen**. Würzburg: Vogel. 2000.

REIMPELL, J.; BETZLER, J. **Fahrwerktechnik: Grundlagen**. Würzburg: Vogel. 2005.

REUL, M. et al. **Bremswegverkürzung durch eine ABS-unabhängige Verstelldämpferregelung**. Essen: [s.n.]. 2007.

ROTH, J. **Untersuchungen zur Kraftübertragung zwischen Pkw-Reifen und Fahrbahn unter besonderer Berücksichtigung der Kraftschlusserkennung im rotierenden Rad**. Düsseldorf: VDI-Verl. 1993.

SACHS. **Fahrdynamik und Komfort**. ATZ 109 Nr. 07. [Schweinfurt ?], out., 2007.

TIEMANN, R. **Untersuchungen zum Bremsverhalten von Pkw mit ABS auf unebener Fahrbahn unter besonderer Berücksichtigung des Einflusses des Schwingungsdämpfers**. Düsseldorf: VDI-Verl. 1994.

WIKIPEDIA. <www.wikipedia.org>. 2007, 2008.

WINNER, H. et al. **Kraftfahrzeuge I**. Darmstadt: Technische Universität Darmstadt, Fachgebiet Fahrzeugtechnik. Wintersemester 2005.

WINNER, H. et al. **Kraftfahrzeuge II**. Darmstadt: Technische Universität Darmstadt, Fachgebiet Fahrzeugtechnik. Sommersemester 2004.

ZF-SACHS web-site. <www.zf.com>. 2007, 2008.