

**Universidade de Brasília - UnB
Faculdade UnB Gama - FGA
Curso de Engenharia Automotiva**

**Estudo da Dinâmica Transversal de um Veículo SUV
em Curvas de Raio Constante em Ambiente
Multicorpos**

**Autor: Arthur Kouyomdjian Neme
Orientadora: Dra. Rita de Cássia Silva**

**Brasília, DF
2017**



Arthur Kouyomdjian Neme

**Estudo da Dinâmica Transversal de um veículo SUV em Curvas de Raio
Constante em Ambiente Multicorpos**

Monografia submetida ao curso de graduação em Engenharia Automotiva da Universidade de Brasília, como requisito para obtenção do Título de Bacharel em Engenharia Automotiva.

Orientadora: Profa. Dra. Rita de Cássia Silva

**Brasília, DF
2017**

CIP – Catalogação Internacional da Publicação*

Kouyomdjian Neme, Arthur.

Estudo da dinâmica transversal de um veículo SUV em curvas de raio constante em ambiente multicorpos/ Arthur Kouyomdjian Neme. Brasília: UnB, 2017. 103 p. : il. ; 29,5 cm.

Monografia (Graduação) – Universidade de Brasília
Faculdade do Gama, Brasília, 2017. Orientação: Dra. Rita de Cássia Silva.

1. Dinâmica de Veículos. 2. Multicorpos. 3. SUV. I. Cássia Silva, Rita. II. Estudo da Dinâmica Transversal de um Veículo SUV em Curvas de Raio Constante em Ambiente Multicorpos.

CDU Classificação



**Estudo da Dinâmica Transversal de um Veículo SUV em Curvas de Raio
Constante em Ambiente Multicorpos.
Arthur Kouyomdjian Neme**

Monografia submetida como requisito para obtenção do Título de Bacharel em Engenharia Automotiva da Faculdade UnB Gama - FGA, da Universidade de Brasília, em 04 de dezembro de 2017 apresentada e aprovada pela banca examinadora abaixo assinada:

Profa. Dra.: Rita de Cássia Silva, UnB/ FGA
Orientadora

Prof. Dr.: Alessandro B. de S. Oliveira, UnB/ FGA
Membro Convidado

Prof. Dr.: Mateus Rodrigues Miranda, UnB/ FGA
Membro Convidado

**Brasília, DF
2017**

DEDICATÓRIA

*Dedico esse a todos os Engenheiros que
buscam solucionar problemas cotidianos.*

Arthur Kouyomdjian Neme

AGRADECIMENTOS

Agradeço a todos aqueles que estiveram ao meu lado durante esta longa jornada, principalmente minha família. Ao meu pai Flávio e minha mãe Lilian que acreditaram no meu potencial e me incentivaram sempre a continuar fazendo o meu melhor. Agradeço também a minha namorada Bruna que esteve comigo durante todos os anos de faculdade e nunca deixou de me apoiar. Ao meu avô Ascensão, que é um exemplo de pessoa que levo e levarei para o resto da minha vida.

Agradeço aos professores da FGA por passarem todo o seu conhecimento com amor ao que fazem e mostrarem que a engenharia é uma arte. Agradeço, principalmente, à Prof^a. Dra. Rita de Cássia Silva que me ensinou a nunca desistir de meus objetivos e a solucionar problemas em vez de criá-los.

E por último, mas não menos importante, agradeço aos amigos e colegas de curso, João Paulo Mendonça, Larissa Massote, Luciano de Paula, Malthus Rodrigues e todos os integrantes do GMSSA que me mostraram significado de trabalho em equipe.

Arthur Kouyomdjian Neme

RESUMO

Os veículos SUV (*Sport Utility Vehicle*), constituem uma categoria de veículos cujo crescimento nos últimos anos vêm aumentando progressivamente. Isto se dá pelo fato deste segmento apresentar a praticidade das picapes com o conforto dos sedans. A grande sensação de imponência, robustez e segurança que eles passam atraem cada vez mais clientes. Contudo, existe uma problemática associada ao comportamento dinâmico desta categoria que vem chamando a atenção de autoridades de trânsito e Engenheiros. O desempenho em curvas dos SUVs é afetado devido ao design mais robusto desta categoria, podendo colocar em risco o motorista e os passageiros do veículo executadas em altas velocidades. Isso se dá pelo fato de veículos robustos apresentarem o centro de gravidade elevado, fazendo com que sua dinâmica lateral seja comprometida, acarretando em maior instabilidade. Parte da motivação do trabalho partiu de uma problemática envolvendo veículos SUV da polícia do Brasil que, em situações de perseguições em altas velocidades e com manobras bruscas correm um grande risco de capotamento, devido a seus altos centros de gravidade. Neste sentido, o presente trabalho tem como objetivo apresentar o processo de modelagem em ambiente multicorpos de um veículo com características de um SUV, a fim de verificar o comportamento desse veículo a partir do estudo da dinâmica em curvas de raio constante. A *Constant Radius Cornering* tem como objetivo analisar o comportamento do modelo quando submetido a carregamentos transversais. Desta simulação se obtém como *outputs* o ângulo de rolagem do chassi, gradiente de subesterçamento, transferência de forças, além da análise da influência da altura do centro de gravidade e da rigidez das molas sob tais condições. Tais análises permitirão uma melhor avaliação da dinâmica transversal desse segmento de veículos. Por meio de comparações com um veículo ideal, os conceitos que recaem sobre a estabilidade do veículo serão discutidos e analisados. Ainda neste trabalho será apresentado o processo de criação de planejamentos fatoriais para o veículo modelado. Estes planejamentos têm como objetivo a identificação da melhor combinação para o modelo com o auxílio de uma ferramenta de otimização. A partir de inputs pré determinados, o melhor comportamento desse modelo será obtido.

Palavras-Chaves: Modelo multicorpos, Dinâmica transversal, SUV, estabilidade em curvas, curvas com raio constante, DOE.

ABSTRACT

Sport Utility Vehicles (SUV) are within a category of vehicles that has been growing progressively over the past years. This occurred due to the fact that this segment offers a lot of practicality of the pickup trucks and the comfort of sedan cars. The feeling of grandiosity, strength and safety brought by these cars are appealing to new costumers. Although, they present a problem associated with the dynamic behavior of this category, which has drawn the attention of traffic authorities and engineers. The performance of SUVs in turning maneuvers is affected by the robust design of this category, that may put the driver and passengers at risk. This robust vehicle with an elevated gravity center compromises it's lateral dynamic, making it more unstable. This work was motivated by a problem involving SUVs and the Brazilian police. In high speed car chases with abrupt maneuvers, this category would be in great danger of rolling over due to the cars higher center of gravity. Therefore, this work's main objective is to present the modeling process of this vehicle in a multibody environment in order to previously verify the behavior of a SUV model in a constant radius cornering simulation.

This simulation, aims to analyze the models behavior while subjected to lateral loads. The outputs obtained are values such as the chassis roll angle, substeering analysis and load transfer, but also the study of the influence that the center of gravity and the stiffness of the springs cause under such conditions. Such factors will help in obtaining a well based opinion concerning the SUVs behavior in cornering events. By comparing the SUV model to an ideal one, the concepts regarding the stability of both vehicles will be analyzed and discussed. This work aims also to present the process of creation of a factorial design for the modeled vehicle. This analysis purpose is to identify the best configuration for this vehicle in such conditions using an optimization tool. From pre defined inputs, the best behavior of this model will be obtained.

Keywords: Multibody modeling, Lateral Dynamics, SUV, cornering stability, constant radius cornering, DOE.

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO.....	14
1.1	CONTEXTUALIZAÇÃO	14
1.2	MOTIVAÇÃO	15
1.2	JUSTIFICATIVA.....	15
1.4	OBJETIVO	16
1.5	ORGANIZAÇÃO DO TRABALHO	16
2	ASPECTOS GERAIS ENVOLVENDO OS SUBSISTEMAS E MODELAGEM EM MBS.....	18
2.1	INTRODUÇÃO	18
2.2	CONCEITOS ENVOLVENDO MODELAGEM EM MBS	18
2.2.1	Templates.....	19
2.2.2	Hardpoints.....	19
2.2.3	General Parts.....	19
2.2.4	Juntas.....	20
2.2.5	Forças.....	21
2.2.6	Communicators	21
2.2.7	Subsystems.....	23
2.2.8	Assembly.....	23
2.3	MODELO MDI	24
2.4	DINÂMICA VEICULAR	25
2.5	CHASSI	27
2.6	SUSPENSÕES	29
2.6.1	Suspensão McPherson	33
2.6.2	Suspensão Multilink	37
2.7	DIREÇÃO	41
2.8	POWERTRAIN	43
2.9	PNEUS.....	44
2.10	FREIOS	46
3	ESTUDO DO COMPORTAMENTO DE VEÍCULOS EM CURVAS.....	47
3.1	INTRODUÇÃO.....	47
3.2	VEÍCULO EM CURVAS	47
4	MODELAGEM DE VEÍCULO SUV EM AMBIENTE MULTICORPOS	52
4.1	INTRODUÇÃO.....	52
4.2	APRESENTAÇÃO DOS SUV.....	52
4.3	OBTENÇÃO DE INPUTS	54
4.3.1	Modelo em Elementos Finitos	54
4.3.2	Inputs Adicionais	55
4.4	MODELO MULTICORPOS	56
4.4.1	Suspensões no modelo multicorpos	56
4.4.2	Modelo SUV	57

5 SIMULAÇÃO DO MODELO MULTICORPOS EM CURVA DE RAIOS CONSTANTES	58
5.1	INTRODUÇÃO..... 58
5.2	SIMULAÇÃO..... 58
5.3	GRADIENTE DE ROLAGEM (ϕ)..... 59
5.3	GRADIENTE DE SUB ESTERÇAMENTO, K..... 60
5.4	INFLUÊNCIA DA POSIÇÃO DO CENTRO DE GRAVIDADE..... 62
6 PLANEJAMENTO FATORIAL	63
6.1	INTRODUÇÃO..... 63
6.2	ANÁLISE FATORIAL..... 63
6.2.1	Pré Experimento.....64
6.2.2	Experimento.....65
6.2.3	Resultados.....67
6.3	CASO EXTREMO..... 73
7 CONCLUSÕES	79
7.1	CONCLUSÕES..... 79
7.2	TRABALHOS FUTUROS..... 79
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	80

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Hierarquia do modelo MDI em ambiente multicorpos.....	19
Figura 2 - a) Hardpoints utilizados para a modelagem e b) nuvem de pontos obtida.....	19
Figura 3 - Lista de communicators obtida no software.....	22
Figura 4 - Teste de communicators entre suspensão e chassi.....	22
Figura 5 - Comunicação dos subsistemas em um Assembly (Fonte: Adams Help).....	23
Figura 6 - Sistema de suspensão dianteira sobre a bancada de testes.....	24
Figura 7 - Veículo MDI da biblioteca do software Adams/Car®.....	25
Figura 8 - Sistema de coordenadas estipulado pela SAE (Fonte: Gillespie, 1992).....	26
Figura 9 - Veículo rolando em uma curva (Fonte: Vilela e Barbosa, 2011).....	28
Figura 10 - Ângulo de câmber positivo (Fonte: Nicolazzi, 2012).....	30
Figura 11 – Veículos com configurações de <i>toe in</i> e <i>toe out</i> (Fonte: Jazar, 2008).....	31
Figura 12 - Ângulos de cáster negativo e positivo (Fonte: Jazar, 2008).....	31
Figura 13 - Eixo de rolamento em um veículo.....	32
Figura 14 - Centro de rolagem com relação ao CG do veículo (Adaptado de: Gillespie, 1992)	32
Figura 15 - Suspensão McPherson e seus principais components.....	34
Figura 16 - Juntas utilizadas na suspensão McPherson.....	34
Figura 17 - Variação de câmber.....	36
Figura 18 - Variação do ângulo de <i>toe</i>	37
Figura 19 - Centro de rolagem da suspensão McPherson.....	37
Figura 20 - Suspensão Multilink e seus componentes.....	38
Figura 21 - Juntas utilizadas na suspensão Multilink.....	38
Figura 22 - Suspensão multilink na plataforma de testes.....	39
Figura 23 - Variação do ângulo de câmber da suspensão Multilink.....	40
Figura 24 - Variação do ângulo de <i>toe</i> para a suspensão Multilink.....	40
Figura 25 – Centro de rolagem da suspensão Multilink.....	41
Figura 26 - (a) Eixo de rolamento dos modelos SUV e (b) do modelo MDI.....	41
Figura 27 - Geometria do veículo em curva (Fonte: Gillespie, 1992).....	42
Figura 28 - Sistema de direção e principais componentes.....	42
Figura 29 - Juntas utilizadas no sistema de direção.....	43
Figura 30 - Curvas de potência obtidas para o motor do modelo MDI.....	43

Figura 31 - Escorregamento do pneu em diferentes superfícies (Fonte: Gillespie, 1992).....	44
Figura 32 - Escorregamento lateral do pneu (Fonte: Gillespie, 1992).....	45
Figura 33 - Nomenclatura de pneus (Fonte: http://www.redepneuforte.com.br)	45
Figura 34 - Modelo de bicicleta simplificado (Fonte: Gillespie, 1992).....	48
Figura 35 - Trajetórias características de veículos em curvas (Fonte: Nicolazzi, 2012)	50
Figura 36 - Gráficos característicos para o gradiente de sub esterçamento (Fonte: Gillespie, 1992)	50
Figura 37 - Gráfico característico para gradiente de rolagem (Fonte: Vilela e Barbosa, 2011)	51
Figura 38 - Crescimento na venda de SUVs em países emergentes (Fonte: https://www.noticiasautomotivas.com.br/mercado-suv-representa-76-das-vendas-de-veiculos-leves).....	53
Figura 39 - a) Veículo tombando em teste dinâmico e b) Aviso de precaução em veículos SUV	53
Figura 40 - Sistema de suspensão do modelo em Elementos Finitos	54
Figura 41 - Inserção de dados de geometria e de massa de um dos componentes do veículo..	55
Figura 42 - Curvas de potência obtidas para o motor da SUV	56
Figura 43 - Modelo final com características de um SUV.....	57
Figura 44 - Veículo SUV durante a simulação	59
Figura 45 - Gradiente de rolagem	60
Figura 46 - Gradiente de sub esterçamento.....	61
Figura 47 - Ângulo de escorregamento lateral do SUV.....	61
Figura 48 - Influência do CG no ângulo de rolagem do SUV	62
Figura 49 - Efeitos principais para (a) ângulo de rolagem (b) gradiente de sub esterçamento (c) transferência de forças	68
Figura 50 - Efeitos principais (a) e interações (b) para o ângulo de rolagem.....	69
Figura 51 - Efeitos principais (a) e (b) interações para o gradiente de sub esterçamento	70
Figura 52 - Efeitos principais (a) e interações (b) para a transferência de forças.....	71
Figura 53 - Função de otimização de resultados.....	72
Figura 54 - Efeitos principais para caso extremo (a) rolagem (b) gradiente de sub esterçamento e (c) Transferência de Forças.....	75
Figura 55 - Ângulo de escorregamento lateral nos pneus em função do tempo (a) e em função da velocidade (b).....	77
Figura 56 - Veículo perdendo o controle durante curva em alta velocidade	78

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Juntas e seus graus de liberdade	20
Tabela 2 - Principais características do modelo MDI.....	25
Tabela 3 - Altura média do CG em veículos.....	27
Tabela 4 - Valores de SSF por categoria de veículos	28
Tabela 5 - Communicators no subsistema do chassi	29
Tabela 6 - Funções das juntas utilizadas na suspensão McPherson.....	35
Tabela 7 - Communicators utilizados na suspensão McPherson	35
Tabela 8 - Função das juntas utilizadas na suspensão Multilink	39
Tabela 9 - Principais características do modelo SUV.....	57
Tabela 10 - Descrição dos planejamentos fatoriais executados.....	63
Tabela 11 - Fatores selecionados para o planejamento fatorial 1	65
Tabela 12 - Planejamento fatorial 2	66
Tabela 13 - Valores do planejamento fatorial 2.....	66
Tabela 14 - Valores do planejamento fatorial 3.....	74

1 INTRODUÇÃO

Este capítulo apresenta a contextualização sobre o tema abordado durante o trabalho, assim como os objetivos, motivação, justificativa e organização do mesmo.

1.1 CONTEXTUALIZAÇÃO

Os veículos SUV representam uma categoria derivada das picapes. Surgiram em meados dos anos 40, porém seu uso começou a ser mais difundido por volta dos anos 90. O objetivo deste segmento é unir a praticidade das picapes com o conforto dos sedans.

O segmento de veículos SUV vem ocupando um grande espaço do mercado atual, no Brasil e no mundo. Acredita-se que até o ano de 2020 a venda deste segmento já terá ultrapassado 21 milhões de unidades, conforme apontado pela empresa *Global Industry Analysts*.

Segundo dados do *Insurance Institute for Highway Safety* dos EUA, 50% das mortes registradas no país em acidentes envolvendo SUVs, no ano de 2015, ocorreram devido ao capotamento do veículo. A causa da ocorrência de acidentes desta natureza se dá ao fato desta categoria de veículos apresentar o centro de gravidade relativamente alto comparado a outras categorias. Isso leva empresas a alertarem seus usuários a não realizarem curvas com velocidades excessivas ou realizarem manobras bruscas com SUVs.

O comportamento desta categoria em curvas tem atraído a atenção de autoridades de trânsito com relação a sua peculiaridade. Até mesmo os veículos da frota de SUVs da Polícia Militar do Distrito Federal sofreram alguns capotamentos nos últimos anos em perseguições ao realizarem manobras bruscas. Fatores como a altura do centro de gravidade, geometria da suspensão e rigidez das molas são os mais influentes para a dinâmica transversal destes veículos.

A utilização de veículos esportivos por outro lado, se mostra uma boa opção para realizar manobras bruscas e em altas velocidades. Tendo isto em vista, juntamente com as análises do veículo SUV serão realizadas comparações sob as mesmas condições com o comportamento de um veículo esportivo ideal encontrado na biblioteca do software.

1.2 MOTIVAÇÃO

O estudo experimental da dinâmica de veículos automotores apresenta um elevado custo além de representar um risco à segurança e à saúde dos ocupantes. Portanto, esta abordagem apresenta dificuldade em ser implementada. Tendo isto em vista, diversos trabalhos têm sido utilizados com o intuito de auxiliar na análise do comportamento de veículos, onde não só o custo é relevante, mas também a integridade da equipe de estudo. A validação, quando realizada, limita-se a uma situação de eminência de ocorrência do evento. Além disso, modelos analíticos podem auxiliar na validação. Os softwares de modelagem fornecem aos Engenheiros cada vez mais recursos o que permite em ambientes virtuais se aproximar do fenômeno real. Isto é observado no software utilizado no desenvolvimento do presente trabalho. A edição e modificação de certos detalhes em modelos virtuais também se torna mais rápido e prática.

Tendo em vista a contextualização, o presente trabalho se desenvolveu como uma resposta a uma demanda social, visto as dificuldades enfrentadas pela Polícia Civil do Distrito Federal, que relatou ter problemas de capotamento de veículos SUV em situações de perseguição, onde as velocidades são elevadas e as manobras mais bruscas que o comum.

Nesse sentido, o presente trabalho visa analisar essa problemática, fornecendo subsídios técnicos mediante simulação numérica, para tal situação. O veículo sob análise não corresponde exatamente ao modelo utilizado pela corporação, devido a dificuldade de acesso a informações de veículos por parte das montadoras. Contudo, pode auxiliar na compreensão da inadequação desta categoria de veículo para tal serviço.

1.2 JUSTIFICATIVA

Para que o desempenho de um veículo seja analisado de forma correta, o conhecimento de seu comportamento dinâmico e da influência de seus subsistemas na sua estabilidade é essencial. Para auxiliar na compreensão e estudo destes subsistemas separadamente ou em conjunto, são utilizados softwares de análises numéricas como por exemplo o Adams/Car®. Este software auxilia na análise de sistemas automotivos em ambiente multicorpos.

Diante da problemática apresentada envolvendo os veículos SUV, o estudo do comportamento de um modelo em ambiente multicorpos pode auxiliar a compreender a sua dinâmica. Visando a obter respostas sobre a influência dos parâmetros principais envolvendo a dinâmica transversal deste segmento, o modelo pode ser submetido a uma análise em curva com raio constante (*Constant Radius Cornering*).

Uma vez que a análise experimental de um veículo SUV é inviável devido a seu elevado custo de aplicação, a análise numérica se mostra uma boa ferramenta de estudo. O procedimento para a modelagem, a fim de se obter um veículo com características de um SUV no software multicorpos apresentadas no presente trabalho é uma maneira de auxiliar em estudos que visam a analisar o veículo em questão.

1.4 OBJETIVO

Apresentar o procedimento de modelagem, obtenção de dados e análise em ambiente multicorpos de um veículo com características de um SUV. Destas análises serão obtidos *outputs* como ângulo de rolagem, ângulo de esterçamento e gradiente de subesterçamento, além de comparações com um veículo que apresenta comportamento ideal em curvas.

Este trabalho também visa apresentar o processo de montagem de um planejamento fatorial, analisando os principais parâmetros e quais suas influências no comportamento do veículo. Os parâmetros analisados serão ângulo de rolagem, gradiente de sub esterçamento e transferência de força na suspensão dianteira. Esta ferramenta de análise busca alcançar a melhor configuração para o veículo modelado trafegar em curvas em altas velocidades com o menor risco de acidentes.

1.5 ORGANIZAÇÃO DO TRABALHO

Para melhor entendimento da leitura do trabalho, será apresentado de forma breve a estrutura do trabalho e o conteúdo de cada capítulo

O Capítulo 2 apresenta uma os aspectos gerais e os principais conceitos utilizados na modelagem em ambiente multicorpos no software Adams/Car®. Também serão apresentados os componentes necessários na construção de um modelo de veículo juntamente com uma breve teoria acerca de cada um.

Já no Capítulo 3 será apresentada a teoria que envolve o comportamento de um veículo em curvas e quais são os principais parâmetros a serem estudados neste contexto.

No capítulo 4 será apresentado todo o processo de modelagem do veículo SUV. Começando por um item introdutório sobre a categoria seguido da obtenção dos inputs. No último tópico do capítulo será apresentado o processo de modelagem e inserção dos inputs no modelo em ambiente multicorpos.

O capítulo 5 apresenta graficamente os resultados obtidos com as simulações realizadas em curva de raio constante com embasamento na teoria apresentada no Capítulo 3.

No capítulo 6 será apresentado todo o processo de planejamentos fatoriais realizados com o intuito de se obter a configuração mais segura para o veículo SUV realizar curvas de raio constante.

No capítulo 7 serão apresentadas as conclusões acerca dos resultados obtidos no trabalho, além da proposta de trabalhos futuros a serem realizados.

Para finalizar o trabalho serão mostradas as referências bibliográficas que auxiliaram no embasamento teórico e imagens apresentados na construção do trabalho.

2 ASPECTOS GERAIS ENVOLVENDO OS SUBSISTEMAS E MODELAGEM EM MBS

Este capítulo apresenta os conceitos envolvendo modelagem em ambiente multicorpos além dos subsistemas envolvidos neste processo juntamente com sua teoria.

2.1 INTRODUÇÃO

Neste capítulo serão abordados conceitos básicos envolvendo o processo de modelagem de sistemas em ambiente multicorpos cujo conhecimento foi necessário para a realização deste trabalho. Quando necessário serão utilizadas imagens do software Adams/Car® para auxiliar na compreensão destes conceitos.

Os subsistemas envolvidos na modelagem de um veículo completo serão apresentados nos itens seguintes junto com uma breve revisão teórica de cada um. Quando possível, serão apresentadas algumas simulações realizadas com os subsistemas para reforçar a teoria apresentada.

2.2 CONCEITOS ENVOLVENDO MODELAGEM EM MBS

Quando se trabalha em ambiente multicorpos, existem conceitos cujo conhecimento é de suma importância para uma modelagem correta. A Fig. 1 apresenta a hierarquia existente no software Adams/Car®, a qual todos os modelos que se deseja simular são submetidos. O software, destina-se ao desenvolvimento de projetos na área automobilística utilizando modelos virtuais de subsistemas veiculares (Nunes & Silva, 2014)

Os principais conceitos envolvendo a modelagem de subsistemas em ambiente multicorpos serão tratados nos próximos subitens com o auxílio de figuras e tabelas.

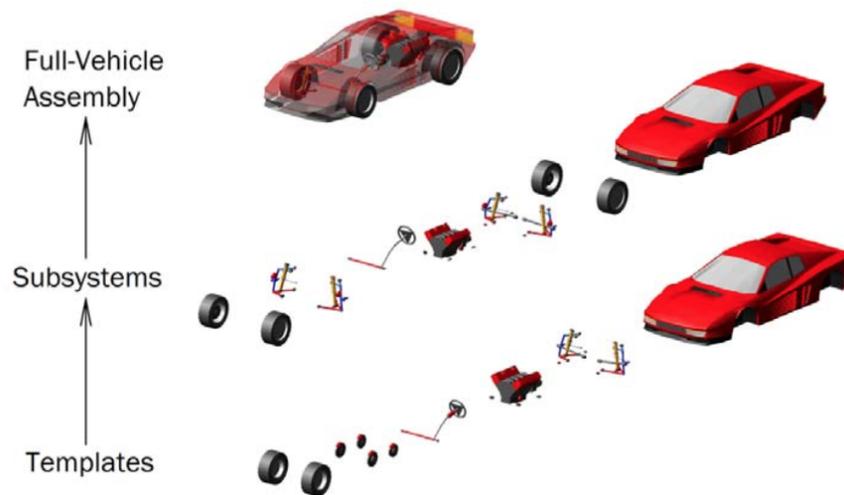


Figura 1 – Hierarquia do modelo MDI em ambiente multicorpos

2.2.1 Templates

Os *Templates* representam a base de qualquer projeto no software Adams/Car®. Toda modelagem de subsistema parte de um *Template* e pode ser utilizada para diversos modelos. Eles definem as características geométricas e os dados topológicos de cada modelo (Adams Help). Alguns modelos de *Templates* prontos existem na biblioteca do software, conhecida como *acar_shared*. Dentre os *Templates* existentes na biblioteca estão suspensões, chassi, direção, powertrain, pneus, freios, entre outros componentes que podem ser utilizados na modelagem de um veículo no software.

Porém, o conhecimento do ambiente *Template Builder* do software é indispensável para a modificação correta dos *Templates*. Neste ambiente são determinadas as principais características do modelo a ser trabalhado, além de todas as comunicações que ele deverá ter com os outros subsistemas. Ao se criar um novo *Template*, deve-se identificar qual será o seu papel principal a partir de uma lista de opções, podendo ser:

- Suspensão
- Direção
- Barra anti rolagem
- Roda
- Chassi
- Powertrain
- Transmissão
- Freio
- Feixe de molas
- Análise
- Ambiente
- Partes Auxiliares

Quando uma dessas opções é escolhida uma série de características são determinadas a seguir, para definir as propriedades do modelo. A Fig. 2 apresenta um *Template* de suspensão do tipo McPherson modelada em ambiente multicorpos.

2.2.2 Hardpoints

Os *Hardpoints* consistem na parte inicial de qualquer projeto após a determinação do papel principal do modelo. Tudo que é construído no modelo se dá a partir da definição das coordenadas dos *Hardpoints*. Eles se caracterizam por pontos os quais suas coordenadas são inseridas para determinar pontos onde existem conexões com outros subsistemas, juntas ou para definir a geometria do modelo.

A Figura 2 a) apresenta todos os *Hardpoints* que devem ser considerados para a construção de uma suspensão McPherson e a Figura 2 b) ilustra a nuvem de pontos, uma vez que todas as coordenadas são inseridas.

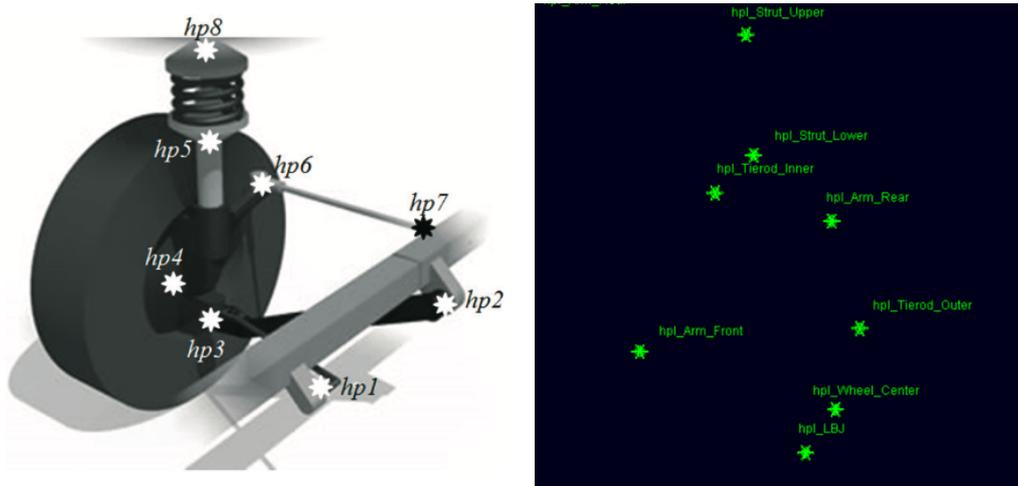


Figura 2 - a) Hardpoints utilizados para a modelagem e b) nuvem de pontos obtida

2.2.3 General Parts

Uma vez definidos os *Hardpoints* do modelo, deve-se criar as partes as quais as geometrias devem estar inseridas, para isso cria-se os *General Parts*. Eles são os responsáveis por conter as propriedades de cada parte de um modelo. Na modelagem de uma suspensão por exemplo, pode-se criar um *General Part* para a bandeja, outro para a manga de eixo e assim sucessivamente. Essas partes irão conter propriedades como centro de massa, massa, momentos de inércia de massa e o material daquela parte, que são características cruciais para que o software resolva a dinâmica do sistema.

As geometrias inseridas para cada parte têm finalidades apenas visuais para facilitar a compreensão do sistema, uma vez que todas as características estão inseridas no *General Part* criado. Porém, se desejado é possível se calcular as propriedades da parte baseando-se nas geometrias atribuídas para elas e seus materiais.

2.2.4 Juntas

Para garantir que exista a conexão entre todas as partes criadas de um sistema, são inseridas juntas entre elas. A escolha da junta pode ser determinada pela quantidade de graus de liberdade que se deseja para a conexão. Um corpo livre apresenta seis graus de liberdade, sendo três de translação e outros três de rotação. Portanto, existem diversos tipos de juntas para atender às diferentes formas de se conectar duas partes. Para cada junta criada, deve-se informar a posição e de que coordenada sua orientação deve depender (Schlueter, 2012).

Além das juntas, podem ser inseridos coxins para conectar determinadas partes. Os coxins, diferente das juntas que são infinitamente rígidas, apresentam propriedades elásticas. Portanto, os coxins permitem pequenas deflexões e são capazes de absorver vibrações. A Tabela 1 apresenta os tipos de juntas e os graus de liberdade que cada uma representa.

Tabela 1 - Juntas e seus graus de liberdade

Junta	Graus de liberdade	Movimentos permitidos
Translacional	1	Transação de uma parte com relação a outra
Revoluta	1	Rotação de uma parte com relação a outra em um eixo em comum
Cilíndrica	2	Translação e rotação de uma parte com relação a outra
Esférica	3	Três rotações de uma parte com relação a outra
Plana	3	O eixo x-y de uma parte desliza com relação a outra
Fixa	0	Nenhuma movimentação permitida
Inline	4	Três rotações e uma translação
Eixos Paralelos	4	Três translações e uma rotação
Perpendicular	5	Três translações e duas rotações
Homocinética	2	Duas rotações mantendo a mesma velocidade entre elas
Gancho	2	Duas rotações mantendo-se coincidentes

2.2.5 Forças

Na modelagem de um *Template* no software multicorpos, geralmente, exige-se que se adicione componentes como molas ou amortecedores, principalmente quando se modela um sistema de suspensão. Estes componentes são inseridos no modelo como a aplicação de forças com comportamentos lineares ou não lineares. Tendo isto em vista, quando criadas as molas ou amortecedores, nenhuma massa é levada em conta. Portanto, caso a massa e inércia do sistema de molas e amortecedor seja considerada relevante, um *General Part* deve ser criado para conter as propriedades destes componentes (Schlueter, 2012).

Embora as propriedades de rigidez e coeficiente de amortecimento possam ser alterados em qualquer estágio da montagem do veículo, os dois corpos entre os quais as forças são aplicadas devem ser selecionados ainda no *Template* do modelo. As propriedades das molas e amortecedores podem ser alteradas tanto graficamente quanto com a inserção de valores.

2.2.6 Communicators

A principal etapa para garantir que os subsistemas interajam corretamente entre si, é a construção dos *communicators*. É crucial que a inserção de *communicators* seja realizada corretamente, para que os subsistemas repassem as informações sem erros.

Além de transmitir as forças de um subsistema para o outro, os *communicators* têm a função de guiar a inserção de um dado subsistema para outro, quando se cria um *Assembly*. Eles são caracterizados em *input* e *output*. Todos os *communicators* devem ser construídos ainda no nível de *Template*. A Figura 3 apresenta uma lista contendo os *communicators* para se construir o subsistema de uma suspensão MacPherson.

```

Listing of input communicators in '_macpherson'
-----
Communicator Name:          Entity Class:      From Minor Role:   Matching Name:
ci[lr]_ARB_pickup         location          inherit            arb_pickup
ci[lr]_strut_to_body      mount             inherit            strut_to_body
ci[lr]_tierod_to_steering mount             inherit            tierod_to_steering
ci[lr]_tripot_to_differential mount             inherit            tripot_to_differential
cis_subframe_to_body      mount             inherit            subframe_to_body

9 input communicators were found in '_macpherson'

Listing of output communicators in '_macpherson'
-----
Communicator Name:          Entity Class:      To Minor Role:     Matching Name:
co[lr]_arb_bushing_mount  mount             inherit            arb_bushing_mount
co[lr]_camber_angle       parameter_real    inherit            camber_angle
co[lr]_droplink_to_suspension mount             inherit            droplink_to_suspension
co[lr]_suspension_mount   mount             inherit            suspension_mount
co[lr]_suspension_upright mount             inherit            suspension_upright
co[lr]_toe_angle          parameter_real    inherit            toe_angle
co[lr]_tripot_to_differential location          inherit            tripot_to_differential
co[lr]_wheel_center       location          inherit            wheel_center
cos_driveline_active      parameter_integer inherit            driveline_active
cos_rack_housing_to_suspension_subframe mount             inherit            rack_housing_to_suspension_subframe
cos_suspension_parameters_ARRAY array              inherit            suspension_parameters_array

19 output communicators were found in '_macpherson'

```

Figura 3 - Lista de communicators obtida no software

Certificar-se que os *communicators* criados em cada subsistema modelado são compatíveis é essencial. Quando o teste é criado, uma lista como a apresentada na Fig.4 apresentando quais *communicators* foram combinados e quais não foram.

```

!----- Matched communicators: -----!
Communicator Matching Name: subframe_to_body
Input Communicator Name: cis_subframe_to_body
Located in: _macpherson
Output Communicator Name: cos_subframe_to_body
Output from: _rigid_chassis_lt

Communicator Matching Name: strut_to_body
Input Communicator Name: ci[lr]_strut_to_body
Located in: _macpherson
Output Communicator Name: co[lr]_strut_to_body
Output from: _rigid_chassis_lt

!----- Unmatched input communicators: -----!
Input Communicator Name: ci[lr]_tierod_to_steering
Class: mount
From Minor Role: front
Matching Name(s): tierod_to_steering
In Template: _macpherson

Input Communicator Name: ci[lr]_ARB_pickup
Class: location
From Minor Role: front
Matching Name(s): arb_pickup
In Template: _macpherson

Input Communicator Name: ci[lr]_tripot_to_differential
Class: mount
From Minor Role: front
Matching Name(s): tripot_to_differential
In Template: _macpherson

Input Communicator Name: cis_std_tire_ref
Class: location
From Minor Role: any
Matching Name(s): std_tire_ref
In Template: _rigid_chassis_lt

!----- Unmatched output communicators: -----!
Output Communicator Name: co[lr]_wheel_center
Class: location
To Minor Role: front
Matching Name(s): wheel_center
In Template: _macpherson

Output Communicator Name: cos_rack_housing_to_suspension_subframe
Class: mount

```

Figura 4 - Teste de communicators entre suspensão e chassi

Com a lista apresentada na Fig. 4 é possível perceber que são necessários diversos *communicators* para realizar a conexão correta entre dois subsistemas.

2.2.7 Subsystems

Uma vez que o *Template* se encontra completamente modelado, é possível se criar um *Subsystem*. Quando um subsistema é criado deve-se atribuir um papel secundário para ele como *front* (dianteiro), *rear* (traseiro) ou *any* (qualquer). Segundo Nunes e Silva (2012), os *subsystems* correspondem a uma etapa específica dos *Templates*, onde o usuário pode alterar as localizações dos *Hardpoints* e alterar propriedades das molas sem precisar editar outro *Template*.

2.2.8 Assembly

A última etapa da criação de um modelo em ambiente multicorpos é a geração de um *Assembly*, que corresponde à união de todos os subsistemas por meio de seus *communicators* gerando um modelo completo. No software Adams/Car® é possível criar dois tipos de *Assemblies*: veículo completo (*Full Vehicle Assembly*) ou de suspensão (*Suspension Assembly*). Para garantir a obtenção de resultados, todos os subsistemas são conectados ao chamado *Testrig* ou bancada de testes. Ele tem a função de realizar a comunicação entre o *Assembly* e o software, além de fornecer inputs de simulação para os subsistemas (Schlueter, 2012). A Figura 5 ilustra como é feita a conexão dos subsistemas em um *Assembly*.

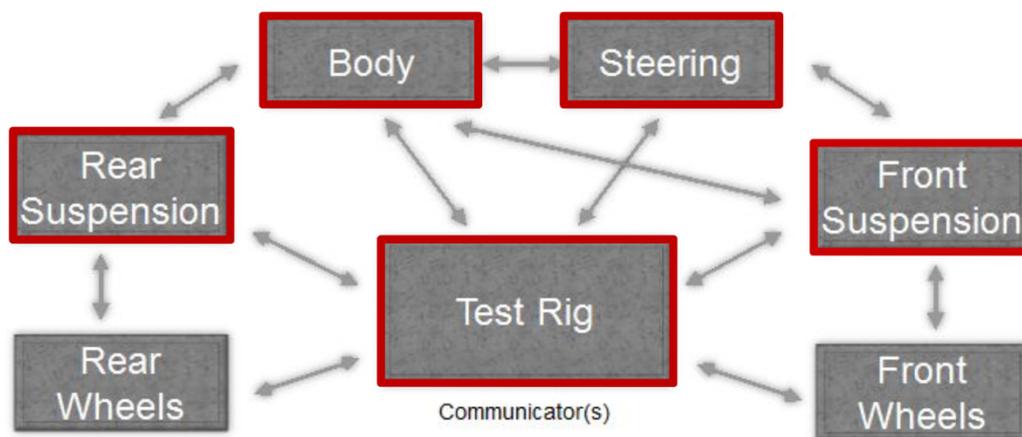


Figura 5 - Comunicação dos subsistemas em um Assembly (Fonte: Adams Help)

Quando se deseja gerar simulações a respeito do comportamento de suspensões separadamente, não é necessário criar o modelo de um veículo completo. Criando um *Suspension Assembly* é possível realizar simulações as quais fornecem informações relevantes sobre a variação de seus parâmetros com o tempo como: câmbor, cáster, toe, centro de rolagem e ângulo de Ackerman, conceitos que serão discutidos no item 2.6 deste trabalho. Embora o sistema de suspensão não seja acoplado aos outros subsistemas em um *Suspension Assembly*, é necessário que os *communicators* sejam criados corretamente para que o *Testrig* seja capaz de simular o

comportamento do sistema acoplado com o restante do veículo. A Figura 6 apresenta o subsistema de suspensão McPherson acoplada ao sistema de direção e pneus em um *Suspension Assembly*. Pode-se perceber que ele se encontra em cima de uma bancada de testes capaz de aplicar deslocamentos verticais ao sistema.

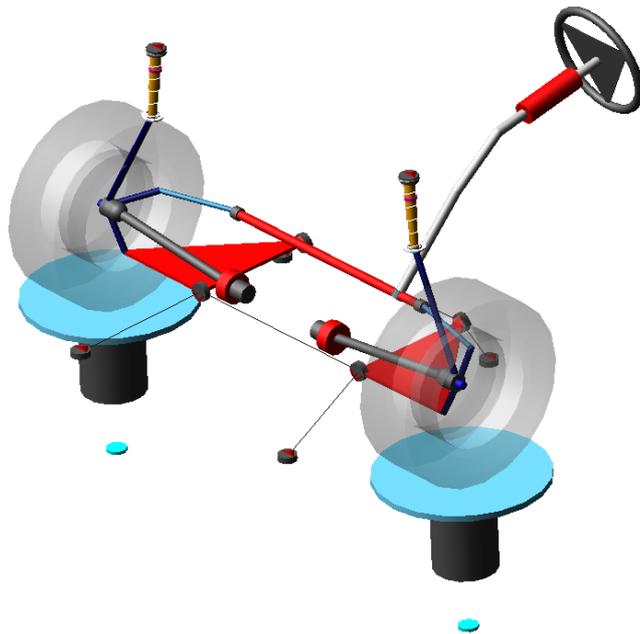


Figura 6 - Sistema de suspensão dianteira sobre a bancada de testes

Em situações em que a simulação de apenas metade de um veículo não é suficiente como o estudo dinâmico do modelo em curvas, aceleração e frenagem, é possível realizar a montagem de um veículo completo. No *Full Vehicle Assembly* é possível submeter o modelo a diversos tipos de simulações variando parâmetros como velocidade, perfil de pista, rugosidade da pista, raio de curvas, aceleração, entre outros, que podem caracterizar uma simulação semelhante a uma condição real encontrada por um veículo. O modelo de *Full Vehicle Assembly* encontrado na biblioteca do software é o veículo MDI, que corresponde a um modelo ideal de um veículo esportivo cujas características serão abordadas no item 2.3 deste trabalho.

2.3 MODELO MDI

A biblioteca do software Adams/Car® oferece um modelo completo de veículo intitulado de MDI (Fig. 7). Esse modelo apresenta as características de um veículo esportivo com performance ideal com o intuito de ajudar o usuário a se familiarizar com as simulações existentes no software. O modelo também pode ser utilizado como veículo ideal/referência, conforme apresentado nos itens 5.3 e 5.4, para realizar a comparação com outros modelos criados, a fim de se obter informações para uma possível proposta de melhorias.

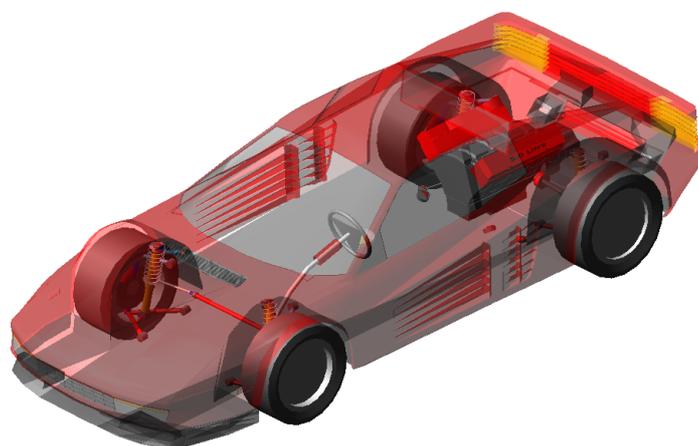


Figura 7 - Veículo MDI da biblioteca do software Adams/Car®

A Tabela 2 apresenta resumidamente as características do modelo que será utilizado como forma de comparação em algumas simulações deste trabalho.

Tabela 2 - Principais características do modelo MDI

Tipo de Veículo	Esportivo
Tração	RWD
Suspensão Dianteira	Duplo A
Suspensão Traseira	Duplo A
Potência	420 hp
Pneus	245/35R20
Entre Eixos	2585mm
Largura	1670mm
Massa Total	1100kg
Câmbor Dianteiro/ Traseiro	-0,5/-0,5
Toe Dianteiro/ Traseiro	0/0
Altura CG	450mm

2.4 DINÂMICA VEICULAR

A dinâmica veicular corresponde ao estudo do comportamento de um veículo de acordo com as forças que atuam sobre ele. Essas forças são provenientes dos pneus trafegando nas pistas, gravidade e aerodinâmica. Este campo de estudo da Engenharia Automotiva consiste em

analisar as forças e como elas influenciam no comportamento do veículo como um todo, ou em parte dele (Gillespie, 1992).

Por mais que o veículo seja composto por diversas peças, ele se move como um único corpo deformável. Durante uma frenagem, todo o veículo desacelera como uma unidade. Portanto, para as análises de dinâmica do veículo, toda a sua massa pode ser concentrada em um ponto específico, o centro de gravidade (CG) (Gillespie, 1992). Com as informações corretas de centro de gravidade e os momentos de inércia do veículo é possível fazer um estudo aprofundado sobre sua dinâmica utilizando a massa concentrada. Nesse sentido, o estudo da dinâmica veicular pode ser dividido em três áreas a partir do sistema de coordenadas ortogonais estipulado pela SAE e localizado no CG do veículo (Fig. 8).

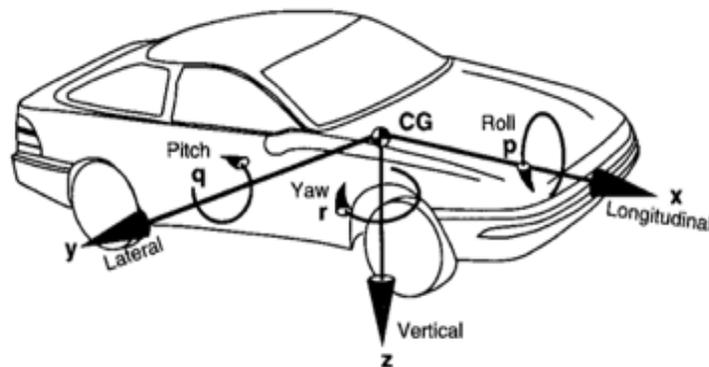


Figura 8 - Sistema de coordenadas estipulado pela SAE (Fonte: Gillespie, 1992)

A dinâmica longitudinal corresponde ao estudo do comportamento do veículo em manobras onde ocorre o movimento de arfagem (*pitch*). Este efeito ocorre em situações de aceleração e frenagem do veículo. A dinâmica transversal ou lateral, se caracteriza pelo estudo do comportamento do veículo ao sofrer rolagem (*roll*) ou guinada (*yaw*). O efeito de rolagem ocorre em manobras de curvas e será o principal foco deste trabalho. Por fim, a dinâmica vertical estuda o comportamento do veículo em situações onde existem forças verticais aplicadas ao veículo, como por exemplo a passagem por uma lombada ou algum obstáculo.

Tendo isto em vista, o veículo pode ser caracterizado por duas partes distintas: a massa suspensa e a não suspensa. A massa suspensa de um veículo corresponde a tudo aquilo que está sendo suportada pelo sistema de suspensão como chassis, motor e carroceria. Estes são caracterizados como massa suspensa e, geralmente, suas massas se agregam ao centro de gravidade do veículo. Já a massa não suspensa, se caracteriza pelos sistemas de suspensão, rodas e pneus do veículo e geralmente suas massas são distribuídas em seus componentes para garantir maior precisão nos resultados de estudos (Reimpell, 2001).

2.5 CHASSI

O chassi de um veículo corresponde ao esqueleto e, portanto, a base sobre a qual todos os outros sistemas estão conectados. Os tipos mais utilizados de chassis em veículos de passeio, atualmente, são os do tipo monobloco, onde o chassi e a carroceria correspondem a uma só peça (Schlueter, 2012). Embora os SUV sejam derivados de picapes em que os chassis tipo escada são mais comuns, eles são fabricados com configuração monobloco.

Conforme explicado no item 2.4, toda a massa suspensa de um veículo é considerada em um único ponto, o seu CG. Com exceção do estudo aerodinâmico do veículo, todos os outros estudos dinâmicos de um veículo podem ser feitos adotando a massa suspensa como um ponto. Em um estudo dinâmico, a localização do CG de um veículo é de extrema relevância para o seu comportamento. Segundo Reimpell (2001), baixos CGs são sempre desejados, uma vez que eles estão associados com menor momento de rolagem, acarretando em menores forças laterais e, conseqüentemente, melhor dirigibilidade do veículo durante manobras de curvas e frenagens. Porém, esta não corresponde à realidade dos SUVs, fato que tem atraído a atenção das autoridades de trânsito em todo o mundo. A Tabela 3 apresenta a faixa de altura do CG de diferentes categorias de veículos (Gillespie, 1992).

Tabela 3 - Altura média do CG em veículos

Categoria	Altura CG (mm)
Carro esportivo	450 – 510
Carro compacto	510 – 580
Carro de luxo	510 – 610
Picapes e SUVs	760 – 890

Com o intuito de representar de forma simples a estabilidade transversal de um veículo, ou seja, a tendência que um veículo tem para capotar, a NHTSA (*National Highway Traffic Safety Administration*) propôs o Fator de Estabilidade Estática, ou do inglês, *Static Stability Factor (SSF)*. Este fator considera o veículo todo como um corpo rígido, portanto, a geometria e deflexão dos sistemas de suspensão é desprezado. Para o cálculo do SSF apenas os valores da bitola (b) e altura do CG (H_{CG}) são levados em conta na Eq. 1.

$$SSF = \frac{b}{2.H_{CG}} \quad (1)$$

A Tabela. 4 proposta pela NHTSA, apresenta alguns valores de SSF encontrados para diferentes categorias de veículos no mercado. Quanto menor for o valor, maior as chances de capotamento do veículo.

Tabela 4 - Valores de SSF por categoria de veículos

Veículo	SSF
Veículos de Passeio	1.3 a 1.5
SUVs e Picapes	1.0 a 1.3
Caminhões	0.5

Outro fator a ser determinado, a partir do CG do veículo é o ângulo de rolagem do veículo ao realizar curvas. Este ângulo determina o quanto o CG se deslocou com relação a horizontal, conforme apresentado na Fig. 9.



Figura 9 - Veículo rolando em uma curva (Fonte: Vilela e Barbosa, 2011)

O subsistema de chassi no software Adams/Car® é caracterizado por uma esfera contendo toda a massa suspensa do modelo. De fato, a menos dos pneus todos os outros subsistemas veiculares comunicam-se com o chassi. A Tabela 5 ilustra os *communicators* existentes no subsistema do chassi, seu papel e com quais subsistemas eles se comunicam.

Tabela 5 - Communicators no subsistema do chassi

Communicator	Tipo	Classe	Ligado a
co[lr]_spring_to_body	Output	Mount	Suspensão
co[lr]_strut_to_body	Output	Mount	Suspensão
co[lr]_tierod_to_steering	Output	Mount	Direção
co[lr]_upr_link_rr	Output	Mount	Suspensão
co[lr]_upr_s_abs	Output	Mount	Suspensão
cos_drag_coefficient	Output	Parameter_real	MDI_Testrig
cos_measure_for_distance	Output	Marker	MDI_Testrig
cos_powertrain_to_body	Output	Mount	Powertrain
cos_rack_to_body	Output	Mount	Direção
cos_steering_column_to_body	Output	Mount	Direção
cos_subframe_to_body	Output	Mount	Powertrain

2.6 SUSPENSÕES

Os sistemas de suspensão estão presentes em todos os veículos automotores, atualmente, e vêm evoluindo tecnologicamente a cada dia. Segundo Gillespie (1992), dentre as várias funções que a suspensão de um veículo exerce as principais são:

- Permitir movimentação vertical para que as rodas possam acompanhar o perfil do pavimento;
- Manter as rodas com esterçamento e ângulos de câmbor e toe desejados;
- Reagir às forças produzidas pelos pneumáticos durante aceleração, frenagem e esterçamento;
- Resistir a rolagem do veículo;
- Manter os pneus em contato com o solo com o mínimo de variação de carga.

A forma mais básica de caracterizar os sistemas de suspensão é classificá-las em dependentes ou independentes. As suspensões dependentes têm como principal característica a transferência do movimento de uma roda para a outra, fazendo com que o perfil do pavimento de um lado influencie no comportamento da roda oposta (Jazar, 2008). Já as suspensões independentes se deslocam verticalmente sem afetar o comportamento da roda do lado oposto, ajudando a manter

ângulos de esterçamento e câmber do veículo. O veículo SUV deste trabalho é composto por suspensões independentes tanto na dianteira quanto na traseira, sendo a dianteira do tipo McPherson e a traseira Multilink que serão melhor abordadas nos próximos itens. Esta é a configuração mais comum de se encontrar em veículos SUV do mercado.

Para se estudar o comportamento de uma suspensão, a compreensão de seus parâmetros e a influência de cada um no veículo é de suma importância. Os principais parâmetros que compõem o estudo de uma suspensão são: câmber, cáster, *toe* e centro de rolagem.

O câmber de um veículo corresponde à inclinação da roda do veículo em relação a um plano vertical, que passa pelo centro da superfície de contato do pneu com a pista. O ângulo de cambagem é considerado positivo, quando a parte superior da roda se inclina para fora e negativo, quando inclinada para dentro (Gillespie, 1992). A Figura 10 demonstra como o ângulo γ de câmber é determinado. Vale ressaltar que a variação deste ângulo está diretamente ligada ao desgaste do pneu. Um ângulo de câmber neutro representa o menor desgaste, enquanto ângulos positivos ou negativos diminuem a área de contato afetando mais severamente o pneu.

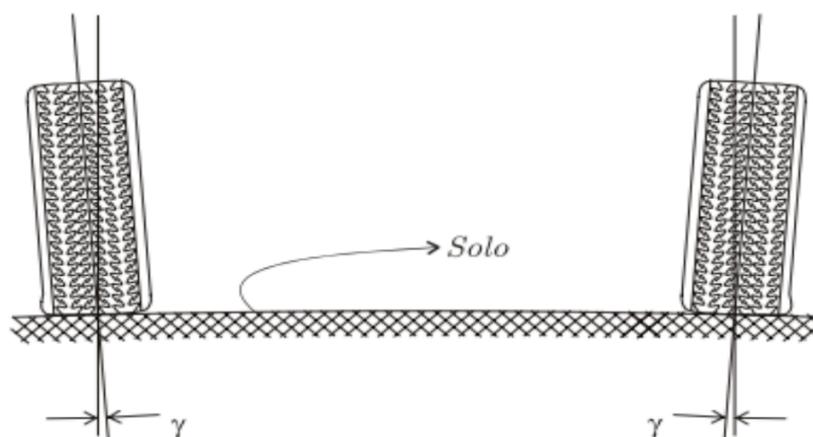


Figura 10 - Ângulo de câmber positivo (Fonte: Nicolazzi, 2012)

Quando as frentes das rodas estiverem direcionadas para dentro é caracterizado convergente (*toe in*), já quando as frentes estiverem apontando para fora é dito que há divergência (*toe out*), conforme ilustrado na Fig. 11. A configuração deste ângulo está diretamente relacionada com a estabilidade do veículo e o desgaste dos pneus. Para que ocorra o desgaste mínimo dos pneus, a frente deles deve estar apontada diretamente para a frente (ângulo de *toe* nulo). Uma configuração de *toe in* aumenta a estabilidade direcional do veículo, enquanto o *toe out* aumenta a sensibilidade do volante, fazendo com que o veículo fique instável (Jazar, 2008).

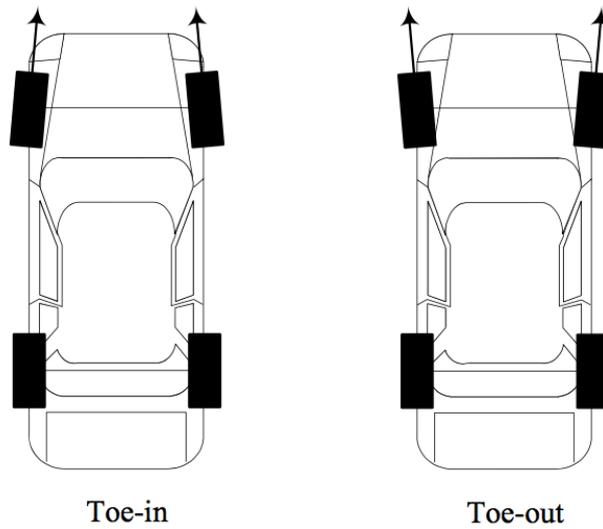


Figura 11 – Veículos com configurações de *toe in* e *toe out* (Fonte: Jazar, 2008)

Segundo Jazar (2008), o ângulo de cáster é a medida da inclinação da manga de eixo com uma linha imaginária na vertical, medido sempre na vista lateral do veículo. O ângulo de cáster é considerado positivo quando o eixo do conjunto mola e amortecedor estiver inclinado para a traseira do veículo (Fig. 12). Este ângulo, quando negativo afeta diretamente no comportamento auto alinhante dos pneus, ou seja, os pneus retornam com mais facilidade para a posição inicial após uma curva. O cáster negativo é usado na grande maioria dos veículos atualmente (Jazar, 2008).

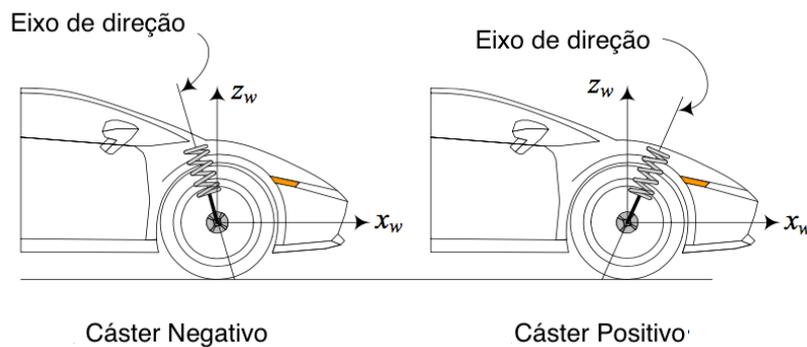


Figura 12 - Ângulos de cáster negativo e positivo (Fonte: Jazar, 2008)

Por fim, o centro de rolamento ou rolagem (CR) é um parâmetro que depende tanto do tipo de suspensão, mas também de sua geometria. É a característica mais importante pelo fato de ser o ponto, onde as forças laterais geradas pelas rodas são transmitidas para a massa suspensa (Gillespie, 1992). O CR também é caracterizado com o ponto de intersecção entre o eixo de rolamento da suspensão, que é eixo o qual a massa suspensa e não suspensa rotacionam

mutuamente com relação ao eixo vertical. A Figura 13 ilustra o eixo de rolamento traçado do CR da suspensão dianteira até a suspensão traseira. Segundo Reimpell (2012), é importante que o CR da suspensão dianteira seja localizado ligeiramente abaixo do da traseira de modo a absorver melhor os efeitos de guinada do veículo em curvas. Ainda segundo o autor, a altura do CR para veículos de passeio são de 30 a 100mm para o eixo dianteiro e 60 a 130mm para o traseiro. Segundo Milliken (1995), a altura do CR está diretamente relacionada com a estabilidade do veículo, pois quanto menor for a diferença de altura para o CG, menor será o momento de rolagem transmitido do CG para o CR.

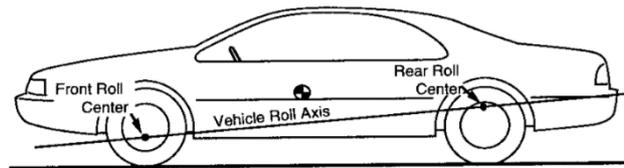


Figura 13 - Eixo de rolamento em um veículo

Segundo Erthal (2010), o centro de rolagem tem sido utilizado na análise do comportamento das suspensões, devido à facilidade de identificação e por servir de referência a outras análises do sistema.

A diferença de altura do CR com o CG do veículo influencia diretamente no comportamento do veículo ao realizar uma curva. Um torque gerado devido ao rolamento do centro de gravidade com relação ao eixo de rolagem acaba ocasionando um momento de rolagem. A relação entre esses dois pontos além das forças geradas no veículo pode ser vista na Fig. 14.

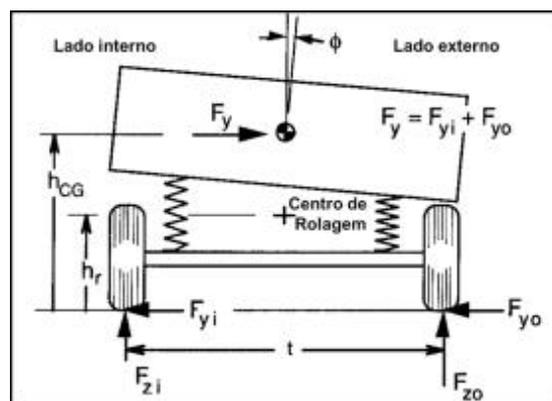


Figura 14 - Centro de rolamento com relação ao CG do veículo (Adaptado de: Gillespie, 1992)

A força lateral F_y aplicada ao CG é resultante da soma das forças laterais internas (F_{yi}) e externas (F_{yo}) aplicadas aos pneus. Quando o veículo realiza uma curva, as forças verticais F_{zi} e F_{zo} diminuem fazendo com que a resultante F_y aumente, devido às forças nos pneus. Tendo isto em

vista, observa-se que são dois os fatores que resultam no aumento das forças laterais: transferência de forças laterais devido ao efeito de curva; transferência de forças laterais devido à rolagem (ϕ) do veículo. Nos veículos SUVs, a diferença de altura entre o CG (h_{cg}) e o CR (h_r) é maior, quando comparada a veículos de outras categorias. Isso implica em maior momento de rolagem e, conseqüentemente, em maior força lateral (F_y) aplicada ao CG resultando em maior ângulo de rolagem (ϕ) do chassi. Esta é a razão pela qual os veículos desta categoria apresentam maior facilidade de capotamento.

É válido destacar também a relação existente entre o CG e o eixo de rolagem a partir de suas alturas. Na grande maioria dos casos, em veículos de quatro rodas, o eixo de rolagem é localizado abaixo do CG fazendo com que o veículo tenda a rolar para o lado externo ao realizar uma curva. Em alguns casos porém, o eixo de rolagem se localiza acima do CG fazendo com que o veículo mergulhe na curva com suas molas internas sendo comprimidas. Isso se explica pelo fato do momento de rolagem gerado no CG, apresentado na Fig. 14, seja gerado para o lado oposto, fazendo com que a carga seja transferida para lado interno do veículo na curva (Miliken, 1995).

2.6.1 Suspensão McPherson

A suspensão McPherson consiste em uma versão simplificada da Duplo A. Enquanto a suspensão Duplo A apresenta uma bandeja inferior e uma superior, a McPherson consiste apenas em uma bandeja inferior conectada a manga de eixo, local onde grande parte das forças são concentradas (Reimpell, 2001). Este tipo de suspensão é muito utilizado na parte dianteira dos veículos atualmente. Isso se dá pelo seu baixo custo, fácil manutenção e pelo pouco espaço que ocupa, facilitando o uso de motores transversais. Além disso, fornece um longo curso para a mola e maior gama de *designs* (Reimpell, 2001). Contudo, algumas desvantagens associadas a este tipo de suspensão como a maior dificuldade de isolar o veículo de ruídos causados pelo contato com o pavimento, além de ter características cinemáticas menos favoráveis comparada a outros tipos de suspensão.

O modelo apresentado na Fig. 15 corresponde a uma suspensão McPherson encontrada na biblioteca do software multir corpos com seus principais componentes destacados.

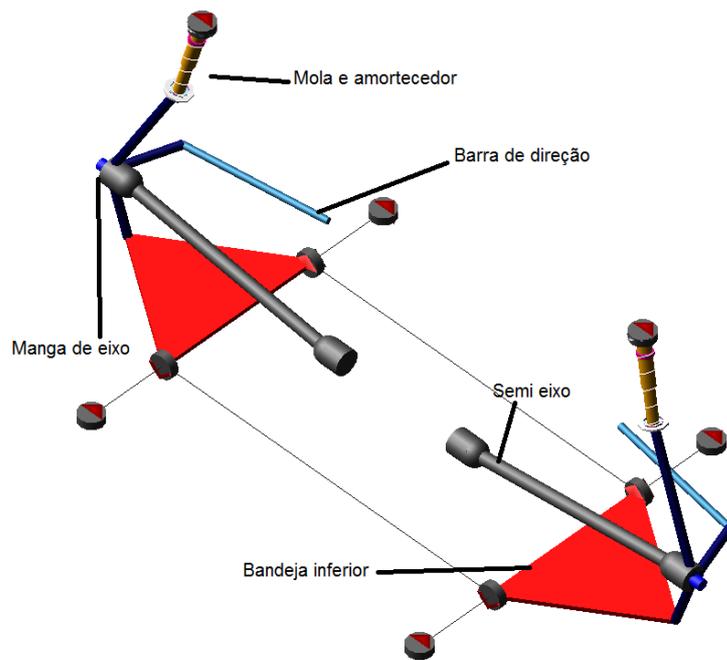


Figura 15 - Suspensão McPherson e seus principais componentes

Nos sistemas de suspensão é de grande importância a compreensão do funcionamento de suas juntas. Portanto, a Fig. 16 apresenta as juntas existentes no sistema seguido da Tabela. 6 que explica a função de cada uma.

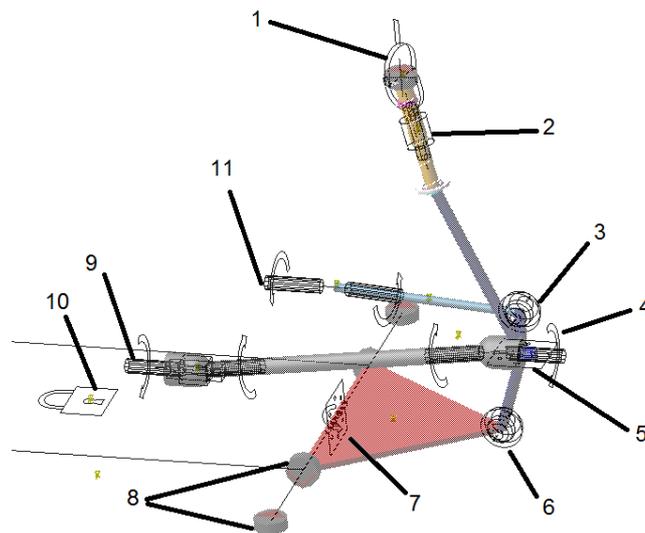


Figura 16 - Juntas utilizadas na suspensão McPherson

Tabela 6 - Funções das juntas utilizadas na suspensão McPherson

1	Junta hooke entre a mola e o chassi
2	Junta cilíndrica entre a mola e o amortecedor
3	Junta esférica entre a barra de direção e a manga de eixo
4	Junta homocinética entre o semi eixo e a roda
5	Junta revolvente entre a spindle e a manga de eixo
6	Junta esférica entre a bandeja e a manga de eixo
7	Junta revolvente entre a bandeja e o chassi
8	Coxins aplicadas entre o chassi e a bandeja
9	Junta homocinética entre a barra de direção e a direção

Além das juntas, os *communicators* devem ser corretamente distribuídos para que as simulações sejam executadas corretamente. Tendo isto em vista, a Tabela. 7 apresenta os *communicators* utilizados, suas funções e a que subsistema estão ligados.

Tabela 7 - Communicators utilizados na suspensão McPherson

Nome	Tipo	Minor Hole	Ligado a
ci[lr]_ARB_pickup	Input	Location	Chassis
cis_subframe_to_body	Input	Mount	Chassis
co[lr]_arb_bushing_mount	Output	Mount	Chassis
co[lr]_camber_angle	Output	Mount	SDI_Test trig
co[lr]_droplink_to_suspension	Output	Mount	Chassis
co[lr]_suspension_upright	Output	Mount	Chassis
co[lr]_toe_angle	Output	Parameter_real	SDI_Test trig
co[lr]_wheel_center	Output	Location	Wheel
cos_driveline_active	Output	Parameter_integer	SDI_Test trig
cos_rack_housing_to_suspension_subframe	Output	Mount	Steering

Para analisar o comportamento da suspensão McPherson em ambiente multicorpos, foi executada a simulação *Parallel Wheel Travel*. Neste tipo de simulação o sistema de suspensão é acoplado ao sistema de direção e pneus por meio dos *communicators*. Esta simulação simula a passagem do veículo por uma lombada fazendo uso de deslocamentos verticais de 80 a -80 mm ocasionados de pelo *Testrig* em torno de um *bound* e *rebound*. A Figura 17 ilustra o sistema

de suspensão, durante a realização da simulação com os valores limites propostos por Reimpell (2001).

Com a simulação realizada é possível analisar a variação de parâmetros como câmber, toe e CR, além de descobrir a posição do centro de rolagem da suspensão, quando o sistema se encontra estático. A Figura 17 apresenta o gráfico obtido para a variação do câmber da suspensão McPherson. Na figura é possível perceber uma pequena variação de 1.75° até -1°, o que segundo Reimpell (2001) significa que a suspensão foi capaz de absorver com eficácia as forças laterais geradas. A pequena variação deste ângulo, pode ocasionar porém em maior momento de rolagem aplicados a carroceria durante curvas.

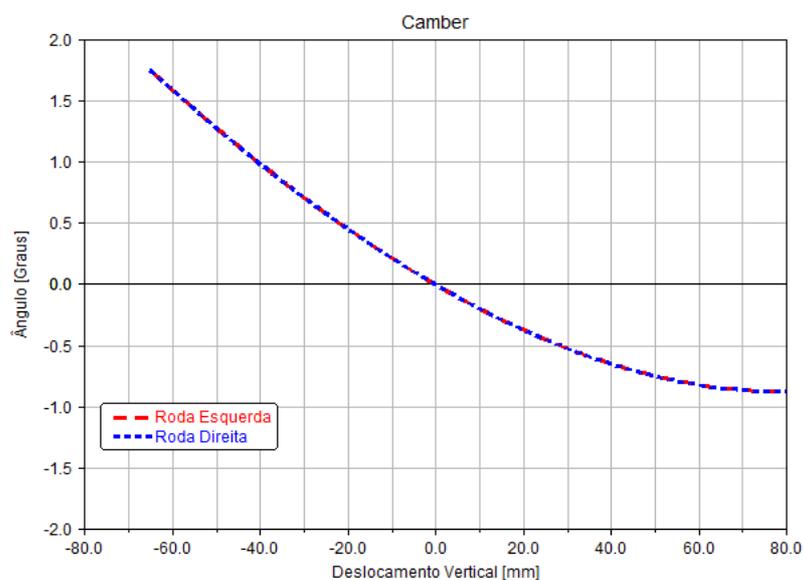


Figura 17 - Variação de câmber

No gráfico obtido para a variação do ângulo de *toe* da suspensão McPherson apresentado na Fig. 18 é possível observar que este ângulo passou de um valor negativo próximo de -1.5° em *bound* para 1.5° em *rebound*. Esta variação é indesejável para uma suspensão dianteira pois pode ocasionar em perda de controle do motorista e maior desgaste dos pneus (Reimpell, 2001). A grande variação deste ângulo também pode acarretar em maior diferença de ângulo de esterçamento do veículo em curvas, fazendo com que o escorregamento dos pneus seja maior.

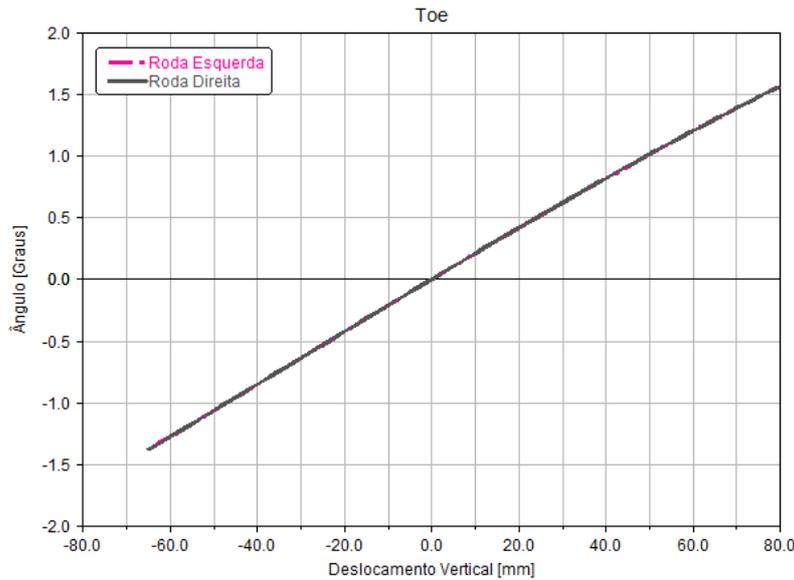


Figura 18 - Variação do ângulo de *toe*

Por fim, o último gráfico gerado para a suspensão McPherson (Fig. 19) é o da variação do seu centro de rolagem. É possível notar pelo gráfico que durante a simulação ocorre o deslocamento do CR, porém, quando o deslocamento vertical é neutro, a suspensão apresenta um valor próximo de 70 mm. Este valor se apresenta dentro da faixa proposta por Reimpell (2001).

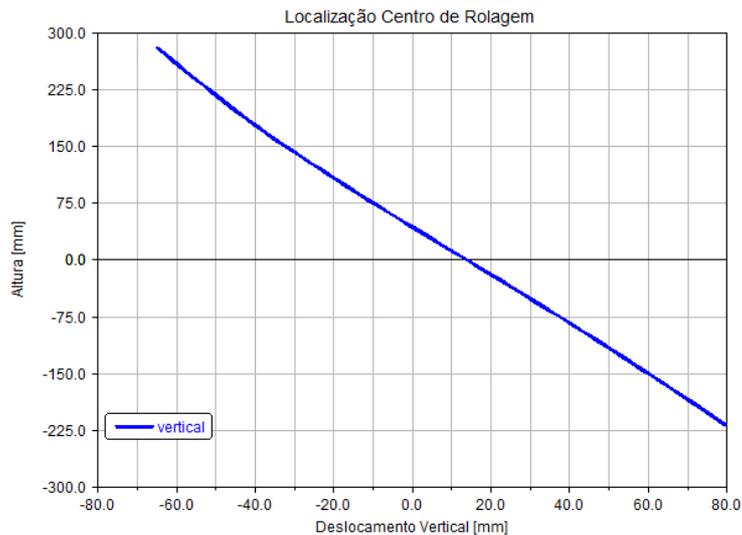


Figura 19 - Centro de rolagem da suspensão McPherson

2.6.2 Suspensão Multilink

Primeiramente, desenvolvida pela Mercedes Benz, a suspensão Multilink tem a função de controlar forças vindas de todas as direções. Este tipo de suspensão fornece uma grande gama de geometrias possíveis devido a seus 3 ou mais braços que podem ser distribuídos de acordo com a necessidade e espaço disponível (Reimpell, 2001). Dentre as vantagens deste tipo de

suspensão estão: maior possibilidade de ajustes, grande controle das rodas, balanceamento de movimentos de arfagem. Dentre as desvantagens estão os maiores custos de produção e sensibilidade ao desgaste dos braços. O sistema da suspensão Multilink e seus componentes podem ser visualizados na Fig. 20.

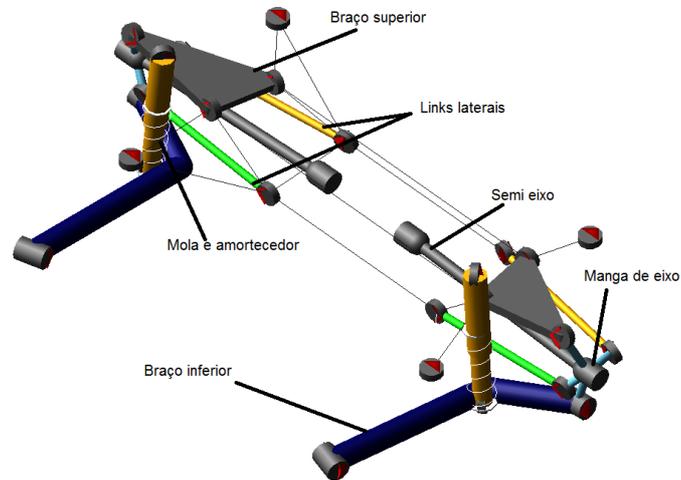


Figura 20 - Suspensão Multilink e seus componentes

A Fig. 21 apresenta as juntas envolvidas na modelagem da suspensão Multilink seguida da Tabela. 8 que indica a função de cada uma.

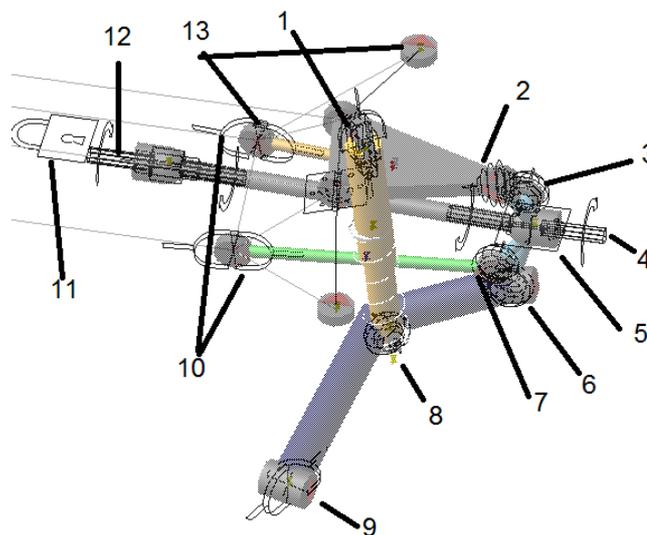


Figura 21 - Juntas utilizadas na suspensão Multilink

Tabela 8 - Função das juntas utilizadas na suspensão Multilink

1	Junta gancho entre a mola e o chassi
2	Junta esférica entre o braço superior e a manga de eixo
3	Junta esférica entre a manga de eixo e o braço lateral
4	Junta homocinética entre o semi eixo e a roda
5	Junta revoluta entre a spindle e a manga de eixo
6	Junta esférica entre o braço inferior e a manga de eixo
7	Junta esférica entre a manga de eixo e o segundo braço lateral
8	Junta esférica entre a mola e o braço inferior
9	Junta fixa entre a suspensão e o chassi
10	Coxins entre os braços e o chassi

Mesmo que a suspensão traseira não seja conectada a diversos subsistemas, a inserção correta deles é indispensável.

Para garantir resultados que possam ser comparados entre as duas suspensões, a mesma simulação realizada para a suspensão McPherson foi realizada para a Multilink. A Fig. 22 apresenta o sistema de suspensão, desta vez sem o sistema de direção, acoplada ao sistema de pneus sobre o *Testrig*.

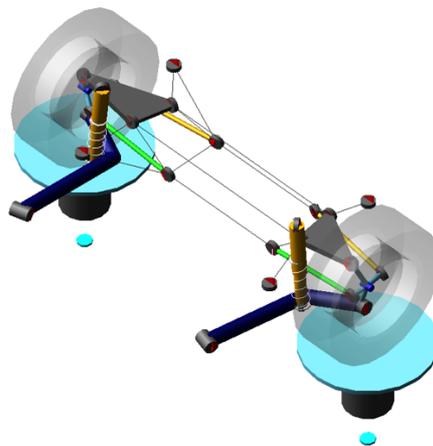


Figura 22 - Suspensão multilink na plataforma de testes

Após a simulação, os mesmos gráficos apresentados no item anterior foram obtidos para a suspensão Multilink. Na Fig. 23, pode-se perceber que houve uma grande variação no ângulo de câmbor. Isso se dá pelo fato desta suspensão ser composta por diversos links que permitem o deslocamento do sistema para diversas direções ajudando na estabilidade do veículo (Reimpell, 2001).

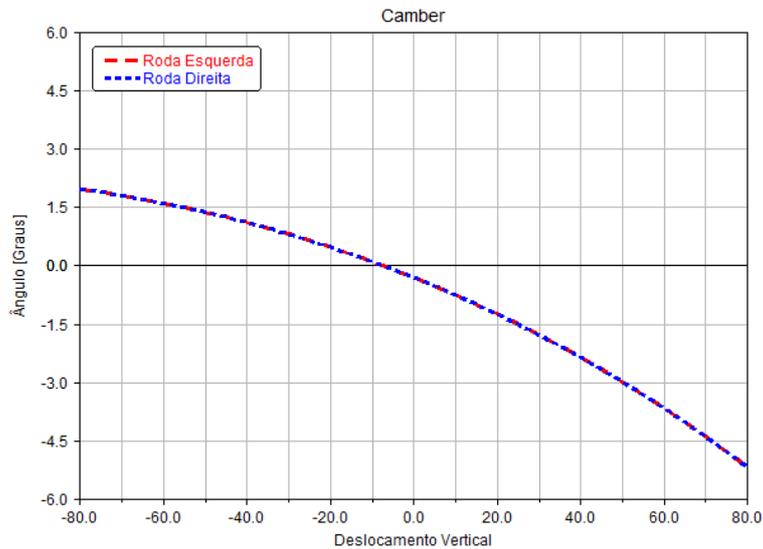


Figura 23 - Variação do ângulo de câmbio da suspensão Multilink

O gráfico obtido para a variação do *toe* da suspensão Multilink apresentado na Fig. 24 apresentou uma variação praticamente nula deste ângulo. Isso se justifica pelo fato desta suspensão apresentar diversos links capazes de suportar às forças laterais aplicadas ao sistema.

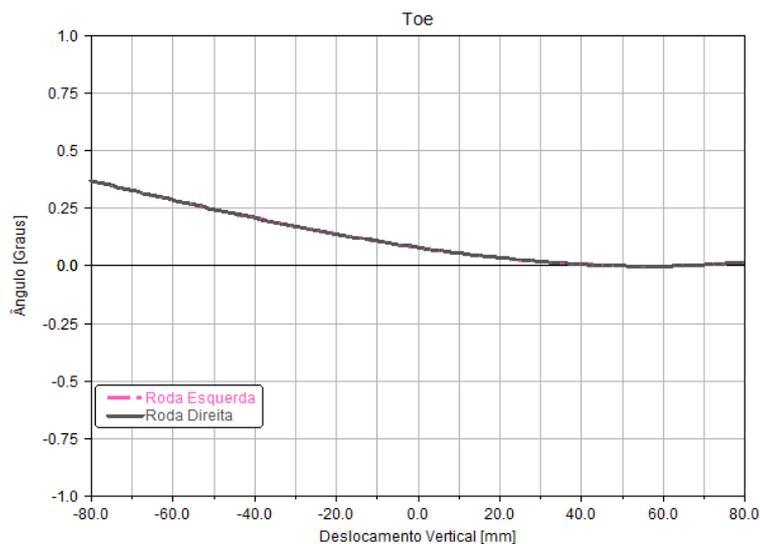


Figura 24 - Variação do ângulo de *toe* para a suspensão Multilink

Para o gráfico obtido acerca do centro de rolagem da suspensão Multilink (Fig. 25) observa-se que quando o deslocamento vertical é neutro, o seu CR se localiza a aproximadamente a 90mm do solo. Este valor assim como o encontrado para a suspensão McPherson se encontra dentro da faixa e ligeiramente acima do eixo dianteiro propostos por Reimpell (2001).

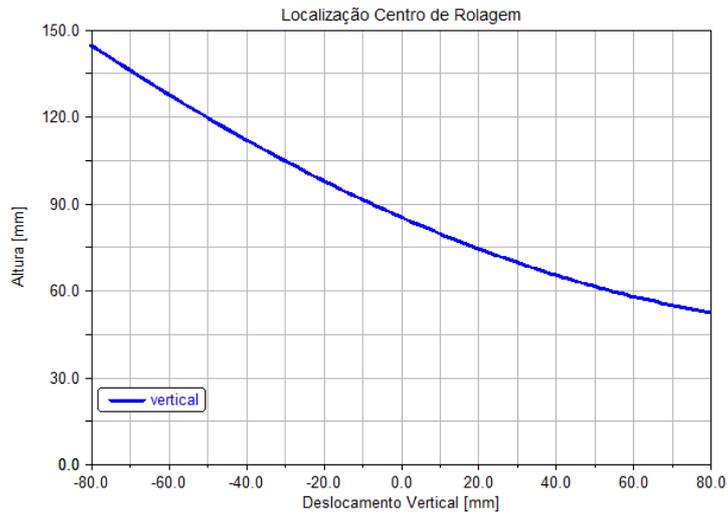
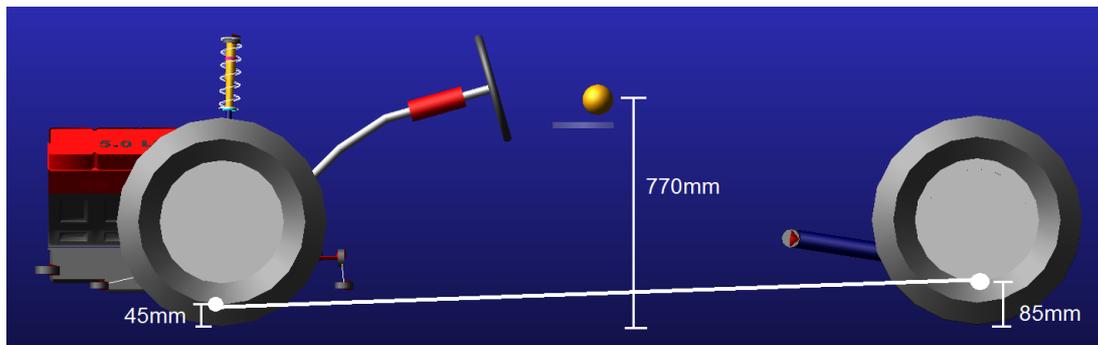


Figura 25 – Centro de rolagem da suspensão Multilink

A Fig. 26(a), apresenta a localização do eixo de rolagem do modelo SUV com relação ao CG em comparação com o o eixo de rolagem do modelo MDI (Fig. 26(b)).



(a)

(b)

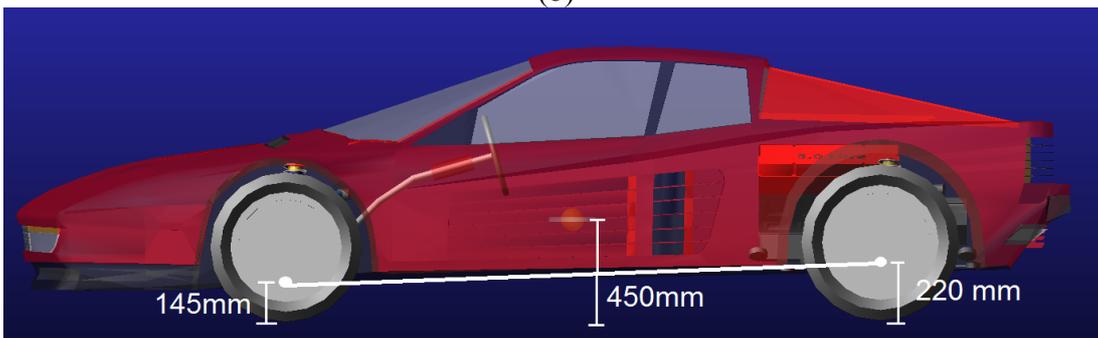


Figura 26 - (a) Eixo de rolamento dos modelos SUV e (b) do modelo MDI

2.7 DIREÇÃO

Para garantir uma boa dirigibilidade do veículo, seu sistema de direção deve ser corretamente projetado. A função do sistema de direção é esterçar os pneus de acordo com o comando do

motorista de modo a oferecer controle direcional do veículo (Gillespie, 1992). A Fig. 27 ilustra a geometria de um veículo ao realizar uma curva. Quando um veículo se move em velocidades muito baixas ou praticamente nulas, existe uma condição entre as rodas interna e externa que fazem com que elas estercem sem qualquer escorregamento. Esta condição é chamada de Condição de Ackerman. Os ângulos de esterçamento interno (δ_i) e externo (δ_o) são expressos pela relação entre o comprimento do veículo (L), sua largura (t) em relação ao centro da curva e podem ser descrito pela Eq. 2 (Jazar, 2008):

$$\cot\delta_o - \cot\delta_i = \frac{t}{L} \quad (2)$$

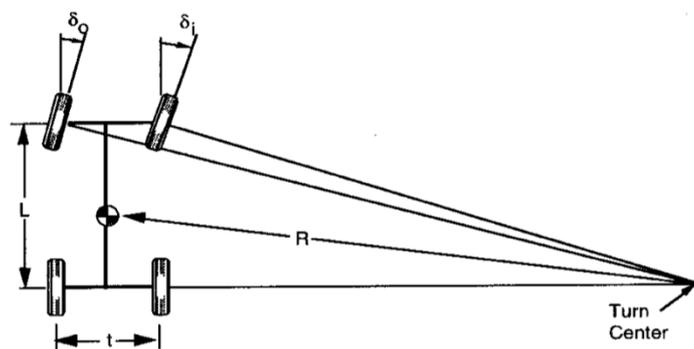


Figura 27 - Geometria do veículo em curva (Fonte: Gillespie, 1992)

Existem diversos tipos de direção, será utilizado o conhecido como pinhão cremalheira. Esse sistema consiste em uma engrenagem girando sobre uma cremalheira que transforma o movimento rotacional do volante em movimento translacional transferido para as rodas. A Fig. 28 apresenta o sistema de direção em ambiente multicorpos com seus componentes destacados

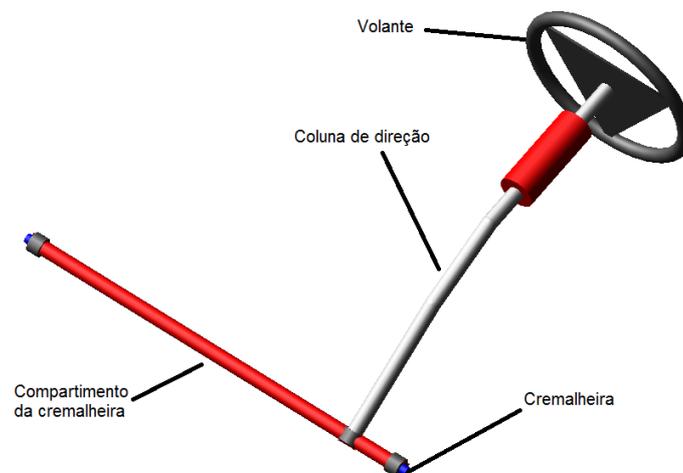


Figura 28 - Sistema de direção e principais componentes

No sistema de direção são utilizadas poucas juntas uma vez que elas devem apenas transmitir o movimento imposto pelo motorista até os pneus. A Fig. 29 apresenta as juntas utilizadas.

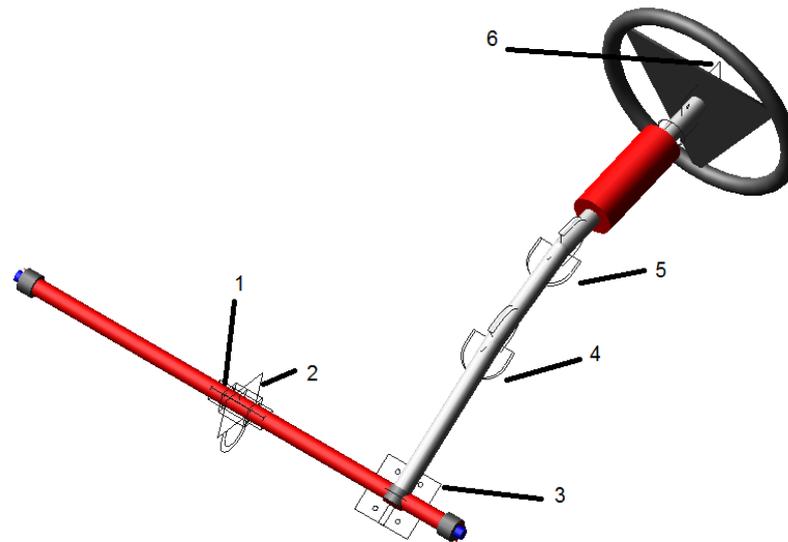


Figura 29 - Juntas utilizadas no sistema de direção

2.8 POWERTRAIN

O powertrain de um veículo é composto por todos os componentes responsáveis por transmitir a potência gerada pelo motor até as rodas do veículo. Segundo Gillespie (1992), os motores podem ser caracterizados por seu torque e curva de potência em função da velocidade.

As curvas que caracterizam o motor, de acordo com cada marcha e velocidade do veículo estão ilustradas na Fig. 30.

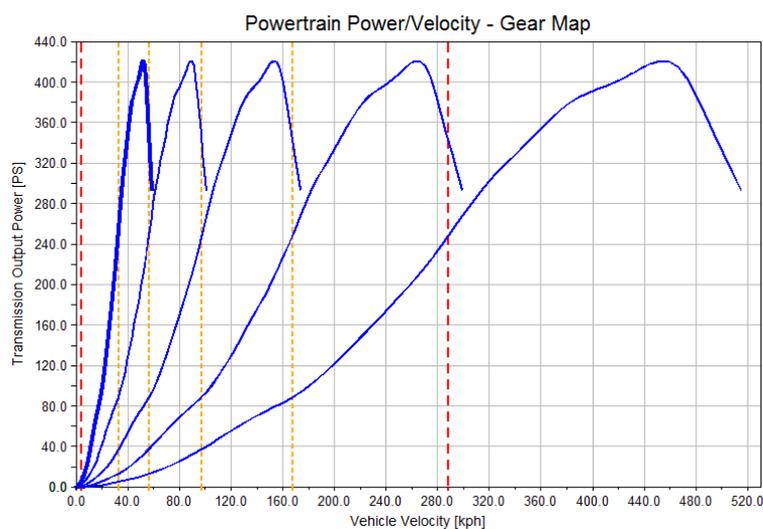


Figura 30 - Curvas de potência obtidas para o motor do modelo MDI

2.9 PNEUS

Praticamente todas as forças aplicadas a um veículo, com exceção das aerodinâmicas, são resultantes da interação do pneu com o solo Schlueter (2012). Essa interação do pneu com o solo afeta diretamente a dirigibilidade do veículo tanto como seu comportamento dinâmico ao realizar manobras como aceleração, frenagem e curvas. Dentre as principais funções do pneu estão: suportar o carregamento vertical amortecendo irregularidades da superfície, desenvolver forças longitudinais para aceleração e frenagem e desenvolver forças laterais para curvas (Gillespie, 1992).

O escorregamento é definido como uma porcentagem da velocidade longitudinal do veículo com a Eq. 3 (Gillespie 1992).

$$Slip (\%) = 1 - \frac{r\omega}{V} \times 100 \quad (3)$$

Onde:

r = Raio efetivo de rolamento do pneu

ω = Velocidade angular da roda

V = Velocidade longitudinal

A Figura 31 apresenta a relação existente entre a força de fricção existente entre os diferentes tipos de superfície e a variação de escorregamento do pneu. Em 100% de escorregamento os pneus se encontram travados e sem rotação alguma.

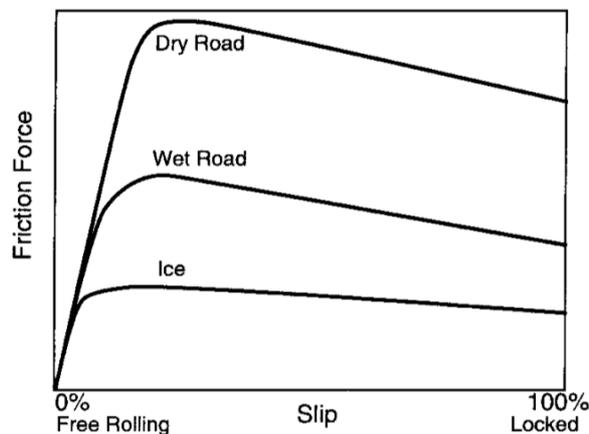


Figura 31 - Escorregamento do pneu em diferentes superfícies (Fonte: Gillespie, 1992)

Segundo Miliken (1995), quando um pneu é defletido lateralmente e rolado, ele se move em uma direção diferente da qual a roda está apontando a um certo ângulo, conhecido como ângulo de escorregamento ou *slip angle*. A força lateral de uma curva pode ser pensada como o resultado do ângulo de escorregamento, ou o oposto. Como por exemplo quando as rodas dianteiras de um veículo são esterçadas, um ângulo de escorregamento é criado gerando assim o aumento de forças laterais e, conseqüentemente, essa força gira o veículo (Miliken, 1995). É importante ressaltar que o ângulo de escorregamento lateral está diretamente ligado com o tipo do pneu, as forças de atrito do solo e as condições do pneu. Este efeito impacta diretamente em conceitos que serão estudados como o gradiente de subesterçamento do veículo e sua estabilidade em curvas. A Figura 32 ilustra como ocorre a formação do ângulo de escorregamento, devido a forças laterais aplicadas ao pneu.

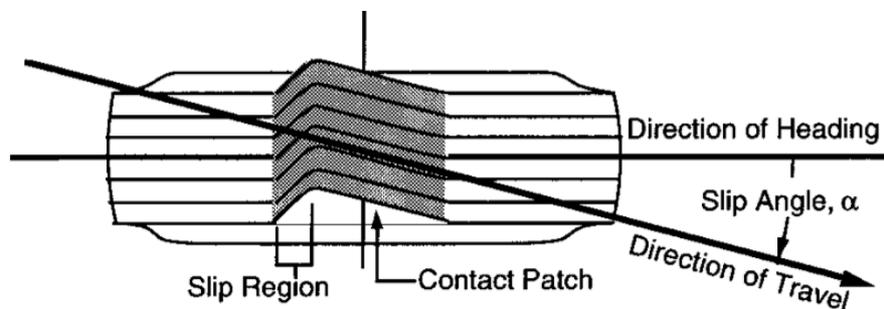


Figura 32 - Escorregamento lateral do pneu (Fonte: Gillespie, 1992)

Existem diversos tipos de pneus com diversas aplicações no mercado atual. Tendo isto em vista se criou uma convenção para caracterizar os pneus de acordo com a posição dos fios, sua largura, altura e velocidade máxima de operação. A Fig. 33 ilustra como é feita a nomenclatura dos pneus e o significado de cada elemento.

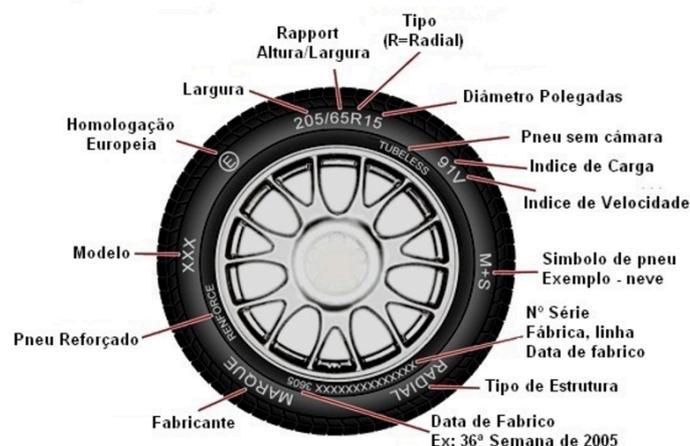


Figura 33 - Nomenclatura de pneus (Fonte: <http://www.redepneuforte.com.br>)

Existem diversos modelos de pneus na biblioteca do Adams/Car®.

2.10 FREIOS

Quando um veículo realiza uma frenagem, grande parte da sua massa é transferida para a frente. Por isso, o uso adequado de freios que suportem grandes cargas na parte dianteira é indispensável. A maioria dos freios operam utilizando o atrito mecânico para realizar forças contrárias ao movimento de rotação das rodas. O sistema de freios mais utilizado atualmente é o de freios a disco. Esse sistema consiste basicamente em um disco que quando o freio é acionado é pressionado por duas pastilhas, causando um aumento do atrito naquela superfície e fazendo com que as rodas desacelerem.

O comportamento dos freios está diretamente ligado ao escorregamento dos pneus abordado no item anterior. Quando a força aplicada nos freios é muito grande, o travamento das rodas pode ocorrer fazendo com que o escorregamento do pneu seja máximo. Para corrigir este fator o sistema ABS foi criado. Este sistema tem como função garantir que a frenagem do veículo ocorra sempre na mesma faixa de escorregamento do pneu (normalmente entre 20%). Quando o freio é acionado e o ângulo de escorregamento se eleva, a força nos freios é aliviada de modo a diminuir as chances de travamento dos pneus. Deste modo, toda a operação de frenagem ocorre sem que o escorregamento dos pneus se eleve demasiadamente, aumentando assim a segurança dos passageiros. No Brasil o uso deste sistema se tornou obrigatório para veículos fabricados a partir do ano de 2014.

No software Adams/Car® o sistema de freios é a disco e acoplado às quatro rodas do modelo. Embora os freios do software não sejam ABS, isso não influencia no presente trabalho e, portanto, é possível adotar os freios a disco.

3 ESTUDO DO COMPORTAMENTO DE VEÍCULOS EM CURVAS

Este capítulo trata da teoria envolvendo veículos em curvas e sua dinâmica transversal.

3.1 INTRODUÇÃO

Ao se tratar do comportamento do veículo em curvas, surgem diversos fatores que não são levados em consideração em uma análise longitudinal de aceleração ou frenagem. A teoria que abrange fatores como as forças laterais nos pneus, ângulo de esterçamento, variação do centro de rolagem do veículo e coeficiente de sub esterçamento do veículo, serão abordados nos próximos itens e sua compreensão é de grande importância para o estudo dinâmico do veículo em curvas.

Vale ressaltar que toda simulação de curva de raio constante realizada no software multicorpos leva em consideração os conceitos apresentados neste capítulo. Também será feita uma ligação entre a teoria apresentada e o comportamento dos veículos SUV em curvas.

3.2 VEÍCULO EM CURVAS

O comportamento do veículo em curvas é importante para sua performance e, geralmente, está associado com o termo dirigibilidade. Segundo Gillespie (1992), dirigibilidade é o termo utilizado para expressar a resposta do veículo com relação aos movimentos impostos pelo motorista à direção e à sua facilidade de controle. Sendo assim, a dirigibilidade consiste em medir de maneira geral a interação do motorista com o veículo.

O conceito Geometria de Ackerman é geralmente utilizado para demonstrar a geometria das rodas dianteiras. Os ângulos (δ_0 e δ_i) são dependentes do comprimento entre eixos do veículo e o seu ângulo de curva, conforme apresentado no item 2.7. Erros ou desvios na geometria de Ackerman podem ter uma grande influência no desgaste dos pneus dianteiros do veículo (Gillespie, 1992).

Quando um veículo realiza uma curva com velocidades elevadas, o raio da curva acaba sendo muito superior às distâncias b e c da Fig. 34. Deste modo, os ângulos de esterçamento δ_0 e δ_i apresentados no item 2.7 serão pequenos e apresentarão valores muito próximos um do outro.

Tendo isto em vista, o modelo do veículo pode ser simplificado em um modelo de bicicleta contendo apenas uma roda dianteira com esterçamento δ e outra traseira, conforme a Fig. 34 (Gillespie, 1992).

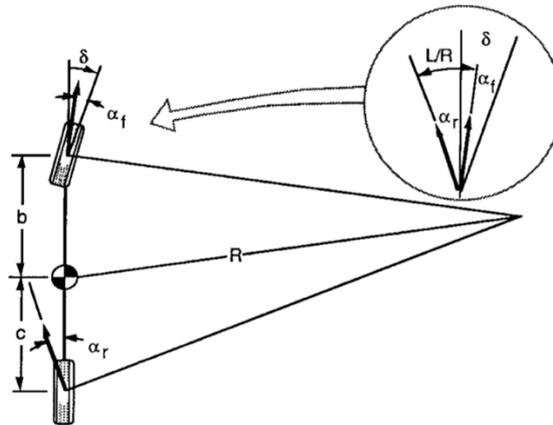


Figura 34 - Modelo de bicicleta simplificado (Fonte: Gillespie, 1992)

Desta forma, a formulação obtida para um veículo em curvas utilizando o sistema inglês de unidades é representada pela Eq.2:

$$\delta = 57.3 \frac{L}{R} + \left(\frac{W_f}{C_{\alpha_f}} - \frac{W_r}{C_{\alpha_r}} \right) \cdot \frac{V^2}{gR} \quad (4)$$

onde:

δ = Ângulo de esterçamento na dianteira (Graus)

L = Entre eixos (ft)

R = Raio de curva (ft)

V = Velocidade (ft/seg)

g = Aceleração gravitacional

W_f = Carga no eixo dianteiro (lb)

W_r = Carga no eixo traseiro (lb)

C_{α_f} = Rigidez de curva nas rodas dianteiras (lb/grau)

C_{α_r} = Rigidez de curva nas rodas traseiras (lb/grau)

O segundo termo da equação corresponde ao ângulo de *Ackerman* que depende diretamente dos ângulos de escorregamento dianteiro (α_f) e traseiro (α_r) dos pneus (Fig. 33). Portanto, a equação pode ser simplificada utilizando o gradiente "K" de subesterçamento, obtendo-se a Eq. 3:

$$\delta = 57.3 \frac{L}{R} + K a_y \quad (5)$$

Onde:

K= Gradiente de sub esterçamento (grau/g)

a_y = Aceleração lateral (g)

O comportamento dos veículos em curvas pode ser classificado de três maneiras: Neutro, sub esterçante e sobre esterçante.

- Neutro (K=0)

Um veículo apresenta um comportamento neutro, quando nenhuma alteração no ângulo de esterçamento é necessária, conforme a velocidade varia. O ângulo de esterçamento necessário para realizar a curva é equivalente ao ângulo de Ackerman, ou seja, a segunda parte da Eq. 5 zera ficando apenas com a relação do comprimento com o raio da curva multiplicado por 57.3. (Gillespie, 1992).

- Sub esterçamento (K>0)

Em um veículo subesterçante, o ângulo de esterçamento terá que aumentar, conforme a velocidade longitudinal do veículo aumenta para manter o mesmo raio de curva. No caso de subesterçamento, a aceleração lateral no CG faz com que os pneus dianteiros escorreguem lateralmente com proporções maiores que na parte traseira. Portanto, para manter o raio da curva os pneus devem ser esterçados com um ângulo maior (Jazar, 2008).

- Sobre esterçamento (K<0)

Nesta situação, o ângulo de esterçamento, δ , das rodas de um veículo deverá diminuir de acordo com o aumento da velocidade para manter o raio da curva. O aumento da aceleração pode causar a derrapagem total dos pneus traseiros caso o ângulo de esterçamento não seja corrigido (Jazar, 2008).

A Fig. 35 apresenta as trajetórias características dos três tipos de comportamento, sendo a trajetória 1 de um veículo neutro, a 2 de um veículo sobreesterçante e a 3 de um veículo sub esterçante (Nicolazzi, 2012).

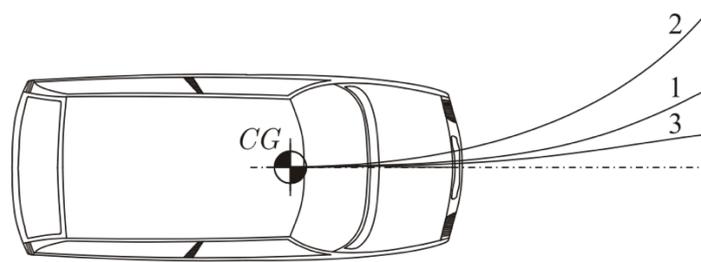


Figura 35 - Trajetórias características de veículos em curvas (Fonte: Nicolazzi, 2012)

As três características também podem ser expostas graficamente, conforme apresentado na Fig. 36. Quando o veículo apresenta um comportamento sobre esterçante (*oversteer*) pode alcançar a velocidade crítica que corresponde ao valor de velocidade a qual o veículo precisa de um ângulo de esterçamento, δ , zero para manter o raio da curva. A partir desta velocidade, o veículo perde o controle dos pneus traseiros e derrapa. A velocidade crítica pode ser calculada pela Eq.6 (Gillespie, 1992).

$$V_{crit} = \sqrt{-57.3L \frac{g}{K}} \quad (6)$$

Para casos de sub esterçamento (*understeer*) existe a velocidade característica (*Characteristic speed*). Este conceito corresponde na velocidade que o veículo se encontra tal que o seu ângulo de esterçamento δ corresponde ao dobro do ângulo de Ackerman para manter o mesmo raio de curva (Gillespie, 1992).

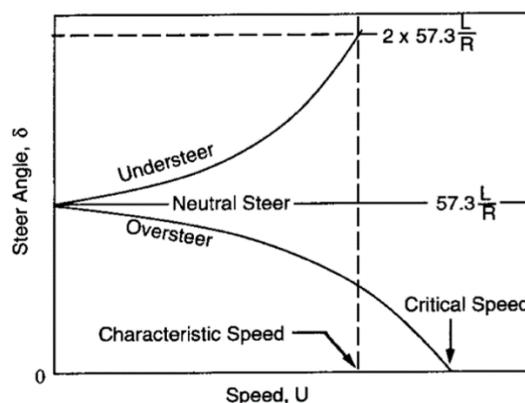


Figura 36 - Gráficos característicos para o gradiente de sub esterçamento (Fonte: Gillespie, 1992)

Outro conceito envolvendo o comportamento de veículos em curvas é o gradiente de rolagem que, segundo Vilela e Barbosa (2011), consiste na derivada entre o ângulo de rolagem do CG do veículo com relação a aceleração lateral imposta no CG, conforme o gráfico apresentado na

Fig. 37. Com este gráfico é possível se obter informações importantes acerca do comportamento do CG do veículo em uma curva de raio constante, quando a aceleração lateral é imposta.

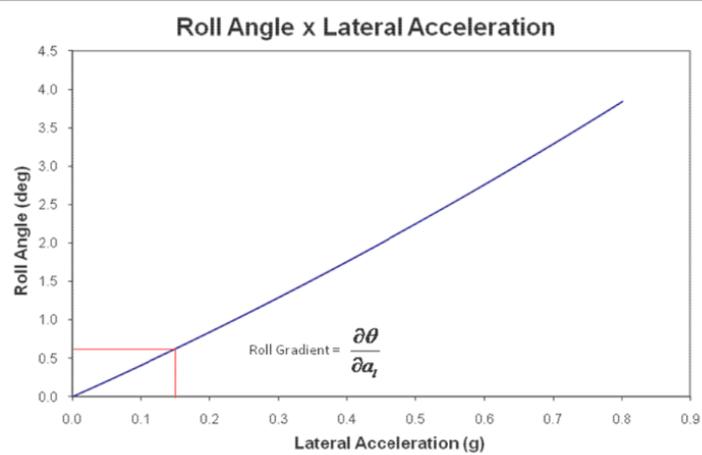


Figura 37 - Gráfico característico para gradiente de rolagem (Fonte: Vilela e Barbosa, 2011)

4 MODELAGEM DE VEÍCULO SUV EM AMBIENTE MULTICORPOS

Este capítulo apresenta todo o processo de obtenção de inputs e modelagem de um veículo SUV em ambiente multicorpos, a partir de um exemplar importado em elementos finitos.

4.1 INTRODUÇÃO

O objetivo deste capítulo é apresentar a modelagem do veículo SUV. Tendo isto em vista, as etapas serão apresentadas com o auxílio de imagens e depois justificadas com as modificações feitas em cada uma.

Ainda neste capítulo, será apresentado todo o histórico envolvendo os veículos SUV e todo o seu processo de crescimento e aceitação no mercado do Brasil e do mundo chegando no cenário atual deste segmento de automóveis. A justificativa do trabalho será reforçada e discutida baseando-se também nesse cenário.

4.2 APRESENTAÇÃO DOS SUV

Os veículos SUV, do inglês *Sport Utility Vehicle*, estão presentes no mercado desde os anos 40, porém o seu uso começou a ser difundido apenas em meados dos anos 90, chegando hoje a ser uma das categorias mais vendidas no mundo inteiro. Derivados das caminhonetes, os SUVs surgiram com a intenção de possuir as mesmas capacidades de suportar grandes cargas, porém unindo isso ao conforto e praticidade de um sedã. Segundo a empresa americana Global Industry Analysts (GIA, Inc), o mercado automotivo engloba cada vez mais consumidores que buscam versatilidade e performance em seus automóveis. A empresa ainda cita que o que torna a busca por essa categoria tão grande é a sensação de imponência que os veículos são capazes de passar devido a sua alta potência, conforto, espaço e robustez, passando a sensação de segurança aos consumidores.

A venda dos SUVs no mundo tomou grandes proporções a partir da década de 90 e hoje, as projeções da empresa GIA são que até o ano de 2020 o mercado já tenha superado a marca de 21 milhões de unidades vendidas. Isto se dá devido ao aumento constante das tecnologias de economia de combustível nesta categoria de automóveis. No Brasil, o cenário não é diferente, segundo a Jato Dynamics, entre os anos de 2005 e 2013 a venda de veículos SUV apresentou

um crescimento de 289%. A Figura 38 apresenta esse comparativo de crescimento no Brasil e em outros países emergentes como Argentina, China, Índia, Rússia e África do Sul.

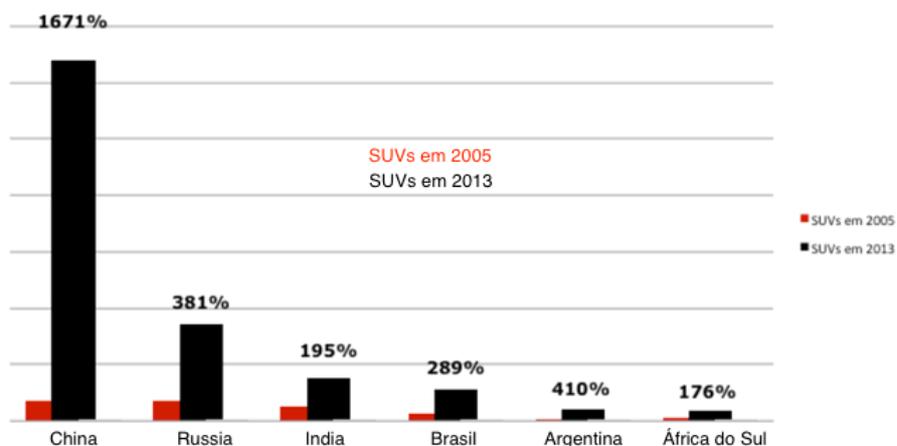


Figura 38 - Crescimento na venda de SUVs em países emergentes (Fonte:

<https://www.noticiasautomotivas.com.br/mercado-suv-representa-76-das-vendas-de-veiculos-leves>)

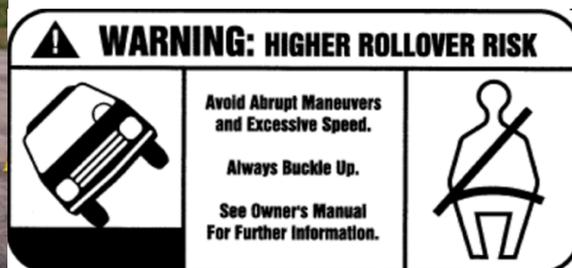
No entanto, conforme citado na parte introdutória deste trabalho, esta categoria de veículos vem despertando a atenção de Engenheiros e autoridades de trânsito. As características de robustez e imponência da categoria, acabam acarretando em um centro de gravidade mais elevado fazendo com que o comportamento dinâmico deste tipo de veículo seja comprometido ao realizar curvas.

Estas características dos SUV geram maior instabilidade do veículo ao realizar manobras que necessitem do esterçamento do volante (Fig.39a), aumentando as chances de capotamento do veículo e, por consequência, colocando a saúde e a segurança dos passageiros em risco. A fim de alertar os passageiros, algumas empresas colocam adesivos alertando-os dos riscos envolvidos ao se realizar curvas com estes veículos (Fig.39b).

Tendo isto em vista, o estudo da dinâmica transversal deste segmento de veículos merece uma grande atenção para pesquisas e trabalhos abrangendo esta problemática.



a)



b)

Figura 39 - a) Veículo tombando em teste dinâmico e b) Aviso de precaução em veículos SUV

4.3 OBTENÇÃO DE INPUTS

Para que se obtivesse informações do veículo SUV, mostrou-se necessário passar por diversas etapas em diferentes softwares para garantir que todas as informações inseridas no modelo final fossem confiáveis e que seu funcionamento fosse proporcional a um ensaio experimental. Estas etapas foram realizadas com o intuito de se gerar simulações do modelo. Essas etapas serão expostas nos próximos itens.

4.3.1 Modelo em Elementos Finitos

Com o modelo em elementos finitos do SUV, foi possível se obter informações importantes que puderam ser aplicadas ao modelo no ambiente multicorpos do veículo. Informações tais como *hardpoints*, momentos de inércia, massas e centros de gravidade dos componentes.

O modelo em elementos finitos do veículo apresenta milhares de elementos, cada um representando uma peça e componente do veículo. A Figura 40 apresenta o subsistema da suspensão dianteira após a sua separação de todos os outros elementos do veículo.

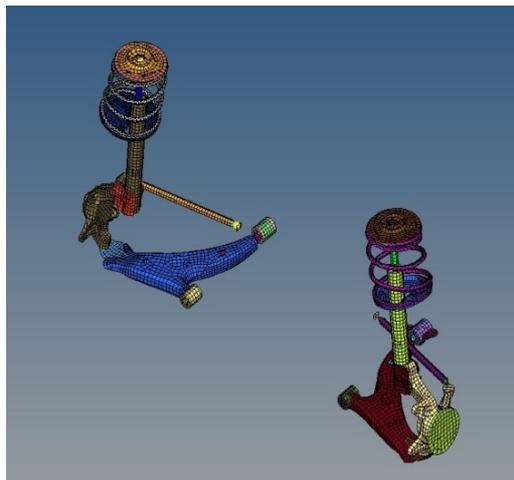


Figura 40 - Sistema de suspensão do modelo em Elementos Finitos

Para os *momentos de inércia*, utilizou-se o *solver* do software de elementos finitos para cada peça dos subsistemas. Da operação, obtém-se uma matriz 6X6 onde a mesma corresponde aos momentos de inércia da peça. Na modelagem multicorpos, essas informações são relevantes e, portanto, devem ser utilizadas, principalmente ao se gerar *General Part*. A Figura 41 apresenta como foi feita a inserção dos valores de massa, momentos de inércia e coordenadas do centro de gravidade de um dos componentes do modelo.

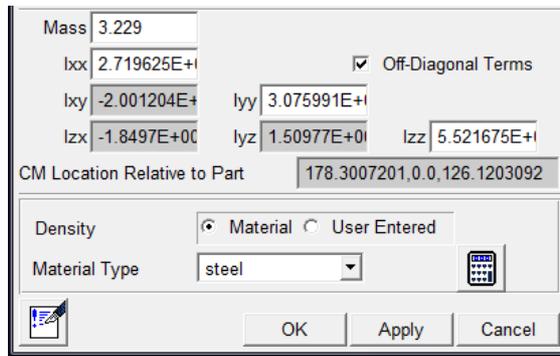


Figura 41 - Inserção de dados de geometria e de massa de um dos componentes do veículo

4.3.2 Inputs Adicionais

Com o modelo em elementos finitos, informações referentes ao chassi, suspensão dianteira e traseira foram obtidas. Porém, outras propriedades que se julgaram importantes para melhor caracterização do veículo não puderam ser adquiridas pelo modelo. Informações como modelos dos pneus, características do motor e parâmetros de suspensão foram retiradas de fontes como o manual de manutenção do modelo (Toyota, 1997) importado e características de outros modelos, como no caso das características do motor.

Conforme exposto no item de pneus, a teoria envolvendo este subsistema é extremamente vasta e complexa. Toyota (2001) apresenta que o modelo de pneus utilizados para os eixos dianteiro e traseiro são os mesmos e correspondem a pneus de 235/60R16. A mesma referência cita também que os parâmetros de suspensão utilizados devem ser de 0.33° de câmbor para o eixo dianteiro e 0.0° para o traseiro. Além disso, ângulo de convergência deve ser nulo para os dois eixos do veículo.

As características do motor do veículo não foram encontradas, portanto foi necessário buscar as características de um motor de outro veículo SUV existente no mercado. As curvas por marcha podem ser visualizadas na Fig. 42, a qual apresenta a potência do motor de acordo com a velocidade do veículo para as suas seis marchas.

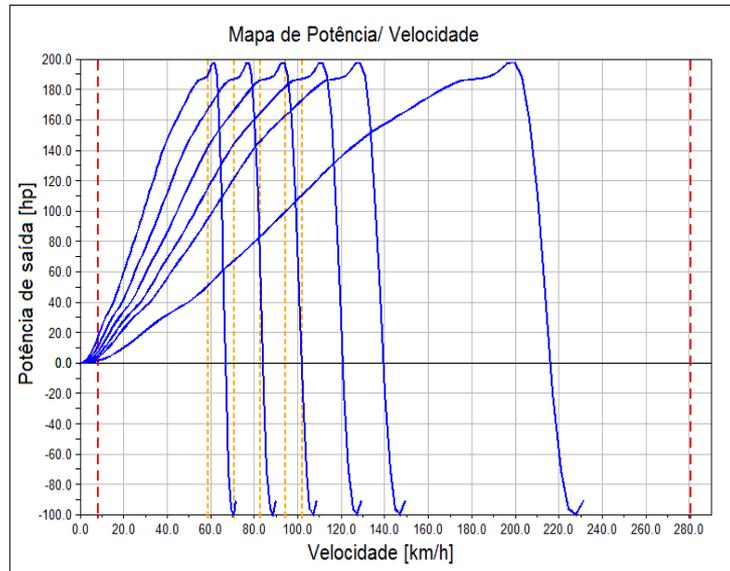


Figura 42 - Curvas de potência obtidas para o motor da SUV

4.4 MODELO MULTICORPOS

Durante o processo de modelagem, foram levadas em conta para a obtenção do veículo final características como rigidez de molas, coeficientes de amortecimento, motorização e geometrias de suspensões, para que ao final a simulação consiga representar da melhor forma possível uma situação real.

4.4.1 Suspensões no modelo multicorpos

As suspensões foram os subsistemas que necessitaram de maior atenção e, portanto, após a obtenção das informações citadas nos itens 4.3.1 e 4.3.2 ainda atenção foi dada:

- Adequação da rigidez da mola e coeficiente de amortecimento para que o subsistema fosse adequado a um veículo SUV. Tendo isto em vista, as informações referentes às suas molas e aos seus amortecedores influenciam no comportamento do modelo final.
- Transladar o sistema de suspensão e *powertrain*, para que o último ficasse centralizado no berço do sistema de suspensão traseira. Desta forma, as coordenadas auxiliam o software a encontrar a compatibilidade dos subsistemas do motor e de seu berço, encontrado no subsistema da suspensão.

A suspensão dianteira é do modelo McPherson, o motor está na parte dianteira e a tração será dianteira.

Para a segunda etapa do processo foram realizadas as seguintes operações:

- Criação de communicators no motor e no sistema de suspensão dianteira.
- Aumentar a rigidez das molas e coeficiente de amortecimento.
- Subsistema *powertrain* dianteiro e acoplado ao berço da suspensão dianteira.

4.4.2 Modelo SUV

A Fig. 43 traz o veículo SUV completo modelado.

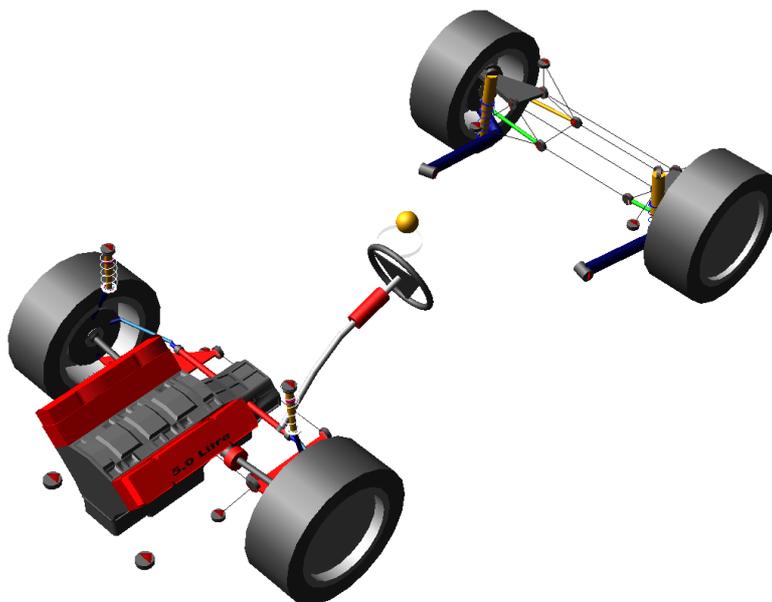


Figura 43 - Modelo final com características de um SUV

As características do modelo final em ambiente Multicorpos são apresentadas na Tabela.9.

Tabela 9 - Principais características do modelo SUV

Características do modelo	SUV
Tração	FWD
Suspensão Dianteira	McPherson
Suspensão Traseira	Multilink
Potência	200 hp
Pneus	235/60R16
Entre Eixos	2740 mm
Largura	1700 mm
Massa Total	1400 Kg
Câmbor Dianteiro/ Traseiro	0.33°/0.0°
Toe Dianteiro/ Traseiro	0.0°/0.0°
Altura CG	770 mm
SSF	1.18

5 SIMULAÇÃO DO MODELO MULTICORPOS EM CURVA DE RAIOS CONSTANTES

Esse capítulo apresenta os resultados obtidos numericamente para a simulação de curva com raio constante em ambiente multicorpos

5.1 INTRODUÇÃO

Neste capítulo serão apresentadas as simulações realizadas para o modelo do veículo SUV em curva de raio constante. Os resultados serão apresentados graficamente juntamente com uma discussão embasada na teoria apresentada no capítulo 3, acerca dos parâmetros a serem analisados nas simulações.

Para auxiliar no desenvolvimento das conclusões, os gráficos obtidos na simulação do SUV apresentarão os resultados obtidos para a mesma simulação realizada para o veículo MDI, tido como veículo ideal. O objetivo deste capítulo é apresentar os resultados obtidos para os parâmetros de ângulo de rolagem (ϕ) gradiente de esterçamento (K) ângulo de esterçamento (δ) e por fim, uma comparação realizada acerca da influência da altura do CG na dinâmica transversal do modelo SUV.

5.2 SIMULAÇÃO

Conforme mencionado, a simulação utilizada para se obter os resultados a serem apresentados nos próximos itens é a *Constant Radius Cornering*. Esta simulação consiste em submeter o modelo a uma curva de raio constante arbitrado pelo usuário. Existem dois métodos para se realizar a simulação. No primeiro método é possível escolher a velocidade do modelo no início da simulação, assim como a velocidade final. Desta forma, o veículo é acelerado de forma constante até alcançar a velocidade final. A segunda forma de se realizar a simulação é estabelecendo as acelerações laterais inicial e final para o modelo. Para todas as simulações, foram utilizados os seguintes parâmetros baseados nos recomendados pela ISO 4138 e 14792:

- Raio da curva: 100 metros
- Aceleração lateral inicial: 0,1 g
- Aceleração lateral final: 0,9 g

Da simulação, espera-se que, conforme a aceleração lateral aumenta, os parâmetros analisados sejam cada vez mais afetados até chegarem a um nível crítico de possível perda de controle do veículo. A Fig.44 apresenta o veículo ao realizar a simulação. É possível notar pela imagem que as molas externas do veículo estão sendo comprimidas pela força lateral imposta ao chassi em rolamento, enquanto as molas internas estão sendo tracionadas de forma a evitar o rolamento excessivo do chassi. Isso se justifica pelo fato do eixo de rolamento do veículo estar localizado abaixo do CG conforme apresentado no item 2.6

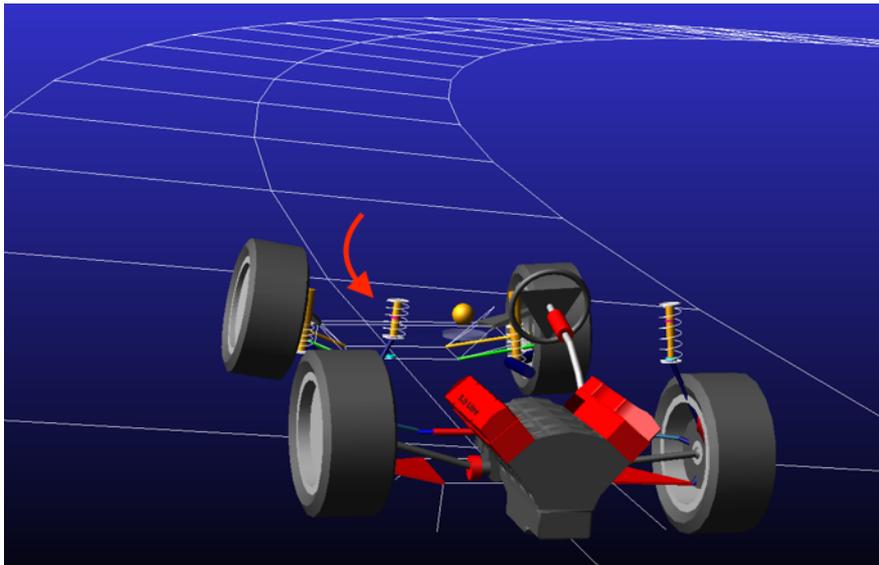


Figura 44 - Veículo SUV durante a simulação

5.3 GRADIENTE DE ROLAGEM (ϕ)

O primeiro gráfico gerado, ilustrado na Fig. 45 apresenta a curva obtida para o gradiente de rolagem do veículo, ou seja, o quanto o ângulo de rolagem (ϕ) variou durante o aumento da aceleração lateral do modelo ao realizar a curva. É possível observar que o veículo apresentou um valor, que representa o triplo do obtido para o modelo MDI. Apesar de os dois veículos apresentarem geometrias de suspensão e molas diferentes, as condições de simulação eram as mesmas. Portanto, pode-se observar que as geometrias das suspensões juntamente com altura do CG (770 mm) influenciaram significativamente no comportamento dinâmico do veículo em curva.

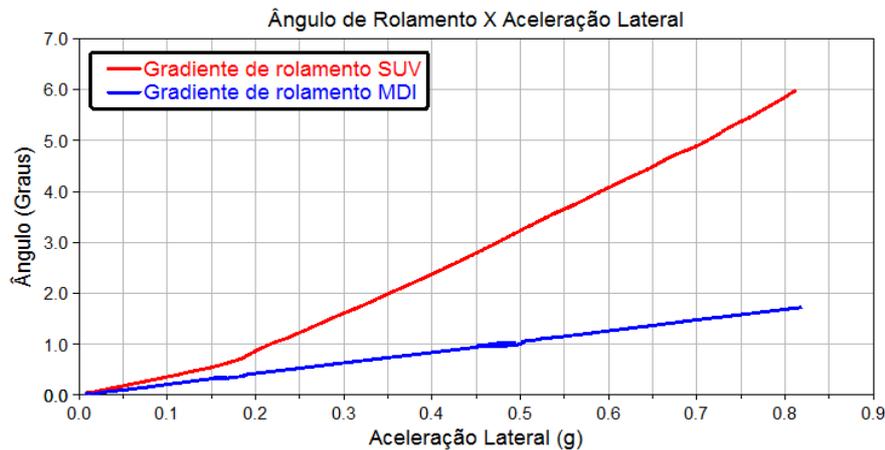


Figura 45 - Gradiente de rolagem

O fator considerado como decisivo para os resultados obtidos neste gráfico foi a altura do CG do veículo SUV. Ao início da simulação, o veículo apresentava um CG de 770 mm, enquanto seus centros de rolamento dianteiro e traseiro eram 45 e 85mm. Para a simulação do veículo MDI, o CG se encontrava inicialmente a uma altura de 450 mm e seus centros de rolamento dianteiro e traseiro a 145 e 220 mm. Portanto, pode-se perceber que, quanto mais distante o CG estiver do CR, maior momento de rolamento é gerado e, conseqüentemente, maiores forças laterais.

5.3 GRADIENTE DE SUB ESTERÇAMENTO, K

Outro fator considerado expressivo para o comportamento do veículo em curvas é o gradiente de sub esterçamento. Este gradiente indica o quanto os pneus foram rotacionados com relação ao aumento de velocidade do veículo. Baseado nas curvas apresentadas na Fig. 46 e na teoria exposta no item 3.2, é possível observar que o veículo SUV apresentou um comportamento claramente sub esterçante. O modelo apresentou um valor de ângulo de Ackerman calculado de 1.57° e velocidade característica de 82,94 Km/h quando no momento em que o ângulo de esterçamento era duas vezes maior que o de Ackerman. Já o modelo MDI ficou muito próximo de um comportamento neutro que corresponde ao próprio ângulo de Ackerman. calculado para o veículo $1,48^\circ$, não chegando a alcançar sua velocidade característica.

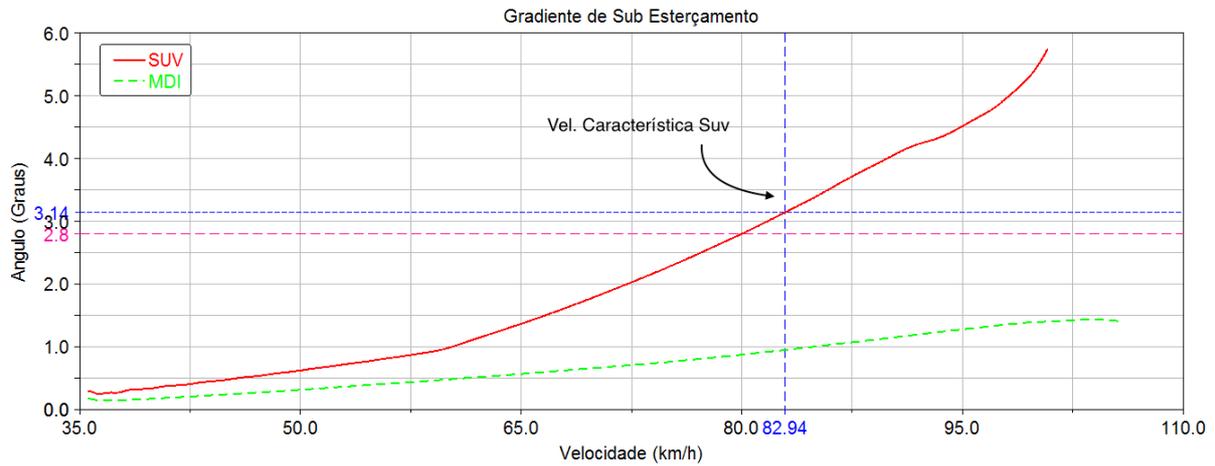


Figura 46 - Gradiente de sub esterçamento

Pode-se observar que diante do perfil de curva apresentado pela Fig. 46 o veículo SUV apresentou um valor considerável de sub esterçamento o que pode também afetar de forma significativa a sua estabilidade ao realizar a curva. Segundo a teoria apresentada no item 3.2 pode-se perceber que diante deste cenário o ângulo de escorregamento dos pneus dianteiros tende a ser maior, fazendo com que o veículo tenda a perder o controle. A Fig. 47 apresenta o gráfico gerado para os ângulos de escorregamento lateral ou *lateral slip* do modelo SUV. É possível perceber que no momento destacado da figura, o ângulo de slip começa a aumentar expressivamente para os pneus dianteiros.

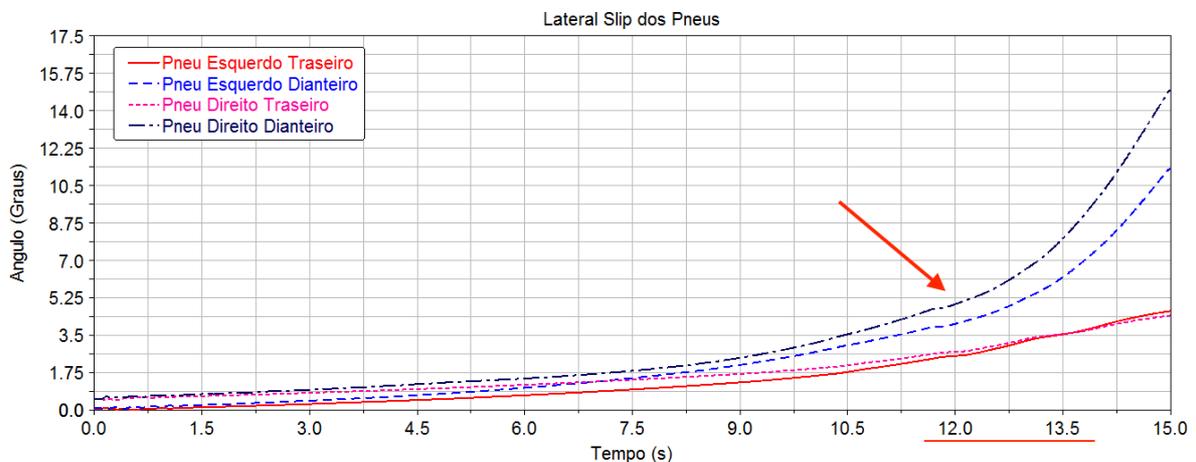


Figura 47 - Ângulo de escorregamento lateral do SUV

Este gráfico apresentado, em termos visuais pode ser entendido como o veículo perdendo a aderência dos pneus dianteiros com o solo com uma velocidade aproximada de 90 km/h. Isso, conforme apresentado no item 3.2, acarreta na necessidade de os pneus serem esterçados com maior ângulo para manter sua trajetória. Isto se dá uma vez que sua tendência é seguir em uma linha tangente àquela que estava sendo seguida, conforme apresentado na Fig. 35 do item 3.2. Este não se trata do pior cenário para um veículo SUV. Um SUV com características sobre

esterçantes apresenta maior risco de capotamento, uma vez que neste caso as rodas de trás tendem a perder o contato com o pavimento, exigindo uma perícia muito maior do condutor para retomar a boa trajetória.

5.4 INFLUÊNCIA DA POSIÇÃO DO CENTRO DE GRAVIDADE

Por fim, foi constatado que o fator que mais influenciou no comportamento do veículo neste trabalho foi a altura do centro de gravidade. Para constatar esta afirmação, a última simulação consiste em alterar a altura do CG do veículo SUV de modo que outras três curvas sejam geradas. Uma das curvas consiste no ângulo de rolagem que o veículo sofre com o seu centro de gravidade real. Outra curva será gerada a partir do mesmo modelo do veículo SUV porém com a altura do CG com um acréscimo de 100 mm, valor que ainda está dentro da faixa proposta por Gillespie (1992) para esta categoria de veículos. A última curva, portanto, será gerada com um decréscimo de 100 mm da altura original do CG do modelo SUV. A Fig. 47 apresenta o resultado obtido para a simulação

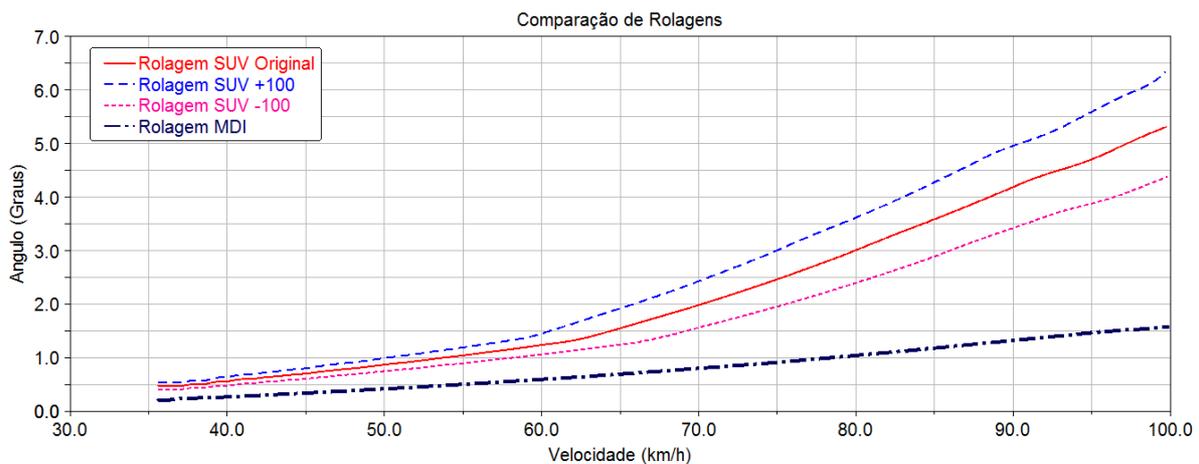


Figura 48 - Influência do CG no ângulo de rolagem do SUV

É possível notar pelas curvas apresentadas que a diferença significativa entre os centros de gravidade dos modelos não influenciou consideravelmente até a velocidade de 40 km/h. Esse fator, porém, fez grande diferença quando o veículo alcançou a velocidade de 100 km/h onde já apresentavam uma diferença já era superior a 1°. Portanto, é possível notar que enquanto a velocidade aumenta, as forças laterais aplicadas ao CG começam a ter um papel cada vez mais significativo em seu deslocamento.

6 PLANEJAMENTO FATORIAL

Este capítulo apresenta os planejamentos fatoriais realizados para inferir sobre a influência das variáveis no comportamento do modelo virtual.

6.1 INTRODUÇÃO

Neste capítulo, o comportamento do modelo SUV será analisado de forma fatorial, ou seja, serão feitas diversas simulações, a fim de se observar quais são as variáveis de maior influência no comportamento do modelo em curvas, além da correlação entre elas. Primeiramente, serão apresentados dois planejamentos fatoriais com acelerações laterais consideradas confortáveis ao motorista (abaixo de 0.6 g). O primeiro planejamento com será realizado com acelerações laterais como input, enquanto o segundo com velocidades iniciais e finais. Desta forma, visa-se obter a melhor configuração de veículo com relação a realização de curvas ao fim do capítulo. Por fim, um terceiro planejamento fatorial será realizado considerando o veículo em uma situação de indesejável onde o veículo se encontra prestes a perder o controle, conforme apresentado no capítulo anterior. Desta forma será possível mensurar, diante das variáveis escolhidas para os ensaios, quais delas são mais impactantes no comportamento do modelo. A Tabela. 10 resume os planejamentos apresentados neste capítulo e as observações referentes a cada um.

Tabela 10 - Descrição dos planejamentos fatoriais executados

Planejamento 1	Acelerações laterais final e inicial que não provocam a perda de controle
Planejamento 2	Velocidades final e inicial elevadas mas que ainda não provocam a perda de controle
Planejamento 3	Situação de risco, altas velocidades e acelerações laterais

6.2 ANÁLISE FATORIAL

Um experimento consiste em realizar apenas um ou uma série de testes (Montgomery, 1997). Assim mesmo, os experimentadores se deparam constantemente com situações onde é necessário se determinar a influência de uma ou mais variáveis em uma outra variável que se

deseja estudar (Neto, 2001). Tendo isto em vista, Montgomery (1997) apresenta o método do planejamento fatorial 2^k , que busca a resolução desse problema com maior eficiência do que o método da tentativa e erro. Este método é ideal para experimentos em fase inicial onde os resultados serão obtidos de forma linear uma vez que serão inseridos apenas dois valores para cada fator.

A primeira atitude a ser tomada em um planejamento fatorial é definir quantos fatores serão utilizados e quais serão eles. Estes fatores podem ser qualitativos, como por exemplo a marca de um equipamento, ou quantitativos, como a rigidez de uma mola (Neto, 2001).

Para um planejamento fatorial 2^k , Montgomery (1997) apresenta um método geral para a sua análise estatística que, diferente de planejamentos menores, deve ser feita com ajuda de algum software. Ainda segundo Montgomery (1997), sete etapas dividem a metodologia a ser aplicada em um planejamento fatorial:

- 1- Estimativa dos efeitos dos fatores;
- 2- Formação do modelo inicial;
- 3- Realizar testes estatísticos;
- 4- Refino de modelo;
- 5- Análise de resíduos;
- 6- Interpretação de resultados.

6.2.1 Pré Experimento

Segundo Montgomery (1997), as duas primeiras etapas apresentadas acima (1 e 2) correspondem a uma parte de pré-experimento, onde é necessário escolher as variáveis de entrada além de seus efeitos de modo que a resposta seja otimizada. Para a escolha do modelo, geralmente é escolhido o completo, ou seja, todos os efeitos principais e interações serão levados em conta.

Inicialmente, para este trabalho, o intuito era se estudar os efeitos das variáveis de rigidez das molas dianteira e traseira, a aceleração lateral do veículo, o coeficiente de atrito da pista e o modelo dos pneus. A Tabela.10 apresenta as variáveis escolhidas com seus respectivos valores inferior e superior. Estes limites são utilizados para auxiliar na obtenção de resultados. Para determinar estes limites, foi pesquisado a faixa encontrada para cada parâmetro de entrada. Para a rigidez das molas observou-se que em veículos SUV são comumente utilizadas molas entre 15 e 35 N/mm. Para acelerações laterais de um veículo realizando curvas em velocidades seguras, Miliken (1997) cita que são experimentadas variações entre 0,2 e 0,5g. O mesmo autor ainda cita que os coeficientes de atrito normalmente encontrados para pistas molhadas e secas são 0,6 e 0,9 sucessivamente. Por fim, para os pneus, diversos SUVs pesquisados utilizam estes modelos.

Tabela 11 - Fatores selecionados para o planejamento fatorial 1

Rigidez das Molas Dianteiras	15 N/mm
	35 N/mm
Rigidez das Molas Traseiras	15 N/mm
	35 N/mm
Aceleração Lateral no CG	0,2 g
	0,5g
Coeficiente de Atrito da Pista	0,6
	0,9
Modelo do Pneu	205 55R16
	235 60R16

Além dos fatores de entrada, foram escolhidos como resposta o ângulo de rolagem máximo ϕ do veículo, gradiente de sub esterçamento δ e a transferência total de força entre as molas dianteiras. Estas variáveis de saída foram escolhidas pelo fato de serem consideradas impactantes na estabilidade do veículo ao realizar curvas de raio constante.

6.2.2 Experimento

Os itens 3 e 4 apresentam a parte de experimento e refino do experimento realizado. Montgomery (1997), cita como exemplo o caso onde um experimento de dois fatores, cada um com dois níveis são levados em conta. Neste caso, serão necessários 4 experimentos sendo eles A_1B_1 , A_2B_1 , A_1B_2 , A_2B_2 . Este exemplo corresponde a um planejamento fatorial 2^2 . Vale ressaltar também que a aleatoriedade dos experimentos não é necessária, visto que não estão sendo trabalhados valores retirados de um grupo ou lote de outros valores.

Para a realização deste trabalho, foi realizado inicialmente um planejamento 2^5 , onde 32 simulações foram realizadas. A criação do planejamento fatorial foi realizada no software Minitab® bem como os gráficos de interação e efeitos principais que serão apresentados no item 6.2.3.

Para as simulações foi utilizado uma curva de raio constante de 80 m. Vale ressaltar que foram realizados mais de um planejamento com o intuito de se obter um veículo com a melhor configuração ao final deste trabalho. Para o primeiro planejamento fatorial, os fatores levados em conta foram os apresentados na Tabela. 10.

Conforme a etapa 4 da metodologia proposta por Montgomery (1997) no item 6.2, após efetuado a primeira bateria de simulações, foi realizado um refino do modelo. Nesta etapa, as variáveis que não se mostraram influentes foram retiradas e um novo planejamento fatorial foi realizado.

Após a realização do primeiro planejamento fatorial notou-se que a variável “coeficiente de atrito” não se mostrou influente nos resultados obtidos, o que será apresentado na Fig. 49. Portanto, optou-se por retirar esta variável. Desta forma, o planejamento fatorial passou a ser um 2^4 sendo composto por 16 simulações.

No segundo planejamento fatorial, além da retirada do coeficiente de atrito, a variável de aceleração lateral foi substituída por velocidade longitudinal. Isso se deu com intuito de colocar velocidades nas quais um veículo de polícia durante uma perseguição pode experimentar.

A Tabela. 11 apresenta a configuração utilizada para o segundo planejamento fatorial

Tabela 12 - Planejamento fatorial 2

Rigidez das Molas Dianteiras	15 N/mm
	35 N/mm
Rigidez das Molas Traseiras	15 N/mm
	35 N/mm
Velocidade Longitudinal	70 Km/h
	85 Km/h
Modelo do Pneu	205 55R16
	235 60R16

A Tabela. 12 apresenta toda a tabela de experimento realizada para o segundo planejamento fatorial juntamente com os resultados numéricos obtidos para cada simulação.

Tabela 13 - Valores do planejamento fatorial 2

Rigidez Dianteira (N/mm)	Rigidez Traseira (N/mm)	Velocidade Final (Km/h)	Modelo Pneu	Ângulo Rolagem	Ângulo Esterçamento	T. Força (N)
15	15	70	205 55R16	6.9	6.4	3441
35	15	70	205 55R16	1.8	1.2	4922
15	35	70	205 55R16	6.2	6.2	2385
35	35	70	205 55R16	1.7	1.3	4836
15	15	85	205 55R16	8.0	7.1	5189
35	15	85	205 55R16	2.6	1.4	6943
15	35	85	205 55R16	7.4	7.2	4039
35	35	85	205 55R16	2.5	1.8	6823
15	15	70	235 60R16	7.0	6.5	3638
35	15	70	235 60R16	1.8	1.2	4711
15	35	70	235 60R16	6.3	6.2	2620

35	35	70	235 60R16	1.8	1.3	5037
15	15	85	235 60R16	8.1	7.0	5555
35	15	85	235 60R16	2.7	1.7	7409
15	35	85	235 60R16	7.5	7.2	4120
35	35	85	235 60R16	2.6	2.0	7321

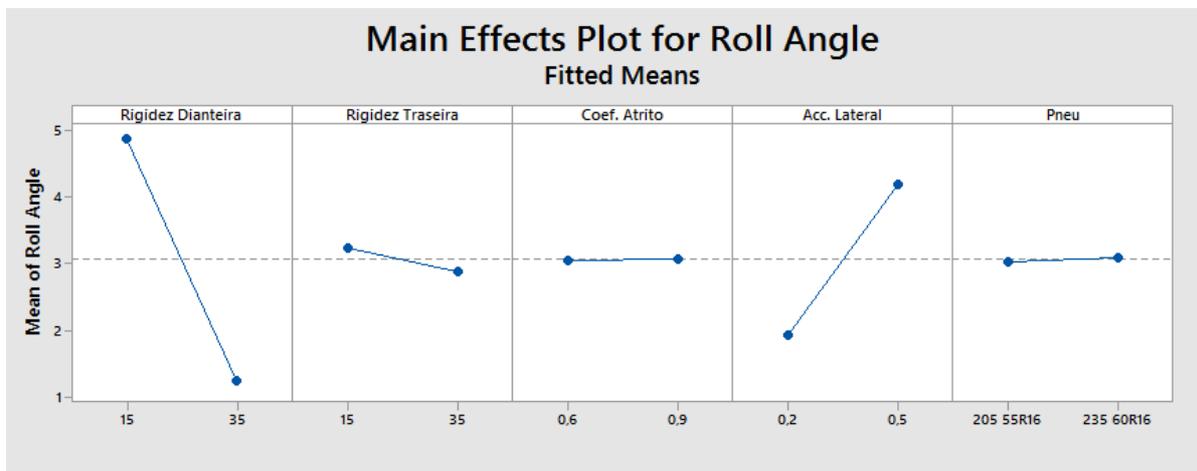
6.2.3 Resultados

Após a realização dos experimentos, conforme o item 5 da lista apresentada por Montgomery (1997) no item 6.2, observou-se para a existência de resíduos, ou seja, valores que possam ter sido simulados erroneamente e possam atrapalhar os resultados. Nenhum resíduo foi gerado durante o experimento.

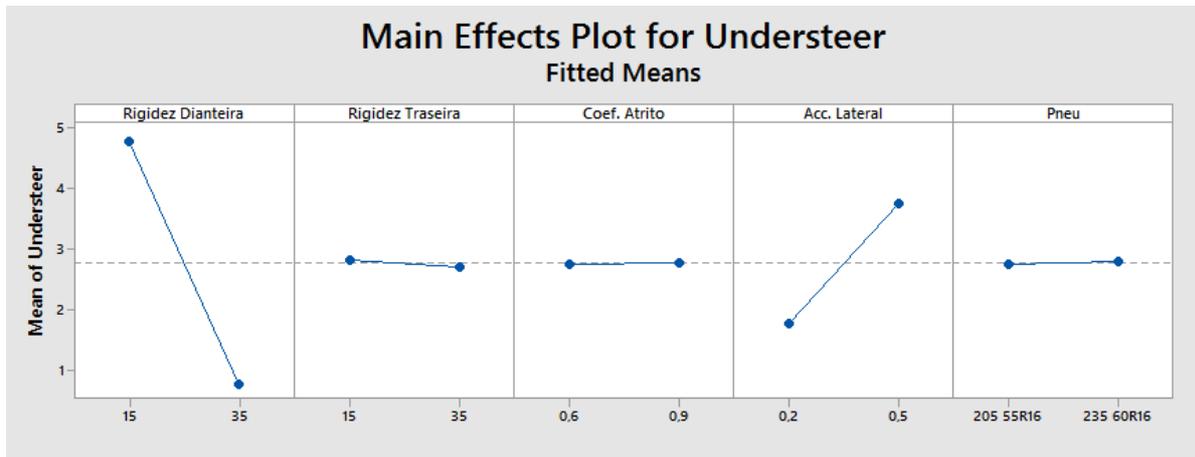
O primeiro gráfico obtido foi o de efeitos principais que, corresponde a análise de como a variação dos níveis impactou em uma determinada saída. Segundo o *Help* do Minitab®, isto ajuda a verificar a média dos níveis e suas diferenças na saída em questão.

Além dos gráficos de efeitos principais, os gráficos de interações para cada saída foram obtidos. Estes gráficos ajudam a compreender como a combinação de duas variáveis de entrada influenciam no comportamento de uma determinada saída. Isto é feito para todas as combinações de entradas.

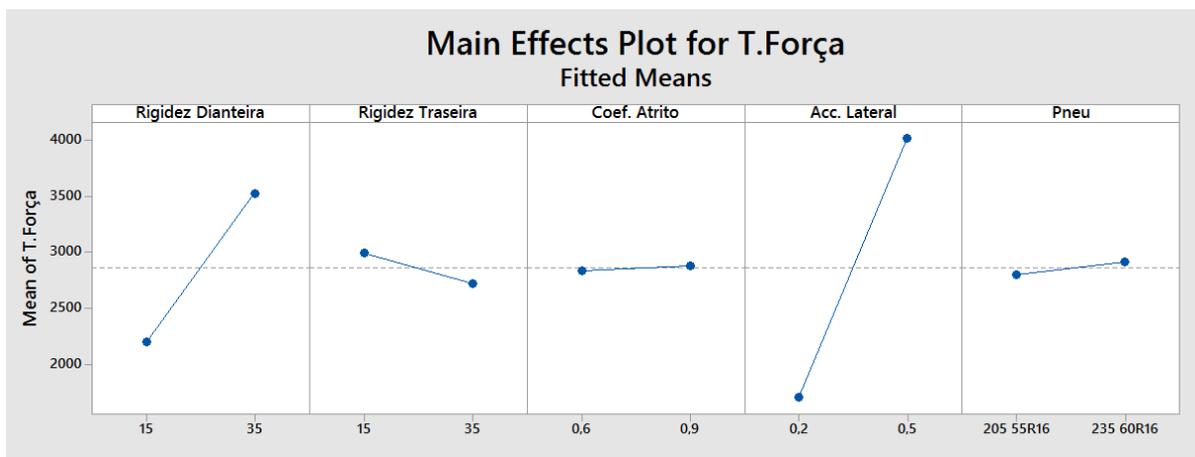
Após a obtenção dos gráficos do **planejamento 1**, ficou claro que a variável de entrada do coeficiente de atrito não influenciava nos resultados de saída, conforme citado no item 6.2.2. A Figura 49 apresenta os efeitos principais para o ângulo de rolagem (a), o gradiente de subesterçamento (b) e a transferência de força (c) para o veículo SUV.



(a)



(b)

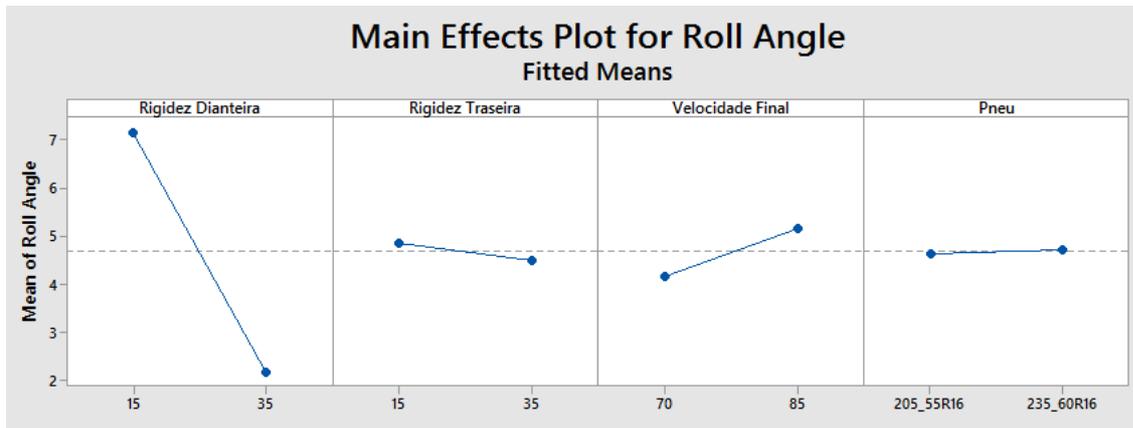


(c)

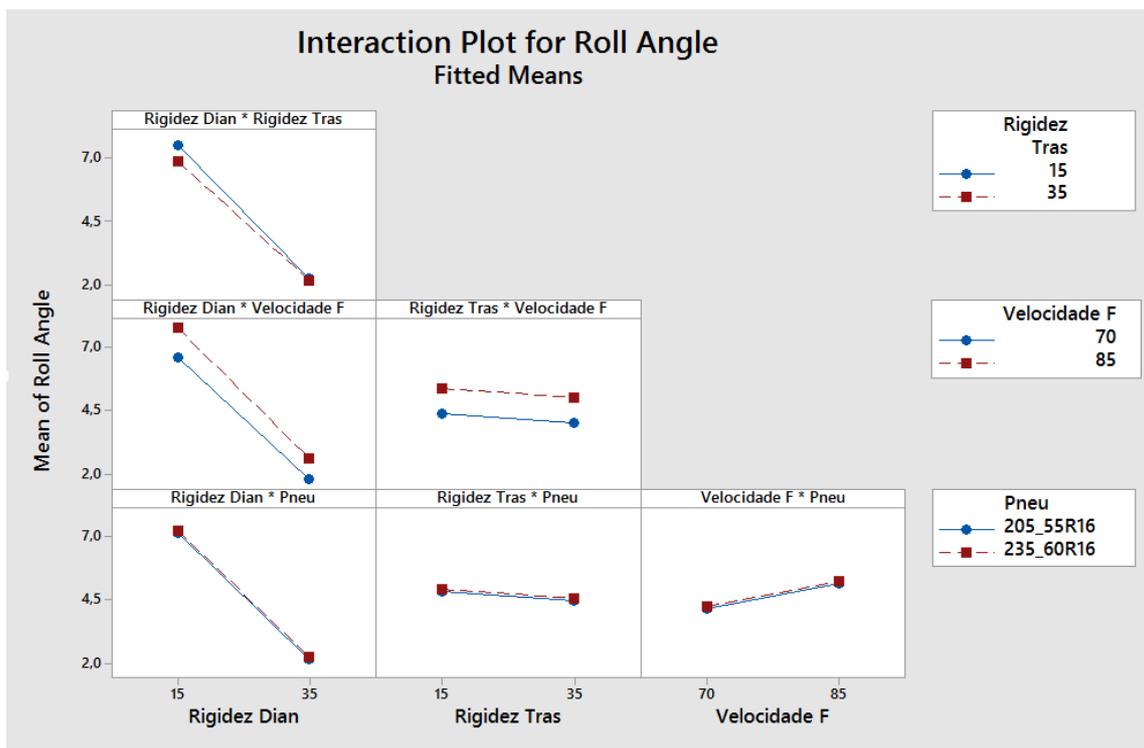
Figura 49 - Efeitos principais para (a) ângulo de rolagem (b) gradiente de sub esterçamento (c) transferência de forças

De acordo com os efeitos principais apresentados na Fig. 49 é possível notar que em nenhuma das saídas, Fig. 49 (a), (b) e (c) a variação dos níveis de coeficiente de atrito (0.6 a 0.9) impactou nos resultados obtidos nas simulações. Desta forma, foi efetuado o refino do planejamento e atribuído um valor de 0,8 para o coeficiente de atrito da pista nas simulações do **planejamento 2**, Tabela. 10.

Para o segundo planejamento fatorial, agora refinado, os gráficos de efeitos principais e interações para o ângulo de rolagem podem ser vistos na Fig. 50(a) e Fig. 50(b).



(a)

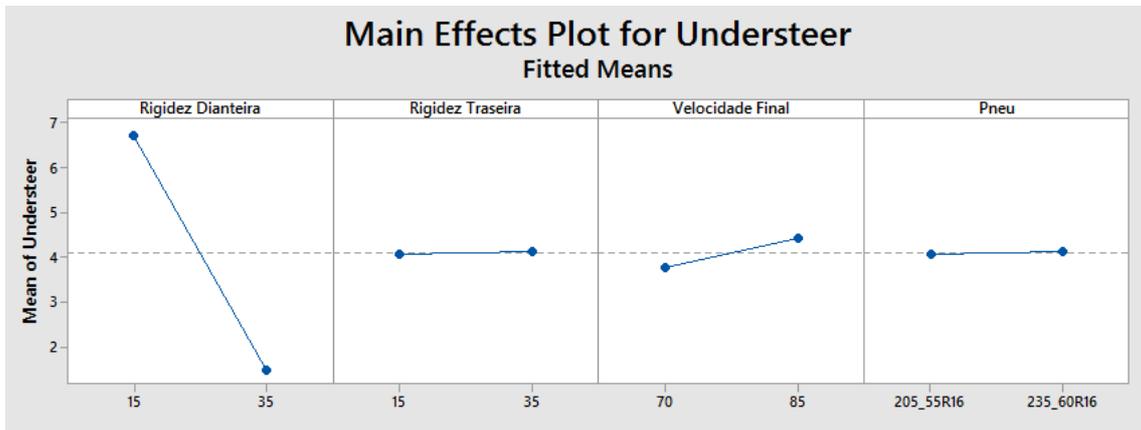


(b)

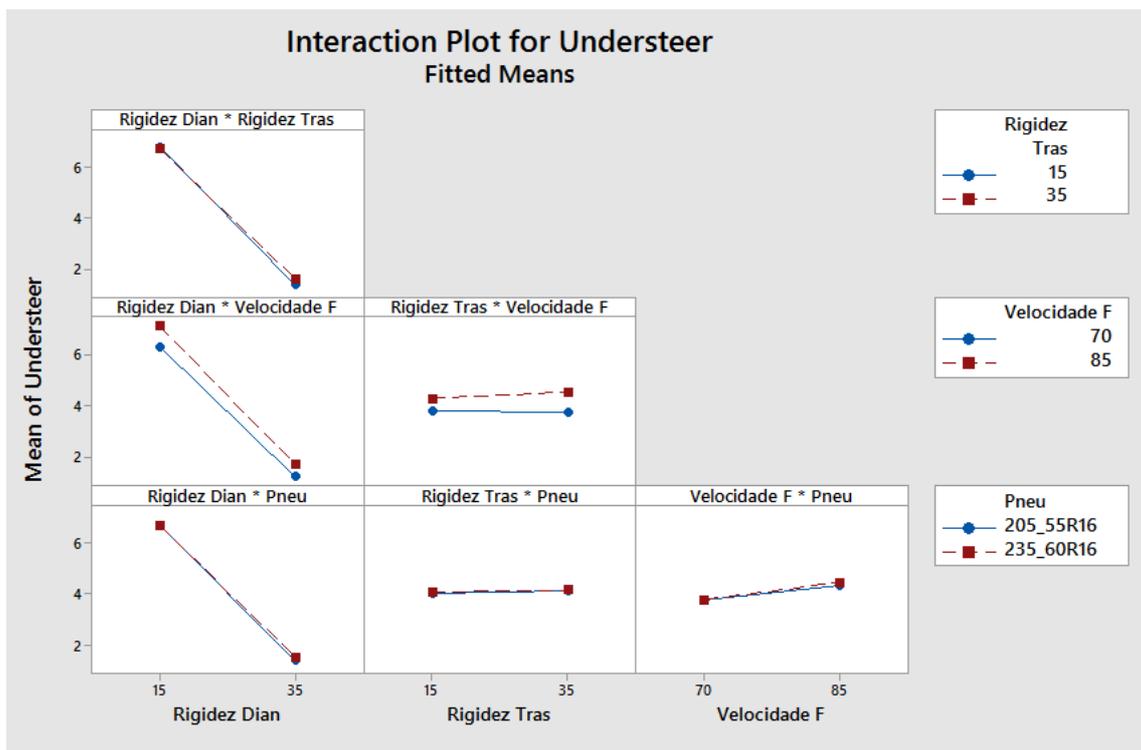
Figura 50 - Efeitos principais (a) e interações (b) para o ângulo de rolagem

Ao analisar os gráficos da Fig. 50(a) é possível notar imediatamente que a variável mais impactante para o ângulo de rolagem do veículo, durante a simulação, foi a rigidez das molas dianteiras. Já a Fig. 50(b) apresenta a combinação de duas entradas no ângulo de rolagem e nota-se também que a variação dos pneus, para esta saída não apresentaram impactos nos resultados.

As Fig. 51(a) e Fig. 51(b) apresentam os gráficos de efeitos principais e interações para o gradiente de sub esterçamento, δ , do modelo.



(a)

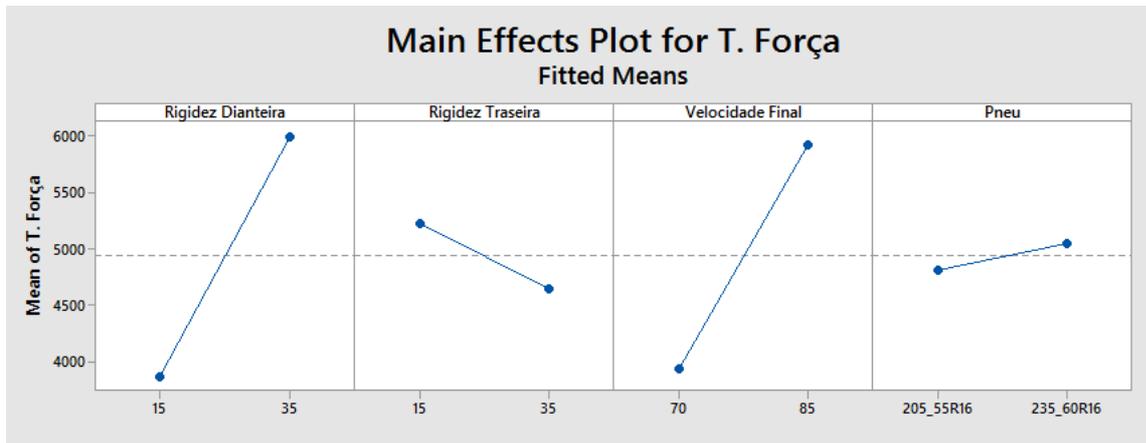


(b)

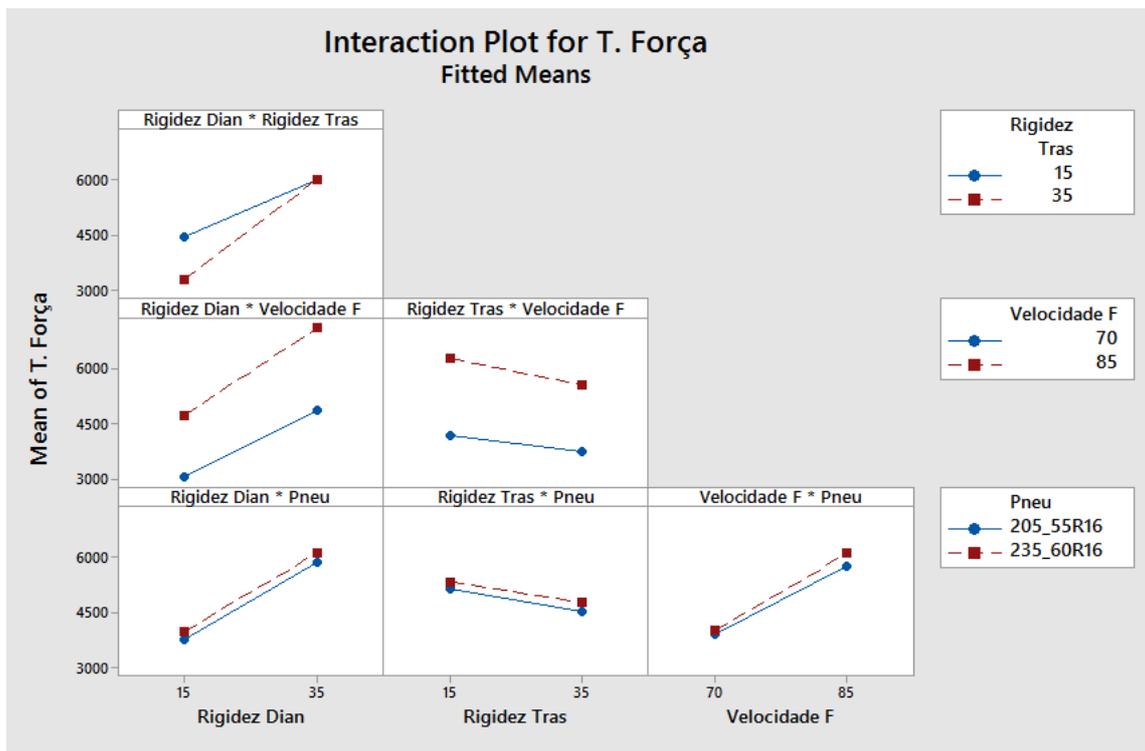
Figura 51 - Efeitos principais (a) e (b) interações para o gradiente de sub esterçamento

Na Fig. 51(a) é possível observar novamente que a variável de entrada mais significativa para a variação do gradiente de sub esterçamento do SUV foi a rigidez das molas dianteiras e, que as outras variáveis pouco influenciaram na variação deste ângulo. Pela Fig. 51(b) é possível notar também que os diferentes níveis das variáveis de entrada não apresentaram um impacto significativo nas variações dos valores obtidos para o gradiente de sub esterçamento.

As Fig. 52(a) e Fig. 52(b) apresentam os efeitos principais e interações para a transferência de forças na suspensão dianteira.



(a)



(b)

Figura 52 - Efeitos principais (a) e interações (b) para a transferência de forças

Por fim, na Fig. 52(a) é percebido que novamente a rigidez da suspensão dianteira apresentou o maior impacto no comportamento da transferência de forças do veículo SUV. Porém, o aumento da velocidade final do veículo também apresentou uma grande influência na variação dessa saída. Já na Fig. 52(b), percebe-se que a rigidez da suspensão traseira, ao contrário dos gráficos apresentados para ângulo de rolagem e gradiente de sub esterçamento, apresentou uma influência na transferência de forças entre a suspensão dianteira. A mudança de pneu também apresentou uma pequena influência para este fator.

Conforme mencionado anteriormente, o objetivo destes planejamentos fatoriais executados é se obter a melhor configuração para o veículo SUV fazendo com que este modelo seja mais

seguro e tenha o risco de capotamento minimizado ao realizar curvas. Tendo isto em vista, um dos experimentos apresenta o melhor cenário para o modelo e será selecionado com ajuda de uma ferramenta de otimização do software Minitab®.

Diante dos valores de saída, é necessário saber quais são os valores ideais para cada um, de modo a determinar a melhor configuração do modelo. Segundo Gillespie (1997), não existe um ângulo de rolagem ideal para um veículo. Este fator varia de acordo com a intenção do projetista e do veículo. O autor cita, porém, que de preferência as molas da suspensão devem ter uma rigidez no qual o gradiente de sub esterçamento seja minimizado de modo a facilitar o conforto e desempenho do veículo em curvas. Portanto, o ângulo de rolagem ideal é determinado de acordo com o experimento no qual o veículo apresentou menor ângulo de esterçamento.

Para o gradiente de sub esterçamento, conforme dito anteriormente, é ideal que seu comportamento esteja o mais próximo de um comportamento neutro. Desta forma o ângulo de esterçamento dos pneus corresponderá ao ângulo de Ackerman daquele veículo. Tendo isto em vista, para a saída de gradiente de sub esterçamento o valor desejado é o mínimo.

Para a transferência de força na dianteira da suspensão, também se buscou o valor mínimo para garantir de que maior parte da força transferida tenha sido absorvida pelas molas, mas que ao mesmo tempo o ângulo de rolagem não tenha sido muito grande. Esse valor foi escolhido, de modo a garantir que a melhor configuração para a estabilidade em curvas do veículo fosse garantida.

Tendo estes objetivos em vista, a função *Response Optimizer* do software Minitab® foi utilizada. Esta ferramenta tem como objetivo analisar todos os resultados obtidos para todas as saídas e fornecer ao usuário, de acordo com os valores especificados, a configuração que mais se adequa.

Uma vez que os valores de gradiente de sub esterçamento e transferência de força foram escolhidos como mínimos, ativou-se a função *Response Optimizer* conforme apresentada na Fig. 53.

Response Optimization: T. Força; Understeer

Parameters

Response	Goal	Lower	Target	Upper	Weight	Importance
T. Força	Minimum		2385,0	7409,0	1	1
Understeer	Minimum		1,2	7,2	1	1

Solution

Solution	Rigidez Dianteira	Rigidez Traseira	Velocidade Final	Pneu	T. Força Fit	Understeer Fit
1	35	15	70	235_60R16	4711	1,2

Figura 53 - Função de otimização de resultados

Conforme apresentado na Fig. 53, dentre todas as combinações possíveis de experimentos, a melhor configuração do veículo foi alcançada. De acordo com o objetivo inserido na função de otimização a solução encontrada foi destacada na Tabela. 13 e foi:

- Rigidez Dianteira: 35 N/mm
- Rigidez Traseira: 15 N/mm
- Velocidade Final: 70 km/h
- Pneu: 235/60R16

Diante deste cenário os resultados são:

- Ângulo de esterçamento: 1,2°
- Transferência de força: 4711 N
- Ângulo de rolagem: 1,8°

Para analisar o comportamento deste veículo otimizado em perfis diferentes de curvas, o mesmo foi submetido a uma simulação de raio constante com as características obtidas pela ferramenta de otimização. Desta vez, utilizando um raio de 30 m, o objetivo foi analisar o comportamento do veículo em curvas mais fechadas. Vale ressaltar que este valor de raio é o mínimo sugerido pela ISO 3148.

Após a realização das simulações observou-se que o veículo otimizado se apresentou confiável também em curvas fechadas, apresentando um ângulo de esterçamento máximo de 1,5° e um ângulo de rolagem máximo de 2,4°.

6.3 CASO EXTREMO

Em situações de perseguição, um veículo de polícia experimenta velocidades excessivas e manobra abruptas. Embora, isso não seja recomendado para veículos SUV, os mesmos são submetidos a tais situações, o que pode vir a causar o capotamento destes veículos. Tal uso indevido motivou a execução deste trabalho.

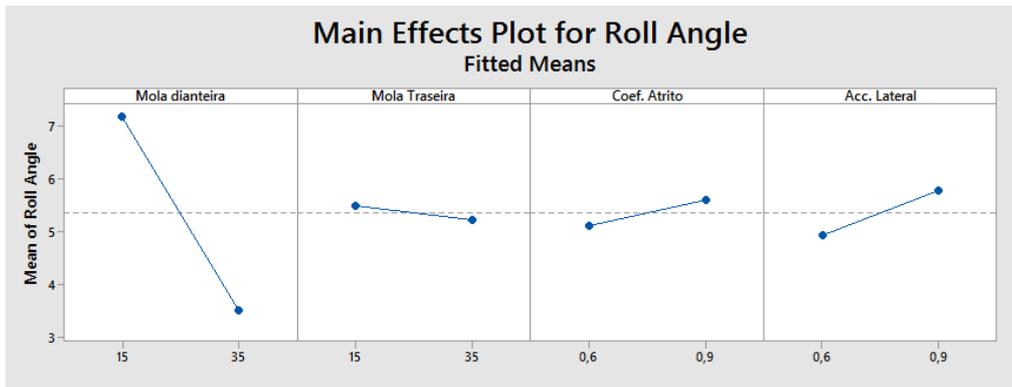
Tendo isto em vista, este item apresenta uma rotina de experimento para o mesmo modelo de veículo SUV, porém com acelerações laterais elevadas. O intuito é analisar o comportamento do veículo em um novo planejamento fatorial com as mesmas condições do realizado anteriormente, utilizando os pneus do modelo otimizado nas simulações, ou seja, 235 60R16. Neste planejamento, porém, os inputs de velocidade serão novamente trocados por inputs de aceleração lateral (0.6 e 0.9g) de modo a observar que valores acima dos citados por Miliken (1995) fossem atingidas, causando desconforto aos passageiros e arriscando a estabilidade do veículo. Uma nova coluna nas saídas será adicionada informando se o veículo chegou a perder o controle ou não durante a simulação.

Vale ressaltar também que, para casos extremos de perda de contato do pneu com o solo, o coeficiente de atrito deve ser levado em conta simulando um asfalto molhado (0.6) e seco (0.9). A Tabela 13 apresenta a rotina realizada para o veículo SUV em um cenário mais extremo.

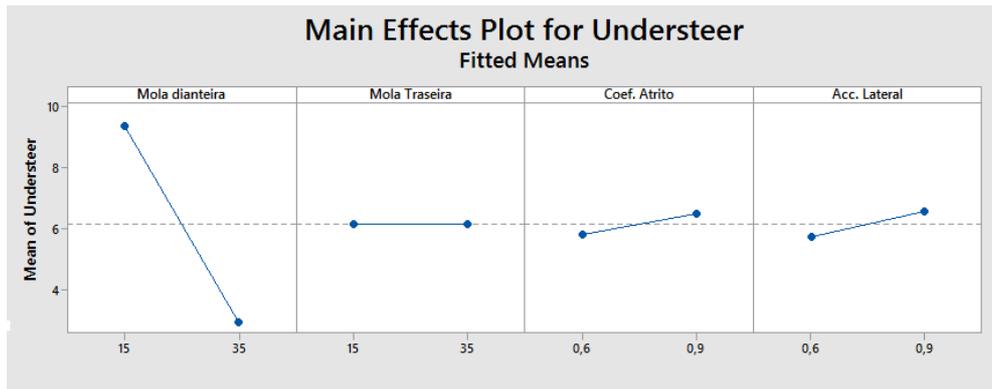
Tabela 14 - Valores do planejamento fatorial 3

Rigidez Dianteira (N/mm)	Rigidez Traseira (N/mm)	Coef. de Atrito	Acc. Lateral (g)	Rolagem	Sub Esterçamento	Transf. Força (N)	Perdeu Controle
15	15	0,6	0,6	7.0	9.0	3545	NÃO
35	15	0,6	0,6	3.2	2.6	5157	NÃO
15	35	0,6	0,6	6.7	8.9	3356	NÃO
35	35	0,6	0,6	3.2	2.8	5172	NÃO
15	15	0,9	0,6	7.1	9.1	4640	NÃO
35	15	0,9	0,6	2.7	2.3	5123	NÃO
15	35	0,9	0,6	6.8	8.8	3319	NÃO
35	35	0,9	0,6	2.9	2.6	5308	NÃO
15	15	0,6	0,9	7.4	9.3	4213	SIM
35	15	0,6	0,9	3.5	2.7	6216	SIM
15	35	0,6	0,9	7.0	9.0	3920	SIM
35	35	0,6	0,9	3.0	2.3	6294	SIM
15	15	0,9	0,9	8.1	10.4	5541	NÃO
35	15	0,9	0,9	5.0	4.0	7658	NÃO
15	35	0,9	0,9	7.5	10.4	5267	NÃO
35	35	0,9	0,9	4.8	4.6	7487	NÃO

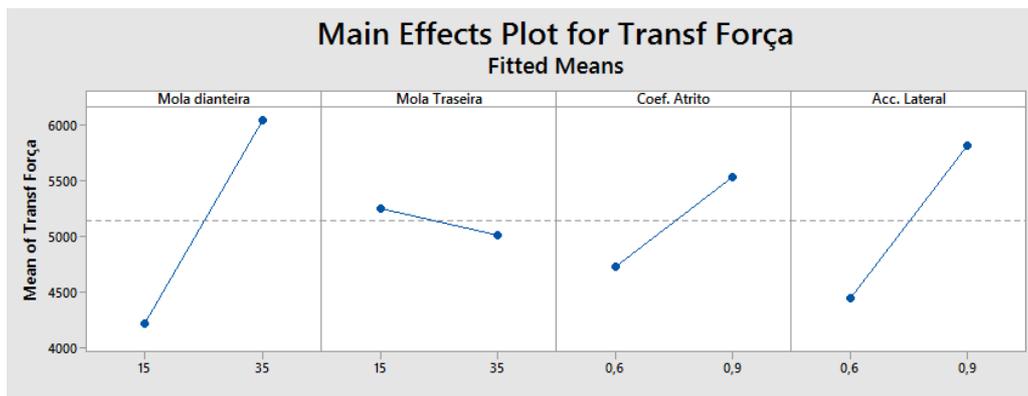
Após efetuadas todas as simulações, observou-se que apenas em quatro casos o veículo perdeu o controle e acabou saindo pela tangente da curva. Este comportamento durante as simulações representa perfeitamente o comportamento sub esterçante do veículo, durante todas as simulações realizadas. Neste caso foi possível notar claramente tal comportamento durante a curva. Para o caso extremo, os gráficos para os efeitos principais estão apresentados na Fig. 54(a) para rolagem, Fig. 54(b) para gradiente de sub esterçamento e Fig. 54(c) transferência de forças.



(a)



(b)



(c)

Figura 54 - Efeitos principais para caso extremo (a) rolagem (b) gradiente de sub esterçamento e (c) Transferência de Forças

Ao utilizar a ferramenta de otimização do software Minitab® para este caso extremo, os resultados se mostraram semelhantes aos obtidos no **planejamento 2**. A melhor configuração obtida para o SUV está destacada na Tabela. 14 e, novamente favoreceu uma suspensão mais rígida na parte dianteira (35 N/mm) e mais macia na traseira (15 N/mm) do veículo, juntamente com um coeficiente de atrito de 0,9 e uma aceleração lateral de 0,6 g. Isso pode ser justificado pelo fato do parâmetro de gradiente de sub esterçamento ter sido escolhido como mínimo,

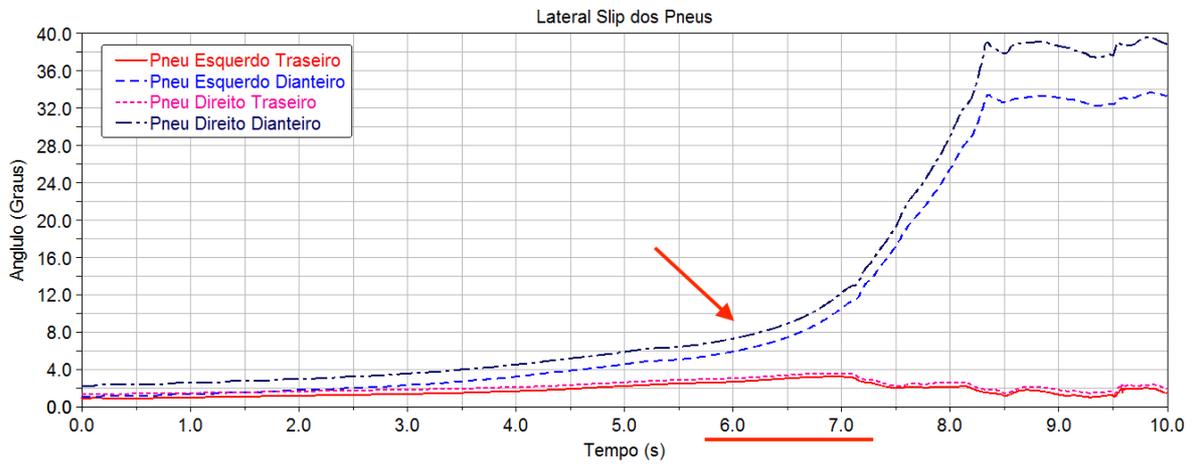
conforme comentado no item anterior, com o intuito de favorecer a estabilidade do veículo durante toda a curva.

Nota-se também o maior coeficiente de atrito se mostrou mais favorável a estabilidade do veículo. Isso se dá pelo fato do ângulo de escorregamento dos pneus dianteiros ser maior com a pista mais escorregadia, fazendo assim com que o pneu tenha que ser esterçado com um ângulo ligeiramente maior para corrigir este escorregamento dos pneus.

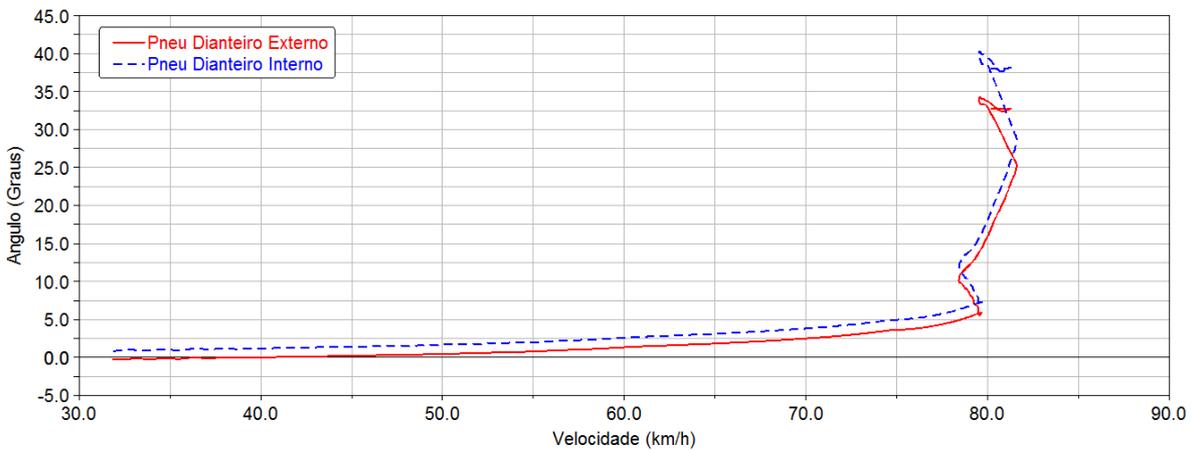
Tendo isso em vista, é possível observar que o motivo pelo qual o veículo perdeu o controle em quatro simulações deve-se ao ângulo de escorregamento lateral dos pneus.

A Figura 54 apresenta o gráfico obtido para uma das simulações na qual o veículo perdeu o controle na curva. No gráfico, nota-se que conforme a velocidade longitudinal do veículo aumenta, o ângulo de escorregamento lateral nos pneus também aumenta. Em determinado momento, a força lateral nos pneus supera a força de atrito, fazendo com que os pneus escorreguem por completo na pista acarretando na derrapagem do veículo. Diante do cenário apresentado, os resultados obtidos para o modelo são:

- Ângulo de esterçamento: $2,3^\circ$
- Transferência de força: 5123 N
- Ângulo de rolagem: $2,7^\circ$



(a)



(b)

Figura 55 - Ângulo de escorregamento lateral nos pneus em função do tempo (a) e em função da velocidade (b)

Com a Fig. 54 (a), fica nítido que o ângulo de escorregamento lateral dos pneus aumenta exponencialmente até o momento em que volta a ser constante. Neste momento da simulação é possível notar que com uma velocidade de aproximadamente 80 km/h, o veículo começa a sair pela tangente da curva (Fig. 54(b)), conforme apresentado na Fig. 55.

Nota-se também pela figura que o veículo na tentativa de corrigir sua trajetória esterça ainda mais os pneus, mas não consegue corrigir. Isto justifica o seu comportamento sub esterçante, ou seja, para corrigir o raio da curva, o condutor deve girar ainda mais o volante para dentro da curva, recaindo sobre o conceito apresentado na Fig. 35, item 3.2 (Gillespie, 1997).

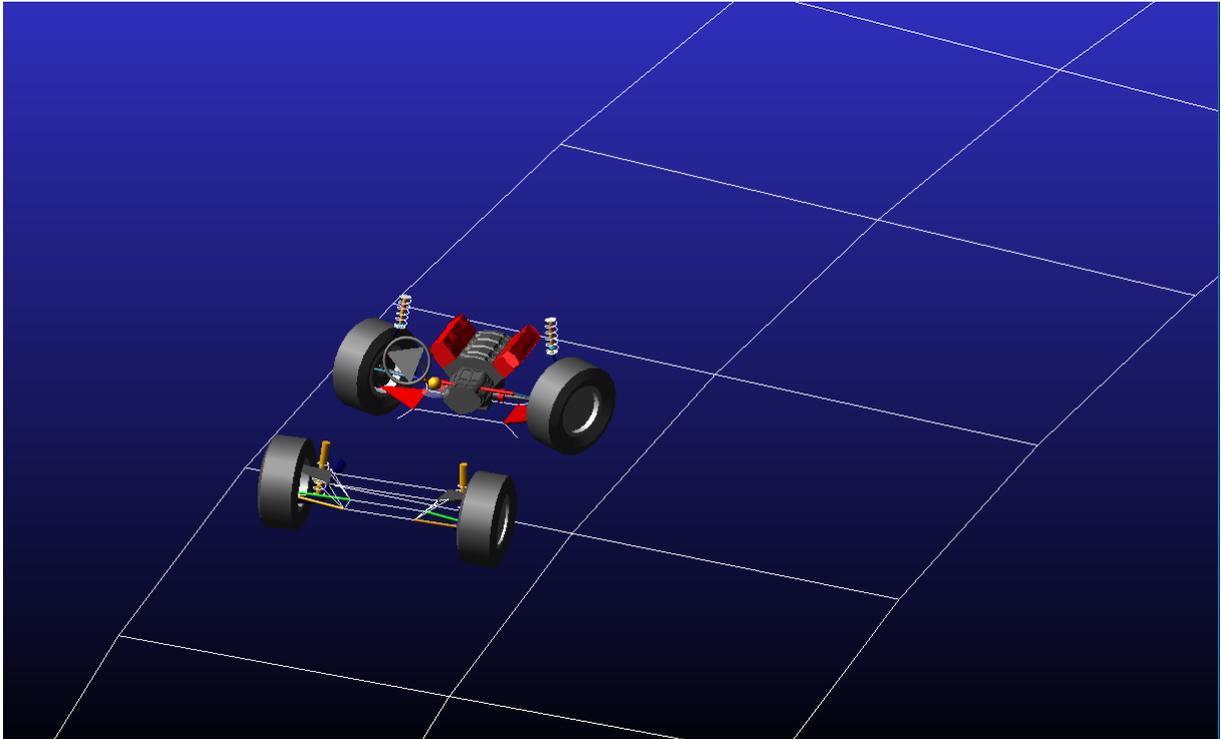


Figura 56 - Veículo perdendo o controle durante curva em alta velocidade

7 CONCLUSÕES

Esse último capítulo apresenta as conclusões juntamente com os trabalhos futuros propostos.

7.1 CONCLUSÕES

O trabalho apresentado teve como objetivo descrever e analisar o processo de modelagem de um veículo SUV em ambiente multicorpos utilizando o software Adams/Car®. O modelo foi submetido a simulações de curvas com raio constante, a fim de analisar seu comportamento em curva e mensurar a variação do ângulo de rolagem ϕ , gradiente de sub esterçamento δ e transferência de forças na suspensão dianteira durante a manobra. As análises realizadas foram comparadas com valores propostos pela bibliografia, além do modelo ideal, veículo MDI, encontrado na biblioteca do software que auxiliou nas conclusões. As simulações se mostraram satisfatórias de acordo com o objetivo proposto no trabalho onde todos os resultados puderam ser visualizados com clareza.

Por fim, o planejamento fatorial realizado para três casos distintos auxiliou na obtenção de uma otimização do veículo modelado, o qual é baseado em um veículo SUV real. Desta forma, a melhor configuração foi encontrada para o veículo e, uma melhoria de aproximadamente 4 graus para a rolagem e 5 graus para esterçamento foi alcançada para cada parâmetro quando comparado com o modelo inicial. Tendo isto em vista é possível confirmar que o comportamento do modelo na curva foi melhorado de forma significativa.

As evoluções do trabalho para simulações com perfis de pistas criados com base nos estipulados pelos agentes reguladores de trânsito do Brasil fornecerão informações adicionais a respeito desta categoria de veículos.

7.2 TRABALHOS FUTUROS

Para garantir que as análises sejam mais reais, o intuito é modelar um perfil de pista em forma de circuito para o veículo SUV. O circuito apresentará diferentes tipos de curvas e obstáculos caracterizados conforme as normas impostas pelo Departamento Nacional de Estradas e Rodagens do Brasil (DNER). Desta forma, o comportamento dinâmico do SUV poderá gerar informações adicionais acerca de sua estabilidade em diferentes perfis de curvas e encontradas em território brasileiro.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- ERTHAL, J. L.** “Modelo Cinestático Para Análise de Rolagem de Veículos”, 2010, Universidade Federal de Santa Catarina.
- GILLESPIE, T.D.** “Fundamentals of vehicle dynamics”. 1992. Society of Automotive Engineers, Inc.
- GLOBAL INDUSTRY ANALYSTS**, “Sport Utility Vehicles (SUVs) - A Global Strategic Business Report” Disponível em: <http://www.strategyr.com/pressMCP-7983.asp>. Acesso em: 10 de maio de 2017
- INSURANCE INSTITUTE FOR HIGHWAY SAFETY**, “Rollover Crashes”, Disponível em: <http://www.iihs.org/iihs/topics/t/rollover-crashes/qanda>. Acesso em: 14 de maio de 2017
- JAZAR, N. R.** (2008) Vehicle Dynamics – Theory and Application
- MANUAL TÉCNICO MSC. SOFTWARE CORPORATION**, ADAMS/Car, 2003, MSC.ADAMS®.
- MILIKEN, W. F., & MILIKEN, D.** (1995). *Race Car Vehicle Dynamics*. SAE International.
- MONTGOMERY, D.C.** “Design and analysis of experiments” 5o Edição. Arizona State University. 1997
- MSC.ADAMS**. About Adams/Help, 2014.
- NETO, B.B.** “Como Fazer Experimentos” 2ª Edição. Editora da Unicamp, 2001
- NHTSA, NATIONAL HIGHWAY TRAFFIC SAFETY ADMINISTRATION**. “Trends in the Static Stability Factor of Passenger Cars, Light Trucks, and Vans” Disponível em: <https://crashstats.nhtsa.dot.gov/Api/Public/ViewPublication/809868>. Acesso em: 12 de maio de 2017
- NICOLAZZI, L. C., ROSA, E., LEAL, L. C. M.,** (2012). Uma Introdução à Modelagem Quase-estática de Veículos Automotores de Rodas. Departamento de Engenharia Mecânica. Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis.
- NOTÍCIAS AUTOMOTIVAS** “Mercado: SUV representa 7,6% das vendas de veículos leves”, Disponível em: <https://www.noticiasautomotivas.com.br/mercado-suv-representa-76-das-vendas-de-veiculos-leves/>. Acesso em: 12 de maio de 2017
- REIMPELL, J., Stoll, H., and BETZLER, J.W.** (2001). "The Automotive Chassis: Engineering Principles", Ed. Butterworth Heinemann, Oxford University.
- RILL, G.** “Vehicle Modelling By Subsystems”, 2006. University of Applied Sciences Galgenbergstr
- SCHLUETER B.D.**, “Predicting Vehicle Dynamics for Roadside Safety Using Multibody Systems Simulations”, 2012, University of Nebraska
- SILVA, R. C. & NUNES, M. A. A.,** (2014). MSC ADAMS: Guia Prático de Utilização. Ed. Edgard Blucher Ltda, São Paulo.
- TOYOTA**, “Manual de Manutenção Rav4”, 1997
- VILELA, D & BARBOSA, R. S.** “Analytical Models Correlation for Vehicle Dynamic Handling Properties”, 2011