

**UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA MARIA
CENTRO DE TECNOLOGIA
CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA**

**ANÁLISE DE DIRIGIBILIDADE DE PROTÓTIPO
FORMULA SAE ATRAVÉS DE SIMULAÇÃO
COMPUTACIONAL**

TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO

Cristiano João Brizzi Ubessi

Santa Maria, RS, Brasil

Julho de 2011

ANÁLISE DE DIRIGIBILIDADE DE PROTÓTIPO FORMULA SAE ATRAVÉS DE SIMULAÇÃO COMPUTACIONAL

Cristiano João Brizzi Ubessi

Trabalho de conclusão apresentado ao Curso de Engenharia
Mecânica da Universidade Federal de Santa Maria (UFSM, RS), como
requisito parcial para obtenção do grau de
Engenheiro Mecânico.

Orientador: Prof. Mario Eduardo Santos Martins, Phd.

Santa Maria, RS, Brasil

2011

Universidade Federal de Santa Maria

**Centro de Tecnologia
Curso De Engenharia Mecânica**

A Comissão Examinadora, abaixo assinada, aprova o Trabalho de
Conclusão de Curso de Engenharia Mecânica

**ANÁLISE DE DIRIGIBILIDADE DE PROTÓTIPO FORMULA SAE
ATRAVÉS DE SIMULAÇÃO COMPUTACIONAL**

elaborado por
Cristiano João Brizzi Ubessi

como requisito parcial para obtenção do grau de
Engenheiro Mecânico

Comissão Examinadora

Mario Eduardo Santos Martins, PhD. (UFSM)
(Presidente/Orientador)

Fernando Mariano Bayer, Msc. (UFSM)

Paulo Romeu Machado, Dr. (UFSM)

Santa Maria, 15 de Julho de 2011.

DEDICATÓRIA

Aos meus pais Gilmei e Sandra.

AGRADECIMENTOS

À minha família, a mãe Sandra e pai Gilmei por todo o apoio, suporte, orientação e educação. À Irmã Fernanda pelo carinho e amizade.

À Caroline pelo amor, carinho, paciência e dedicação durante toda a realização do trabalho.

Aos amigos e colegas pelo apoio e companheirismo demonstrados ao longo do curso.

Ao Professor Mario, pela sua dedicação às melhorias e ao engrandecimento do curso de Engenharia Mecânica da UFSM.

Aos professores Fernando Mariano Bayer e Paulo Romeu Moreira Machado, os quais se dedicaram em prol de melhorias e sugestões no decorrer deste trabalho.

Agradeço em especial à Equipe Formula UFSM pela oportunidade de desenvolver este trabalho, e aos seus apoiadores, Monroe, IPG Automotive GMBH, Pirelli Pneus, e todas as demais empresas que acreditaram no potencial da equipe, e que sem o apoio não seria possível a realização deste trabalho.

RESUMO

Trabalho de Conclusão de Curso
Curso de Graduação em Engenharia Mecânica
Universidade Federal de Santa Maria

ANÁLISE DE DIRIGIBILIDADE DE PROTÓTIPO FORMULA SAE ATRAVÉS DE SIMULAÇÃO COMPUTACIONAL

Autor: Cristiano João Brizzi Ubessi
Orientador: Mario Eduardo Santos Martins, PhD.
Data e Local de Defesa: Santa Maria, 15 de Julho de 2011.

Nas últimas décadas, com o constante desenvolvimento dos processadores, as simulações de dinâmica veicular têm aumentado cada vez mais a sua complexidade, porém a dirigibilidade dos veículos ainda é um parâmetro difícil de ser mensurado. Este trabalho tem por objetivo avaliar a dirigibilidade de um protótipo Formula SAE, através de simulação computacional em *software* de dinâmica multicorpos. A realização transcorre através de uma revisão bibliográfica sobre dinâmica veicular, comportamento direcional e os requisitos de dirigibilidade das competições Formula SAE. A construção do modelo do veículo inicia com a inserção de características de seus diversos subsistemas e componentes, como pneus, suspensões, motor, transmissão, e demais elementos. Uma metodologia simplificada de avaliação de dirigibilidade foi construída, comparando a aceleração lateral com a aceleração de guinada. Foram estudadas então modificações nas configurações iniciais do veículo, incluindo a distância entre eixos, bitola e distribuição de peso. Posteriormente, foram estudados os efeitos da rigidez das molas no acerto da suspensão, os coeficientes de amortecimento no comportamento em rolagem, a influencia das diferentes configurações de diferencial no controle e estabilidade, e é proposta e testada uma nova geometria de suspensão e direção. A concretização deste trabalho possibilitou a formação do conhecimento maior sobre a dirigibilidade destes veículos, bem como o método de comparação dentre as inúmeras configurações possíveis. Foram também realizadas considerações a respeito de itens relevantes para abordagem em trabalhos futuros.

Palavras chave: Dirigibilidade, Controle e Estabilidade, Simulação de Dinâmica Veicular, Formula SAE.

ABSTRACT

Course Conclusion Work
Mechanical Engineering Course
Universidade Federal de Santa Maria

HANDLING ANALISYS OF FORMULA SAE PROTOTYPE THROUGH COMPUTATIONAL SIMULATION

Author: Cristiano João Brizzi Ubessi
Adviser: Mario Eduardo Santos Martins, Dr. Eng.
Defense place and date: Santa Maria, July 15th, 2011.

In the last decades the constant development of the computer processors has risen up the vehicle dynamics simulations complexity, but the vehicle handling stays difficult to be measured. This work's main objective is to measure the handling ability of a Formula SAE prototype, trough multi-body computational simulation software. The work is made trough the revision of the bibliography, about vehicle dynamics, stability and control, and the handling requisites of the Formula SAE series competition. The parameterization of the vehicle is made by the measuring of the vehicle data and parameters like tire model, suspension geometry, engine and transmission, and other components. A simple handling analysis method was built by comparing the lateral acceleration and the yaw acceleration of the car. Modifications on the vehicle basic configuration like wheelbase, track and weight distribution was studied. Finally it was studied the influence of spring stiffness on the suspension setup, the damping constants influence on the rolling behavior, several configurations for the differential and their effect on control and stability, and, finally, a new suspension and steering geometry was proposed and tested. The conclusion of this work provided a large amount of data about the car's handling and also provided a handling analysis methodology for future projects. Relevant items for future work were also identified and further analyses were proposed.

Keywords: Handling, Control and Stability, Vehicle Dynamics Simulation, Formula SAE.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Processos relevantes do projeto de um protótipo Fórmula SAE.....	16
Figura 2 - Modelo X Mito	18
Figura 3 - Sistema de coordenadas DIN 70000.	22
Figura 4 – Forças normalizadas de tração e frenagem.	24
Figura 5 – Representação da deformação lateral na zona de contato, causa do ângulo de escorregamento.....	24
Figura 6 - Construção do deslocamento pneumático e do momento auto alinhante.	25
Figura 7 - Áreas do momento auto alinhante exploradas pelos motoristas.....	25
Figura 8 – Fatores de forma característicos (indicados por pontos e áreas escurecidas) de um pneumático ou eixo que devem influenciar as propriedades de controle e estabilidade de um veículo.	26
Figura 9 – Curvas características de um pneumático, ressaltando a variação não linear da rigidez lateral do pneu em função da carga vertical aplicada sobre ele.....	27
Figura 10 – Forças laterais normalizadas de um pneu em diferentes condições de inclinação.	28
Figura 11 - Forças laterais e de frenagem combinadas.	28
Figura 12 – Curva de baixa velocidade, sem aceleração lateral.	29
Figura 13 – Modelo de duas rodas para análise de controle e estabilidade.....	30
Figura 14 - Influência da velocidade no angulo de volante.	31
Figura 15 - Ganho de taxa de guinada para δ fixo em função da velocidade V.	33
Figura 16 - Caminho transiente de um veículo.....	34
Figura 17 - Velocidades no pneu traseiro.....	35
Figura 18 - Velocidades no pneu dianteiro.....	36
Figura 19 - Posição do centro de gravidade das massas suspensas de um veículo em relação ao CG do veículo todo.	39
Figura 20 – Forças de levantamento agindo através dos membros de ligação da suspensão.....	40
Figura 21 - Circuito do <i>skidpad</i>	40
Figura 22 – Percurso da prova de <i>endurance</i> da competição FSAE West 2008 (EUA).	41
Figura 23 - Resposta a entrada rápida de ângulo de volante.....	42

Figura 24 - Ultrapassagem da taxa de guinada em manobra de dupla troca de pista.	44
Figura 25 - Manobra do anzol (fish hook).	44
Figura 26 - Protótipo Formula UFSM - BF 01.	45
Figura 27 – Eixo dianteiro e traseiro do protótipo BF-01.	46
Figura 28 – Amortecedor na bancada de testes das empresas Monroe, e curva do amortecedor <i>Marzocchi Roco</i> TST-R 2010 obtidas neste teste.	50
Figura 29 – Parametrização dos freios do protótipo.	51
Figura 30 - Parametrização da transmissão e do diferencial.	52
Figura 31 - Coeficientes aerodinâmicos utilizados no modelo.	52
Figura 32 - Altura máxima do centro de gravidade para a bitola de 1200 mm (pneus de 175 mm de largura).	54
Figura 33 – Aceleração lateral e ângulo de volante ao longo da simulação.	57
Figura 34 - Sensibilidade direcional em regime permanente (g/grau).	58
Figura 35 - Sensibilidade de direção na manobra transiente.	59
Figura 36 – Sensibilidade de direção durante a manobra do anzol.	60
Figura 37 – Ganho de velocidade de guinada em função do ângulo de volante ($v=50$ km/h).	60
Figura 38 – Gradiente de rolagem do protótipo BF01	61
Figura 39 - Avaliação de aceleração lateral máxima para diferentes distâncias entre eixos.	62
Figura 40 - Taxa e aceleração de guinada em função do ângulo do volante na manobra de desvio em diferentes DEE.	63
Figura 41 - Acelerações no veículo na manobra de desvio em diferentes DEE.	63
Figura 42 - Ângulo de volante, taxa de guinada e aceleração lateral para a manobra do anzol.	64
Figura 43 - Distribuição de peso Frontal x Aceleração Lateral Máxima na primeira manobra.	64
Figura 44 – Forças produzidas pelos pneus durante a manobra de desvio. Distribuição de peso no eixo dianteiro de 55%.	65
Figura 45 - Forças produzidas pelos pneus durante a manobra de desvio. Distribuição de peso no eixo dianteiro de 45%.	65
Figura 46 – Aceleração lateral e ângulo de rolagem da carroceria para bitola original e reduzida.	66

Figura 47 - Acelerações atuantes na manobra de desvio para diferentes bitolas.	67
Figura 48 - Ângulo de volante versus Aceleração lateral em diferentes conjuntos de molas.....	68
Figura 49 - Forças normais e aceleração lateral para o veículo com molas 35 D/105 T.....	69
Figura 50 – Forças normais e aceleração lateral para o veículo com molas 105 N/mm no eixo dianteiro e 105N/mm no traseiro.....	69
Figura 51 - Aceleração lateral e ângulo de volante ao longo da manobra de desvio.	70
Figura 52 - Taxa de rolagem ao longo da manobra de desvio.	70
Figura 53 - Velocidade de rolagem e ângulo de rolagem na manobra de dupla troca de pista com diferentes coeficientes de amortecimento.	71
Figura 54 – Avaliação de aceleração lateral máxima em regime permanente.	72
Figura 55 – Aceleração lateral na manobra de desvio para diferentes configurações do diferencial.	73
Figura 56 – Aceleração lateral e ângulo de rolagem na manobra de troca de pista para diferentes configurações do diferencial.	73
Figura 57 - Análise de regime permanente: Aceleração Lateral.....	74
Figura 58 - Aceleração de Guinada versus Aceleração Lateral, na manobra de desvio.	75
Figura 59 – Aceleração de guinada e Aceleração lateral na manobra de dupla troca de pista.....	75

LISTA DE QUADROS

Quadro 1 - Pontuações da competição.	14
Quadro 2 – Corpos modelados.	47
Quadro 3 - Modelos computacionais testados.	55

SUMÁRIO

AGRADECIMENTOS	5
RESUMO	6
ABSTRACT	7
LISTA DE FIGURAS	8
LISTA DE QUADROS	11
1 INTRODUÇÃO	14
1.1 Objetivos	15
1.1.1 Geral.....	15
1.1.2 Específicos	15
1.2 Formulação do problema.....	15
1.3 Justificativa.....	17
1.4 Delimitação do tema.....	17
2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	19
2.1 Introdução	19
2.2 Dinâmica Veicular	21
2.2.1 Características dos pneumáticos	22
2.2.2 Comportamento direcional	29
2.2.3 Análise do regime transiente	33
2.2.4 Derivadas do controle e estabilidade	36
2.2.5 Modelos não lineares de dinâmica lateral	38
2.2.6 Variação das forças normais	38
2.3 Requisitos de dirigibilidade da competição.....	40
2.4 Análise de dirigibilidade.....	41
3 MATERIAIS E MÉTODOS.....	45

3.1 Protótipo FSAE BF-01	45
3.2 Modelo computacional.....	46
3.2.1 Modelagem dos Pneus.....	48
3.2.2 Parametrização do veículo	48
3.3 Alterações propostas para o modelo	53
3.4 Metodologia de avaliação de dirigibilidade	56
4 RESULTADOS E DISCUSSÃO.....	57
4.1 Modelo do protótipo BF 01	57
4.2 Distância entre eixos	61
4.3 Posição do centro de massa do protótipo no eixo X	64
4.4 Alteração das bitolas dianteira e traseira	66
4.5 Rigidez das molas	67
4.6 Coeficientes de amortecimento	69
4.7 Configuração do diferencial.....	71
4.8 Proposta de geometria de suspensão	74
5 CONCLUSÃO.....	76
5.1 Sugestões para trabalhos futuros.....	77
REFERÊNCIAS.....	78
ANEXO A – Modelo computacional para o pneu FS195/50R13.....	81
APÊNDICE A – Suspensão original BF01.....	87
APÊNDICE B – Proposta de geometria de suspensão.	91

1 INTRODUÇÃO

A Fórmula SAE (FSAE) é um evento anual promovido pela *Society of Automotive Engineering* (SAE) e tem como objetivo fazer com que os estudantes enfrentem verdadeiros desafios de engenharia para a formação de profissionais com maiores qualificações para atuarem na área de engenharia automotiva. Os veículos são protótipos tipo monoposto e *open wheel*, e no decorrer da competição são julgados em provas estáticas e dinâmicas, cuja distribuição de pontos pode ser vista no Quadro 1. (SAE, 2011).

<i>Design Judging</i>	Relatório e apresentação de projeto de engenharia.	150
<i>Cost Report</i>	Relatório e apresentação dos custos de manufatura.	100
<i>Presentation Event</i>	A equipe deve vender o projeto a um fabricante.	75
<i>Scrutineering</i>	Inspeção técnica das normas do evento.	(675)
<i>Tilt, Noise, Brake</i>	Verificação das capacidades do protótipo.	(675)
<i>Acceleration</i>	Prova de aceleração em reta de 75m de comprimento.	75
<i>Skidpad</i>	Prova de aceleração lateral, na figura de um Oito (8).	50
<i>Autocross</i>	Uma volta de classificação. $V_{\text{máx}} = 80 \text{ km/h}$.	150
<i>Endurance</i>	22 voltas em circuito de cones. $V_{\text{máx}} = 100 \text{ km/h}$.	300
<i>Fuel Economy</i>	Avaliação do consumo de combustível no enduro.	100
Total		1000

Quadro 1 - Pontuações da competição.

Fonte: SAE, 2011.

Observa-se uma grande influência do desempenho dinâmico do veículo, pois cerca de 70% dos pontos da competição são oriundos de provas dinâmicas. Nas provas estáticas, o desempenho do protótipo é um argumento extremamente importante, fato que pode ser comprovado quando se compara a pontuação de equipes que mostram ou não os resultados de simulações e testes do protótipo nos relatórios, a apresentação de projeto e de negócios.

1.1 Objetivos

1.1.1 Geral

O objetivo deste trabalho foi a avaliação da dirigibilidade de um protótipo Formula SAE através de simulação computacional.

1.1.2 Específicos

Para atender o objetivo geral, os seguintes objetivos específicos deverão ser atingidos:

- Obtenção as principais características de avaliação de dirigibilidade de um veículo, através de revisão bibliográfica de dinâmica veicular.
- Obtenção dos principais parâmetros do protótipo a ser modelado.
- Realização da modelagem computacional do protótipo.
- Avaliação das características de dirigibilidade do protótipo.
- Avaliação das modificações nas configurações básicas do protótipo.

1.2 Formulação do problema

O protótipo Fórmula SAE deve ser desenvolvido tecnicamente, ou seja, deve ser aplicado o máximo de conhecimentos e técnicas de engenharia no mesmo, para que apresente alto desempenho, máxima confiabilidade e baixo custo, recebendo assim avaliação positiva dos juízes da competição nos quesitos de projeto, e completando todos os eventos da competição dentro das normas existentes.

O processo de projeto de um veículo automotor, onde vários sistemas devem interagir uns com os outros sem limitar ou reduzir o desempenho alheio, torna-se um processo onde são necessárias inúmeras iterações entre os sistemas, como sugerido pelo fluxograma da Figura 1, elaborada por Santolin (2010).



Figura 1 - Processos relevantes do projeto de um protótipo Fórmula SAE.
Fonte: Santolin (2010).

Este trabalho propõe a análise de dirigibilidade do protótipo FSAE através de uma abordagem prática de desenvolvimento experimental e computacional.

1.3 Justificativa

Com a crescente demanda por profissionais qualificados para atuar no setor da mobilidade, a SAE criou o programa estudantil FSAE. A Universidade Federal de Santa Maria iniciou suas atividades para participação no evento, em março de 2010. Por tratar-se do primeiro protótipo da equipe, muitos dos processos inerentes ao projeto de um veículo automotor não foram realizados. Uma das atividades abdicadas foi a análise de dirigibilidade do protótipo. Esta ferramenta permite estudar o desempenho do protótipo com diferentes configurações antes de sua construção, auxiliando na tomada de decisões da fase projeto informacional, como por exemplo, a escolha dos pneus a serem utilizados.

Na fase de projeto detalhado é normal acontecerem imprevistos que fazem necessárias adoções de planos secundários imediatos. Através de simulações de tempo de volta, por exemplo, qualquer decisão da equipe projeto na fase de projeto conceitual pode ter seus impactos mensurados e o ganho ou perda de desempenho pode ser previsto, tornando o processo de projeto mais embasado e mais consistente com as metas definidas inicialmente. Sendo assim, a simulação permite prever as decisões tomadas e as soluções mais simples que podem ser utilizadas, acelerando o processo de projeto e de construção do protótipo.

1.4 Delimitação do tema

Como simulações de dinâmica veicular são altamente dependentes da modelagem dos pneus, detalhamentos exagerados de seus subsistemas não necessariamente levarão a um resultado final preciso, pois a confiabilidade dos modelos matemáticos de pneus ainda é muito baixa. De acordo com Harty (2009 apud NIKLASS, 2011), para que um modelo matemático ou simulação seja verdadeiro sua complexidade ou detalhamento não pode ter uma relação linear com a sua utilidade. O que acontece é que normalmente os modelos chegam a um nível de complexidade que acabam deixando de ser eficientemente úteis, como pode ser visto na Figura 2. Ocorre que modelos que parecem tornar-se mais úteis somente

quando nível de complexidade aumenta podem não corresponder com a realidade, sendo até considerados “mitos”.

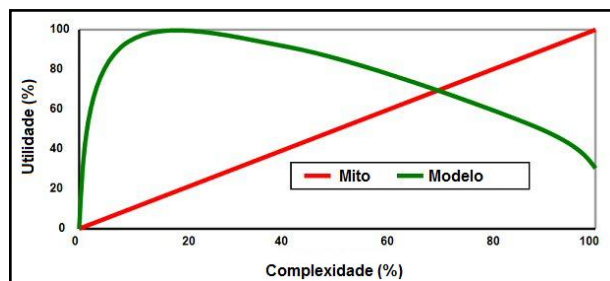


Figura 2 - Modelo X Mito

Adaptado de: Niklass, 2011 apud Harty, 2009.

Portanto, o tema do trabalho será a representação de um modelo que reproduza os principais sistemas do protótipo, de forma que possa ser validado, e para que possa ser útil já nas fases iniciais de projeto, quando o protótipo ainda não foi desenhado em CAD, e ainda não se tem grandes informações de massa e inércia dos componentes do mesmo. O foco principal deste trabalho é o aprendizado e compreensão dos fatores que influenciam na dirigibilidade destes veículos.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1 Introdução

O estudo do controle e estabilidade de automóveis é um campo relativamente novo, pois, embora desde os anos de 1900 até 1930 tenha sido produzida uma quantidade significativa de veículos, poucos esforços foram empregados em quantificar a sua dirigibilidade. Na época começava-se estudar matematicamente o controle e a estabilidade de aeroplanos, devido aos constantes estudos aerodinâmicos então realizados, enquanto em veículos terrestres só eram melhoradas suspensões e sistemas de direção. Nessa época não era compreendido ainda o mecanismo de forças atuantes nos pneus dos automóveis, fato que impedia qualquer tipo de estudo envolvendo o controle direcional e estabilidade destes veículos. (Lowndes, 1998).

Em 1925, foram reconhecidos os conceitos básicos do escorregamento lateral e do ângulo de deslizamento, pela primeira vez, por Broulheit em 1925. Em 1931 Becker estudou vibrações no sistema de direção que futuramente permitiram estudos da problemática da estabilidade automotiva. Foi nos anos 30 em que Maurice Olley desenvolveu a primeira suspensão independente dianteira utilizada em um carro americano, e, neste veículo, foi notado que algumas geometrias levavam o automóvel a uma condição que foi chamada de sobre-esterçante (*oversteer*) e que tornavam estes veículos perigosos em altas velocidades (Olley, 1937 apud Lowndes, 1998). A partir dos estudos de Olley, a companhia Goodyear começou a fazer testes em tambores para determinar as forças laterais e o torque de auto-alinhamento de seus pneus, que foram publicados por Evans (1935 apud Lowndes, 1998).

Em 1956, quatro pesquisadores do Laboratório Aeronáutico de Cornell, pela primeira vez analisaram teórica e quantitativamente a dirigibilidade de veículos em uma série de artigos que ainda são frequentemente citados, pois formaram a base para pesquisa de controle e estabilidade automotiva. (Milliken & Milliken, 1995).

Segal (1956 apud Brennan, 1999) desenvolveu um modelo com três graus de liberdade: Movimentos de Rolagem, Guinada e Lateral. Whitcomb e Milliken (1956 apud Brennan, 1999), criaram um modelo que é utilizado até hoje em simulações, o 'modelo bicicleta' (*bicycle model*), que consistia em um modelo de 2 graus de liberdade, desprezando o movimento de rolagem. Milliken & Milliken (1995) citam que este tipo de modelo incluía simplificações para ângulos pequenos e os pneus atuavam somente no regime linear, o que limita análises nos limites de aderência dos pneus. De acordo com Brennan (1999) o modelo citado tornou-se um método padrão de modelagem da dinâmica veicular.

No início dos anos 70 as simulações de dinâmica veicular foram se aprimorando primeiramente devido avanço na computação. Os computadores digitais permitiam a inclusão de funções não lineares nos modelos, mas até os anos 80 somente simulações híbridas (parte analógica, parte digitais) puderam ser realizadas. Foi em 1981 que houve o primeiro registro de uma simulação puramente digital, realizado na universidade de Michigan, e que continha 17 graus de liberdade. No início dos anos 80, a dificuldade em resolver problemas mais complexos levou a uma mudança no processo de modelagem de veículos, partindo-se para o uso de linguagens gerais de simulação de sistemas multi-corpos. Daí para diante, com os avanços em "software" e "hardware", as simulações computacionais tiveram seu poder de processamento muito aumentado, até chegar aos níveis atuais. (Lowndes, 1998).

Siegler et al. (2000) comparam simulações de tempo de volta em regime permanente, quase-estático e transiente, onde é apresentada a vantagem da simulação transiente, para determinação do correto ajuste da suspensão e da direção do veículo para o menor tempo de volta possível para uma pista determinada.

Eduardo (2005) relata o projeto da suspensão de um protótipo FSAE, onde um modelo em sistema multicorpos é utilizado para avaliar o comportamento direcional do veículo. O modelo tem um corpo rígido principal com 6 graus de liberdade e mais quatro corpos com um grau translacional representando movimentos verticais das rodas.

Azman et al. (2004, 2007) aborda a construção de um modelo em linguagem multicorpos de seis graus de liberdade com corpo rígido para definir a influência das geometrias anti mergulho e anti agachamento na dinâmica dos movimentos

combinados de rolagem longitudinal e balanço vertical de veículos, e posteriormente o uso deste modelo para o estudo de eventos onde somente uma roda recebe um choque, apresentando resultados de simulações coerentes com ensaios.

Fernandes et al. (2010) desenvolveu um modelo simplificado de simulação para análise de dirigibilidade nas fases iniciais de projeto, com graus de liberdade de rolagem, guinada, movimento lateral e vertical, baseados em sistema multicorpos, utilizando um modelo de pneu baseado em função de regressão matemática.

2.2 Dinâmica Veicular

A dinâmica veicular é uma ciência aplicada que estuda o movimento de veículos (automóveis, caminhões, motocicletas, etc.) em um terreno ou superfície. A resposta dinâmica é dada através das forças vindas dos pneus, gravidade e aerodinâmica. O comportamento do veículo então é estudado em uma condição particular para avaliar a influência de cada uma destas forças. (Gillespie, 1992).

Milliken & Milliken (1995) ressaltam que para realizar qualquer estudo de dinâmica veicular, é preciso de uma definição dos movimentos do veículo e de seu chassi, bem como um sistema de coordenadas para descrever as direções no qual estes movimentos acontecem. Desta forma, é tomado como padrão o sistema de coordenadas europeu, da norma DIN 70000, pois o *software* que será utilizado neste trabalho trabalha neste sistema de coordenadas (IPG, 2008). Os eixos X, Y, Z representam os movimentos longitudinal, lateral e vertical, enquanto a rotação em torno destes eixos representa rolagem (*roll*), arfagem (*pitch*) e guinada (*yaw*), respectivamente.

De acordo com Silva (2004 apud Vieira, 2010) é a partir dos movimentos de translação em Z, e em Y que a dinâmica lateral estuda a estabilidade, o controle e a dirigibilidade dos veículos (Figura 3).

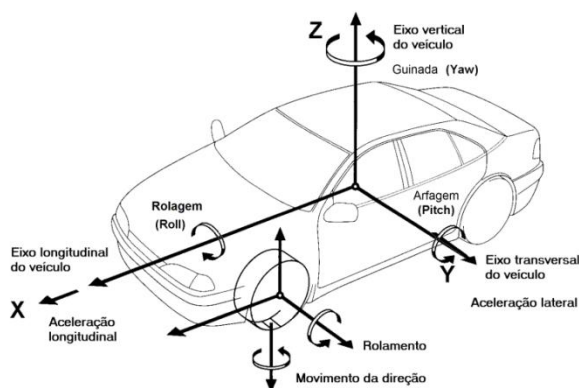


Figura 3 - Sistema de coordenadas DIN 70000.

Fonte: Máximo (2002).

2.2.1 Características dos pneumáticos

De acordo com Gillespie (1992), as forças pelas quais um veículo de alta velocidade é controlado são desenvolvidas nos pneus, por áreas de contato do tamanho da mão de um homem. De acordo com Milliken & Milliken (1995), os pneumáticos são responsáveis pelo comportamento do carro em geral, e são as suas forças que aceleram os veículos nas principais direções: lateral e longitudinal.

Os esforços que ocorrem durante os processos de frenagem e aceleração ou quando da absorção de forças laterais, como a força centrípeta em curvas, são comumente chamados de aderência. Segundo Nicolazzi (2000) a transmissão de esforços entre o pneu e a pista depende do atrito disponível no contato entre ambos.

Contudo Haney (2003) ressalta que esta aderência vem de três formas: adesão, deformação e desgaste. O autor explica que a adesão é uma propriedade da borracha que faz com que ela grude em outros materiais. Este fenômeno é demonstrado facilmente em vidro, onde não há rugosidade suficiente para endentamentos na borracha. A deformação, que pode ser mais entendida como endentamento mecânico, é causada pelas rugosidades no piso, fazendo com que as forças sejam suportadas pelos 'dentes' formados no contato. O autor ressalta que em superfícies molhadas a aderência é causada só por endentamento, pois nesses casos a adesão é nula. O desgaste ocorre quando as forças de deformação e as velocidades aumentam muito, então pedaços são arrancados do material absorvendo energia e causando mais fricção.

O comportamento de um pneu quando em uso não se explica apenas através do atrito. As forças produzem-se nos pneus através de diferenças relativas de movimento, as laterais são correlacionadas ao ângulo de escorregamento α (do inglês *Slip Angle*) e as longitudinais da relação ou taxa de escorregamento (*Slip Ratio*).

Gillespie (1992) relata que a taxa de escorregamento é definida pela norma SAE J670 como a diferença entre a velocidade angular da roda que está sendo freada ou acelerada e da roda rolando livre dividida pela velocidade da roda livre, conforme a equação 1.

$$\kappa = \left(\frac{r * \omega}{V} - 1 \right) \quad (1)$$

Onde:

κ = Coeficiente de derrapagem do pneu (%).

r = Raio efetivo do pneu (m).

ω = Velocidade angular da roda (rad/s).

V = Velocidade tangencial da roda (m/s).

Na Figura 4 é possível observar como se comportam as forças longitudinais quando em frenagem e tração. Em destaque o início da derrapagem, que seria quando a velocidade tangencial da roda é uma vez maior que a velocidade do veículo, e o início do travamento da roda, quando ω é igual a zero.

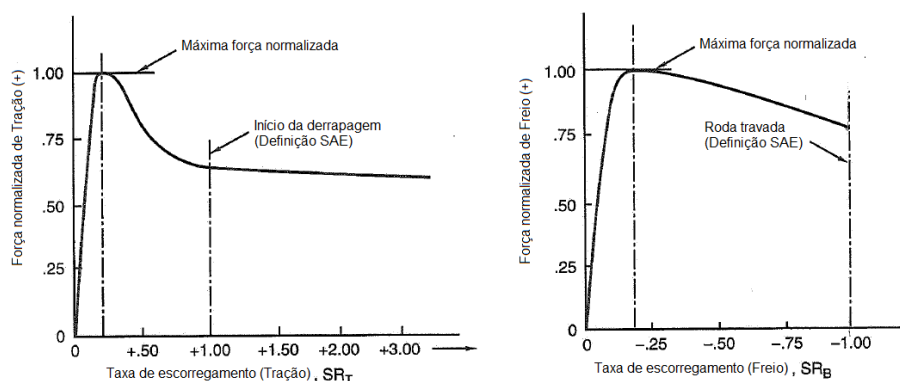


Figura 4 – Forças normalizadas de tração e frenagem.
Adaptado de: Milliken & Milliken (1995).

De acordo com Niklass (2011), o ângulo de escorregamento (Figura 5) é resultado da elasticidade lateral do pneumático, que ao se deformar acaba rolando em uma direção diferente da qual a roda está 'apontando'.

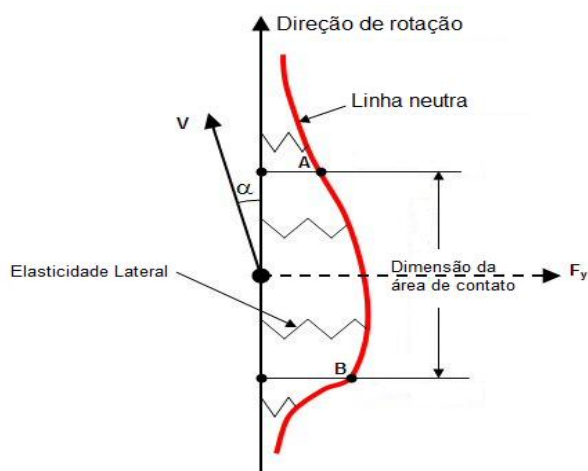


Figura 5 – Representação da deformação lateral na zona de contato, causa do ângulo de escorregamento.
Fonte: Adaptado de Niklass (2011).

À medida que o ângulo de escorregamento se constrói, o ponto de aplicação das forças no solo move-se longitudinalmente (Figura 6). Este movimento do ponto de contato chamado *Pneumatic Trail*, causa um momento no eixo vertical, chamado de momento autoalinhante, 'My'.

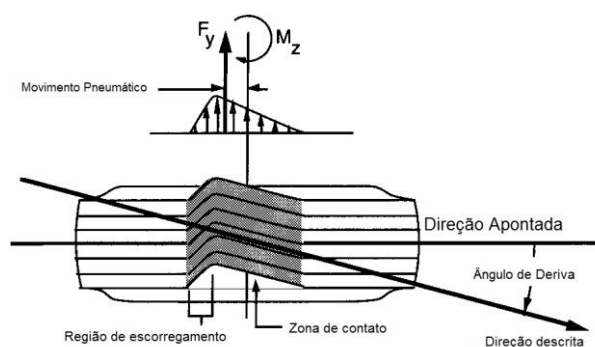


Figura 6 - Construção do deslocamento pneumático e do momento auto alinhante.
Fonte: Adaptado de Gillespie (1992).

Haney (2003) explica que o deslocamento pneumático tem uma progressão à medida que aumenta o ângulo de escorregamento, porém ele diminui novamente e até muda de direção, causando uma variação em M_y .

Milliken & Milliken (1995) e Nicolazzi (2000) relatam que esta característica é explorada pelos pilotos profissionais: em alguns pneus, após o ponto de máximo M_z , o mesmo diminui cerca de trinta por cento quando se aproxima do ponto de máximo F_y (Figura 7).

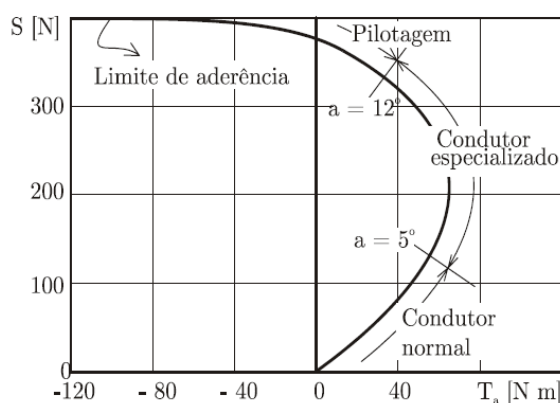


Figura 7 - Áreas do momento auto alinhante exploradas pelos motoristas.
Fonte: Nicolazzi, 2000.

Pacejka (2005) relata várias características dos pneus que influenciam no controle e estabilidade de um veículo. O parâmetro determinante para o controle e

estabilidade de um veículo em baixas acelerações laterais é a taxa de variação da força lateral em função do ângulo de escorregamento, também chamada rigidez lateral ou $C_{F\alpha}$, mostrado na Figura 8, juntamente com a curva característica do momento alinhante M_z e o ponto de máxima força lateral $F_{y,pico}$.

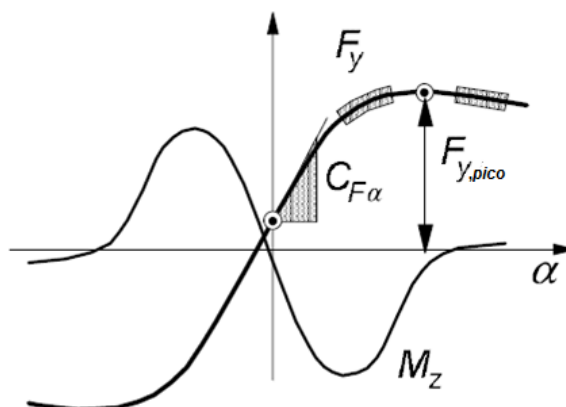


Figura 8 – Fatores de forma característicos (indicados por pontos e áreas escurecidas) de um pneumático ou eixo que devem influenciar as propriedades de controle e estabilidade de um veículo.

Fonte: Adaptado de Pacejka, 2002.

Fator determinante no comportamento dos veículos é a variação não linear do coeficiente de atrito com o aumento de F_z e de α , chamada por sensibilidade à carga. Milliken & Milliken (1995) demonstram este fato na Figura 9. À medida que se aumenta a força normal o valor máximo de força lateral aumenta decrescentemente, ou seja, o coeficiente de atrito diminui à medida que F_z aumenta. Também é possível notar para o pneu da figura, que no ponto de máximo coeficiente de atrito, o aumento de F_z provoca um aumento em α .

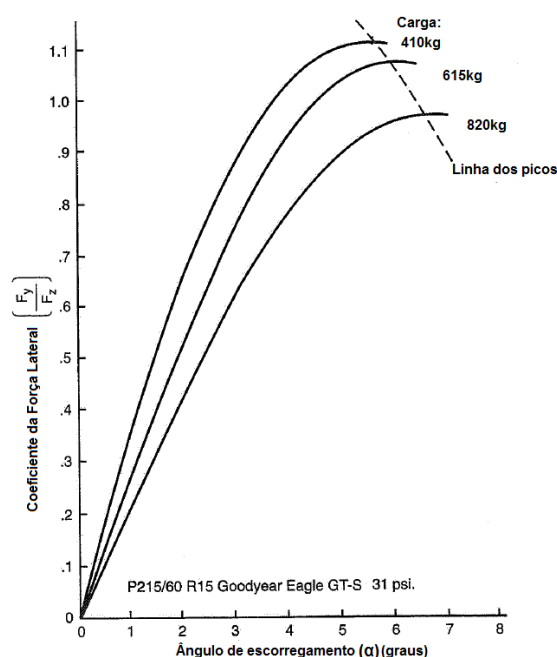


Figura 9 – Curvas características de um pneumático, ressaltando a variação não linear da rigidez lateral do pneu em função da carga vertical aplicada sobre ele.
Fonte: Milliken & Milliken (1995).

O ângulo de *Camber*, definido pela SAE J670 como o ângulo entre um plano da roda inclinada e a vertical, produz uma distorção da área de contato do pneu, que gera um esforço lateral chamado esforço de inclinação (*camber thrust*), que pode se somar ao esforço lateral já produzido pelo pneu gerando uma maior aderência (Figura 10). O autor relata que para cada valor de F_z existe um ângulo de inclinação onde a força lateral será máxima, tornando-se uma variável a mais a ser considerada e testada. (Milliken & Milliken, 1995).

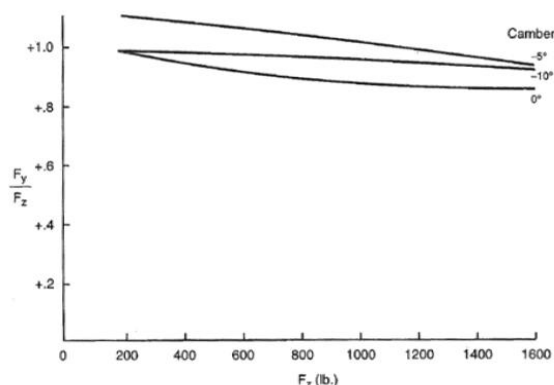


Figura 10 – Forças laterais normalizadas de um pneu em diferentes condições de inclinação.

Adaptado de Milliken & Milliken, 1995.

Um pneu de um veículo em condições normais de uso dificilmente está operando apenas com forças em uma direção. O que acontece geralmente é uma combinação de forças longitudinais e laterais, o que leva a uma difícil reprodução, como pode ser visto na Figura 11. (Pacejka, 2005). Milliken & Milliken (1995) citam a construção de um círculo ou elipse de fricção. Este diagrama é construído a partir das curvas de força lateral e longitudinal nos pneus para uma determinada força normal, representando o envelope de forças combinadas que o pneu é capaz de fornecer.

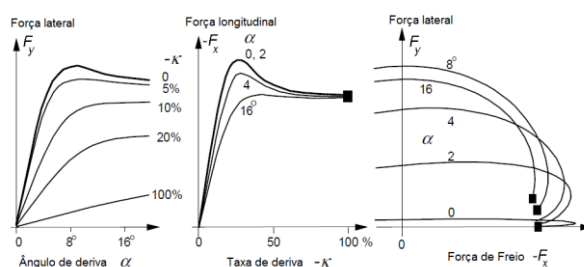


Figura 11 - Forças laterais e de frenagem combinadas.

Fonte: Pacejka, 2002.

Em veículos FSAE, a temperatura e pressão correta dos pneus é um parâmetro importante na construção das forças. Kasprzak & Gentz (2006) observaram temperaturas na superfície dos pneus após testes na faixa de 43 a 62°C, na faixa de 55 a 96 KPa de pressão interna. Costa et al. (2011) observou que

temperatura dos pneus influencia na distância de frenagem. Em veículos dotados de ABS ela diminui, pois o sistema aproveita melhor o maior atrito disponível por este aumento de temperatura, que pode chegar até a 10° C de variação.

2.2.2 Comportamento direcional

Em curvas de baixas velocidades, onde não ocorrem ângulos de escorregamento nos pneus, um ângulo de Ackermann teórico δ pode ser calculado, conforme sugerido pela Figura 12. (Milliken & Milliken, 1995).

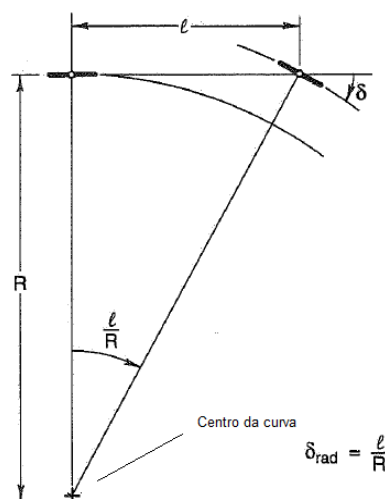


Figura 12 – Curva de baixa velocidade, sem aceleração lateral.
Adaptado de Milliken & Milliken, 1995.

Para analisar o controle e estabilidade um veículo de forma simplificada Milliken & Milliken (1995) sugere a representação do automóvel em um modelo bicicleta sobre o qual são aplicadas as leis de Newton e investigados os efeitos da rigidez lateral $C\alpha$ dos pneus, posição do centro de gravidade, e ângulo de volante sobre a atitude do veículo. Cabe ressaltar que este tipo de análise é válido apenas no regime linear dos pneus, ou seja, até no máximo 0.35g de aceleração lateral (Figura 13).

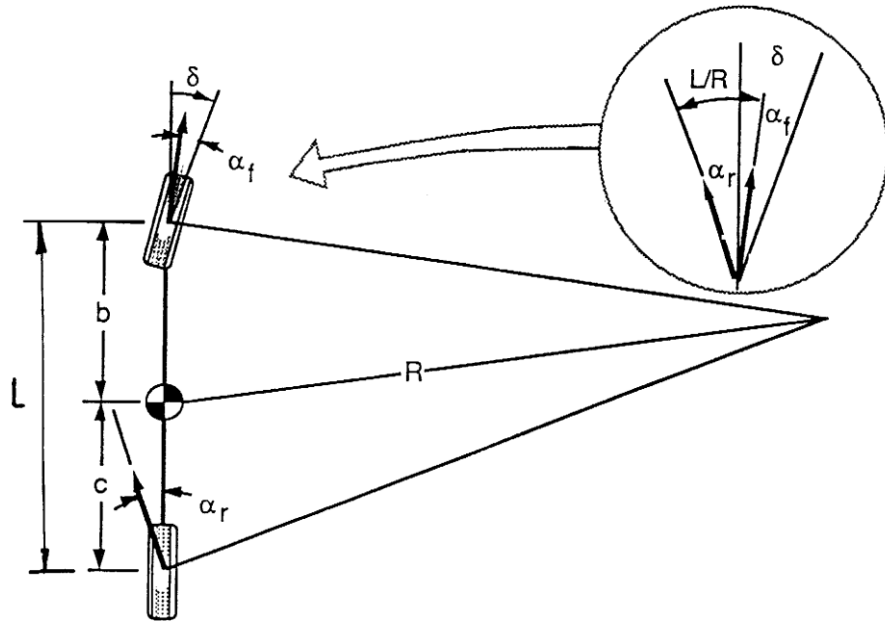


Figura 13 – Modelo de duas rodas para análise de controle e estabilidade.
Fonte: Gillespie 1992.

Esteja esse veículo em velocidade V descrevendo um raio R , o somatório das forças agindo no CG será igual à massa vezes a aceleração neste eixo, conforme a equação 2, e o somatório dos momentos em relação ao CG é dada pela equação 3,

$$\sum F_y = F_{yf} + F_{yr} = W \frac{V^2}{R} \quad (2)$$

$$\sum M_z = F_{yf} \cdot a - F_{yr} \cdot b = 0 \quad (3)$$

A partir das equações anteriores, e da figura anterior, pode-se reduzir o ângulo δ na equação 4.

$$\delta = 57,3 \frac{L}{R} + \left(\frac{W_f}{C_{\alpha f}} - \frac{W_r}{C_{\alpha r}} \right) \frac{V^2}{gR} \quad (4)$$

A partir da equação anterior define-se o termo K , chamado gradiente de sub-esterço que representa a relação entre a carga no eixo e a rigidez lateral, em graus/g, que representa o comportamento do veículo em regime permanente. Quando K é igual a zero, o veículo é considerado neutro, pois δ independe da velocidade. Se K for positivo, o veículo é considerado Sub-esterçante, ou US (*Understeer*), e se for negativo, o veículo é considerado Sobre-esterçante ou OS (*Oversteer*) (Figura 14).

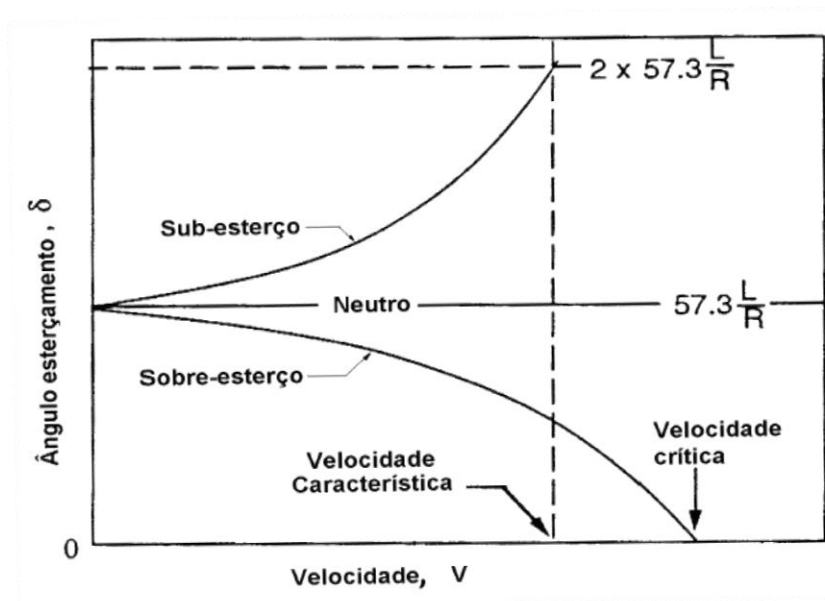


Figura 14 - Influência da velocidade no ângulo de volante.

Fonte: Adaptado de Gillespie, 1992.

Para encontrar as velocidades característica e crítica destes veículos que não são de comportamento neutro, Gillespie (1992) relata a equação 5 para a velocidade característica, quando δ é o dobro, e a equação 6 para a velocidade crítica, quando δ é igual a zero. Máximo (2002) ressalta a importância do parâmetro construtivo L do veículo nas velocidades calculadas.

$$V_{US} = \sqrt{57,3 L \cdot g / K} \quad (5)$$

$$V_{OS} = \sqrt{-57,3 L \cdot g / K} \quad (6)$$

Outra análise que deve ser feita no modelo, segundo Gillespie (1992), é o ganho de aceleração lateral, em velocidade constante, em função do ângulo de volante, descrito na equação 7, em graus/g.

$$\frac{a_y}{\delta} = \frac{\frac{V^2}{57,3 \cdot L \cdot g}}{1 + \frac{K \cdot V^2}{57,3 \cdot L \cdot g}} \quad (7)$$

Máximo (2002) relata que em veículo de comportamento neutro o ganho de aceleração é diretamente proporcional ao quadrado da velocidade, enquanto que em um veículo OS o ganho diminui, e em um veículo US o ganho aumenta com esta proporção. Gillespie (1992) sugere também a análise do ganho de velocidade de guinada, que é a velocidade angular do veículo em torno de um eixo de referencia vertical ao longo do centro de gravidade (Equação 8), em função da velocidade V. A equação 9 descreve o ganho de taxa de guinada.

$$r = 57,3 \cdot V / R \quad (8)$$

$$\frac{r}{\delta} = \frac{V / L}{1 + \frac{K \cdot V^2}{57,3 \cdot L \cdot g}} \quad (9)$$

A Figura 15 demonstra o comportamento do veículo neutro bem como a velocidade crítica do veículo sobre esterçante e característica do sub esterçante.

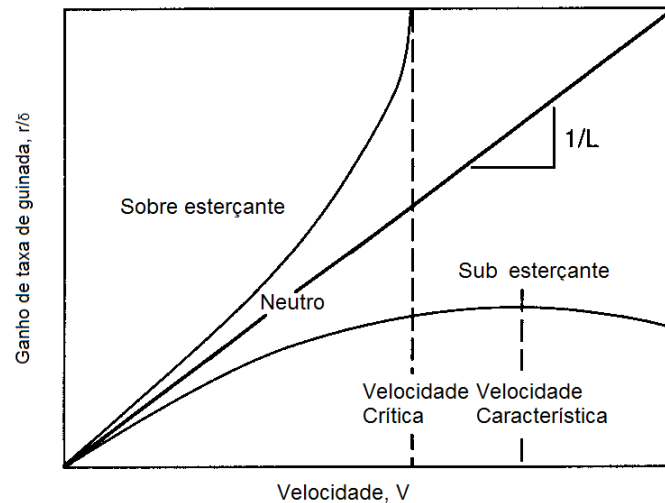


Figura 15 - Ganho de taxa de guinada para δ fixo em função da velocidade V .
 Fonte: Adaptado de Gillespie, 1992.

2.2.3 Análise do regime transiente

Segundo Milliken & Milliken (1995) as variáveis de interesse no estudo do movimento do veículo são a velocidade longitudinal, u , lateral, v , e de guinada, r . O vetor soma de u e v é a velocidade percorrida V , perpendicular ao raio R . O eixo longitudinal do carro está a um ângulo β com a velocidade V , que é o ângulo de deslizamento lateral do veículo. A força que mantém o veículo na curva é a força lateral Y , e o momento de guinada sobre o centro de gravidade é chamado N . As equações diferenciais do movimento seguem a segunda lei de Newton, que aplicadas à terminologia citada, estão nas equações 10 e 11.

$$N = I_z \cdot \frac{dr}{dt} \quad (10)$$

$$Y = m \cdot a_y \quad (11)$$

Onde N é o momento de rotação e Y a força lateral que os pneus fornecem. São o momento não balanceado e a força, causadoras da aceleração angular e linear. O termo dr/dt pode ser chamado \dot{r} , que é a aceleração angular. De acordo com o autor, tanto r quanto \dot{r} podem ser medidos por instrumentos apropriados

localizados no veículo, e I_z é o momento de inércia de massa sobre o eixo z. A expressão para a_y no sistema de coordenadas veicular é descrita na equação 12.

$$a_y = Vr + \dot{v} = Vr + V\dot{\beta} = V(r + \dot{\beta}) \quad (12)$$

Ou seja, A_y consiste de dois termos, o primeiro é a força centrífuga, e o segundo é a aceleração lateral. Se considerarmos que um veículo executa uma curva em regime permanente, $r=V/R$, a aceleração centrípeta é V^2/r , e, mantendo-se essa aceleração constante, o ângulo β é mantido constante ($\dot{\beta} = 0$), e a velocidade lateral v também, logo, neste caso, só temos uma componente de regime permanente em uma curva neste regime. Em uma manobra transiente, v e β não são constantes, e a componente \dot{v} neste caso deve existir. Então a aceleração lateral será a soma do termo devido ao raio da curva e desta em função de \dot{v} . A Figura 16 exemplifica uma manobra em que o CG está em um ponto A em uma curva de regime permanente de raio R_1 . A aceleração devido à curvatura do círculo é $V^2/R = Vr_1$. Para ocorrer a redução de raio R_1 para R_2 , deve ser somada uma aceleração lateral \dot{v}_1 . Sendo r inversamente proporcional a R , a aceleração centrípeta irá mudar de Vr_1 para Vr_2 .

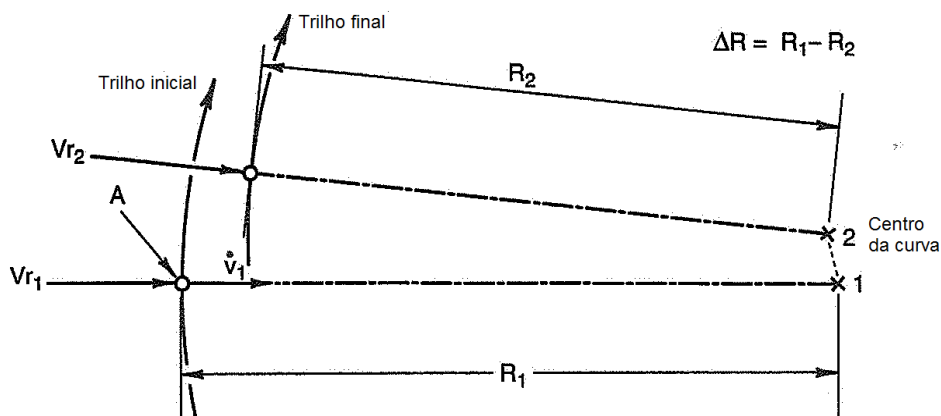


Figura 16 - Caminho transiente de um veículo.

Fonte: Adaptado de Milliken & Milliken, 1995.

De acordo com Milliken & Milliken (1995) deve ser realizada uma análise das forças e momentos não balanceados que agem sobre o modelo. Estando um veículo

à velocidades V e v no seu CG, seu pneu traseiro estará às mesmas velocidades. Estando o mesmo veículo também a uma taxa de rotação r positiva, sua roda traseira estará também a uma velocidade igual a $-b.r$, onde b é a distancia do CG ao eixo traseiro, conforme a Figura 17.

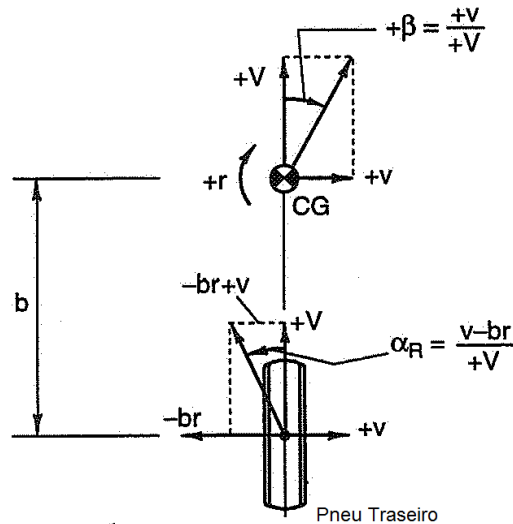


Figura 17 - Velocidades no pneu traseiro.

Fonte: Adaptado de Milliken & Milliken (1995).

Assumindo ângulos pequenos em radianos, que $\cos(\alpha) = \alpha$, α_r é dado de acordo com a equações 13 e 14.

$$\alpha_r = \frac{v - b.r}{V} = \frac{v}{V} - \frac{b.r}{V} \quad (13)$$

$$\alpha_r = \beta - \frac{b.r}{V} \quad (14)$$

Para o eixo dianteiro (Figura 18) o ângulo de escorregamento tem 3 componentes devido a β , r e δ . Então, com a mesma condição de ângulos pequenos, conforme eq.xx, α_f é dado pela equação 15.

$$\alpha_F = \beta + \frac{a \cdot r}{V} - \delta \quad (15)$$

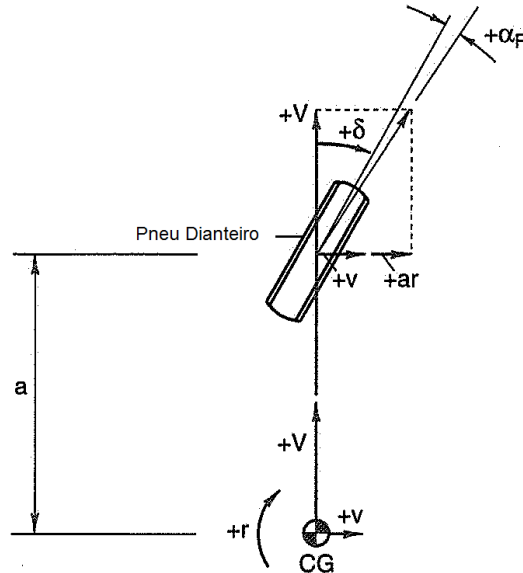


Figura 18 - Velocidades no pneu dianteiro.

Fonte: Adaptado de Milliken & Milliken, 1995.

Aplicando a segunda lei de Newton com a rigidez dos pneus, as forças e momentos não balanceados que agem no veículo, através dos pneus, são demonstradas nas equações 16 e 17.

$$Y = (C_F + C_R)\beta + \frac{1}{V}(a \cdot C_F - b \cdot C_R)r - C_F\delta \quad (16)$$

$$N = (a \cdot C_F - b \cdot C_R)\beta + \frac{1}{V}(a^2 \cdot C_F + b^2 \cdot C_R)r - aC_F \quad (17)$$

2.2.4 Derivadas do controle e estabilidade

De acordo com Milliken & Milliken (1995) as derivadas descrevem a taxa de variação do Momento de guinada N e a força lateral total Y , em função de pequenas

variações da taxa de guinada (r), do ângulo de escorregamento (β) e do ângulo de direção (δ).

A derivada da rigidez em guinada indica a taxa de variação do momento de guinada resultante de uma pequena variação no ângulo de escorregamento (Equação 18).

$$N_{\beta} = \frac{\Delta N}{\Delta \beta} \quad (18)$$

Se for positiva, indica que um aumento em β provoca um momento que causa a redução do mesmo, e se for negativa, indica uma situação instável, pois o aumento de β causa um momento que aumenta β mais ainda.

A derivada do amortecimento em guinada refere-se ao momento resistente à variação da taxa de guinada (Equação 19).

$$N_r = \frac{\Delta N}{\Delta r} \quad (19)$$

Se for negativo, um aumento da taxa de guinada causa um momento que tenta reduzir esta variação.

A derivada do controle representa a variação no momento para a variação do ângulo do volante (Equação 20).

$$N_{\delta} = \frac{\Delta N}{\Delta \delta} \quad (20)$$

Se a variação de N diminuir a variação de δ a derivada é negativa.

A derivada do amortecimento lateral trata da variação da força lateral total resultante de uma variação em β (Equação 20).

$$Y_{\beta} = \frac{\Delta Y}{\Delta \beta} \quad (21)$$

A derivada da força lateral acoplada à taxa de guinada descreve a variação na força lateral para uma variação em r (Equação 22).

$$Y_r = \frac{\Delta Y}{\Delta r} \quad (22)$$

A derivada da força de controle faz menção à variação na força lateral em função da variação de δ (Equação 23).

$$Y_{\delta} = \frac{\Delta Y}{\Delta \delta} \quad (23)$$

2.2.5 Modelos não lineares de dinâmica lateral

Modelos lineares não representam com fidelidade acelerações maiores que 0.3g, tornando-se obsoletos para a análise do presente trabalho. Segundo Ericsson (2008), deve se considerar também as propriedades não lineares dos pneumáticos, da cinemática de suspensão e direção, e as inércias dos componentes e do veículo como um todo, para que o modelo matemático tenha uma faixa de trabalho confiável nos limites de operação dos pneus.

Dahlberg e Wideberg (2004) comparam um modelo de 6 graus de liberdade com um modelo em sistema multicorpos com centenas de vezes mais graus de liberdade, e as diferenças nos resultados, que podem chegar até a 10%, são devido às linearidades assumidas no modelo simplificado.

2.2.6 Variação das forças normais

Para o estudo do comportamento em curvas de um veículo, é preciso quantificar as forças normais nas rodas externas e internas do mesmo, pois a variação das mesmas durante uma curva reduz a capacidade do mesmo absorver

forças laterais. (Nicolazzi, 2000). Para este estudo é preciso separar as massas em não suspensa e suspensa. A massa não suspensa é a massa que não está ‘apoiada’ sobre as molas do veículo, incluindo pneus, rodas, eixo, freios e aproximadamente metade do peso de todos os elementos de ligação - bandejas, tirantes, etc. e o seu centro de massa pode ser considerado no centro da roda do veículo. A massa suspensa é a massa que está sobre as molas do veículo, cujo centro de massa pode ser encontrado por simples somatório de momentos, resultando nas equações 20 e 21, e na Figura 19.

$$b_I = \frac{(R_{oII} - W_{nII}) \cdot l}{W} \quad (20)$$

$$h_{ns} = \frac{G \cdot h - (W_{nI} + W_{nII}) \cdot r_d}{W} \quad (21)$$

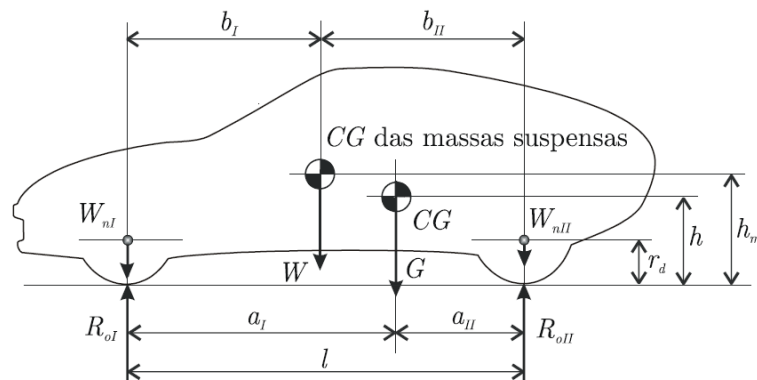


Figura 19 - Posição do centro de gravidade das massas suspensas de um veículo em relação ao CG do veículo todo.

Fonte: Nicolazzi, 2000.

Hac (2002) define que a geometria da suspensão afeta a transferência de carga devido à força de levantamento (*Jacking*), que age sobre a massa suspensa, causada pela decomposição da força lateral do pneu, sobre o eixo que liga o ponto de contato pneu-solo ao centro de rolamento da suspensão, ilustrado pela Figura 20.

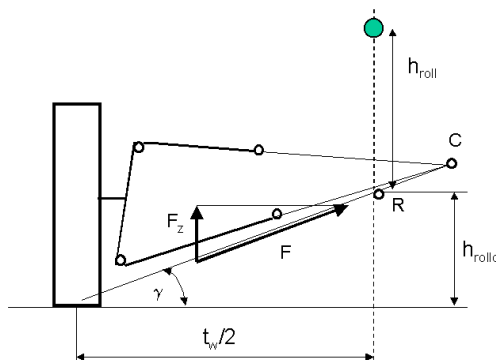


Figura 20 – Forças de levantamento agindo através dos membros de ligação da suspensão.

Fonte: Hac, 2002.

Haney (2003) separa a distribuição de cargas nas rodas de um veículo em: Transferência de carga geométrica e elástica. A transferência geométrica se dá pela decomposição das forças nos pneus através dos elementos de ligação da suspensão, enquanto que a elástica ocorre pelo momento existente entre centro instantâneo de rolagem da referida suspensão e o centro de gravidade da massa suspensa.

2.3 Requisitos de dirigibilidade da competição

A prova de *skidpad* avalia a máxima aceleração lateral que o veículo é capaz de estabelecer em ambas as direções, em um círculo de 15,25m de diâmetro interno e de 3 metros de largura, totalizando 21,25m de diâmetro externo (Figura 21).

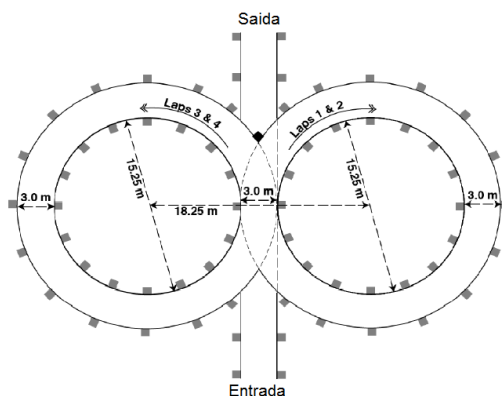


Figura 21 - Circuito do *skidpad*.

Fonte: SAE International, 2011.

Para a prova de *autocross*, o regulamento da competição cita médias de velocidade de 40 a 48 km/h, retas de até 60m com cotovelos antes e depois, com diâmetro externo mínimo de 9m, e largura mínima da pista de 3,5m. O espaçamento mínimo de cones em *Slaloms* é de 7,6m.

Para a prova de *endurance*, a velocidade média fica entre 48 e 57 km/h, com retas de no máximo 77m com cotovelos antes e depois, com raio externo mínimo de 9m, e largura mínima da pista de 4,5m. Já o espaçamento de cones em linha reta deve ser de no mínimo 9m. A Figura 22 traz um circuito típico de *endurance*.

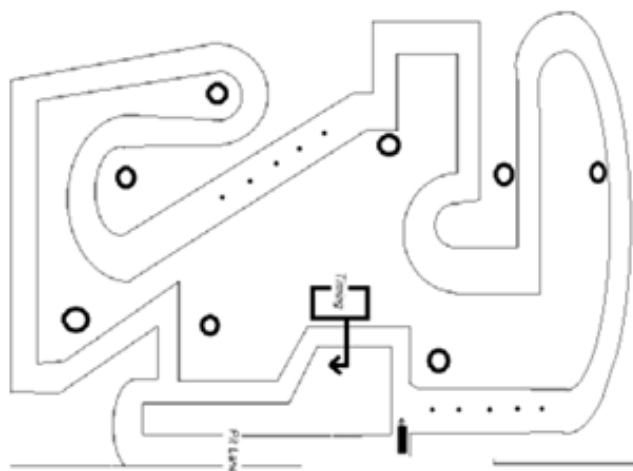


Figura 22 – Percurso da prova de *endurance* da competição FSAE West 2008 (EUA).

Fonte: SAE.org

2.4 Análise de dirigibilidade

O comportamento em curvas de um veículo automotor é popularmente chamado de dirigibilidade. Gillespie (1992) define o mesmo termo como o comportamento do conjunto motorista-veículo em um sistema fechado, em que o motorista realiza correções no ângulo de volante para obter os resultados desejados.

Para uma avaliação apenas das respostas do veículo, deve se tomar um sistema em malha aberta, onde, um ângulo ao longo do tempo é inserido no volante do veículo, analisando-se posteriormente a resposta e definindo-se assim o comportamento direcional do veículo. De acordo com Fernandes et al. (2010) para que as entradas de ângulo de volante das simulações e dos testes devem servir

como parâmetro de entrada para as simulações evitando assim erros da má representação da manobra.

Manobras como curva de raio constante e direção sinusoidal são consideradas manobras de baixa frequência de entrada de direção, servindo bem para avaliações de linearidade, resposta e sensibilidade de direção. A manobra chamada direção impulsiva, na qual o ângulo de volante é uma função pulso, pode ser utilizada para avaliação transiente, ultrapassagem no tempo de resposta, tempos de atraso e resposta de amortecimento, e é considerada uma manobra excelente para avaliação de estabilidade direcional. (FERNANDES, 2010).

Milliken & Milliken (1995), Rill (2009), Gillespie (1992), relatam uma manobra não transiente, para avaliar a tendência lateral de um veículo, chamada *skidpad*. Este teste consiste em um círculo de raio constante, em que o motorista gradativamente aumenta a velocidade e corrige o ângulo do volante, tentando manter o raio constante, aumentando a aceleração lateral do veículo.

Milliken & Milliken (1995) relatam respostas de uma manobra transiente. A manobra é chamada passo de direção, onde o ângulo de volante é aumentado rapidamente (Figura 23).

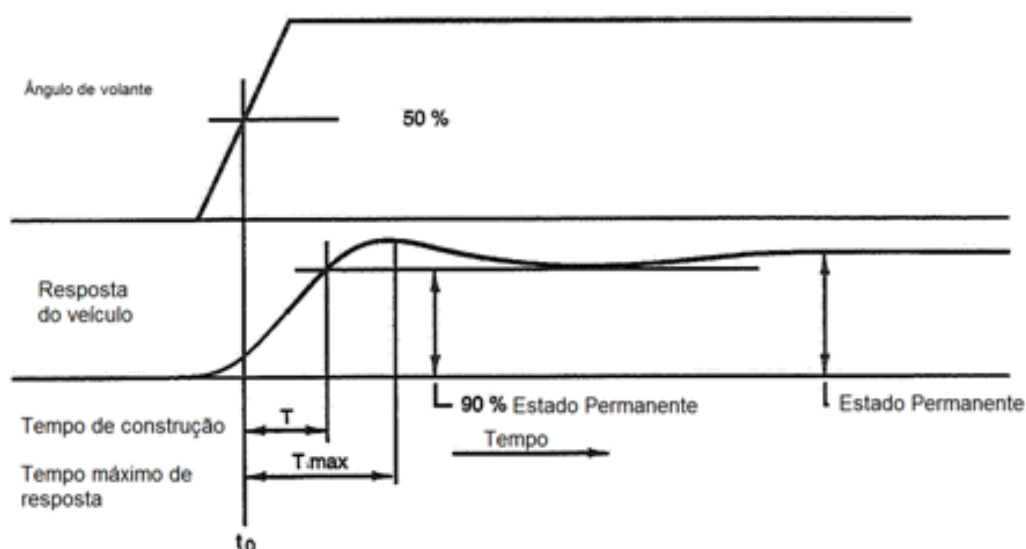


Figura 23 - Resposta a entrada rápida de ângulo de volante.
Fonte: Milliken & Milliken (1995).

Simulações de dirigibilidade tipicamente incluem curvas transientes, troca de faixa, ziguezagues (slalom), dupla troca de faixa, com ou sem frenagem. Hegazy et al. (1999) analisaram uma manobra transiente, com velocidade constante, onde o ângulo de volante é aumentado de 40° em 0,3s. São investigadas as forças nos pneus, nas molas, amortecedores e batentes, bem como o ângulo de rolagem, a aceleração lateral e a taxa de guinada. A ultrapassagem do estado de 90% da aceleração lateral em regime permanente é evidenciada nos resultados, bem como o tempo de resposta para esta situação, e para a aceleração lateral máxima. Rahnejat (2000) relata em um histórico dos estudos em sistemas multicorpos, a relação entre a rolagem da carroceria e a aceleração lateral do veículo, para uma manobra de troca de pista.

Muitos testes diferentes são utilizados na indústria para avaliar dirigibilidade, pois não existe a determinação de qual teste melhor avalia o comportamento direcional de um veículo. Svenson & Hac (2004) utilizaram três manobras para avaliação do comportamento direcional de veículos: aumento lento de ângulo de volante (SAE J266), passo de direção (ISO 7401) e teste reverso em malha aberta, pela sua objetividade, facilidade de realização e repetibilidade em testes onde um robô controla a direção do carro.

Manobras como curva de raio constante e direção sinusoidal são consideradas manobras de baixa frequência de entrada de direção, servindo bem para avaliações de linearidade, resposta e sensibilidade de direção. A manobra chamada direção impulsiva, na qual o ângulo de volante é uma função pulso, pode ser utilizada para avaliação transiente, ultrapassagem no tempo de resposta, tempos de atraso e resposta de amortecimento, e é considerada uma manobra excelente para avaliação de estabilidade direcional. (FERNANDES, 2010).

Silva et al. (2010) realizou estudos quantitativos de dirigibilidade de um veículo trator 6x4 onde é analisado o ângulo de rolagem em regime permanente, para determinação do gradiente de rolagem (graus/g), e a dupla troca de pista (ISO 3888), métrica que analisa a estabilidade do veículo e a facilidade de controle durante uma manobra de mudança de faixa. O fator determinante para estabilidade direcional na dupla troca de pista é a ultrapassagem da taxa de guinada (*yaw rate overshoot*) apresentado na Figura 24.

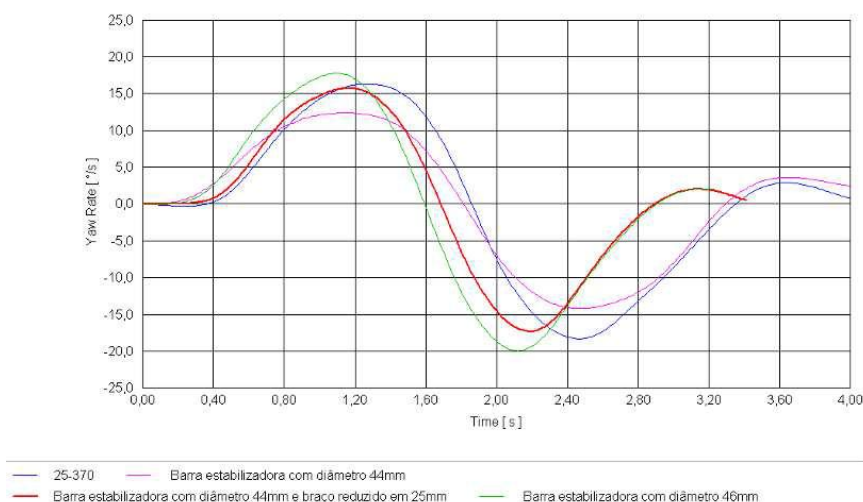


Figura 24 - Ultrapassagem da taxa de guinada em manobra de dupla troca de pista.
Fonte: Silva et. al. (2010).

Albuquerque et al. (2010) compararam o comportamento de uma composição reboque e semi reboque tipo tanque com suspensão independente em uma manobra, chamada '*fish hook*', cujo ângulo de volante em função do tempo pode ser visto na Figura 25. O fator a ser analisado nesta manobra são as reações normais nos pneus, para avaliação da resistência a rolagem dos eixos do veículo.

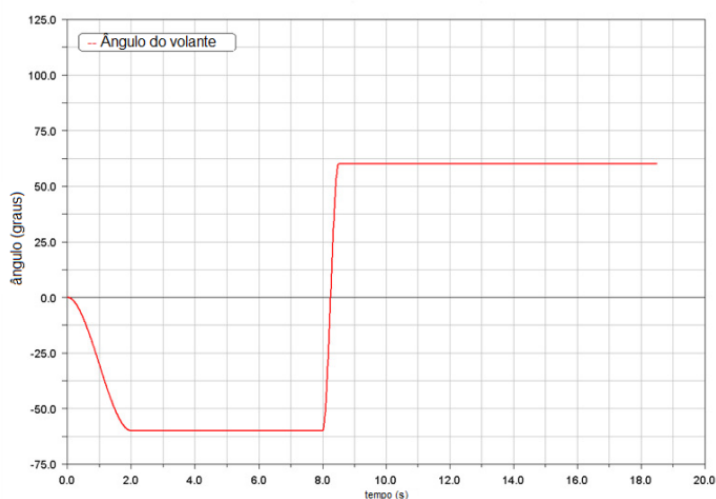


Figura 25 - Manobra do anzol (fish hook).
Fonte: Albuquerque (2010).

3 MATERIAIS E MÉTODOS

3.1 Protótipo FSAE BF-01

O protótipo em estudo neste trabalho, apresentado na Figura 26, consiste em um veículo monoposto de chassis tubular em aço carbono SAE 1020 e SAE 4130, de motor central e tração traseira, cujas dimensões principais são:

Bitola Dianteira: 1300 mm

Bitola Traseira: 1260 mm

Distância Entre Eixos: 1600 mm

Altura do centro de gravidade de projeto: 300 mm



Figura 26 - Protótipo Formula UFSM - BF 01.

O protótipo utiliza em ambos os eixos suspensão independente, do tipo “duplo A”, com amortecedores hidráulicos a bordo da carroceria, atuados por barras de tração (*Pullrod*), assim como apresentado na Figura 27.



Figura 27 – Eixo dianteiro e traseiro do protótipo BF-01.

3.2 Modelo computacional

Para avaliar a dirigibilidade do protótipo em estudo será utilizado *software* IPG Carmaker®. Ele trata o veículo como vários sistemas multicorpos interligados onde as equações gerais do movimento são resolvidas por um algoritmo de simulação multicorpos chamado Mesa Verde® (*Multibody Equations for Vehicle Robot Dynamics*). O movimento do sistema é descrito através de equações diferenciais e algébricas. O movimento do sistema multicorpos é descrito com equações diferenciais e algébricas. O princípio de d'Alembert é aplicado para obter as equações diferenciais do movimento para as coordenadas gerais do sistema, que estão descritas na equação 22:

$$A \cdot \ddot{q} = B(\dot{q}, q) \quad (22)$$

Onde A é a matriz de massa, \ddot{q} o vetor que contém as derivadas de segunda ordem das coordenadas gerais do sistema, a matriz B contém a projeção da força

centrífuga, giroscópica e aplicada nos três modos livres de movimento. Estas equações do movimento são simbolicamente derivadas por um método bem estabelecido e formal, com a ajuda do programa Mesa Verde. Adicionalmente existem variáveis que não são calculadas por ele como posição da cremalheira de direção e velocidade angular da roda do veículo. Os corpos modelados são descritos no Quadro 2.

Corpo	Partes
Massas suspensas	Massas suspensas excluindo o motor e cargas.
Motor	Motor considerado como massa separada.
Cargas separadas	Cargas constantes para serem adicionadas.
Outras cargas	Cargas adicionais que definem um caso separado.
Massas Suspensão não girantes. DE, DD, TE, TD.*	Massas não suspensas não girantes correspondentes a cada 'quarto' do veículo. (Braços, ponta de eixo, etc.).
Massas Girantes DE, DD, TE, TD.*	Massas não suspensas girantes correspondentes a cada quarto do veículo. (pneu, roda, etc.)

Quadro 2 – Corpos modelados (D:Dianteiro;T: Traseiro /D: Direito E: Esquerdo).
Fonte: IPG Automotive GmbH, 2011.

A modelagem do veículo no programa se dá por meio de um *Vehicle Data Set*, ou seja, uma interface onde o usuário entra com os dados referentes à parametrização do veículo. Nesta interface são informadas: massas e inércias das partes do veículo, constante elástica de molas e de barra estabilizadora, coeficientes de amortecimento, cinemática de suspensão, relação de direção, relações de forças e pressões no sistema de freios, características do conjunto de propulsão, como curvas de torque e consumo, relações de marcha, coeficientes aerodinâmicos, entre outros que não foram utilizados no trabalho.

Em paralelo, a modelagem das suspensões dianteira e traseira do veículo foi realizada no *software IPG Kinematics*®. Este programa se propõe a simular os eixos do veículo em uma bancada de testes virtual, e é usado para calcular a cinemática de suspensão, direção e também realiza estudos elasto-cinemáticos, que são estudos que levam em conta os erros de geometria causados pela elasticidade parasita nos elementos da suspensão sob ação de forças.

3.2.1 Modelagem dos Pneus

De acordo com Eduardo (2005), a dinâmica veicular é governada por apenas três equações básicas que determinam as acelerações e velocidades que são produzidas pelas forças e momentos dos pneus sobre as propriedades inerciais do veículo, ou seja, o principal objetivo do modelo de um veículo é prever com eficiência as forças e momentos nos pneumáticos. Best (2010) relata que, até pouco tempo a única maneira de estimar estas forças e momentos era em laboratórios especializados cujo custo não encoraja o seu uso para alguns tipos de estudos e pesquisas, mas que com a combinação de sensores de GPS e Inerciais atuais é possível ajustar modelos diretamente de um determinado veículo.

O modelo utilizado para os pneus do veículo é um modelo já existente na biblioteca do programa, modelado e validado por uma universidade Alemã, denominado FS 195/50R13. Os gráficos de força lateral, longitudinal, ângulo de escorregamento e taxa de escorregamento encontram-se no Anexo A.

3.2.2 Parametrização do veículo

O processo de modelagem do veículo é um processo de entrada de dados oriundos de medições, testes e especificações. Inicialmente, foram medidas as massas de todos os componentes do protótipo que seriam inseridos na simulação. Suas posições no sistema de coordenadas $[x,y,z]$ foram obtidas através do modelo CAD do protótipo. Os valores obtidos das medições podem ser vistos na Tabela 1.

Tabela 1 – Posições, massas e inércias dos corpos rígidos do protótipo.

Item	X (m)	Y (m)	Z (m)	Massa (kg)	Ixx (Kgm ²)	Iyy (Kgm ²)	Izz (Kgm ²)
Corpo	1,308	0,00	0,26	170,00	100,00	130,00	120,00
WCDE	2,10	0,6456	0,25496	7,00	0,50	1,00	0,50
WCDD	2,10	-0,6456	0,25496	7,00	0,50	1,00	0,50
WCTE	0,50	0,6156	0,25496	7,20	0,50	1,00	0,50
WCTD	0,50	-0,6156	0,25496	7,20	0,50	1,00	0,50
Roda FL	2,10	0,6456	0,25496	9,50	0,30	1,20	0,30
Roda FR	2,10	-0,6456	0,25496	9,50	0,30	1,20	0,30
Roda RL	0,50	0,6156	0,25496	10,50	0,30	1,20	0,30
Roda RR	0,50	-0,6156	0,25496	10,50	0,30	1,20	0,30

A próxima área do carro a ser modelada é a suspensão. A constante elástica das molas no *software* foi ajustada para 35 N/mm no eixo dianteiro e de 35 N/mm no eixo traseiro, com a possibilidade de ampliar ou reduzir a constante elástica através do fator multiplicador '*Amplification*' existente no programa.

Os amortecedores são responsáveis por dissipar a energia armazenada nas molas do veículo, bem como controlar a velocidade dos movimentos da massa suspensa. Cuy et al. (2010) apresentou um modelo de ajuste das curvas de amortecimento de um amortecedor automotivo cuja velocidade de operação varia entre 0.01 e 1.30m/s. O modelo apresentado utiliza uma função linear para ajuste da curva do amortecedor, com comportamento semelhante à de amortecedores não lineares. Os amortecedores do protótipo BF01 são amortecedores Marzocchi® utilizados na suspensão traseira de bicicletas. Com base em dados obtidos em testes de laboratório, foi ajustada a curva que pode ser vista na Figura 28.

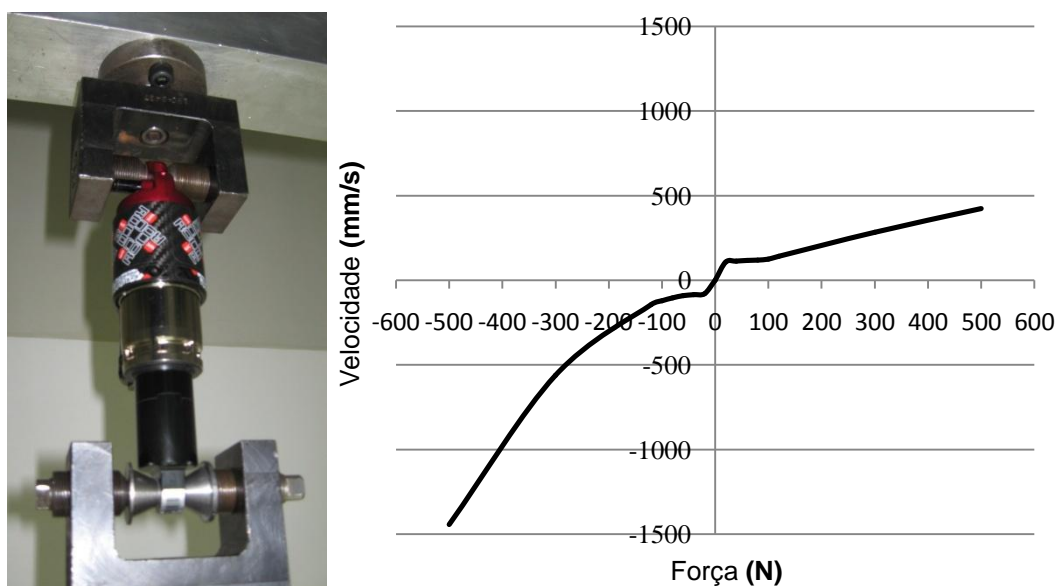


Figura 28 – Amortecedor na bancada de testes das empresas Monroe, e curva do amortecedor *Marzocchi Roco TST-R 2010* obtidas neste teste.

A modelagem da geometria da suspensão foi realizada no *software* IPG *Kinematics*®. O modelo de suspensão gerado pelo programa é um mapa que descreve como a suspensão controla a translação e rotação da roda ao longo dos eixos x, y e z em função do movimento vertical da suspensão e do trabalho do sistema de direção. Sendo assim, durante a simulação do veículo completo o programa apenas precisa interpolar nos mapas como a suspensão se comporta, não necessitando calcular isto a cada instante, simplificando e ampliando a velocidade da simulação. Os gráficos das características dos modelos de suspensão utilizados nas simulações encontram-se no Apêndice A. No sistema de direção é necessário determinar a rotação do volante para o curso de 1 metro na cremalheira. Como no protótipo encontram-se um pinhão de 35 dentes, de módulo 1 mm, este valor foi estimado em 57 radianos por metro.

Para o sistema de freios, são informados ao programa parâmetros como relação entre pressão no cilindro mestre e força no pedal, torque na roda para pressão no sistema para cada roda, como pode ser visto na Figura 29.

Vehicle Data Set

Main Body | Masses | Suspensions | Steering | **Brake** | Powertrain | Aerodynamics | Sensors

Kind: PresDistrib

General

Parkbrake Torque at Wheel [Nm]	Left	Right
Front Axle	0.0	0.0
Rear Axle	215.91	215.91
Brake Torque Amplification [-]	Left	Right
Front Axle	1.0	1.0
Rear Axle	1.0	1.0

Pressure Distribution

Kind: PedalForce

Pedal Actuation to pMC [bar]	150.0	
Pedal Actuation to Pedal Force [N]	150	
Pedal Force to pMC [bar/N]	0.5	
Response time [s]	0.05	
Build-up time [s]	0.2	
Pressure to Brake Torque [Nm/bar]	Left	Right
Front Axle	9.0	9.0
Rear Axle	5.0	5.0

Figura 29 – Parametrização dos freios do protótipo.

O sistema de propulsão do veículo conta com um motor de combustão interna de quatro tempos, monocilíndrico de 0,61 l, oriundo da motocicleta XT600 Teneré 1988, de fabricação Yamaha, ajustado por Pedrozo (2010). Utilizou-se então, a curva de torque do motor otimizado, que pode ser vista na Tabela 2.

Tabela 2 - Valores de torque utilizados no modelo do motor.

Rotação (rpm)	Torque (N.m)
1000	45.3
1500	53.83
2000	49.9
2600	54.87
3000	54.11
3300	50.63
3500	48.61
4000	45.95
4500	50.81
5500	57.34
6000	56.68
6500	55.95
7000	52.39
7500	48.02

Fonte: Pedrozo (2010).

Para a parametrização da transmissão foram utilizadas as relações de transmissão do motor citado. Na parametrização da redução final, que é do tipo

pinhão-coroa, de 15 e 45 dentes respectivamente, resultando em uma redução terciária de 3:1. A coroa é montada em um eixo que é ligado às duas rodas traseiras, configurando um diferencial tipo bloqueado (Figura 30).

The screenshot displays two panels in a software interface. The left panel, titled 'Gearbox', has 'Kind' set to 'Manual'. It shows input inertias of 0.001 and 0.002 kgm², and a synchronization time of 50 ms. A table for 'Forward Gears' lists five gears with their respective ratios and efficiencies. The right panel, titled 'Differential Rear', shows 'Mounting' as 'left2right' and 'Coupling Model' as 'Locked'. It lists output inertias of 0.001, 0.001, and 0.0 kgm². Transmission is set to 3, friction coefficient to 10.0 Nms/rad, and efficiency to 1.0. Three radio buttons for 'External Torque' are all set to 'off'.

gear [-]	ratio [-]	eta [-]
1	5.393	1.0
2	3.316	1.0
3	2.506	1.0
4	1.994	1.0
5	1.654	1.0

Figura 30 - Parametrização da transmissão e do diferencial.

Foi utilizada uma área frontal de 1,128m², calculada através do desenho do protótipo na vista frontal, retirada do modelo tri dimensional. Os coeficientes de arrasto e de sustentação retirados da tabela que interpola estes coeficientes em função do ângulo de ataque (Figura 31) já existente na biblioteca do *software*.

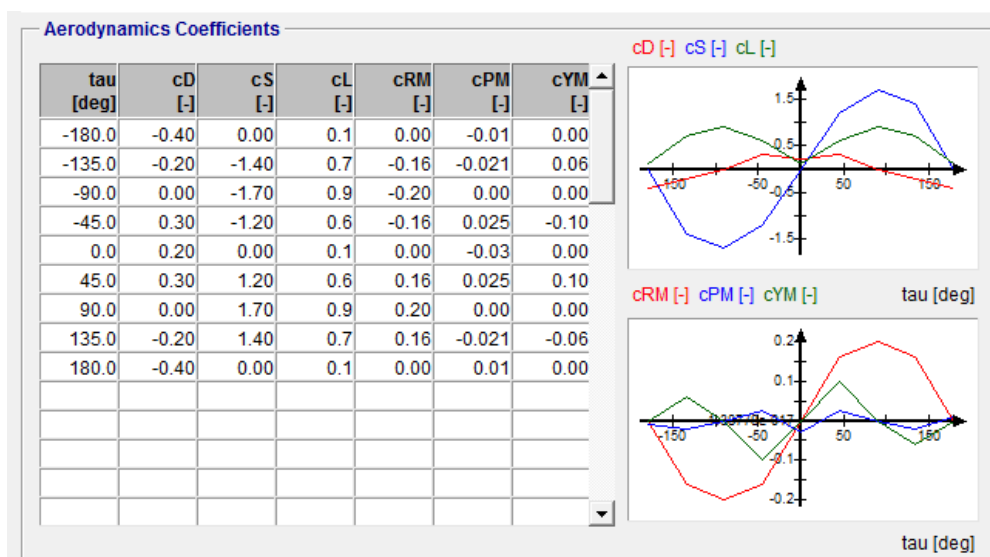


Figura 31 - Coeficientes aerodinâmicos utilizados no modelo.

A parametrização do piloto no *software* pode ser feita de duas formas. O Piloto de corrida e o piloto parametrizado. O piloto parametrizado pode ser configurado de acordo com as capacidades de um piloto real, enquanto o piloto de corrida conduz o carro através dos limites físicos do mesmo. (IPG, 2011). Hac (2002) relata a maior taxa de ângulo de volante de 1000° por segundo para um condutor normal. O tipo de modelo de motorista escolhido foi o motorista parametrizado, de forma que este apenas obedeça aos comandos programados para a realização da manobra, sem que o mesmo realize alterações necessárias para manter a estabilidade do veículo, ou siga alguma linha da estrada.

3.3 Alterações propostas para o modelo

Para avaliar algumas modificações em parâmetros básicos do veículo e as suas influências no comportamento direcional do mesmo foram realizadas alterações em algumas das características do protótipo.

As características iniciais a serem estudadas são aquelas que são definidas logo no início do projeto, como bitola, distância entre eixos e posição do centro de massa em relação aos eixos do veículo (distribuição de peso).

A distância entre eixos do veículo foi variada para avaliar a influência deste fator na resposta do veículo. Em função da distância entre eixos do protótipo ser 50 mm maior do que a mínima permitida pelas regras da competição, os valores de 1550 mm (mínimo), 1600 mm (BF01), e 1650 mm foram escolhidos para serem avaliados.

A distribuição de peso é um fator importantíssimo em veículos de competição. Existem casos que é interessante o aumento do peso do veículo quando se percebe que uma alteração na distribuição de peso é importante para o seu desempenho. Para essa avaliação foi alterado o centro de massa das massas suspensas ao longo do eixo x, entre 0,76m e 0,84m de distância do eixo traseiro, de forma que a distribuição de massa variasse entre 45% e 55% do peso total no eixo dianteiro.

O regulamento da competição não prevê uma bitola mínima ou máxima, porém prevê um teste chamado de mesa de inclinação (*tilt table*), em que o veículo é inclinado a um ângulo de 60° com a horizontal, que seria equivalente a uma

aceleração lateral de 1,7G s (vezes a aceleração gravitacional) (SAE, 2011). A Figura 32 representa a máxima altura possível para o centro de gravidade do veículo, para uma bitola sugerida de 1200 mm.

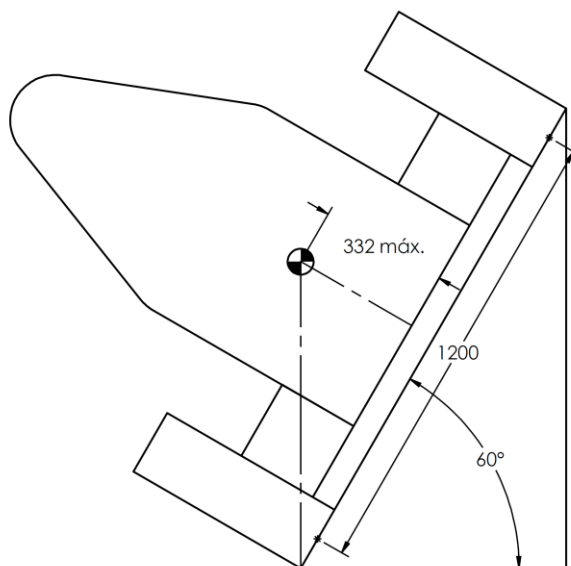


Figura 32 - Altura máxima do centro de gravidade para a bitola de 1200 mm (pneus de 175 mm de largura).

As características secundárias a serem estudadas são aquelas cuja definição se dá posteriormente às anteriores no projeto do veículo, como geometria de suspensão e de direção, rigidez das molas e a carga dos amortecedores.

No protótipo BF01, por não haver barras anti-rolagem, a única maneira de variar a rigidez em rolagem do chassi é através da modificação na rigidez das molas e da altura do centro de rolagem. Para avaliar a distribuição da resistência à rolagem, foi utilizada a planilha de cálculo da equipe, que determina a rigidez das molas e coeficientes de amortecimento, em função de valores pré-determinados pelo fabricante do amortecedor e da taxa de movimento (movimento da mola dividido pelo movimento da roda) retirada do *software* de cinemática de suspensão. Foram testadas então molas de 35N/mm, 70N/mm e 105N/mm, no eixo dianteiro e traseiro, na ordem: 35/35, 70/70, 105/105, 105/35 e 35/105.

Os amortecedores exercem dois tipos de controles, um é dos movimentos verticais da carroceria, e outro é dos rotacionais, de rolagem e arfagem. A partir da

alteração nas curvas do amortecedor, que é possível de ser feita via a amplificação da mesma assim como é feito nas molas, é possível avaliar este parâmetro na atitude do veículo em rolagem nas manobras transientes. Foram testadas amplificações de 1x Dianteira (D) e 1x Traseira (T), 1D/2T, 2D/1T, 2D/2T e 4D/4T.

Foi proposta a modificação no diferencial do protótipo, para avaliar mais dois tipos diferentes, um diferencial autoblocante (Torsen – *Torque Sensing*) que possui uma relação de transmissão de torque da roda que está derrapando para a roda que tem tração de 3.0:1 ou 3.5:1, semelhante ao que será utilizado no protótipo BF02, e um tipo aberto, sem nenhum bloqueio.

É sugerida também a avaliação de nova geometria de suspensão, proposta de modificação para o protótipo BF 02. As novas características desta geometria são a bitola dianteira e traseira de 1200 mm, altura de centro de rolagem diferenciada e taxas de movimento dos amortecedores e molas maiores. Nesta geometria também foram inseridas barras anti-rolagem, para que possa ser mais bem trabalhada a rigidez em rolagem dos eixos, assim, obtendo perfeito balanceamento da suspensão do veículo. As curvas de desempenho dos modelos desta suspensão encontram-se no Apêndice B.

Os nomes dos modelos, bem como as modificações realizadas, podem ser encontrados no Quadro 3.

Modelo	Modificação
BF01	Modelo padrão.
BF01_1200	Alteração da bitola dianteira e traseira para 1200 mm
BF01_1550	Distância entre eixos (L) mínima.
BF01_1650	L original + 50 mm.
BF01_CAV	Carga de amortecedores variável.
BF01_CDV	Configuração do diferencial variável.
BF01_DPV	Distribuição de peso variável.
BF01_PGS	Proposta de geometria de suspensão e direção.
BF01_RMV	Rigidez das molas variável.

Quadro 3 - Modelos computacionais testados.

3.4 Metodologia de avaliação de dirigibilidade

A avaliação de dirigibilidade precisa abranger os aspectos mais importantes para este tipo de veículo. Como já foi mostrado anteriormente, um dos requisitos é o máximo aproveitamento do potencial dos pneus, ou seja, máxima aceleração lateral. O circuito da prova de *autocross* requer extrema agilidade em guinada, enquanto o *endurance* requer uma maior facilidade de controle para o piloto, que deve permanecer 11 voltas na pista com máximo desempenho possível.

Foi escolhida então uma seqüência de manobras a serem realizadas em um mesmo teste, a fim de se condensarem todos os dados em uma mesma simulação, facilitando a comparação entre os modelos. A velocidade em todas as manobras tenta-se ser mantida em 50 km/h. A velocidade foi escolhida primeiramente por ser a média de velocidade do veículo em pista, e também por viabilizar futuros testes do mesmo em locais de menor espaço, e também por requerer menores entradas de ângulo de volante que em velocidades mais baixas.

A primeira manobra realizada é um aumento lento do ângulo de volante com velocidade constante até o máximo valor possível, buscando encontrar a característica sub/sobre esterçante, bem como a máxima aceleração lateral do veículo.

A segunda manobra caracteriza um 'Desvio', onde o motorista realiza uma entrada muito rápida no ângulo de volante, como se estivesse desviando de um obstáculo, ou de outro veículo, concretizando uma manobra transiente que permite avaliar o ângulo de rolagem da carroceria, a transferência de carga através dos amortecedores em rolagem, bem como a aceleração de guinada em função da aceleração lateral.

Finalmente é realizado um teste parecido com o conhecido 'anzol de peixe', onde o motorista realiza uma entrada rápida no volante, mantém o ângulo durante algum tempo até estabilizar a aceleração lateral, e bruscamente inverte o mesmo, podendo ser avaliado através desta manobra os tempos de resposta de aceleração lateral, taxa de guinada e ângulo de rolagem, inicial e na troca de sentido da manobra.

4 RESULTADOS E DISCUSSÃO

Este capítulo apresenta os resultados obtidos nas simulações, desde os parâmetros iniciais, das condições de equilíbrio estático, bem como a discussão sobre as diferenças no comportamento direcional do veículo nas manobras.

4.1 Modelo do protótipo BF 01

Com base nos resultados da simulação inicial, na Figura 33, é possível observar como foi realizada a simulação. A primeira parte da manobra consiste na avaliação dos parâmetros de regime permanente do veículo. O ângulo de esterçamento do volante de direção é variado de zero a 100 graus, com a velocidade do veículo mantida constante. A segunda parte da manobra consiste em um aumento muito lento do ângulo de esterço, e a parada quando atingidos 9,81 m/s² de aceleração lateral, com o intuito de achar o ângulo de volante necessário para a produção de 1g de aceleração lateral. Esta variável é salva no programa com o nome de *STRWHLANGLELIMIT*.

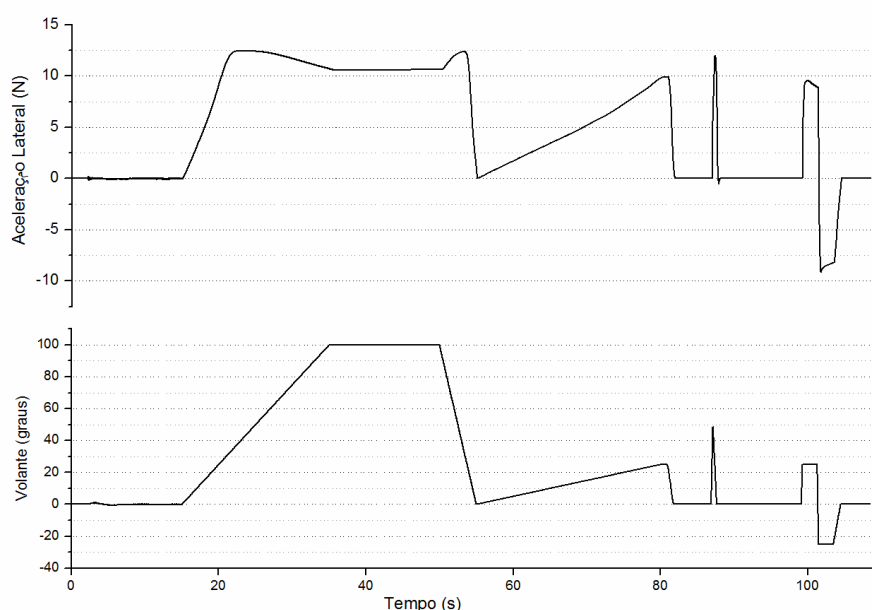


Figura 33 – Aceleração lateral e ângulo de volante ao longo da simulação.

A terceira parte consiste na segunda manobra. Nela o dobro do ângulo de volante anterior é inserido a uma taxa de 500 °/s, para caracterizar uma manobra transiente. Na ultima parte da manobra, é entrado o valor de ângulo de volante para 1g de aceleração lateral e mantido durante 2 segundos, então este valor é invertido muito rapidamente e mantido por mais 2 segundos, depois, é retornado a zero, a uma taxa mais lenta.

Primeiramente, foram avaliados os fatores de regime permanente (Figura 34). A partir dos resultados da primeira manobra, que visava avaliar as características de direcionais do veículo, foi estimada a sensibilidade de direção do protótipo, que é a força lateral produzida para cada grau de esterçamento do ângulo de volante na velocidade do teste de 50 km/h. Para os pequenos ângulos de volante, como a aceleração é muito baixa e o ângulo de volante também, a sensibilidade tende ao infinito, porem já nos primeiros ângulos maiores que 1 grau, já é possível notar o comportamento do veículo, que não tem uma resposta linear. É previsto a queda da sensibilidade a partir de um ângulo de volante, devido à queda na aceleração lateral.

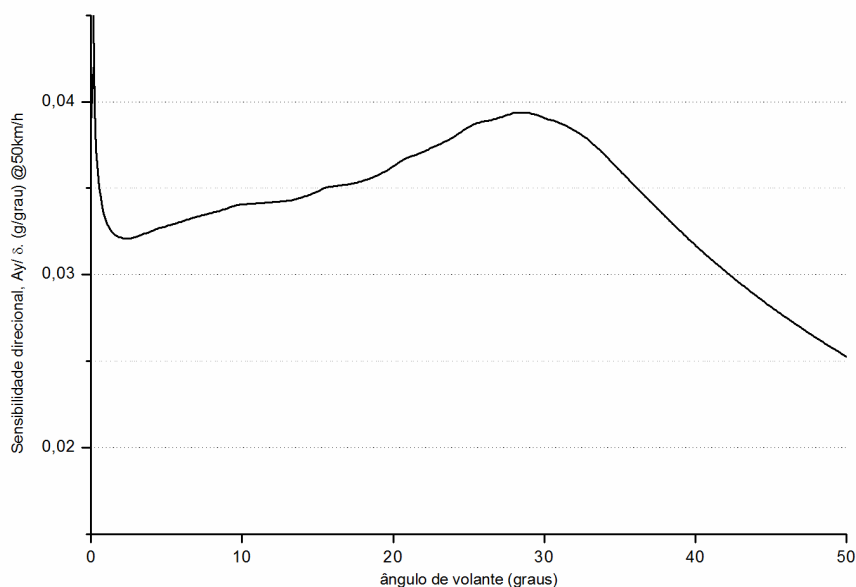


Figura 34 - Sensibilidade direcional em regime permanente (g/grau).

Já durante a manobra transiente, é possível observar que a sensibilidade de direção tem um comportamento diferente, assumindo maiores valores antecipadamente, fato que pode ser atribuído à grande velocidade de entrada de volante. É possível também observar um aumento da sensibilidade quando na redução do ângulo de volante, fato que pode ser atribuído ao tempo de resposta do veículo, que ao diminuir o ângulo de volante não diminui a aceleração lateral (Figura 35).

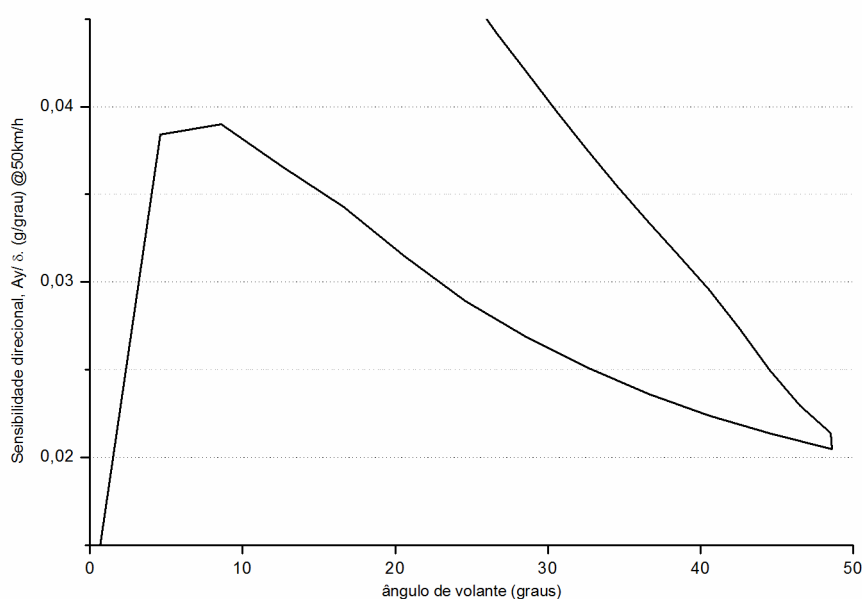


Figura 35 - Sensibilidade de direção na manobra transiente.

Na última manobra, Figura 36, o resultado da sensibilidade de direção foi expresso em função do tempo, pois a manobra ocorre nos dois sentidos do ângulo de direção. Foi possível observar que existe uma tendência da sensibilidade de ficar próxima de um valor de 0,04 g/grau durante toda a manobra, apenas variando durante a mudança de direção, quando a mesma vai a um valor negativo de 0,06 g/grau, pois o ângulo de direção é inverso à aceleração lateral, indicando um atraso na resposta do veículo ao ângulo inserido no volante.

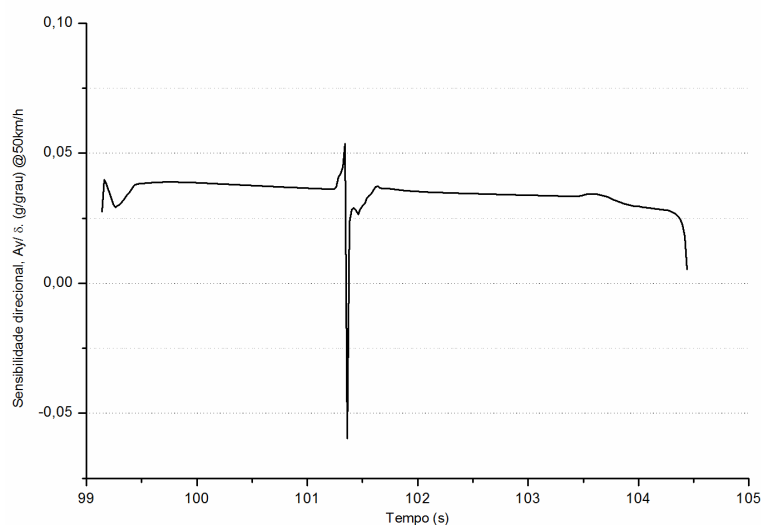


Figura 36 – Sensibilidade de direção durante a manobra do anzol.

O ganho de velocidade de guinada é um fator que revela as características direcionais do veículo. Normalmente se expressa este fator em função da velocidade com ângulo de volante fixo, porém como o teste fora realizado em velocidade constante, se expressará este valor em função do ângulo do volante. Como pode ser visto na Figura 37, este valor tende a ser constante, pois depende da velocidade do veículo e do raio da curva.

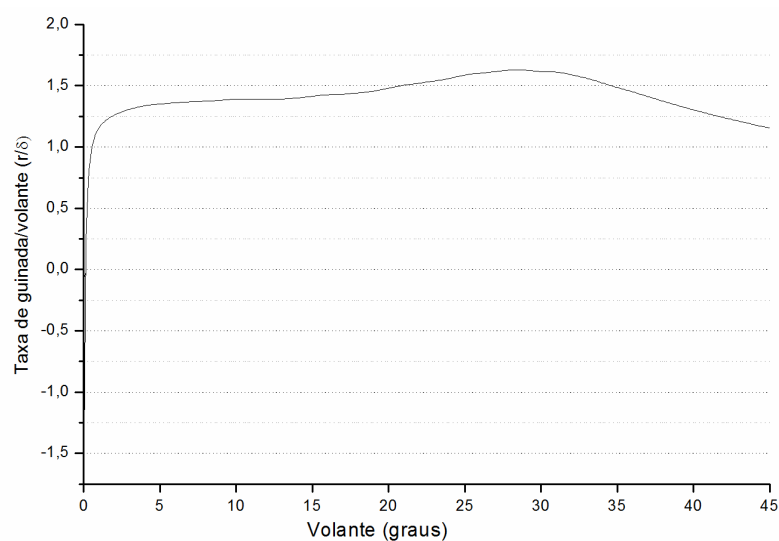


Figura 37 – Ganho de velocidade de guinada em função do ângulo de volante ($v=50$ km/h).

Característica imprescindível de ser analisada é a rolagem da carroceria em função da aceleração lateral, chamado gradiente de rolagem (*roll gradient*). Este parâmetro que indica o quão rígida se apresenta a suspensão do veículo é expresso em graus/g. Como a manobra inicial é realizada dinamicamente, os valores iniciais do gradiente de rolagem não podem ser expressos, pois tendem ao infinito (aceleração lateral e ângulo de rolagem ambos próximos de zero). O protótipo apresentou gradiente de rolagem próximo de 1,8 graus/g indicando uma suspensão com rigidez em rolagem adequada aos seus propósitos (Figura 38).

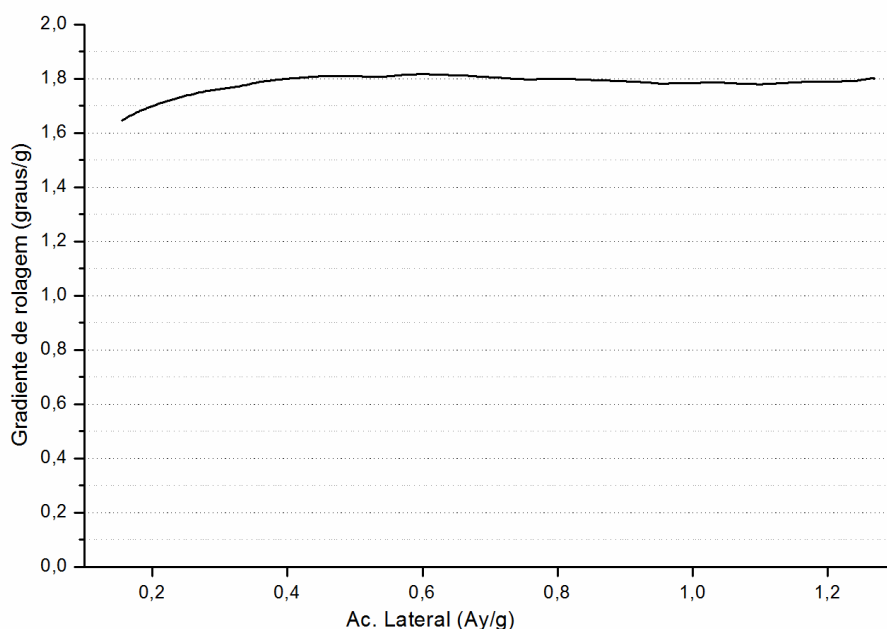


Figura 38 – Gradiente de rolagem do protótipo BF01

4.2 Distância entre eixos

Foi observada uma pequena influência da distância entre eixos (DEE) no desempenho do protótipo, devido à pequena variação da mesma: entre 1550 mm e 1650 mm. Durante os menores ângulos de volante a configuração com menor DEE constrói a aceleração lateral antes da configuração com DEE, mas perto do limite de aceleração lateral máxima, a figura se inverte e mostra-se uma tendência de a configuração com maior DEE obter maior nível de aceleração lateral. (Figura 39).

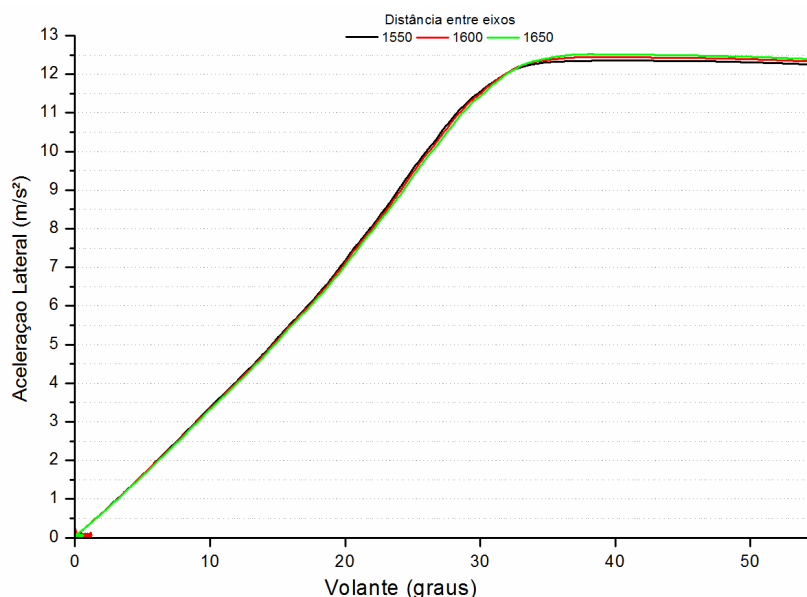


Figura 39 - Avaliação de aceleração lateral máxima para diferentes distâncias entre eixos.

Este fato pode ser explicado devido à geometria de direção do protótipo, que mantém ambas as rodas esterçadas com ângulo igual, uma geometria do tipo paralela. Quando se aumentou a distância entre eixos, a mesma se aproxima da geometria ideal, aumentando a aceleração lateral máxima desempenhada pelo protótipo.

Na manobra de desvio, Figura 40, é possível observar a taxa e a aceleração de guinada em função do ângulo de volante. É notada uma resposta mais rápida de aceleração em guinada da DEE menor, muito possivelmente devido ao seu menor momento de inércia. Já na Figura 41, que relaciona a aceleração lateral com a aceleração de guinada na mesma manobra, é possível observar uma aceleração lateral máxima maior para a configuração com DEE maior.

Na manobra do anzol, foi possível verificar novamente a diferença no tempo de resposta entre as diversas DEE, visto que as taxas de entrada de volante eram iguais. Na Figura 42 é possível observar um maior pico de aceleração lateral alcançado pela configuração com 1550 mm, indicando que o tempo de resposta desta configuração é menor que o das configurações subsequentes. Na segunda parte da manobra também é possível observar diferentes ultrapassagens na taxa de guinada.

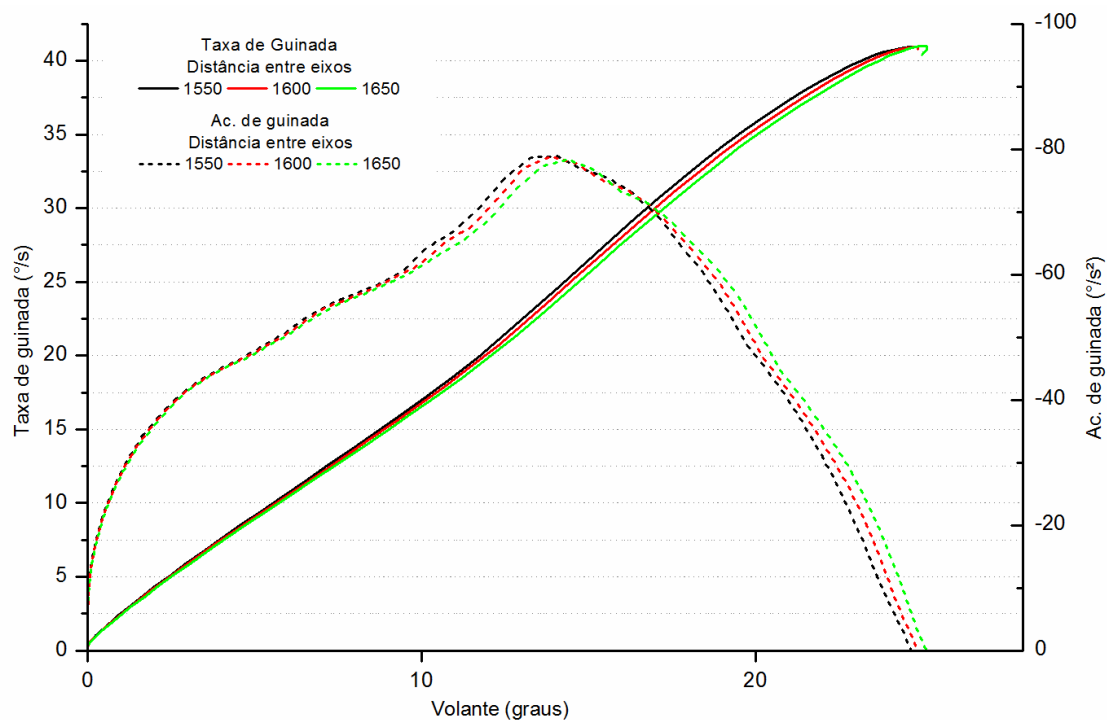


Figura 40 - Taxa e aceleração de guinada em função do ângulo do volante na manobra de desvio em diferentes DEE.

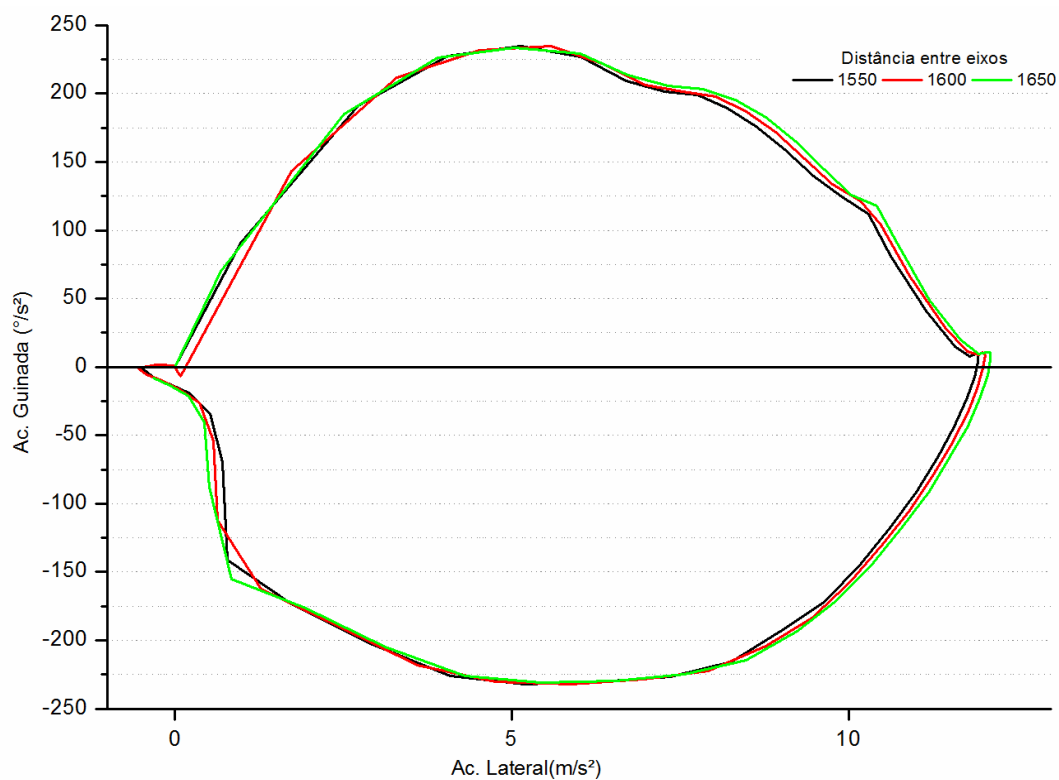


Figura 41 - Acelerações no veículo na manobra de desvio em diferentes DEE.

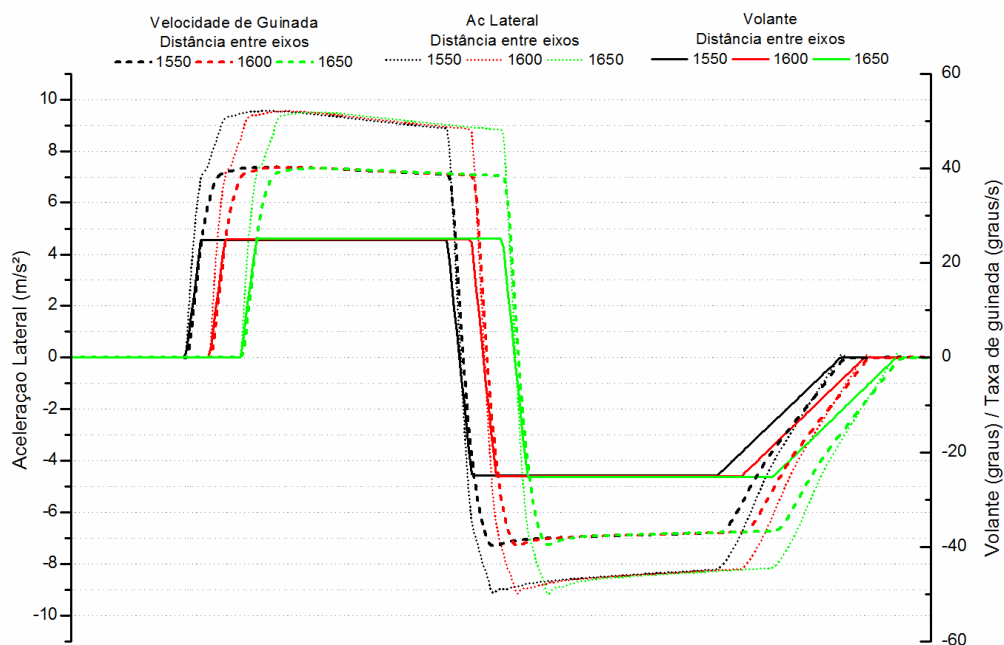


Figura 42 - Ângulo de volante, taxa de guinada e aceleração lateral para a manobra do anzol.

4.3 Posição do centro de massa do protótipo no eixo X

Durante a primeira manobra foi possível avaliar a aceleração lateral máxima do veículo. A partir dos resultados de todas as distribuições de peso obteve-se a Figura 43.

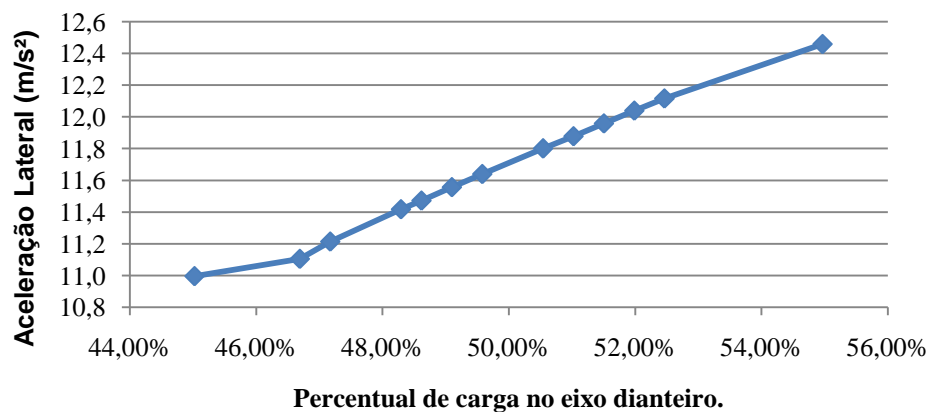


Figura 43 - Distribuição de peso Frontal x Aceleração Lateral Máxima na primeira manobra.

A Figura 44 mostra as forças laterais e longitudinais produzidas pelos pneus para uma distribuição de peso de 55% no eixo dianteiro, enquanto na Figura 45 para uma distribuição de 45%. É possível observar que ao deslocar maior porcentagem do peso do veículo para o eixo dianteiro, este passa a tornar-se mais macio em rolagem, diminuindo a transferência de carga no mesmo. O aumento da transferência de carga no eixo traseiro faz com que as forças longitudinais produzidas no mesmo sejam menores, melhorando o comportamento do veículo de uma forma geral.

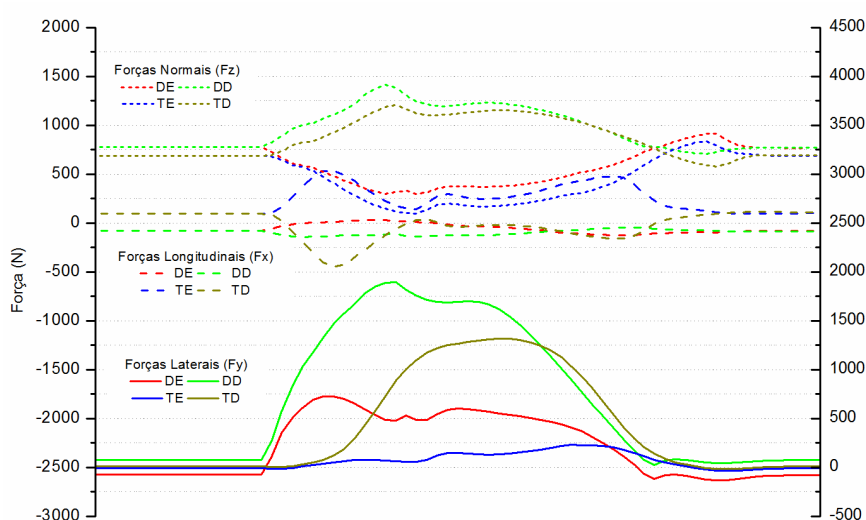


Figura 44 – Forças produzidas pelos pneus durante a manobra de desvio. Distribuição de peso no eixo dianteiro de 55%.

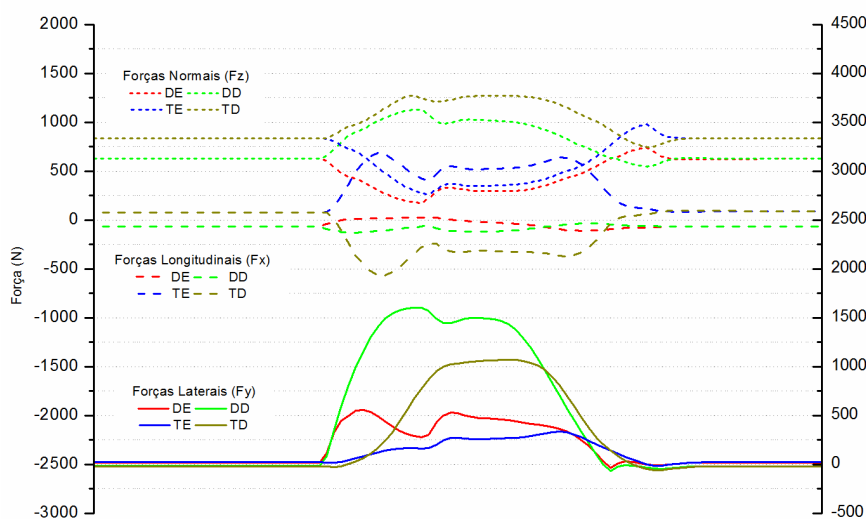


Figura 45 - Forças produzidas pelos pneus durante a manobra de desvio. Distribuição de peso no eixo dianteiro de 45%.

4.4 Alteração das bitolas dianteira e traseira

Os resultados obtidos da simulação com bitola de 1200 mm em ambos os eixos foram comparados com os resultados do modelo original. A menor bitola sofre uma maior transferência de carga devido à redução do fator $t/2.h$, fazendo com que o veículo produza uma menor aceleração lateral máxima na primeira manobra, apresentada na Figura 46.

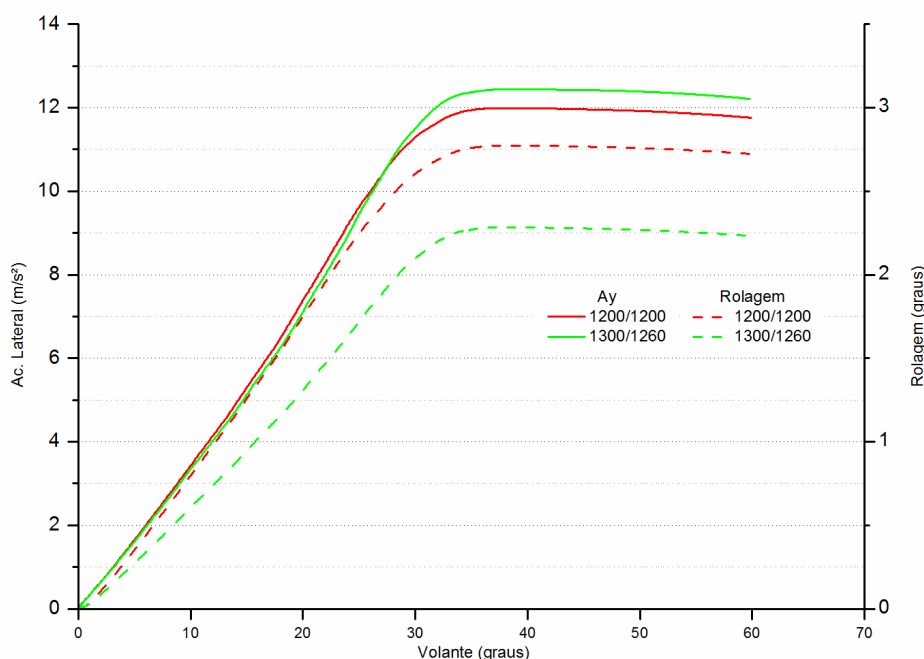


Figura 46 – Aceleração lateral e ângulo de rolagem da carroceria para bitola original e reduzida.

Na manobra de desvio, foi possível observar as maiores diferenças transientes, a partir de uma análise do momento de guinada e da aceleração lateral, na Figura 47. Primeiramente pode ser notada aceleração lateral maior para a bitola original, mas quando se analisa a aceleração de guinada no ponto de máxima aceleração lateral, nota-se que existem acelerações em sentidos contrários nestes pontos, ou seja, os veículos obtiveram comportamentos diferentes. Na construção da aceleração lateral, a bitola de 1200 mm tem melhor resposta. Já na retomada de direção, a bitola maior proporcionou uma melhor resposta.

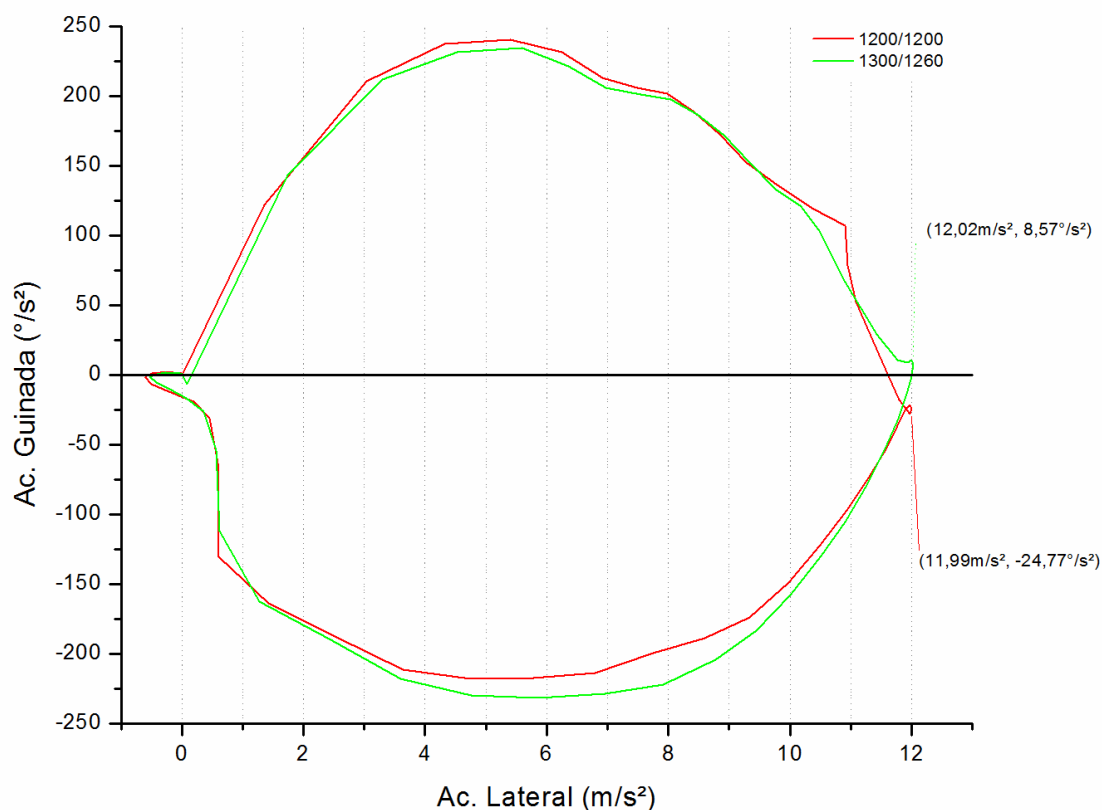


Figura 47 - Acelerações atuantes na manobra de desvio para diferentes bitolas.

4.5 Rigidez das molas

Através da alteração na rigidez das molas, foi possível observar o comportamento do veículo quando não corretamente escolhida a rigidez em rolagem do eixo dianteiro e traseiro. Já na manobra inicial é possível observar um comportamento sobre esterçante da configuração mais rígida no eixo traseiro. Na configuração com eixo dianteiro mais rígido é possível observar o excessivo aumento no ângulo de volante para atingir níveis mais altos de aceleração lateral, como pode ser visto na Figura 48. Também é possível verificar que em baixas acelerações laterais, a variação da aceleração lateral em função do ângulo de esterçamento é praticamente igual para todas as configurações.

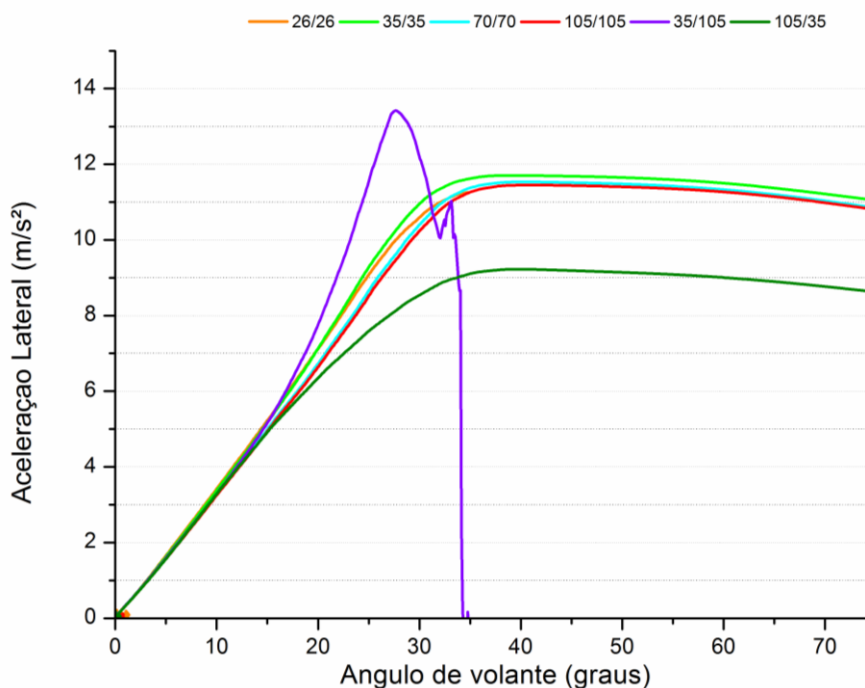


Figura 48 - Ângulo de volante versus Aceleração lateral em diferentes conjuntos de molas.

Nota-se que a aceleração lateral máxima da configuração sobre esterçante é cerca de 10% maior que a configuração 'neutra'. As causas para este acontecimento podem ser atribuídas ao total descarregamento de uma das rodas traseiras, o que tende a reduzir a derrapagem das rodas traseiras, permitindo que a roda que fica em contato com o solo produza uma maior força lateral (Figura 49). A maior rigidez do eixo traseiro causa uma menor transferência de carga no eixo dianteiro que por consequência produz maior força lateral.

O caso com pior resultado de aceleração lateral foi aquele no qual o eixo dianteiro recebeu as molas mais rígidas. Na mesma forma como apresentado anteriormente, a Figura 50 traz as forças produzidas pelos pneus e a transferência de carga durante a manobra. Pode ser notada claramente a menor produção de forças laterais pelo eixo traseiro, devido às forças longitudinais que são produzidas pela ausência de diferenciação na velocidade das rodas traseiras, obrigado com que as mesmas derrapem produzindo as forças que são observadas no gráfico. Devido à maior transferência de carga no eixo dianteiro, este também produz menores forças laterais prejudicando mais ainda a aceleração lateral máxima produzida pelo veículo.

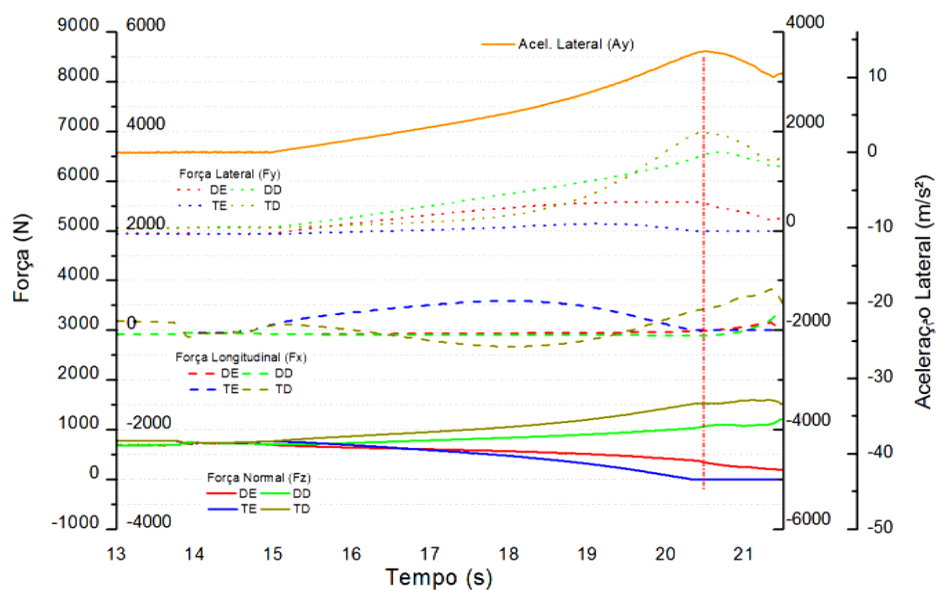


Figura 49 - Forças normais e aceleração lateral para o veículo com molas 35 D/105 T.

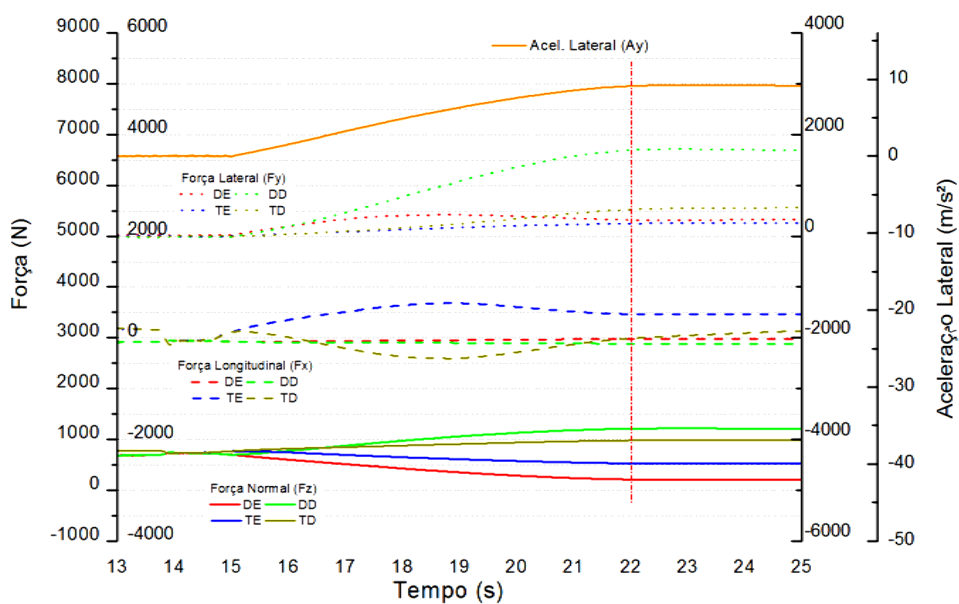


Figura 50 – Forças normais e aceleração lateral para o veículo com molas 105 N/mm no eixo dianteiro e 105N/mm no traseiro.

4.6 Coeficientes de amortecimento

A avaliação da carga variável nos amortecedores tem sua maior influência nas manobras transientes, como entradas e saídas de curvas onde o veículo está rolando a sua carroceria e possui uma velocidade de rolagem. Na Figura 51 é

possível verificar a diferença na aceleração lateral na manobra de desvio com diferentes coeficientes de amortecimento.

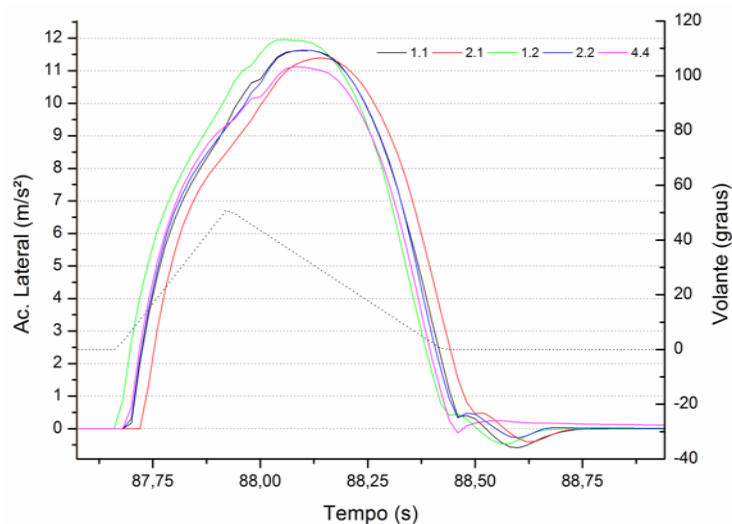


Figura 51 - Aceleração lateral e ângulo de volante ao longo da manobra de desvio.

Neste caso é possível verificar que o amortecedor com maior carga no eixo traseiro auxilia na construção das forças laterais do eixo traseiro aumentando a transferência de carga e reduzindo a velocidade de rolagem da carroceria (Figura 52).

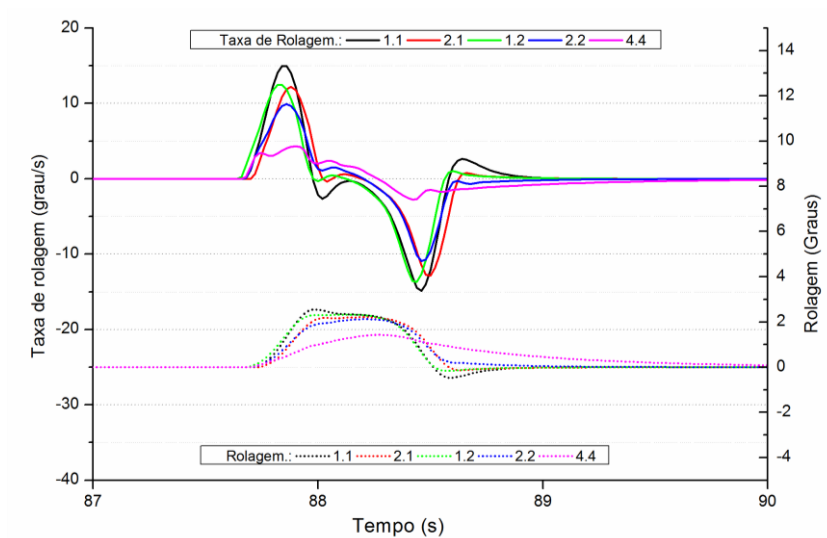


Figura 52 - Taxa de rolagem ao longo da manobra de desvio.

Na manobra do anzol, foram evidenciadas as respostas em rolagem da carroceria, para graus mais elevados de amortecimento, a carroceria leva muito tempo para atingir o ângulo de rolagem que a rigidez das molas proporciona, mostrando um comportamento de um sistema com amortecimento acima do amortecimento crítico.

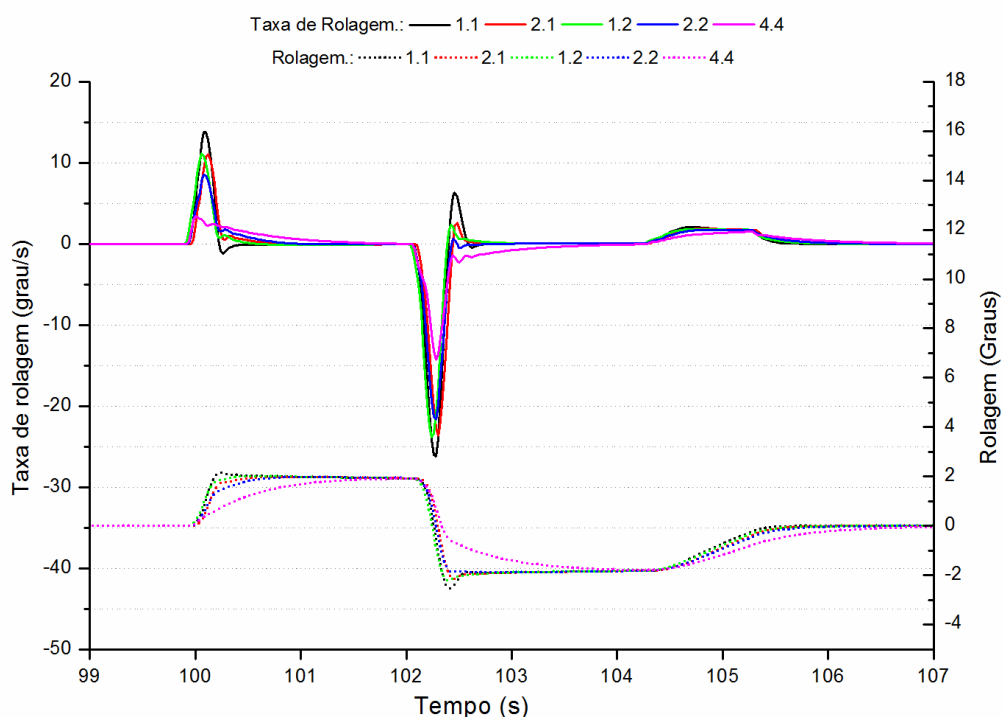


Figura 53 - Velocidade de rolagem e ângulo de rolagem na manobra de dupla troca de pista com diferentes coeficientes de amortecimento.

4.7 Configuração do diferencial

Os resultados obtidos da manobra inicial que avalia a aceleração lateral máxima atingida podem ser vistos na Figura 54. É notada uma grande diferença entre os diversos tipos de diferenciais. Enquanto que o diferencial aberto constrói mais rapidamente a aceleração lateral, o seu nível máximo é menor, enquanto que o diferencial bloqueado apresenta uma maior aceleração lateral, porém sua resposta é mais abrupta no fim da manobra e mantém-se ao longo de vários ângulos de volante. Os dois tipos de diferenciais *Torsen* apresentaram resultados semelhantes

de aceleração lateral máxima, sendo que ambos foram menores que o aberto e o bloqueado. Cabe ressaltar que como foi apenas modificado o diferencial, esta diferença é esperada, visto que cada diferencial necessita um acerto diferente da suspensão para obter o seu máximo desempenho.

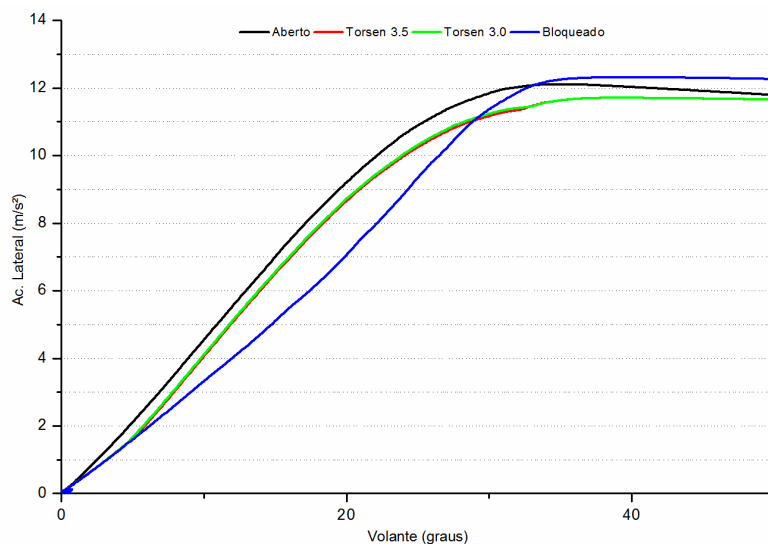


Figura 54 – Avaliação de aceleração lateral máxima em regime permanente.

Na segunda manobra, Figura 55, o diferencial aberto mostrou o maior nível de aceleração lateral, seguido dos dois autoblocantes, enquanto que o bloqueado foi o que apresentou menor nível. Na figura é possível observar as diferenças também na aceleração de guinada. A parte positiva do eixo Y, diz respeito à formação da velocidade de guinada, ou seja, o diferencial proporciona uma maior liberdade à resposta em guinada do veículo. Também é possível observar uma maior aceleração lateral disponível para ser alcançada pelos veículos com diferencial, uma vez que no limite de aceleração lateral, com a configuração estudada, ainda existe uma aceleração de guinada. Pode ser observada uma diferença de 25% na aceleração de guinada quando comparado o caso bloqueado com os casos com diferencial aberto ou auto-blocante, evidenciando o fato relatado anteriormente.

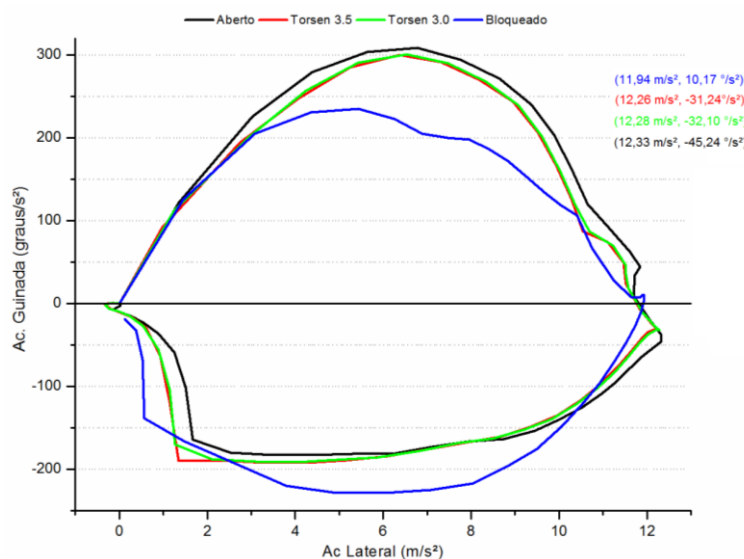


Figura 55 – Aceleração lateral na manobra de desvio para diferentes configurações do diferencial.

Na manobra do anzol, foi possível observar que os tempos de resposta em guinada e aceleração são diferentes para os casos com diferencial aberto e bloqueado. A aceleração máxima atingida nos casos com diferencial auto blocante foram as maiores, seguidas pelo diferencial aberto, e em ultimo caso o diferencial bloqueado. (Figura 56)

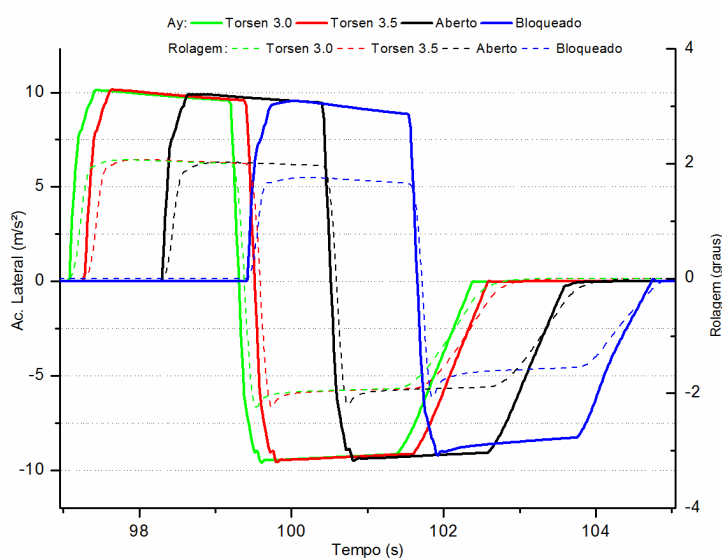


Figura 56 – Aceleração lateral e ângulo de rolagem na manobra de troca de pista para diferentes configurações do diferencial.

4.8 Proposta de geometria de suspensão

Os resultados obtidos na primeira manobra da simulação com a proposta de geometria de suspensão para o protótipo BF02, juntamente com diferencial auto-blocante, podem ser vistos na Figura 57. É notável o desempenho mais linear na construção da aceleração lateral para a proposta.

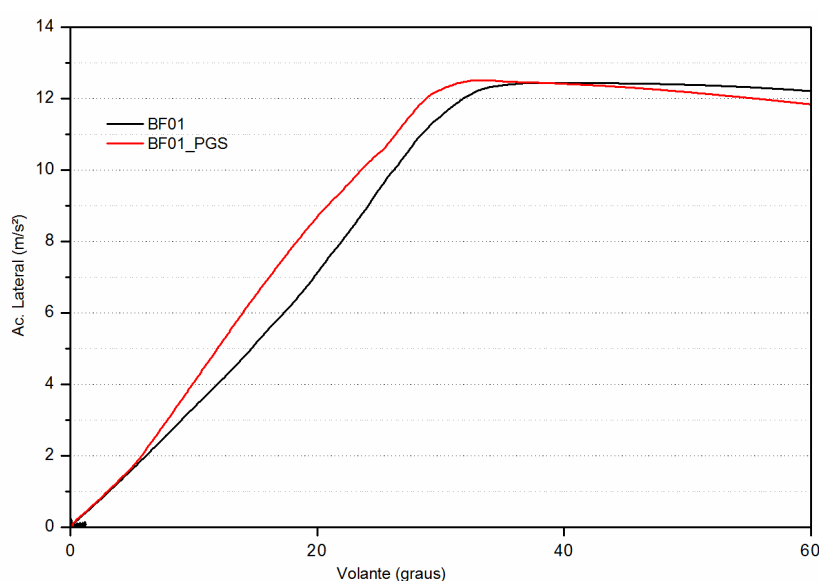


Figura 57 - Análise de regime permanente: Aceleração Lateral.

Na manobra de desvio (Figura 58), foi possível observar que o veículo com a configuração PGS foi superior em resposta, em guinada e lateral. Dois parâmetros podem ser aliados a esse aumento de desempenho: O diferencial, e o acerto da suspensão. O diferencial permite uma maior ‘liberdade’ em guinada para o veículo, enquanto que o acerto da suspensão traz o ponto de máxima aceleração lateral para o ponto mais ‘neutro’ de aceleração de guinada, provendo assim um melhor desempenho geral ao veículo.

Na manobra de dupla troca de pista (Figura 59), foi também analisado o diagrama de Acelerações, no qual é possível observar um comportamento semelhante ao da manobra de desvio, em que o veículo PGS apresenta maiores níveis de aceleração de guinada ao longo de toda manobra.

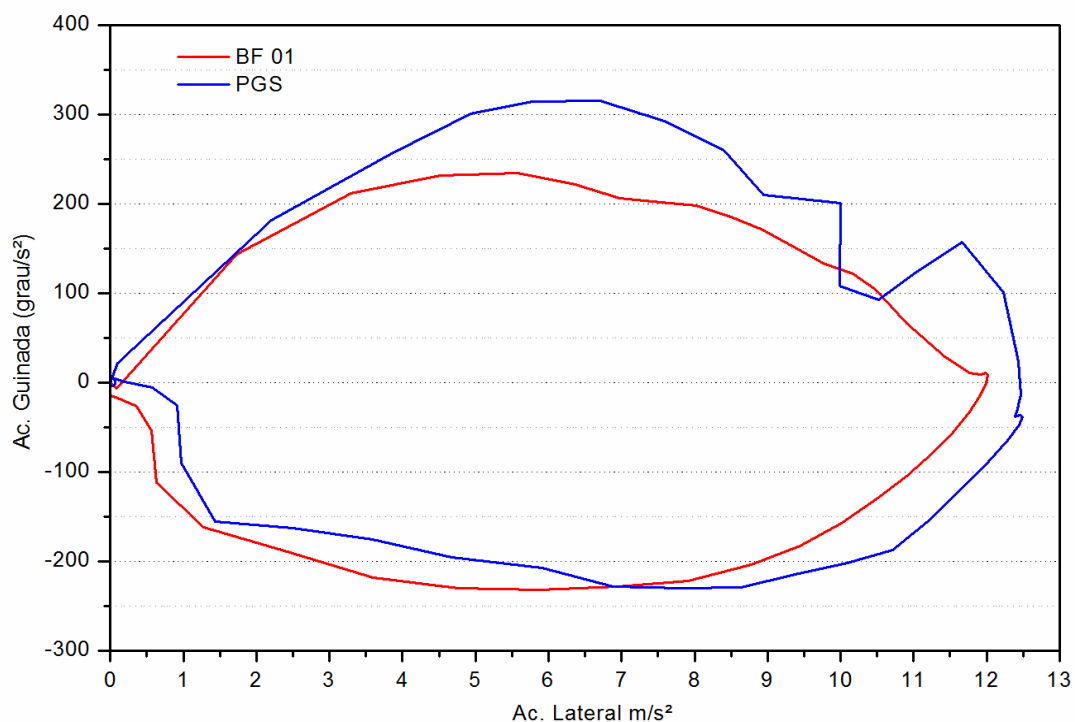


Figura 58 - Aceleração de Guinada versus Aceleração Lateral, na manobra de desvio.

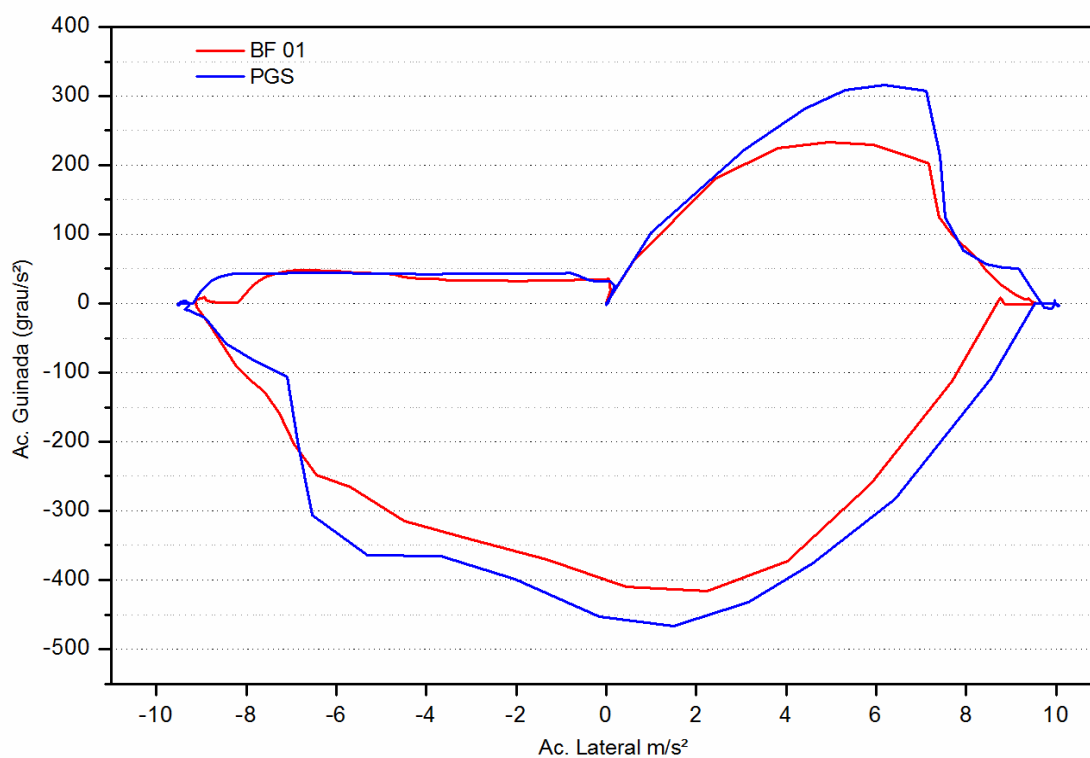


Figura 59 – Aceleração de guinada e Aceleração lateral na manobra de dupla troca de pista.

5 CONCLUSÃO

Este trabalho apresentou a análise de um veículo de competição Formula SAE em *software* de simulação multicorpos, com o objetivo de avaliação das propriedades de dirigibilidade do mesmo. Primeiramente foi estudada a teoria dos pneumáticos, do controle e estabilidade, e da avaliação de dirigibilidade de veículos, através de revisão bibliográfica. No desenvolvimento do trabalho, foram apresentados os métodos de cálculo da simulação do *software* utilizado, foi descrito detalhadamente o modelo do protótipo, os parâmetros que deveriam ser testados, e a metodologia de avaliação de dirigibilidade foi escolhida.

Um modelo pré-determinado dos pneus foi utilizado. O modelo cinemático da suspensão foi desenvolvido em *software* de multicorpos auxiliar. A rigidez das molas foi selecionada. As características dos amortecedores foram obtidas através de testes em laboratório. As massas e momentos de inércia dos elementos girantes e não girantes da suspensão foram medidas e estimados através de modelos em CAD.

A metodologia de avaliação de dirigibilidade foi elaborada de modo a estimar os principais parâmetros do veículo em três manobras de velocidade constante. A primeira manobra visou alcançar aceleração lateral máxima do veículo e apresentar o seu comportamento direcional em regime permanente. A segunda manobra apresentou as características de resposta transiente em rápidas entradas de volante, estudando-se a aceleração lateral e a aceleração de guinada. A terceira manobra destacou os tempos de resposta de aceleração lateral e velocidade de guinada através de uma manobra do tipo anzol.

A partir dos resultados apresentados foi possível obter dados sobre a sensibilidade de direção do protótipo, bem como o ganho de velocidade de guinada e gradiente de rolagem nas três manobras realizadas.

Foram comparados os resultados das simulações dos modelos modificados do protótipo. A distância entre eixos, que foi variada de 1550 a 1650 milímetros, mostrou ser um fator decisivo na resposta deste tipo de veículo, apesar dos resultados serem muito influenciados pelo diferencial do mesmo. Os resultados referentes à bitola do veículo, que foi avaliada entre 1200 e 1300 mm, mostram que

uma bitola menor que a existente no protótipo atual pode ter muitos ganhos devido à redução dos tempos de resposta do mesmo, oriundas da redução do momento de inércia de guinada. A alteração na distribuição de peso do veículo entre 55% e 45% traseira acabou sendo influenciada pelo diferencial do veículo, mas mesmo assim foi possível observar sua influência na característica sobre ou sub esterçante do veículo devido ao acerto da suspensão.

Foi possível observar o efeito da rigidez das molas do veículo na rigidez em rolagem dos eixos do veículo, e a alteração das características sub e sobre esterçante através das mesmas. Também foi mostrada a possibilidade de melhoria nos tempos de resposta do veículo através do correto acerto das constantes de amortecimento. A partir do estudo das diferentes cargas de amortecedores foi possível observar a importância da escolha correta do coeficiente de amortecimento em rolagem sobre as atitudes do veículo. Foram estudados outros tipos de diferencial no comportamento do veículo, revelando melhores resultados com o diferencial auto bloqueante.

Finalmente, foram apresentados os resultados referentes à proposta de geometria de suspensão e direção, que será utilizada no protótipo BF02. Nesta análise foi possível concluir que o diferencial traz efeitos positivos para o veículo, e que o correto acerto da suspensão pode aproveitar melhor o potencial dos pneus.

5.1 Sugestões para trabalhos futuros

- Validação dos modelos computacionais elaborados neste trabalho, com possibilidade do aumento da complexidade do modelo computacional, incluindo rigidez do quadro, por exemplo.
- Estudo da influência de diferentes modelos de pneus, que podem ser obtidos no FSAE TTC, sobre o comportamento direcional do protótipo.
- Metodologia de projeto de suspensão de protótipos Formula SAE, dando enfoque à simulação de dirigibilidade e de tempos de volta em pista.
- Determinação de parâmetros ótimos na fase de projeto informacional de protótipos FSAE através de simulação computacional.

REFERÊNCIAS

ALBUQUERQUE, A. C. et al. **Análise da Viabilidade Técnica de uma Suspensão Independente para um Veículo Rodoviário do Tipo Semi-Reboque Tanque.** Warrendale, PA, USA : SAE International, 2011. **SAE paper 2010-05-(10).**

AZMAN, M. et al. ***Influence of anti-dive and anti-squat geometry in combined vehicle bounce and pitch dynamics.*** In: *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part K: Journal of Multi-body Dynamics*, Ed. 218 (4), pg. 231-242. 2004

AZMAN, M.; KING. P.D.; RAHNEJAT, H. ***Combined bounce, pitch, and roll dynamics of vehicles negotiating single speed bump events.*** In: *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part K: Journal of Multi-body Dynamics*, Ed. 221 (1), pg. 33-40. 2007.

BEST, M.C., ***Identifying tyre models directly from vehicle test data using an extended Kalman filter.*** In: *Vehicle System Dynamics: International Journal of Vehicle Mechanics and Mobility*, 48 (2), pp. 171-187. 2010.

BRENNAN, S. N. ***Modeling and control issues associated with scaled vehicles.*** Dissertação de mestrado. University of Illinois, 1999.

COSTA, A. L. A. et al. ***Investigating some parameters that influence the brake test stopping distance.*** Warrendale, PA, USA : SAE International, 2011. **SAE paper 2011-05-33.**

CUY, Y.; KURFESS, R. T.; MESSMAN, M. ***Testing and Modeling of Nonlinear Properties of Shock Absorbers for Vehicle Dynamics Studies.*** In: *Proceedings of the World Congress on Engineering and Computer Science. Vol II. WCECS San Francisco, USA.* 2010.

DAHLBERG E.; Wideberg J. P. ***Influence of the Fifth-Wheel Location on Heavy Articulated Vehicle Handling.*** In: *8th Int. Symposium on Heavy Vehicle Weight and Dimension*, Joanesburgo, África do sul, 2004.

EDUARDO, G. P. ***Formula SAE suspension design.*** Warrendale, PA, USA: SAE International, 2005. **SAE paper 2005-01-3994.**

ERICSSON, L. G. S. ***Estudo da influência da rigidez do quadro na dirigibilidade de um veículo Fórmula SAE em ambiente multicorpos.*** 2008, 136f. Dissertação

(Mestrado em Engenharia Mecânica) Escola de engenharia de São Carlos - USP, São Carlos, 2008.

FERNANDES, C. G.; VIANNA E., DUARTE, M. ***Simplified vehicle dynamics truck model for handling prediction***. Warrendale, PA, USA: SAE International, 2010. **SAE paper 2010-01-020**.

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

HAC, A., ***Rollover Stability Index Including Effects of Suspension Design***. Warrendale, PA, USA: SAE International, 2002. **SAE Paper 2002-01-0965**.

HANEY, P. ***The racing and high performance tire***. SAE – Society of Automotive Engineers, Warrendale, USA, 2003.

HEGAZY, S.; RAHNEJAT, H.; HUSSAIN, K. ***Multi-body dynamics in full-vehicle handling analysis***. In: *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part K: Journal of Multi-body Dynamics*, 213 (1), pg. 19-31. 1999.

IPG AUTOMOTIVE GMBH. ***Formula CarMaker Tutorial 1.4***. Alemanha, 2008.

JAWAD, B.; BAUMANN, J. ***Design of formula SAE suspension***. Warrendale, PA, USA : SAE International, 2002. **SAE paper 2002-01-3310**.

KASPRZAK, M. E.; GENTZ, D. ***The Formula SAE Tire Test Consortium—Tire Testing and Data Handling***. Warrendale, PA, USA : SAE International, 2006. **SAE paper 2006-01-3606**.

LOWNDES, E. M. ***Development of an Intermediate DOF Vehicle Dynamics Model for Optimal Design Studies***. Tese de doutorado. North Carolina State University, 1998.

MÁXIMO, L. F. B. ***Estudo do Comportamento Dinâmico de um Veículo de Passageiros em Manobras de Handling***. Dissertação de Mestrado. MG, 2002.

MILLIKEN, W. F.; MILLIKEN, D. L. ***Race car vehicle dynamics***. SAE – Society of Automotive Engineers, Warrendale, USA, 1995.

NIKLASS, K. ***Tyre Analysis (an insight to how important good tyre models are to the simulation of racing cars)***. Disponível em: <<http://white-smoke.wetpaint.com/page/Tyre+Analysis>>. Acesso em: fev. 2011.

NIKLASS, K. ***What is reality, simulation and how to model the real world (how to construct good models, simulations and analytical techniques)***. Disponível em: <<http://white-smoke.wetpaint.com/page/Tyre+Analysis>>. Acesso em: fev. 2011.

NICOLAZZI, L. C. **Notas de aula**. Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2000.

PACEJKA, H. B. ***Tire and vehicle dynamics***. 2 ed. SAE – Society of Automotive Engineers, Warrendale, USA, 2005.

PEDROZO, V. B. **Desenvolvimento de motor de alta performance a etanol para a competição Formula SAE através de simulação computacional e validação experimental**. 2010. Trabalho de conclusão de curso. Universidade Federal de Santa Maria, Santa Maria, 2010.

RAHNEJAT, H. ***Multi-body dynamics: historical evolution and application***. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science*, 214 (1), pp. 149-173. 2000.

RILL, G., ***Vehicle Dynamics: Lecture notes***. Hochschule, Weingarten, Baden-Württemberg, Alemanha, 2009.

SAE INTERNATIONAL. **2011 Formula SAE® Rules**. Disponível em: <<http://students.sae.org/competitions/formulaseries/rules/2011fsaerules.pdf>>. Acesso em: fev. 2011.

SANTOLIN, D. C. **Projeto de sistema de suspensão para veículo monoposto de competição do tipo Formula SAE 2010**. Trabalho de conclusão de curso. Universidade Federal de Santa Maria, Santa Maria, 2010.

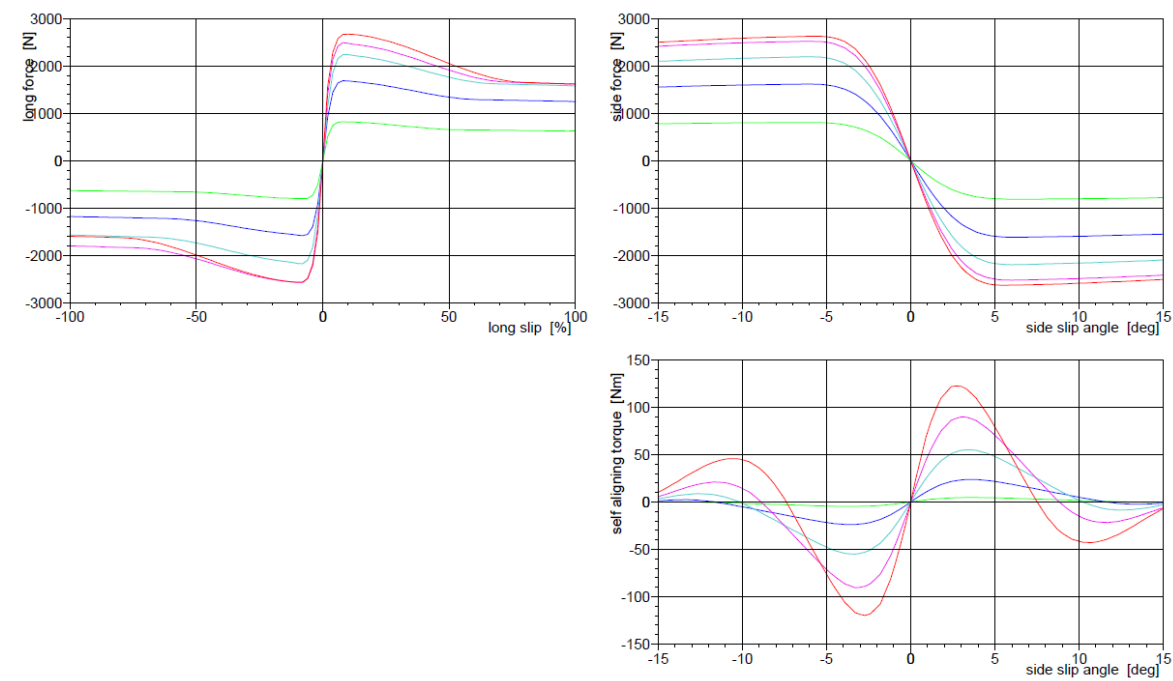
SIEGLER, B.; DEAKIN, A.; CROLLA, D.; ***Lap Time Simulation: Comparison of Steady State, Quasi-Static and Transient Racing Car Cornering Strategies***. Warrendale, PA, USA : SAE International, 2000. **SAE paper 2000-01-3563**.

SILVA, E. P. et al. **Medições quantitativas de ride & handling em veículo 6x4 tractor**. Warrendale, PA, USA : SAE International, 2010. **SAE paper 2010-05-19**.

SVENSON, A. L., HAC, A., ***Influence of chassis control systems on vehicle handling and rollover stability***. In: *Proceedings of the 19th International Technical Conference on the Enhanced Safety of Vehicles (ESV)* - Washington D.C. 2005.

VIEIRA, J. L. M., **Estudo de dirigibilidade de veículos longos combinados**. Dissertação de mestrado. São Carlos, 2010.

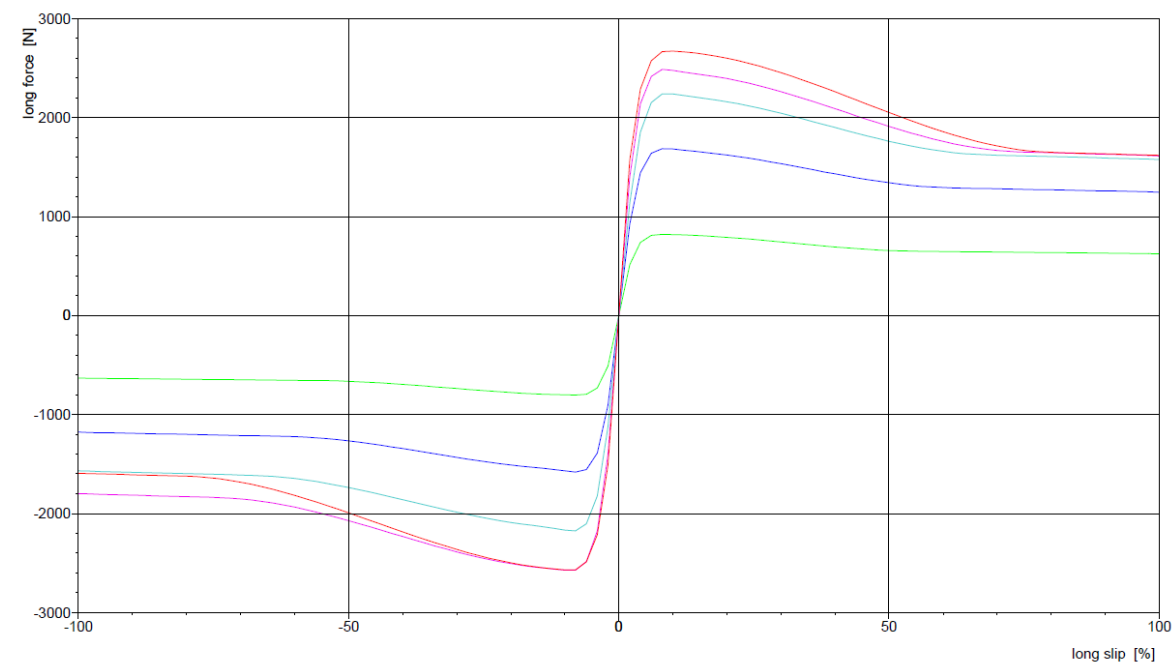
ANEXO A – Modelo computacional para o pneu FS195/50R13



tire: FS_195_50R13

CarMaker 3.0.7 Model Check	Tire Load Characteristics: f(Slip, Fz=const.), f(Alpha, Fz=const.), Overview	
-------------------------------	--	--

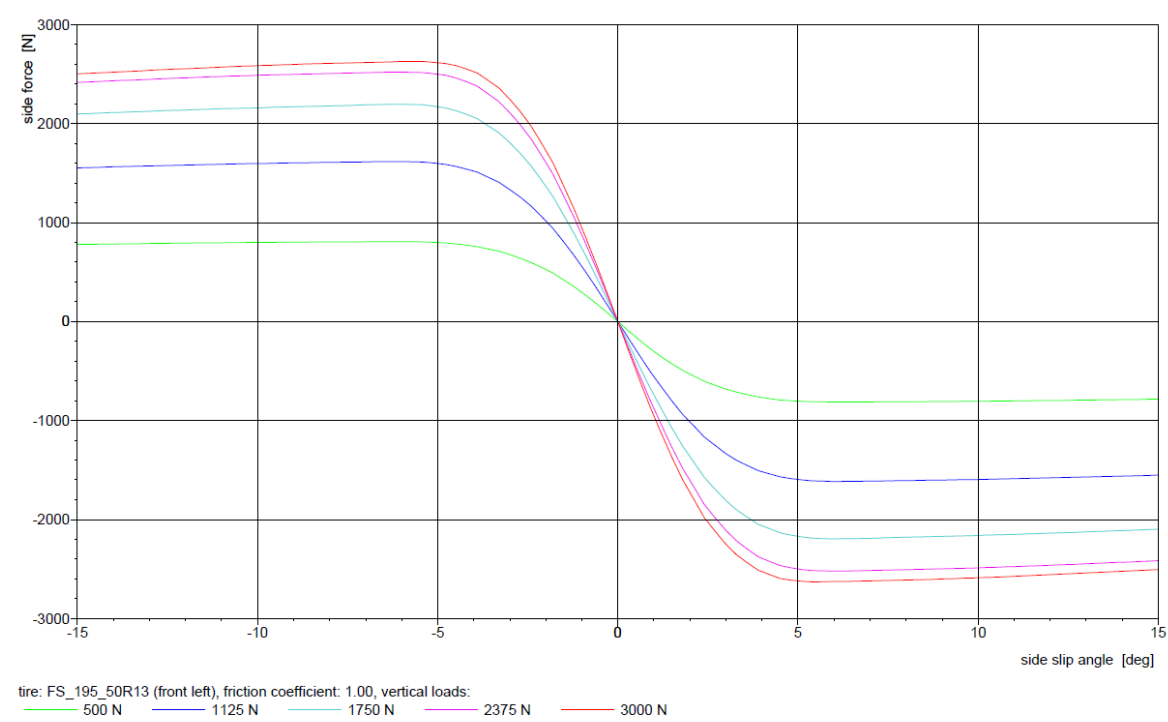
2011-06-02, 15:50:18, Page 1



tire: FS_195_50R13 (front left), friction coefficient: 1.00, vertical loads:
500 N 1125 N 1750 N 2375 N 3000 N

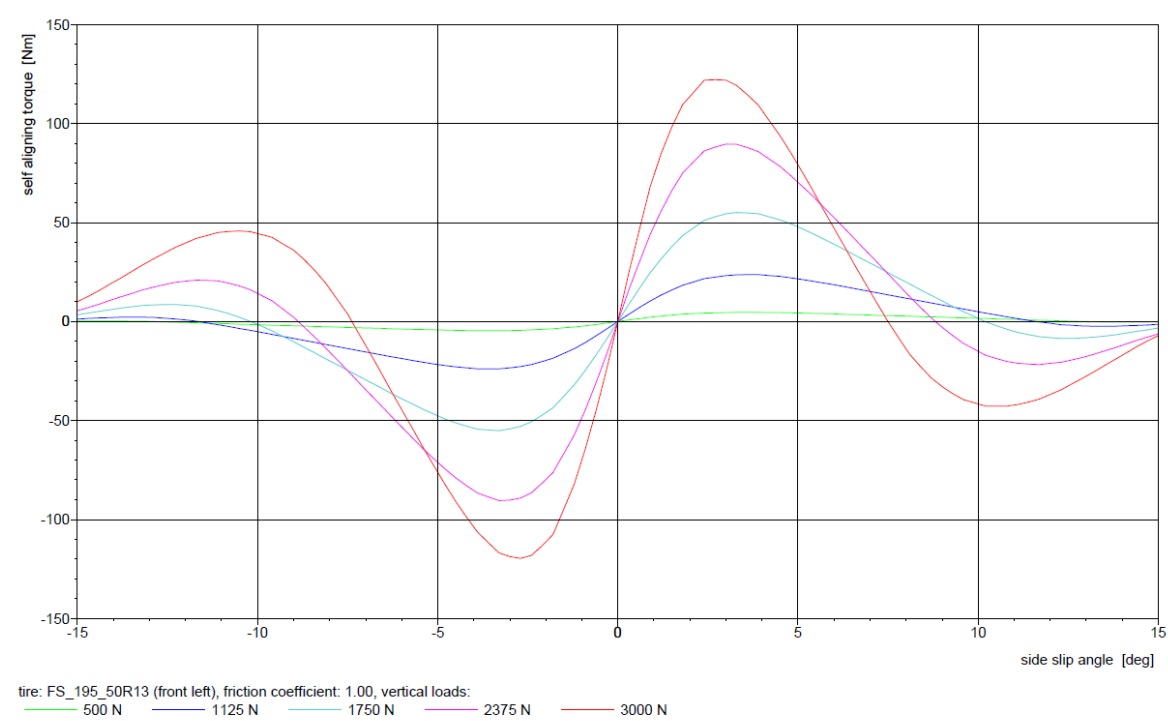
CarMaker 3.0.7 Model Check	Tire Load Characteristics: Longitudinal Force (pure longitudinal slip)	
-------------------------------	--	--

2011-06-02, 15:50:18, Page 2



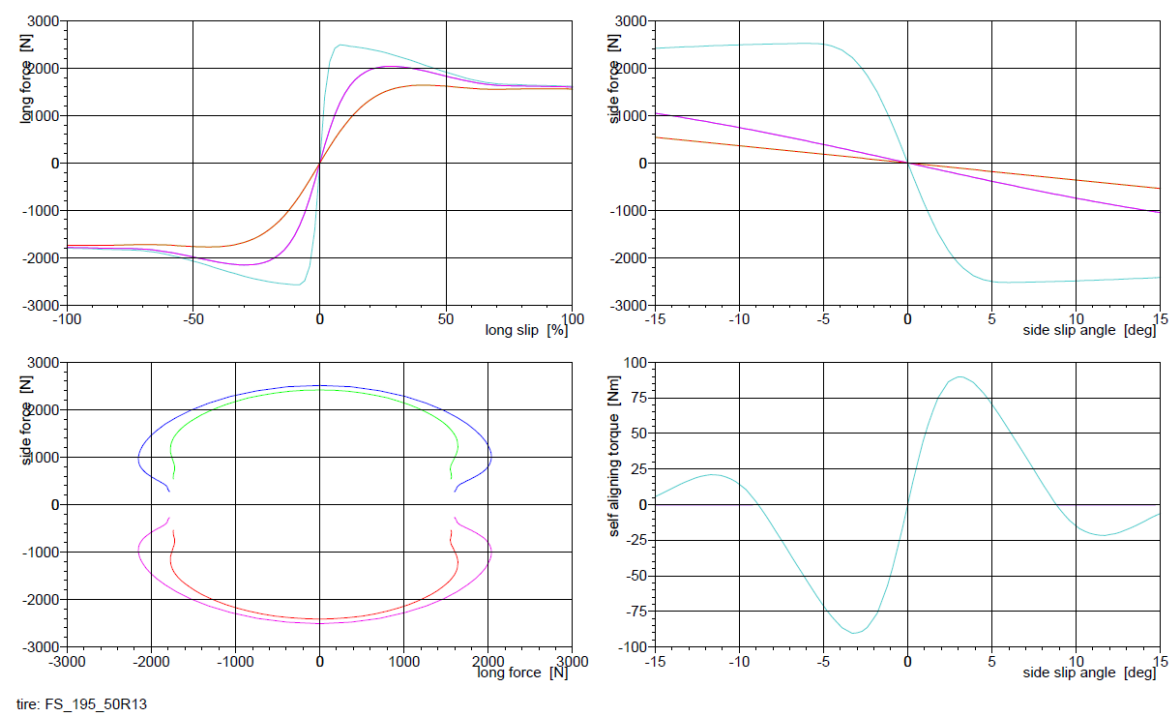
CarMaker 3.0.7 Model Check	Tire Load Characteristics: Side Force (pure side slip)	
-------------------------------	--	--

2011-06-02, 15:50:18, Page 3



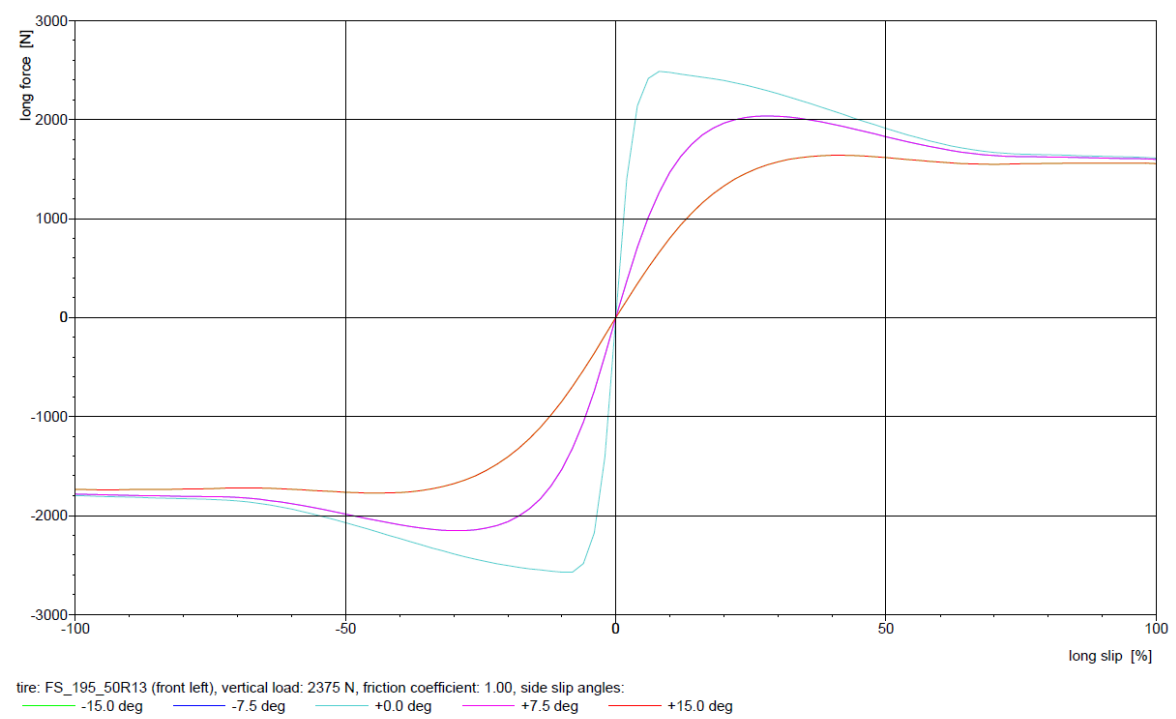
CarMaker 3.0.7 Model Check	Tire Load Characteristics: Self Aligning Torque (pure side slip)	
-------------------------------	--	--

2011-06-02, 15:50:18, Page 4



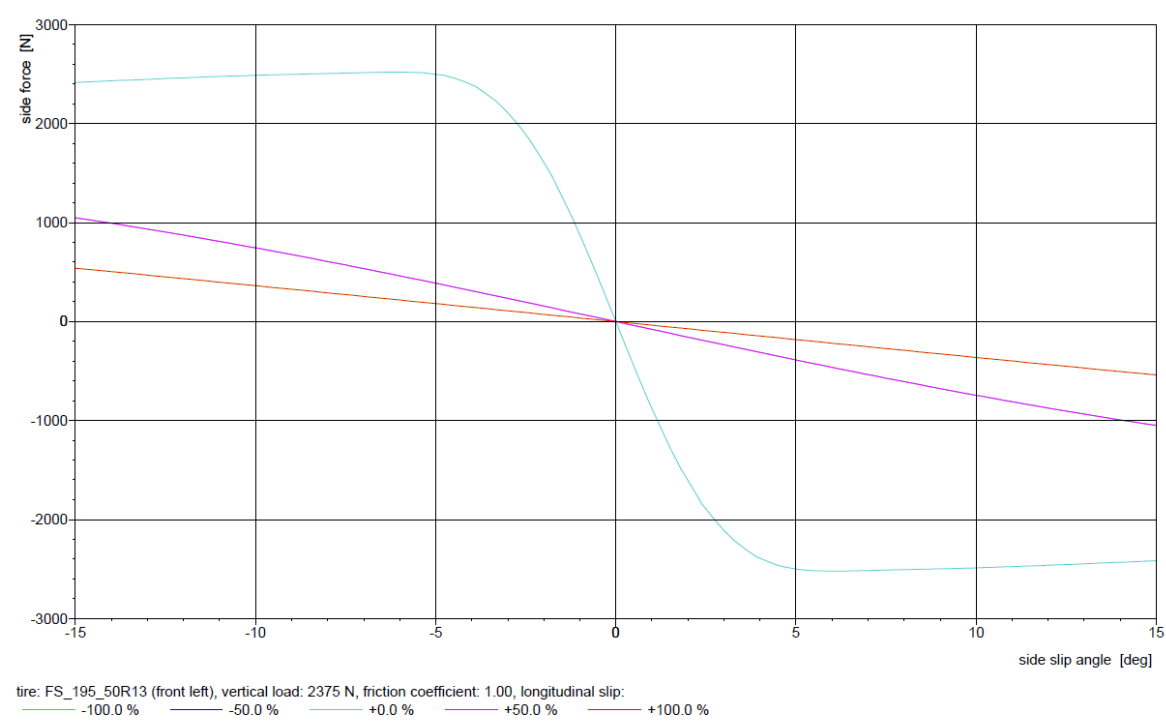
CarMaker 3.0.7 Model Check	Tire Characteristics: f(Slip, Alpha=const.), f(Alpha, Slip=const.), Overview	
-------------------------------	--	--

2011-06-02, 15:50:18, Page 5



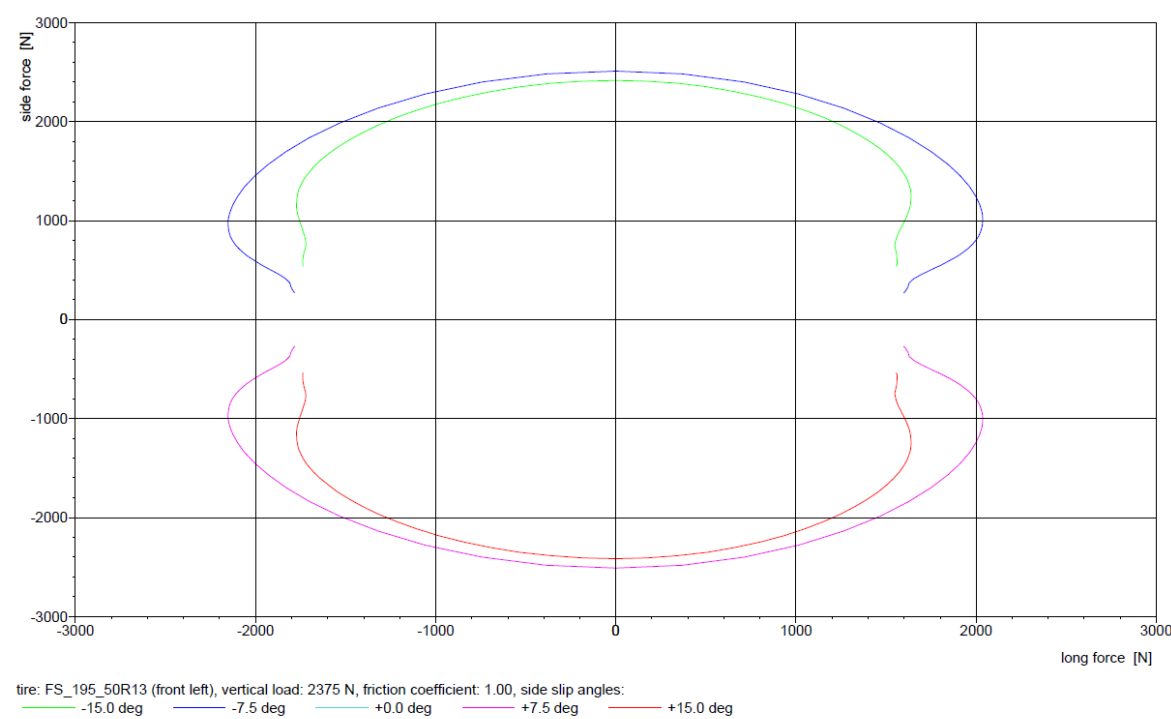
CarMaker 3.0.7 Model Check	Tire Characteristics: Longitudinal Force (combined slip)	
-------------------------------	--	--

2011-06-02, 15:50:18, Page 6



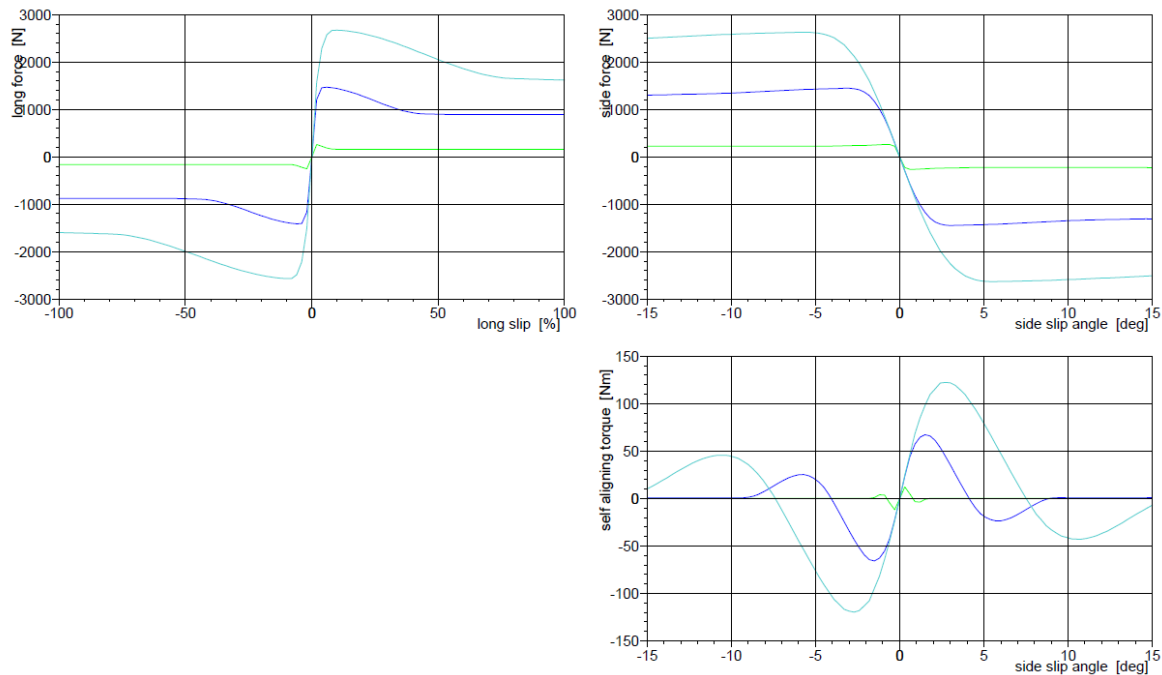
CarMaker 3.0.7 Model Check	Tire Characteristics: Side Force (combined slip)	
-------------------------------	--	--

2011-06-02, 15:50:18, Page 7



CarMaker 3.0.7 Model Check	Tire Characteristics: Side Force vs Longitudinal Force (combined slip)	
-------------------------------	--	--

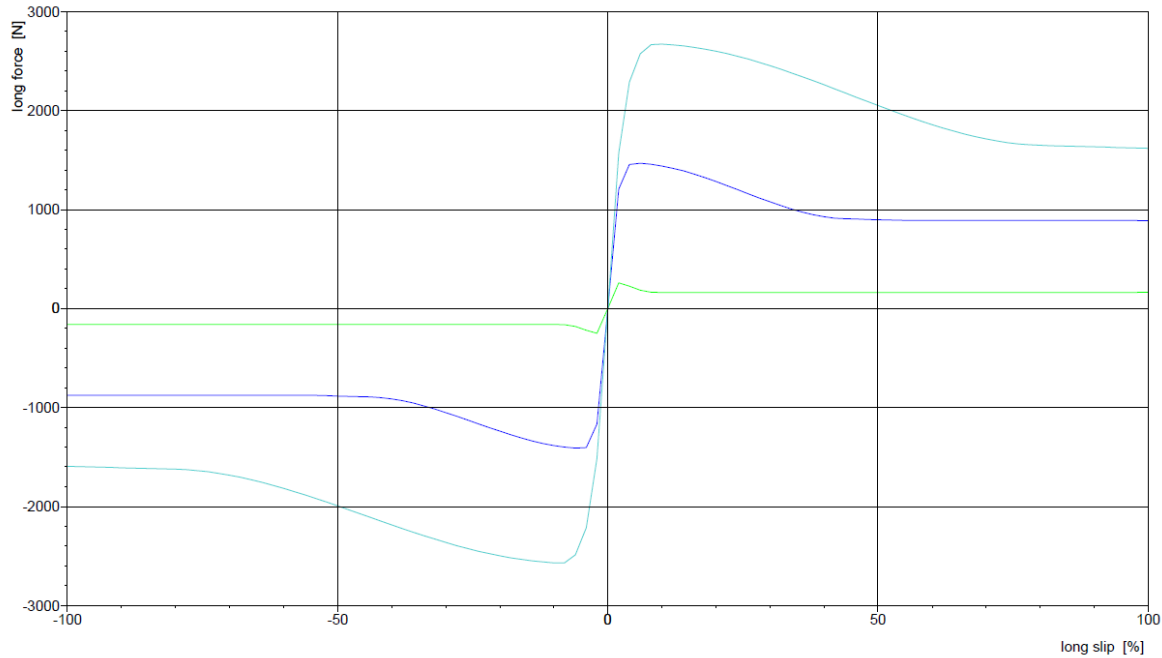
2011-06-02, 15:50:18, Page 8



tire: FS_195_50R13

CarMaker 3.0.7 Model Check	Tire Friction Characteristics: $f(\text{Slip}, \mu=\text{const.})$, $f(\text{Alpha}, \mu=\text{const.})$, Overview	
-------------------------------	--	--

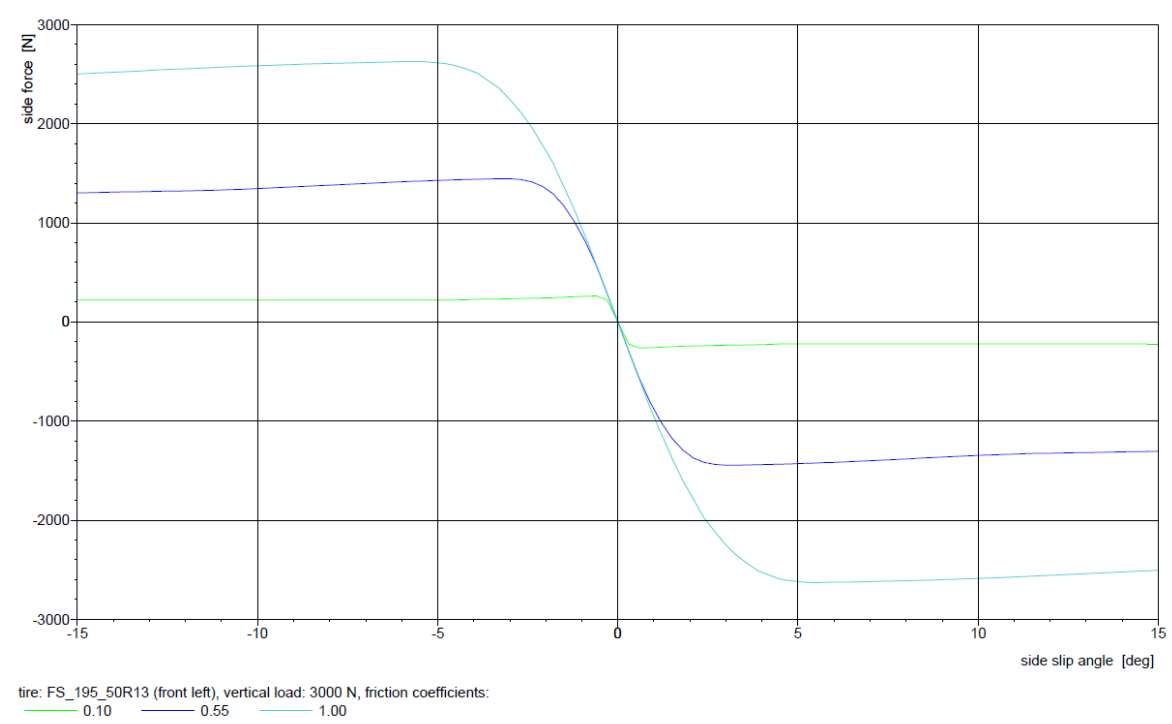
2011-06-02, 15:50:18, Page 10



tire: FS_195_50R13 (front left), vertical load: 3000 N, friction coefficients:
— 0.10 — 0.55 — 1.00

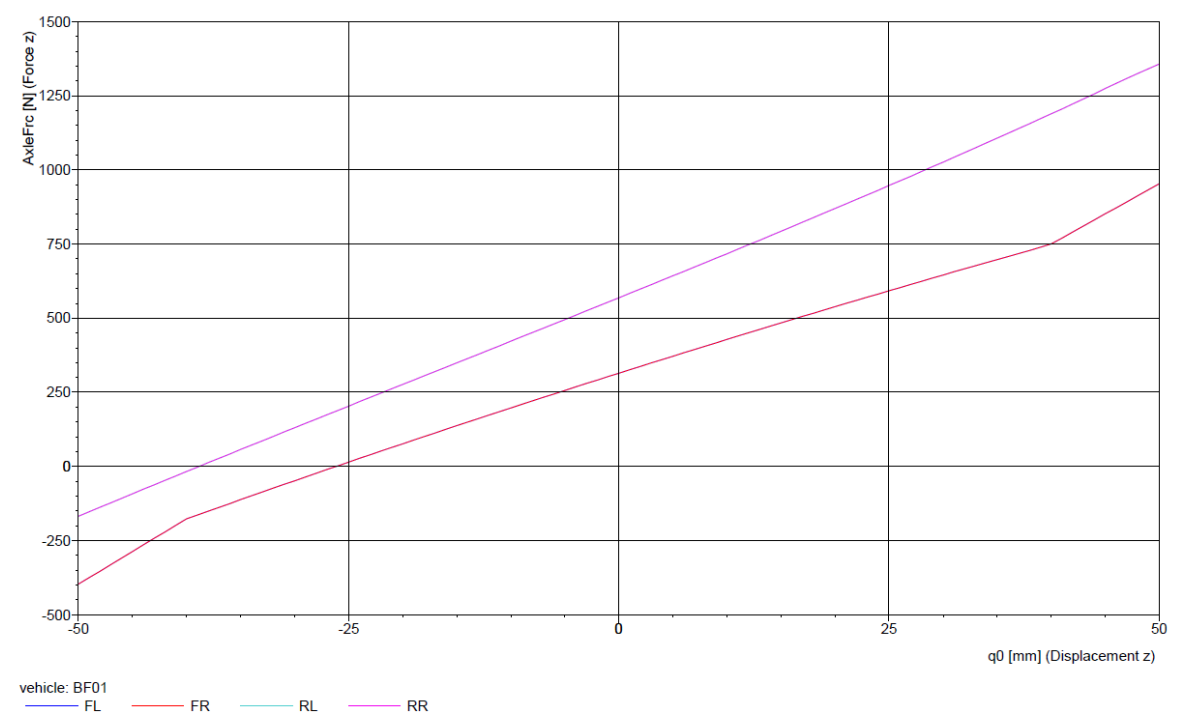
CarMaker 3.0.7 Model Check	Tire Friction Characteristics: Longitudinal Force (pure longitudinal slip)	
-------------------------------	--	--

2011-06-02, 15:50:18, Page 11

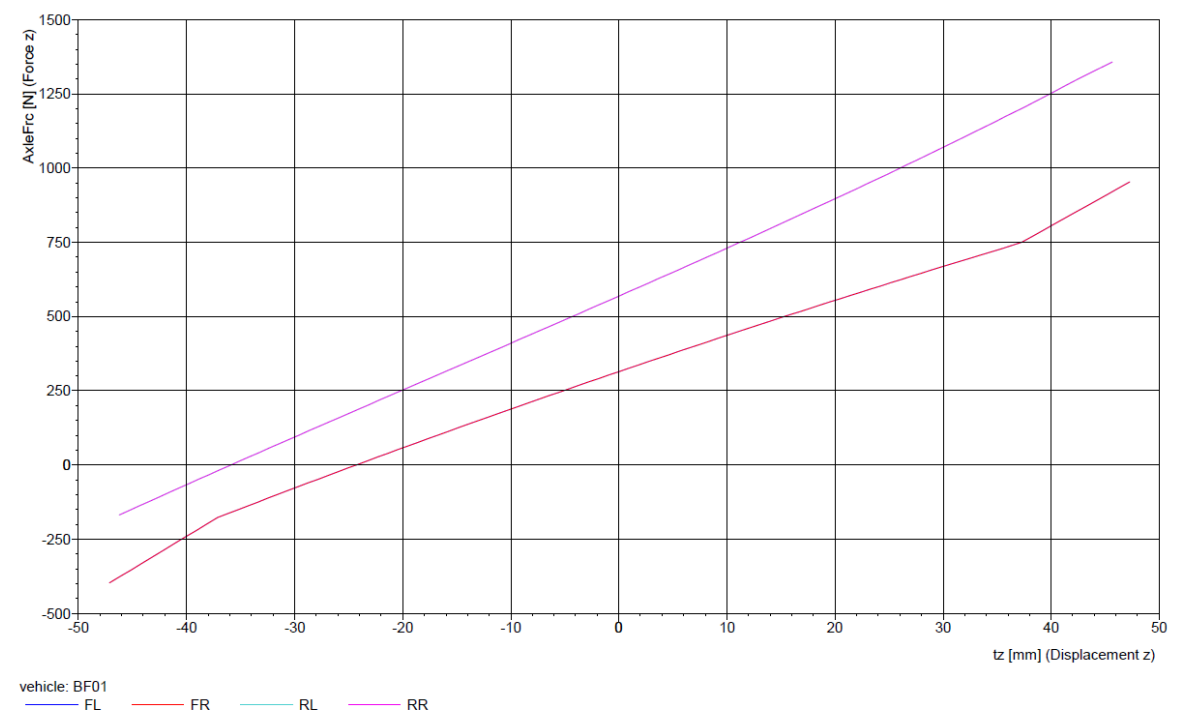


CarMaker 3.0.7 Model Check	Tire Friction Characteristics: Side Force (pure side slip)	
-------------------------------	--	--

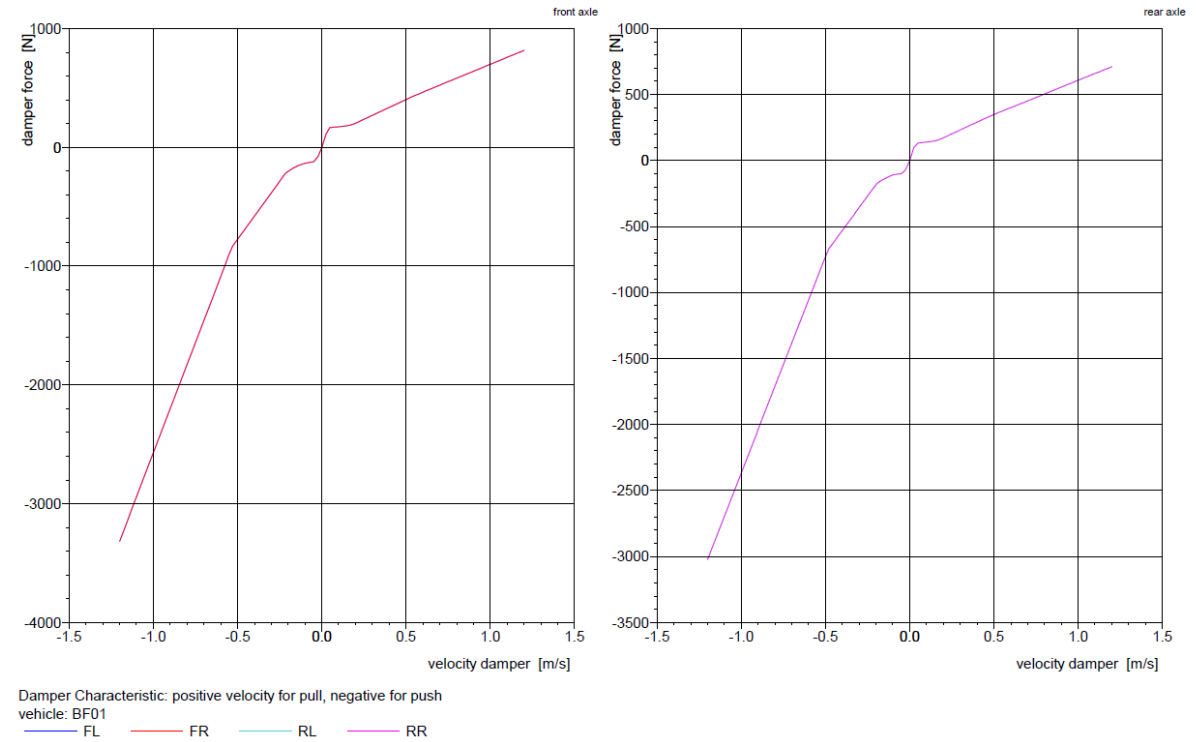
APÊNDICE A – Suspensão original BF01.



CarMaker 3.0.7 Model Check	Axle Forces	
-------------------------------	-------------	--

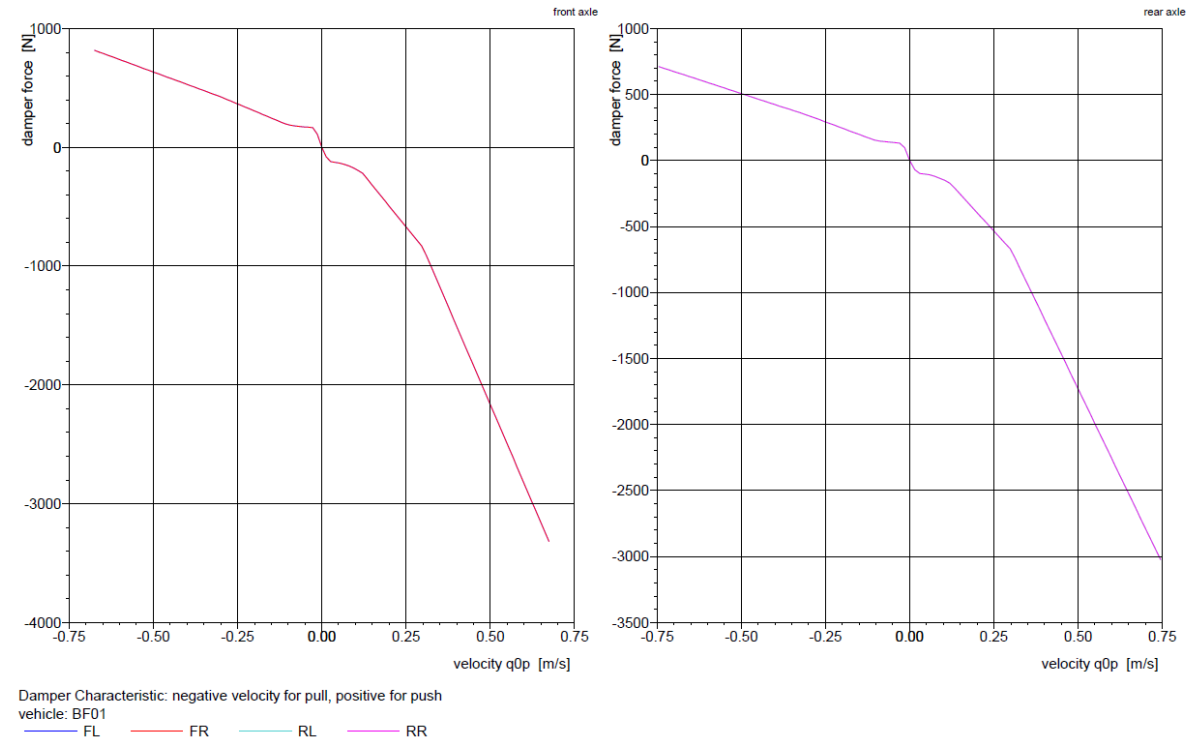


CarMaker 3.0.7 Model Check	Axle Forces	
-------------------------------	-------------	--



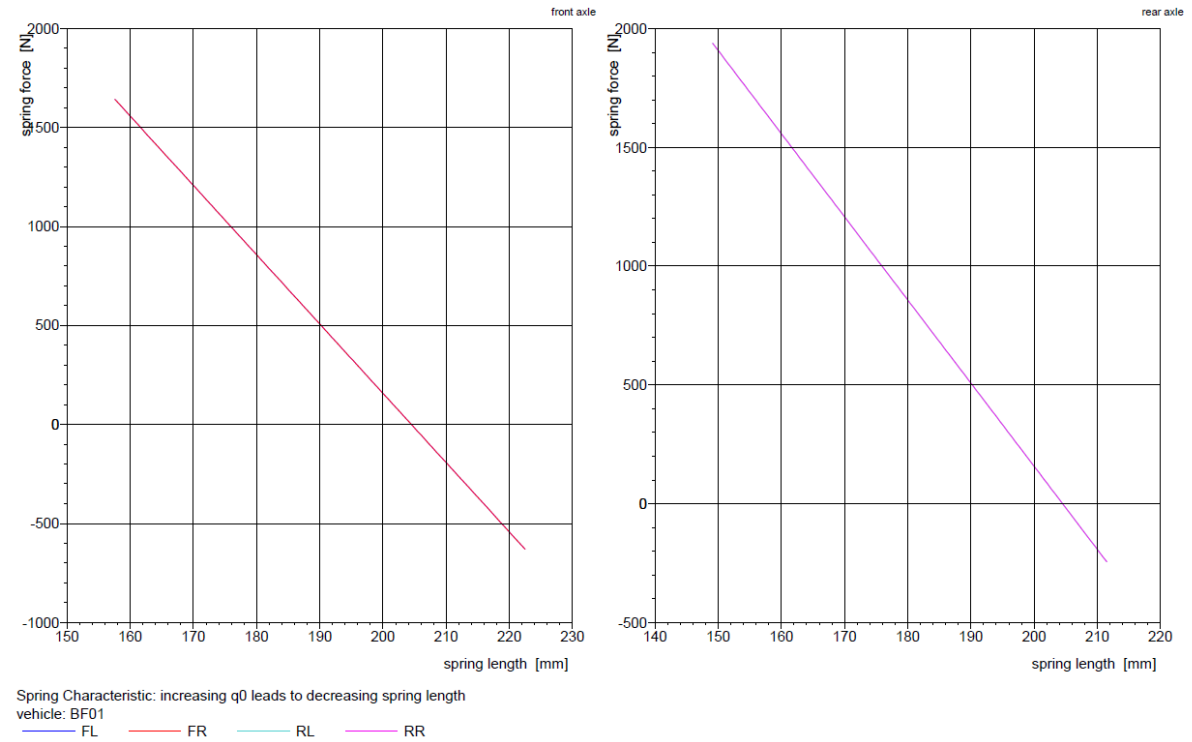
CarMaker 3.0.7 Model Check	Damper Forces (Component Related)	
-------------------------------	-----------------------------------	--

2011-05-31, 11:11:10, Page 3



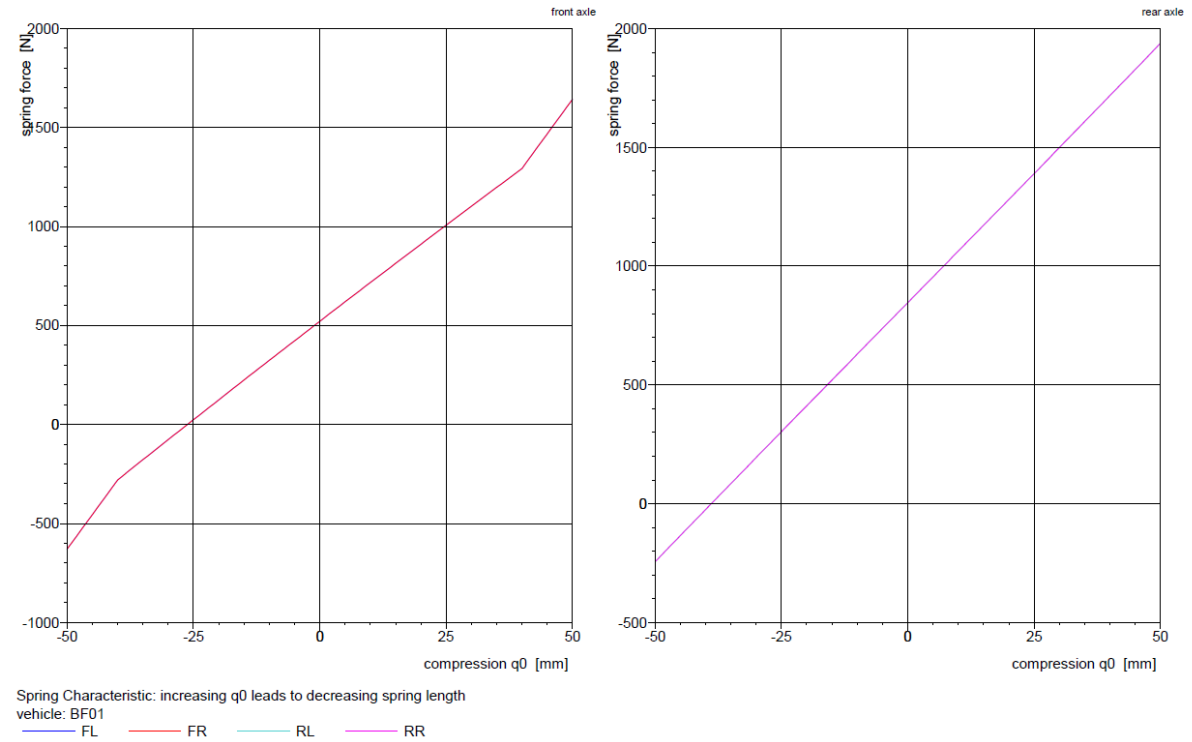
CarMaker 3.0.7 Model Check	Effective Damper Forces	
-------------------------------	-------------------------	--

2011-05-31, 11:11:10, Page 4



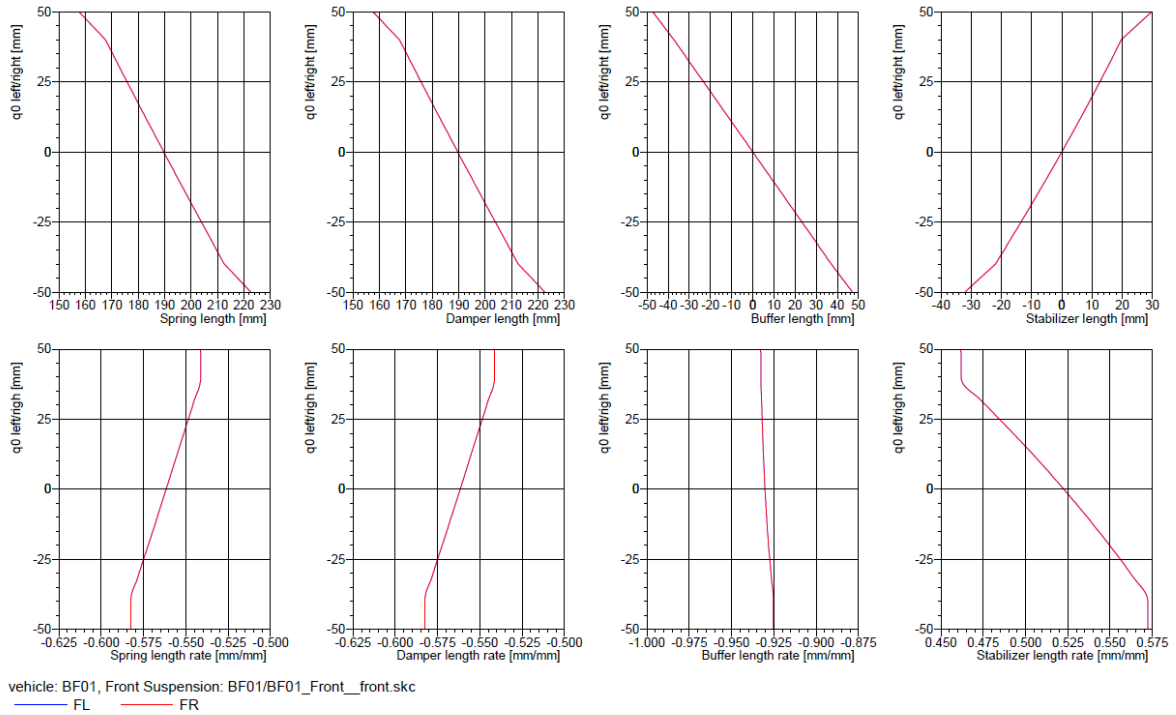
CarMaker 3.0.7 Model Check	Spring Forces (Component Related)	
-------------------------------	-----------------------------------	--

2011-05-31, 11:11:10, Page 5



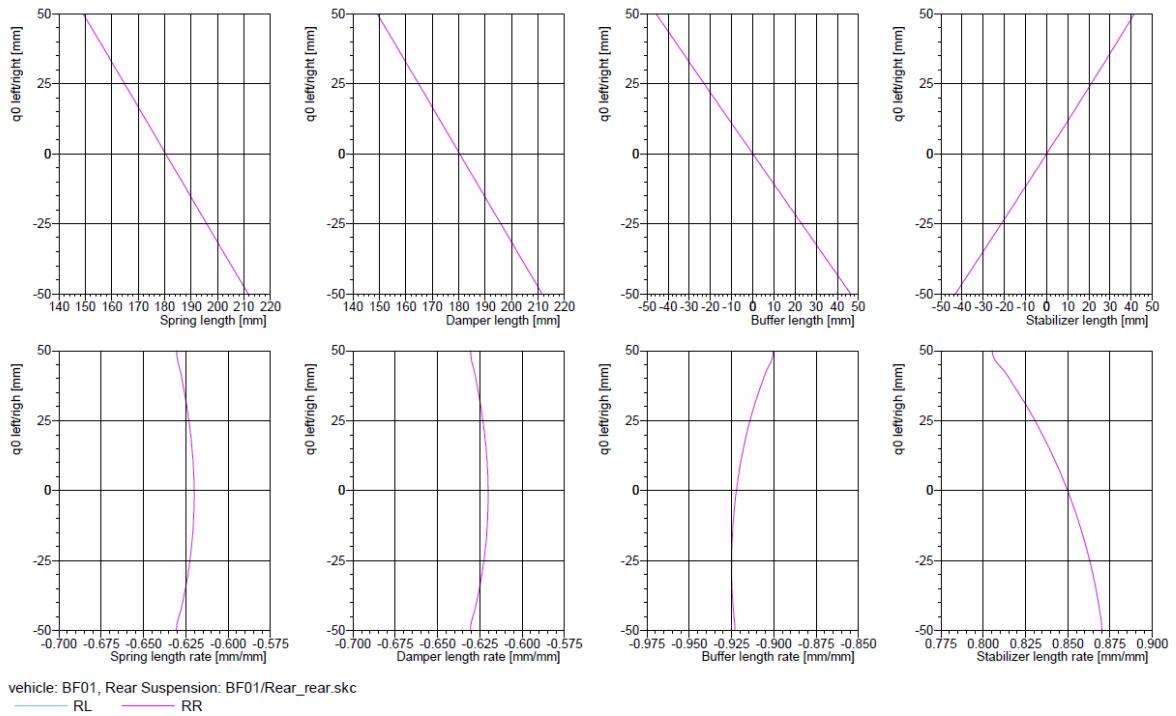
CarMaker 3.0.7 Model Check	Effective Spring Forces	
-------------------------------	-------------------------	--

2011-05-31, 11:11:10, Page 6



CarMaker 3.0.7 Model Check	Kinematics & Compliance	
-------------------------------	-------------------------	--

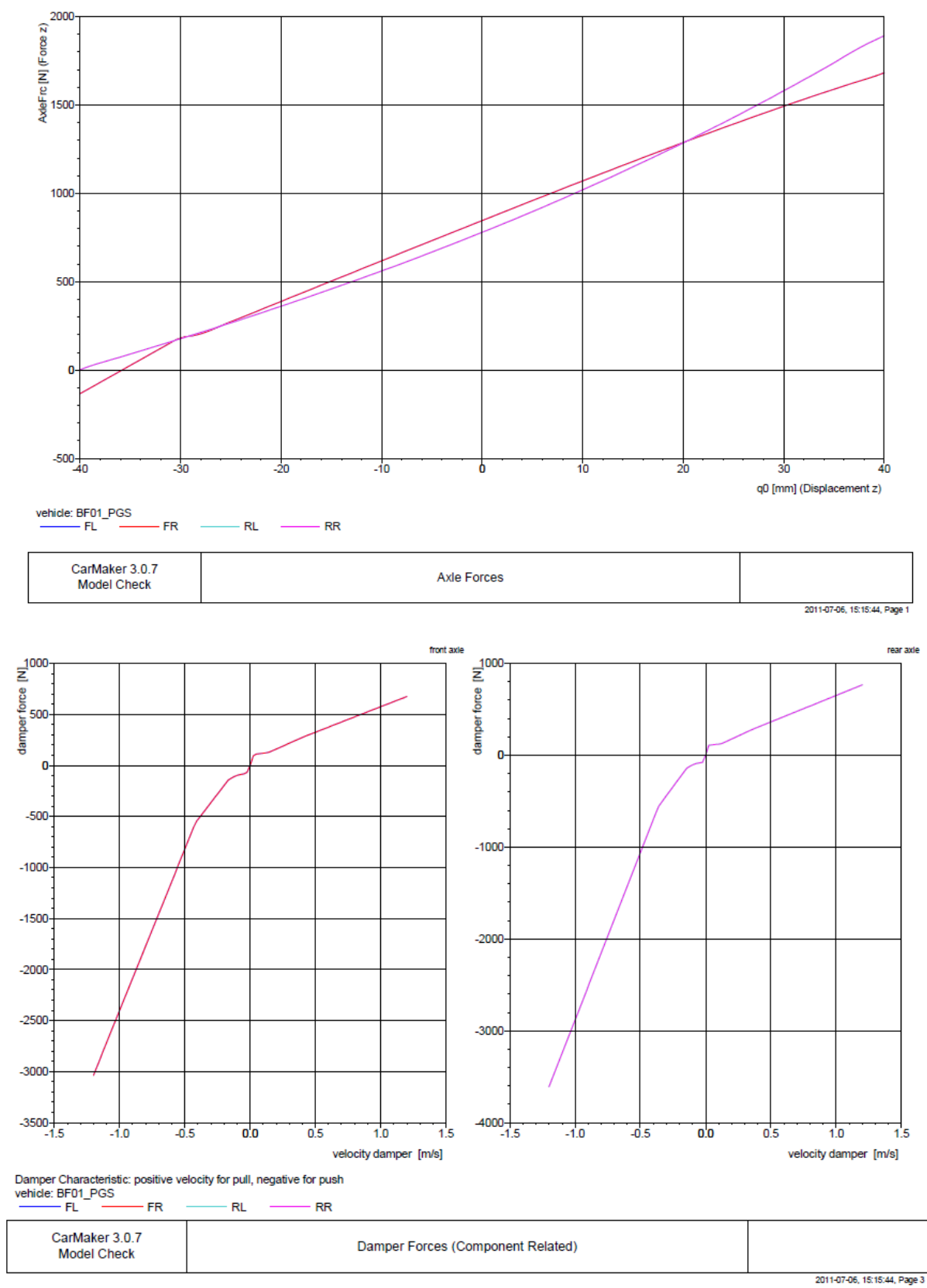
2011-05-31, 11:11:10, Page 11

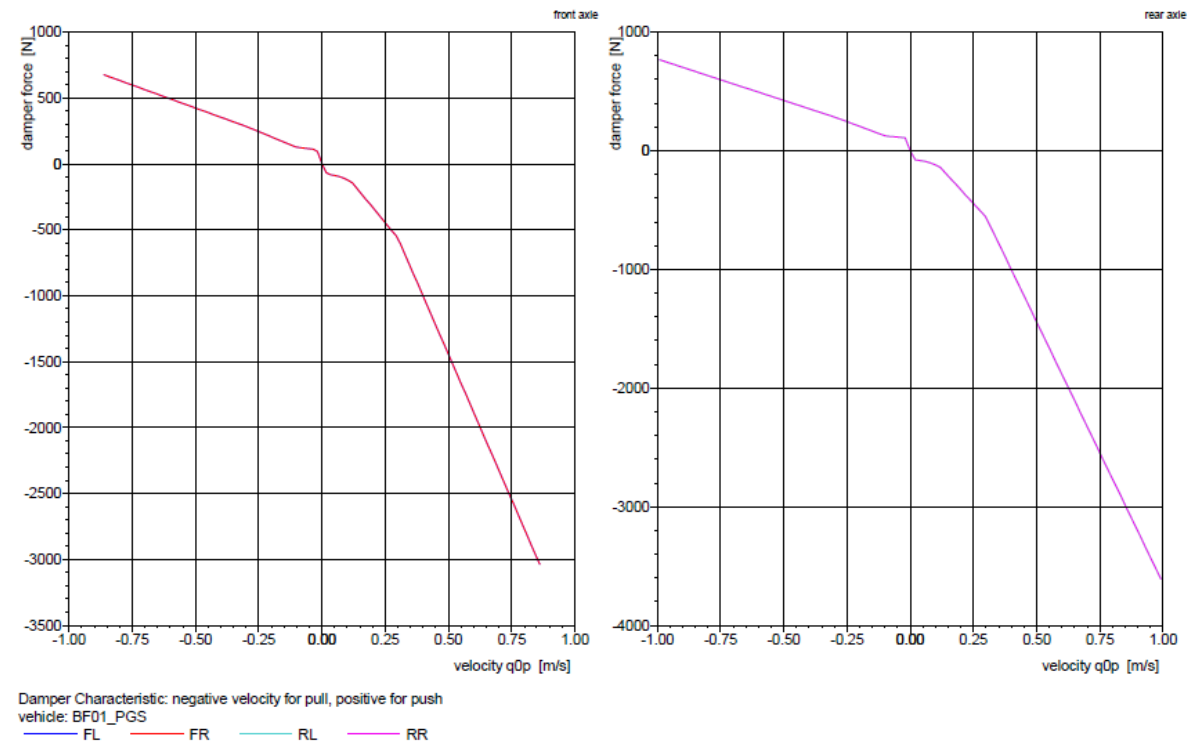


CarMaker 3.0.7 Model Check	Kinematics & Compliance	
-------------------------------	-------------------------	--

2011-05-31, 11:11:10, Page 12

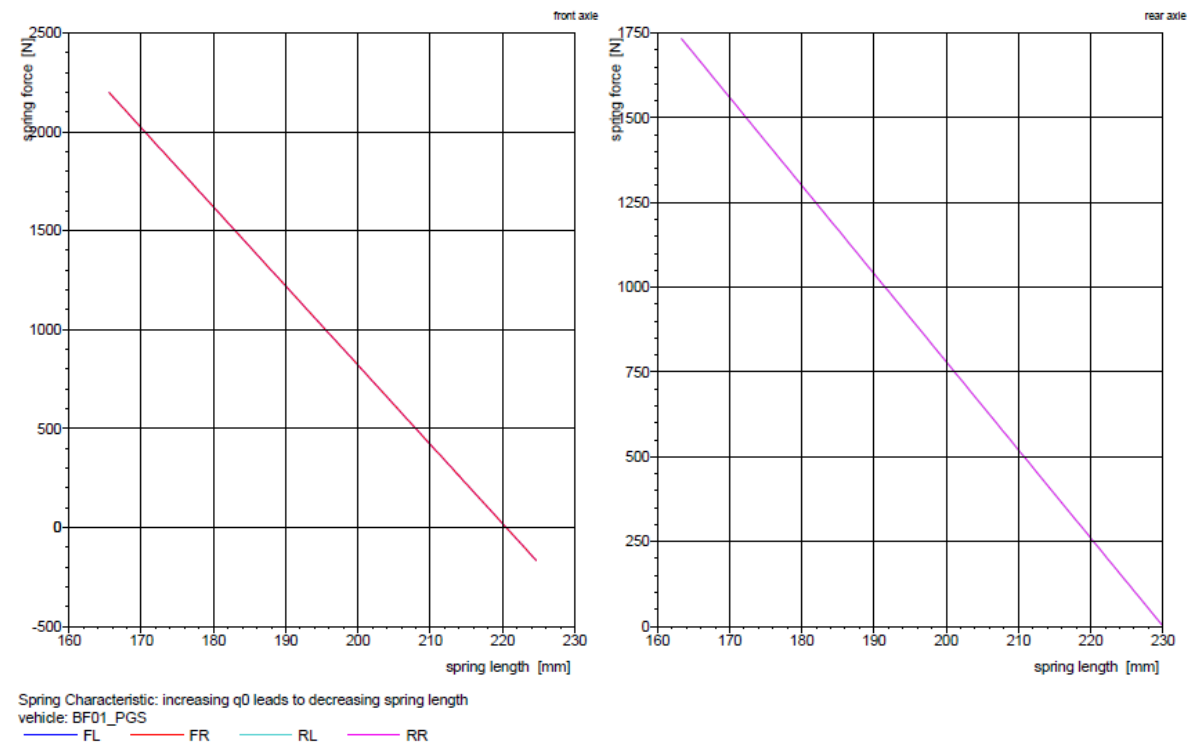
APÊNDICE B – Proposta de geometria de suspensão.





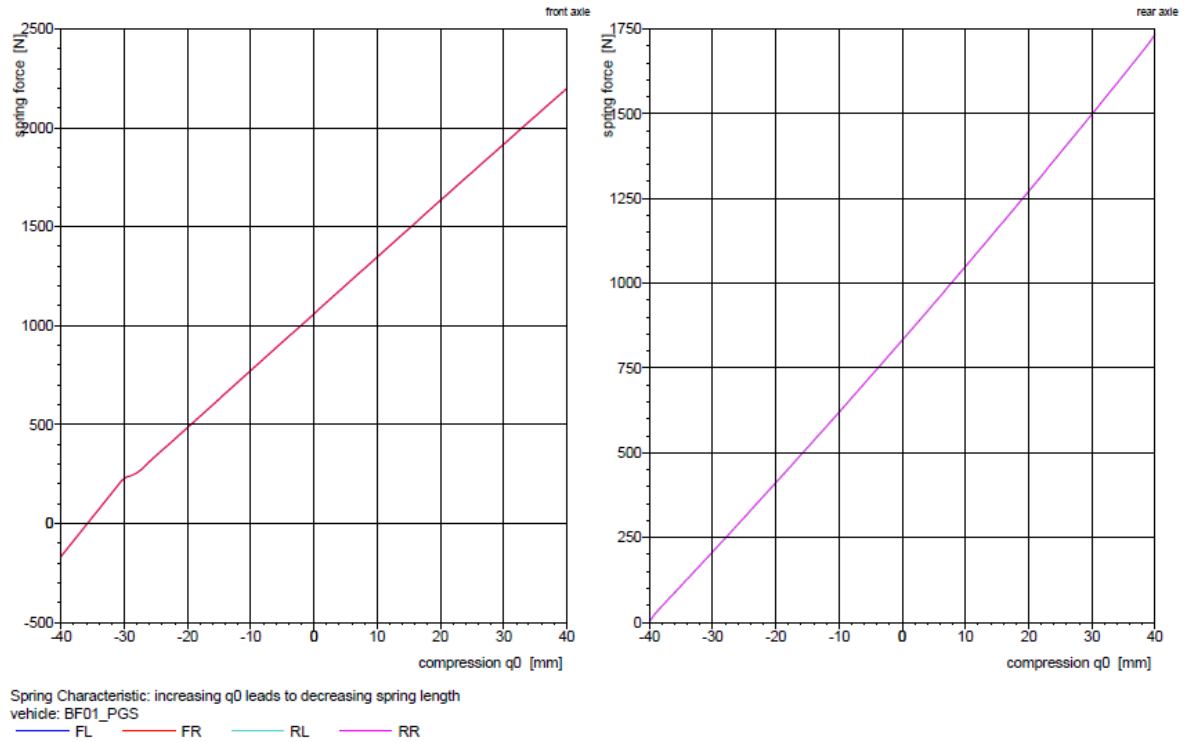
CarMaker 3.0.7 Model Check	Effective Damper Forces	
-------------------------------	-------------------------	--

2011-07-06, 15:15:44, Page 4



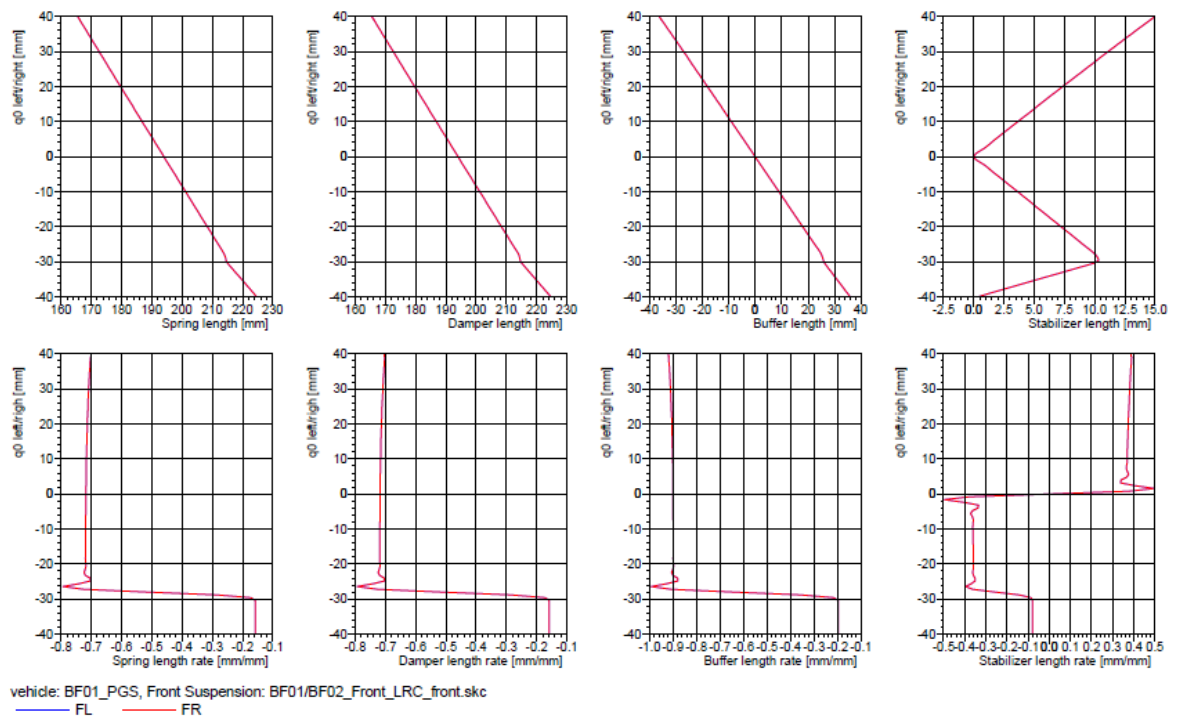
CarMaker 3.0.7 Model Check	Spring Forces (Component Related)	
-------------------------------	-----------------------------------	--

2011-07-06, 15:15:44, Page 5



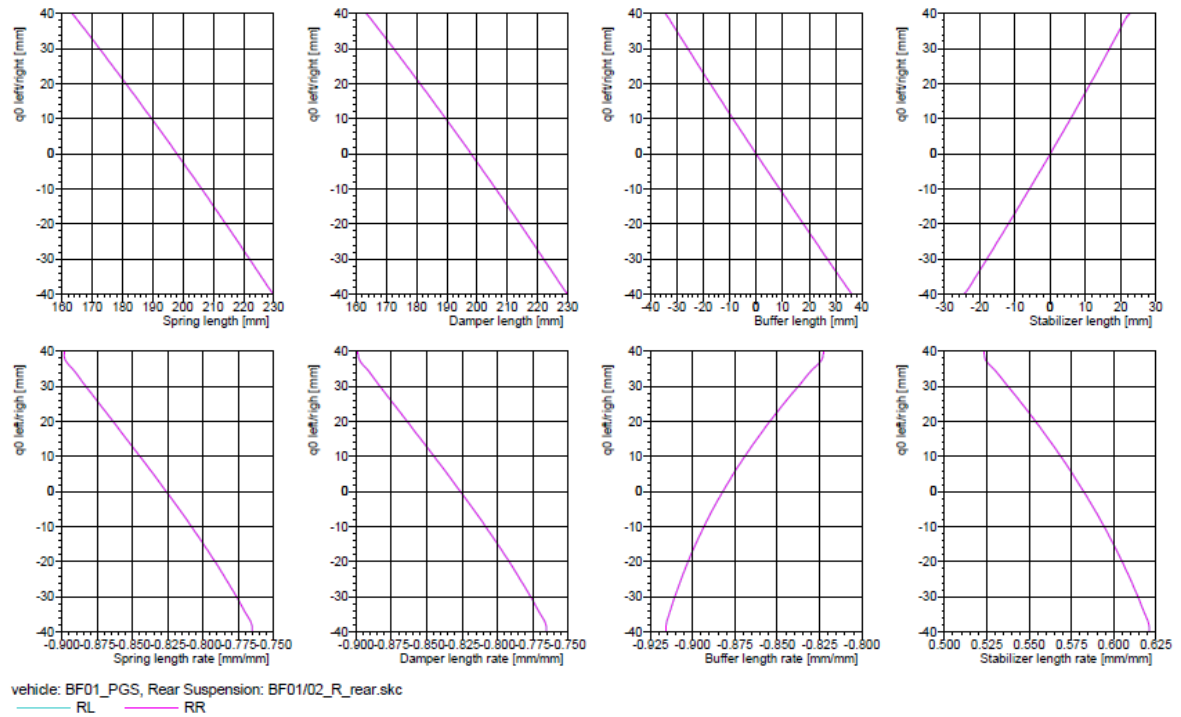
CarMaker 3.0.7 Model Check	Effective Spring Forces	
-------------------------------	-------------------------	--

2011-07-06, 15:15:44, Page 6



CarMaker 3.0.7 Model Check	Kinematics & Compliance	
-------------------------------	-------------------------	--

2011-07-06, 15:15:44, Page 11



CarMaker 3.0.7 Model Check	Kinematics & Compliance	
-------------------------------	-------------------------	--