

**CENTRO FEDERAL DE EDUCAÇÃO TECNOLÓGICA CELSO  
SUCKOW DA FONSECA – CEFET/RJ**

**Estudo de Geometria Anti-Dive e Anti-Squat para  
protótipos Baja SAE**

André Luis Leandro Argôlo

Este trabalho foi apresentado em cumprimento  
Às normas do Departamento de Educação Superior  
do CEFET/RJ, como parte dos requisito para a  
obtenção do título de Bacharel em Engenharia Mecânica

Prof. Ricardo Alexandre Amar de Aguiar

**Rio de Janeiro  
Novembro de 2017**

Ficha catalográfica elaborada pela Biblioteca Central do CEFET/RJ

A693 Argôlo, André Luis Leandro  
Estudo de geometria anti-dive e anti-squat para protótipos Baja  
SAE / André Luis Leandro Argôlo.—2017.  
xii, 54f. + anexos : il. (algumas color.) , grafs. , tabs. ; enc.

Projeto Final (Graduação) Centro Federal de Educação  
Tecnológica Celso Suckow da Fonseca , 2017.

Bibliografia : f. 54

Orientador : Ricardo Alexandre Amar de Aguiar

1. Engenharia mecânica. 2. Automóveis – Molas e suspensão.  
3. Automóveis - Dinâmica. I. Aguiar, Ricardo Alexandre Amar de  
(Orient.). II. Título.

CDD 621

## **AGRADECIMENTOS**

Este trabalho dedico primeiramente aos meus pais que tiveram grande paciência e me apoiaram em todo o caminho, ao amigos do time Tabajara que também foram de grande apoio ao longo da graduação e a amiga Fernanda que me deu suporte quando o objetivo pareceu mais longe que realmente estava. Agradeço também à equipe Mud Runner de Baja SAE que forneceu os dados necessário para redigir este projeto e ao professor Ricardo Alexandre Amar de Aguiar que me instruiu durante todo o trajeto

Agradeço por fim ao amigo e colega Brenno Tavares Duarte por sua contribuição para o desenvolvimento do modelo utilizado neste projeto que facilitou o desenvolvimento da metodologia do estudo e a instituição CEFET/RJ que forneceu acesso aos laboratórios de pesquisa com os softwares e máquinas para o desenvolvimento do projeto.

## RESUMO

Com o avanço da indústria automobilística o requerimento dos veículos com o conforto e a performance aumenta a cada dia e no projeto Baja SAE acontece o mesmo. Durante a competição, onde o protótipo é altamente requisitado quanto a performance e resistência, a capacidade de aliar esta performance ao conforto satisfatório para o condutor é um diferencial avaliado. Ao longo deste texto discute-se o projeto de uma geometria de suspensão, que apresente *Anti-Squat* e *Anti-Dive*, para o protótipo de Baja SAE do CEFET/RJ, geometria na qual se evitará o movimento angular da massa suspensa do veículo, trazendo uma maior sensação de conforto para o condutor e ainda, com a variação de certos parâmetros da suspensão, irá trazer melhorias à dirigibilidade do veículo. Para tal, foi analisada a geometria atual do protótipo, e com o auxílio de softwares como o *Lotus Suspension Analysis* e o Microsoft Excel, criou-se e validou-se um modelo analítico que poderá ser utilizado como base para novos projetos de suspensão do Baja.

Palavras chave: *Anti-Dive*, *Anti-Squat*, Suspensão, Baja, SAE.

## **ABSTRACT**

With the advancement of the automotive industry, the requirement of vehicles with comfort and performance increases every day and in the Baja SAE project the same happens. During the competition, where the prototype is highly demanded for performance and strength, the ability to combine this performance with comfort for the driver is an evaluated differential. Throughout the text, we have discussed the design of a suspension geometry that presents Anti-Squat and Anti-Dive, for the prototype of Baja SAE of CEFET / RJ, geometry in which the angular movement of the suspended mass of the vehicle will be avoided, bringing a greater sense of comfort to the driver and also, with the variation of certain parameters of the suspension, will bring improvements to the maneuverability of the vehicle. For this, the current geometry of the prototype was analyzed, and with the help of software such as Lotus Suspension Analysis and Microsoft Excel, an analytical model was created and validated that could be used as a basis for new suspension projects of Baja.

**Keywords:** Anti-Dive, Anti-Squat, Suspension, Baja, SAE.

## SUMÁRIO

Capítulo 1 .....	1
1 – Introdução.....	1
1.1 – Programa baja SAE .....	1
1.2 – Histórico do Projeto .....	1
1.3 – Motivação .....	2
1.4 – Justificativa .....	2
1.5 – Objetivo .....	2
1.6 – Metodologia e Trabalho Realizado .....	3
1.7 – Organização .....	3
Capítulo 2 .....	5
2 – Revisão bibliográfica .....	5
2.1 – Sistema de coordenadas.....	5
2.2 – Tipos de suspensão.....	6
2.2.1 – Suspensões independentes .....	6
2.2.1.1 – Trailing Arm .....	6
2.2.1.2 – Semi-Trailing .....	6
2.2.1.3 – Duplo A ou double wishbone.....	7
2.2.1.4 – Mc Pherson .....	8
2.2.2 – Suspensões dependentes .....	8
2.2.2.1 – Eixo Rígido .....	8
2.2.2.1 – De Dion.....	9
2.3 – Dinâmica lateral .....	9
2.3.1– Ângulo de Camber .....	10
2.3.2 – Caster.....	10
2.3.3 – Convergência .....	11
2.4 – Dinâmica Vertical .....	12

2.4.1 – Componentes principais da suspensão .....	12
2.4.1.1 – Molas .....	13
2.4.1.1.1 – Molas de Flexão .....	13
2.4.1.1.2 – Molas Helicoidais .....	14
2.4.1.1.3 – Molas Pneumáticas .....	14
2.4.1.2 Amortecedor .....	15
2.4.2 – Centro instantâneo .....	15
2.4.3 – Eixo instantâneo .....	16
2.4.4 – Geometria Anti-squat e Anti-dive .....	17
2.4.4.1 – Geometria Anti-squat .....	17
2.4.4.2 – Geometria Anti-dive .....	19
2.5 – Dinâmica Longitudinal .....	20
2.5.1 – Transferência de Carga Longitudinal .....	20
2.5.2 – Aceleração Longitudinal .....	20
2.5.3 – Motores de combustão interna .....	22
2.5.3.1 – Classificação .....	22
2.5.3.2 – Motor utilizado e Curvas características .....	22
2.5.3.2.1 – Curva de potência e Curva de Torque .....	23
Capítulo 3 .....	25
3 – Metodologia .....	25
3.1 – LOTUS .....	25
3.2 – Modelo teórico .....	27
3.2.1 – Planos das balanças de acoplamento .....	27
3.2.2 – Definindo o eixo instantâneo .....	30
3.2.3 – Definindo os centros instantâneos .....	31
3.2.4 – Calculando o Anti-Dive e o Anti-Squat .....	32
3.2.5 – Validação do Modelo .....	33

Capítulo 4 .....	36
4 – Resultados .....	36
4.1 – Geometria Estática Final .....	36
4.2 – Variação de alturas .....	43
4.2.1 – Cálculo da Transferência de Carga .....	44
4.2.2 – Mudança na variação de altura.....	47
Capítulo 5 .....	52
5 – Conclusão .....	52
Capítulo 6 .....	53
6 – Propostas para projetos futuros .....	53
Capítulo 7 .....	54
7 – Referências bibliográficas .....	54
8 ANEXO I:Tabelas .....	55
9 ANEXOS II:Gráficos.....	63



## Lista de Figuras

Figura 1.1: Veículo Baja SAE em competição.....	1
Figura 2.1: Sistema de coordenadas SAE para o veículo (GILLESPIE, 1992). ....	5
Figura 2.2: Sistema de coordenadas SAE para o pneu (MILLIKEN & MILLIKEN, 1994). ....	5
Figura 2.3: Posicionamento para suspensão trailingArm (AGEJEVAS, 2017).....	6
Figura 2.4: Posicionamento da suspensão semi-trailing (AGEJEVAS, 2017).....	7
Figura 2.5: Suspensão Duplo A (AMARAL et al., 2016).....	7
Figura 2.6: Suspensão Mc Pherson (AMARAL et al., 2016).....	8
Figura 2.7: Suspensão de eixo rígido (DIAS, 2017).....	9
Figura 2.8: Suspensão De Dion (EBAH, 2017).....	9
Figura 2.9: (a) Angulo de camber negativo, (b) Angulo de camber positivo .....	10
Figura 2.10: Representação do ângulo de caster (AMARAL et al., 2016). ....	11
Figura 2.11: Ângulo de Convergência (PUHN, 1976).....	11
Figura 2.12: Mola de feixe de lâminas.....	13
Figura 2.13: Mola parabólica .....	13
Figura 2.14: Molas Helicoidais .....	14
Figura 2.15: Mola Pneumática.....	15
Figura 2.16: Exemplo de amortecedor.....	15
Figura 2.17: Centro Instantâneo (MILLIKEN & MILLIKEN, 1994). ....	16
Figura 2.18: Eixo Instantâneo(MILLIKEN & MILLIKEN, 1994). ....	16
Figura 2.19: Eixo Instantâneo e a determinação dos planos das balanças (MILLIKEN & MILLIKEN, 1994).....	17
Figura 2.20: Anti-Squat, (a) suspensão de eixo rígido, (b) suspensão traseira independente(MILLIKEN & MILLIKEN, 1994).....	18
Figura 2.21: Anti-Dive, (a) Freio Inboard, (b) Freio Outboard (MILLIKEN & MILLIKEN, 1994). ....	19
Figura 2.22: DCL da transferência de carga em frenagem. (MILLIKEN & MILLIKEN, 1994) .....	20
Figura 2.23: Motor Briggs&Stratton 10HP.....	23
Figura 2.24: Curva de Potência (AMARAL et al., 2016). ....	23
Figura 2.25: Curva de Torque (AMARAL et al., 2016). ....	24
Figura 3.1: Modelo do protótipo atual da equipe .....	25
Figura 3.2: Parâmetros iniciais do modelo.....	26

Figura 3.3: Pontos do modelo inicial da suspensão dianteira.....	26
Figura 3.4: Pontos do modelo inicial da suspensão traseira.....	27
Figura 3.5: Gráfico de erro percentual para o anti-dive. ....	34
Figura 3.6: Gráfico de erro percentual para o anti-squat. ....	34
Figura 4.1: Variação de caster e convergência em relação a altura do centro instantâneo .....	40
Figura 4.2: Variação do erro percentual em relação a altura do centro instantâneo .....	40
Figura 4.3: Variação do caster dinâmico e convergência em relação ao caster estático .....	41
Figura 4.4: Variação do erro percentual e da altura do centro instantâneo em relação ao caster estático.....	41
Figura 4.5: Modelo de 2 graus de liberdade .....	48
Figura 4.6: (a) Suspensão dianteira original e (b) suspensão dianteira recomendada. ....	50
Figura 4.7: (a) Suspensão traseira original e (b) suspensão traseira recomendada. ....	51
Figura II.1: Variação de Cambagem para Geometrias Dianteiras G1 .....	63
Figura II.2: Variação de Cambagem para Geometrias Dianteiras G2 .....	63
Figura II.3: Variação de Cambagem para Geometrias Dianteiras G3 .....	64
Figura II.4: Variação de Cambagem para Geometrias Dianteiras G4 .....	64
Figura II.5: Variação de Caster para Geometrias Dianteiras G1 .....	65
Figura II.6: Variação de Caster para Geometrias Dianteiras G2 .....	65
Figura II.7: Variação de Caster para Geometrias Dianteiras G3 .....	66
Figura II.8: Variação de Caster para Geometrias Dianteiras G4 .....	66
Figura II.9: Variação de Convergência para Geometrias Dianteiras G1 .....	67
Figura II.10: Variação de Convergência para Geometrias Dianteiras G2 .....	67
Figura II.11: Variação de Convergência para Geometrias Dianteiras G3 .....	68
Figura II.12: Variação de Convergência para Geometrias Dianteiras G4 .....	68
Figura II.13: Variação de Kingpin para Geometrias Dianteiras G1 .....	69
Figura II.14: Variação de Kingpin para Geometrias Dianteiras G2 .....	69
Figura II.15: Variação de Kingpin para Geometrias Dianteiras G3 .....	70
Figura II.16: Variação de Kingpin para Geometrias Dianteiras G4 .....	70
Figura II.17: Variação de Cambagem para Geometrias Traseiras G1 .....	71
Figura II.18: Variação de Cambagem para Geometrias Traseiras G2 .....	71
Figura II.19: Variação de Cambagem para Geometrias Traseiras G3 .....	72
Figura II.20: Variação de Cambagem para Geometrias Traseiras G4 .....	72
Figura II.21: Variação de Caster para Geometrias Traseiras G1 .....	73
Figura II.22: Variação de Caster para Geometrias Traseiras G2 .....	73

Figura II.23: Variação de Caster para Geometrias Traseiras G3.....	74
Figura II.24: Variação de Caster para Geometrias Traseiras G4.....	74
Figura II.25: Variação de Convergência para Geometrias Traseiras G1 .....	75
Figura II.26: Variação de Convergência para Geometrias Traseiras G2 .....	75
Figura II.27: Variação de Convergência para Geometrias Traseiras G3 .....	76
Figura II.28: Variação de Convergência para Geometrias Traseiras G4 .....	76
Figura II.29: Variação de Kingpin para Geometrias Traseiras G1 .....	77
Figura II.30: Variação de Kingpin para Geometrias Traseiras G2.....	77
Figura II.31: Variação de Kingpin para Geometrias Traseiras G3 .....	78
Figura II.32: Variação de Kingpin para Geometrias Traseiras G4.....	78

## LISTA DE TABELAS

Tabela 3.1: Pontos da suspensão dianteira. ....	28
Tabela 3.2: Pontos da suspensão traseira. ....	28
Tabela 4.1: Conjuntos de pontos iniciais para a geometria dianteira .....	37
Tabela 4.2: Conjuntos de pontos iniciais para a geometria traseira.....	37
Tabela 4.3: Matriz de decisão.....	38
Tabela 4.4: Conjuntos de pontos da geometria estática .....	42
Tabela 4.5: Dados do projeto.....	43
Tabela 4.6: Carregamentos sobre os eixos do veículo .....	46
Tabela 4.7: Coeficiente de ganho das suspensões .....	50
Tabela I.1: Pontos da Geometria Dianteira G1.....	55
Tabela I.2: Pontos da Geometria Dianteira G2.....	56
Tabela I.3: Pontos da Geometria Dianteira G3.....	57
Tabela I.4: Pontos da Geometria Dianteira G4.....	58
Tabela I.5: Pontos da Geometria Traseira G1 .....	59
Tabela I.6: Pontos da Geometria Traseira G2 .....	60
Tabela I.7: Pontos da Geometria Traseira G3 .....	61
Tabela I.8: Pontos da Geometria Traseira G4 .....	62

## LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

- $a_x$ , Aceleração longitudinal
- $b$ , Distancia do centro de gravidade ao eixo traseiro
- $B_d$ , Coeficiente de amortecimento da suspensão dianteira
- $B_t$ , Coeficiente de amortecimento da suspensão traseira
- $c$ , Distancia do centro de gravidade ao eixo dianteiro
- CI**, Centro instantâneo
- $D_x$ , Desaceleração longitudinal
- $F_{a_o}$ , Força de atrito na geometria original
- $F_{a_r}$ , Força de atrito na geometria recomendada
- $F_x$ , Força trativa nas rodas
- $g$ , Constante de gravidade
- $h$ , Altura do centro de gravidade
- $K_d$ , Rigidez da suspensão dianteira
- $K_t$ , Rigidez da suspensão traseira
- $l$ , Distancia entre eixos
- $M_v$ , Massa do veículo
- $n_{v_1}$ , Coordenada n do vetor determinante da balança inferior
- $n_{v_2}$ , Coordenada n do vetor determinante da balança superior
- $R_p$ , Raio do pneu
- W**, Peso do veículo
- $WC_x$ , Coordenada x do centro da roda
- $WC_y$ , Coordenada y do centro da roda
- $WC_z$ , Coordenada z do centro da roda
- $x$ , Direção longitudinal do veículo
- $x_{IC_f}$ , Coordenada x do centro instantâneo frontal
- $x_{IC_l}$ , Coordenada x do centro instantâneo lateral
- $x_n$ , Coordenada x para o ponto n
- $y$ , Direção lateral do veículo
- $y_{IC_f}$ , Coordenada y do centro instantâneo frontal
- $y_{IC_l}$ , Coordenada y do centro instantâneo lateral

$y_n$ , Coordenada y para o ponto n

$z$ , Direção vertical do veículo

$z_{IC_f}$ , Coordenada z do centro instantâneo frontal

$z_{IC_l}$ , Coordenada z do centro instantâneo lateral

$z_n$ , Coordenada z para o ponto n

$\Phi$ , Ângulo de Rolagem do veículo

$\theta$ , Ângulo de Arfagem do veículo

$\Psi$ , Ângulo de guinada do veículo

$\mu$  Coeficiente de atrito

$\mu_e$ , Coeficiente de atrito estático

$\mu_d$ , Coeficiente de atrito dinâmico

$\phi_R$ , Ângulo da altura do centro instantâneo com o plano do solo para a traseira

$\phi_f$ , Ângulo da altura do centro instantâneo com o plano do solo para a dianteira

$\theta_R$ , Ângulo da altura do centro instantâneo com o plano do centro da roda para a traseira

$\theta_F$ , Ângulo da altura do centro instantâneo com o plano do centro da roda para a dianteira

$\Delta W$ , Transferencia de carga

$\Delta W_A$ , Transferencia de carga na aceleração

$\Delta W_F$ , Transferencia de carga na frenagem

# Capítulo 1

## 1 – Introdução

### 1.1 – Programa baja SAE

O programa Baja SAE é um projeto apresentado a estudantes de engenharia com a proposta de aplicar na prática os conhecimentos adquiridos em sala de aula, visando incrementar sua preparação para o mercado de trabalho. O projeto Baja SAE dá ao aluno um ambiente no qual ele se depara com um caso real de desenvolvimento de projeto, desde as etapas mais básicas até a construção do protótipo, o gerenciamento de pessoas e controle e planejamento de custos. No Brasil temos como órgão responsável pela coordenação do projeto a SAE Brasil. A figura 1.1 apresenta um exemplo de protótipo em competição.



Figura 1.1: Veículo Baja SAE em competição

### 1.2 – Histórico do Projeto

O projeto Baja SAE foi criado na Universidade da Carolina do Sul, Estados Unidos, sob a direção do Dr. John F. Stevens, sendo que a primeira competição ocorreu em 1976. O ano de 1991 marcou o início das atividades da SAE BRASIL, que, em 1994, lançava o Projeto Baja SAE BRASIL.

No ano seguinte, em 1995, era realizada a primeira competição nacional, na pista Guido Caloi, bairro do Ibirapuera, cidade de São Paulo. No ano seguinte a competição foi transferida para o Autódromo de Interlagos, onde ficaria até o ano de 2002. A partir de 2003 a competição passou a ser realizada em Piracicaba, interior de São Paulo, no ECPA – Esporte Clube Piracicabano de Automobilismo até o ano de 2015. Em 2016 e 2017 a competição ocorreu na cidade de São José dos Campos – São Paulo.

Desde 1997 a SAE BRASIL também apóia a realização de eventos regionais do Baja SAE BRASIL, através de suas Seções Regionais. Desde então dezenas de eventos foram realizados em vários estados do país como Rio Grande do Sul, São Paulo, Minas Gerais e Bahia.

A equipe de Baja do CEFET/RJ, criada em 1996, participou de 20 competições nacionais e 18 competições regionais, sendo a Instituição do Estado do Rio de Janeiro que mais vezes teve participação na competição Nacional Baja SAE.

### **1.3 – Motivação**

A motivação para este trabalho, foi a necessidade de um material orientado para projetos de suspensões que possa ser usado pela equipe de Baja SAE do CEFET/RJ. O presente trabalho é resultado da experiência do autor como membro da equipe durante a graduação.

### **1.4 – Justificativa**

A performance exigida nos veículos durante a competição é muito elevada, porém parâmetros, como o conforto do piloto, também deve ser levado em consideração e são ponto de avaliação durante a competição. Tendo isso em vista, este trabalho discutirá os efeitos da geometria da suspensão durante partidas e frenagens do veículo, visando minimizar os efeitos sentidos pelo piloto durante as mesmas e complementando trabalhos feitos previamente sobre projetos de suspensão para veículos do gênero.

### **1.5 – Objetivo**

O objetivo deste trabalho será tratar da dinâmica de *Anti-Squat* e *Anti-Dive* que tem influencia direta na inclinação do veículo durante uma frenagem ou durante uma partida. Esta inclinação pode ser sentida diretamente pelo piloto e causará um desgaste no mesmo ao final das provas. Aqui será apresentado um projeto de geometria que busca minimizar estes efeitos, desde a concepção básica até a metodologia para projetos futuros



## **1.6 – Metodologia e Trabalho Realizado**

Inicialmente será apresentada uma revisão dos temas importantes para o entendimento do projeto, abordando os conhecimentos necessários para a análise de um sistema de suspensão. A seguir será desenvolvida uma proposta de geometria com base na geometria atual, buscando atender ainda os parâmetros positivos desta, e modificando os insatisfatórios, mas tentando modificar o mínimo possível a geometria atual. Este projeto será realizado utilizando o software *Lotus Suspension Analysis*, onde será implementado primeiro, o modelo atual, e posteriormente a nova geometria escolhida. Em paralelo será criado um modelo analítico utilizando-se os conhecimentos clássicos da literatura de projetos veiculares, de forma a tornar possível uma comparação entre estes métodos e também validar o estudo. Após, será apresentado um estudo dinâmico para seleção de componentes inerentes ao sistema de suspensão do veículo.

## **1.7 – Organização**

Este trabalho está dividido em sete capítulos:

Capítulo 1 – Introdução: Neste capítulo será apresentada uma breve apresentação do histórico do Baja SAE, a motivação e a metodologia utilizada no decorrer no projeto.

Capítulo 2 – Revisão bibliográfica: Nesta sessão será feita uma revisão dos conhecimentos necessários para o entendimento do trabalho realizado, como o sistema de coordenadas adotado, os tipos de suspensão e dados sobre dinâmica longitudinal necessários para os cálculos.

Capítulo 3 – Metodologia: Aqui será apresentado o software utilizado e como foi criado e validado o modelo teórico que será utilizado para o estudo da geometria ideal e também auxiliar a equipe de Baja SAE do CEFET/RJ em projeto futuros.

Capítulo 4 – Resultados: Neste capítulo serão apresentados os resultados das análises do modelo teórico, as conclusões tiradas e a geometria estática escolhida. Será visto ainda uma comparação do movimento teórico da massa da suspensão no protótipo original e do protótipo após as mudanças propostas no texto

Capítulo 5 – Conclusão: Aqui serão feitas as considerações a respeito dos dados obtidos no estudo desenvolvido e como estes influenciarão no desempenho do protótipo futuro

Capítulo 6 – Propostas para projetos futuros: Neste tópico serão apresentadas sugestões de temas para aprofundar o estudo do assunto e/ou anexa-lo a um projeto maior buscando entender melhor sua influencia no comportamento do veículo como um todo

Capítulo 7 – Referências bibliográficas: Tópico de referências utilizadas no desenvolvimento do projeto.

## Capítulo 2

### 2 – Revisão bibliográfica

#### 2.1 – Sistema de coordenadas

Na dinâmica veicular a massa do veículo é comumente representada como uma massa concentrada posicionada no centro de gravidade do veículo (MILLIKEN & MILLIKEN, 1994). Neste centro é fixado um sistema de coordenadas, figura 2.1, para referência dos movimentos do veículo.

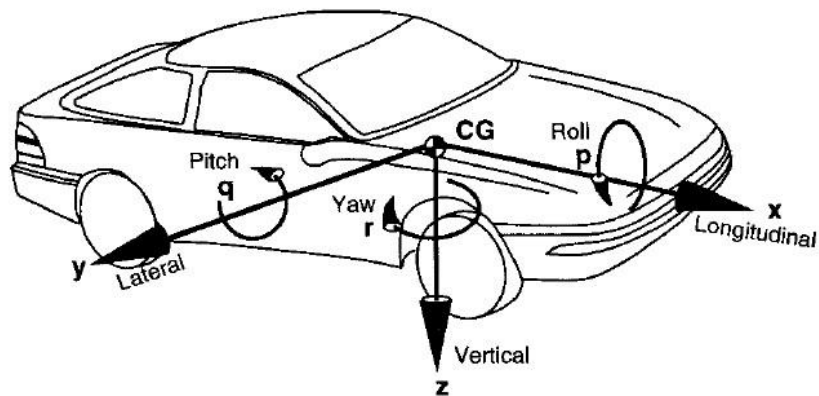


Figura 2.1: Sistema de coordenadas SAE para o veículo (GILLESPIE, 1992).

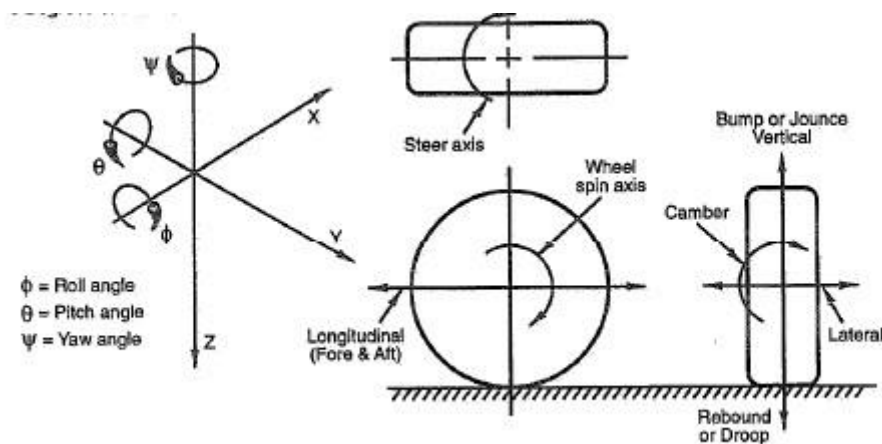


Figura 2.2: Sistema de coordenadas SAE para o pneu (MILLIKEN & MILLIKEN, 1994).

O pneu do veículo, como mostrado na figura 2.2, segundo a literatura, terá seu próprio sistema de coordenadas e este será de grande importância para a transferência da posição do centro instantâneo do veículo e posteriormente, no cálculo da porcentagem de *anti-dive* e *anti-squat* (MILLIKEN & MILLIKEN, 1994).

## 2.2 – Tipos de suspensão

A geometria de *anti-dive* e *anti-squat* varia em relação a cada tipo de suspensão uma vez que para os cálculos é necessária a projeção lateral do centro instantâneo do veículo.

### 2.2.1 – Suspensões independentes

#### 2.2.1.1 – *Trailing Arm*

Esta geometria de suspensão garante a variação da cambagem durante o trabalho da suspensão. Dois braços conectados ao chassi em um eixo paralelo a este compõem este tipo de suspensão (figura 2.3).

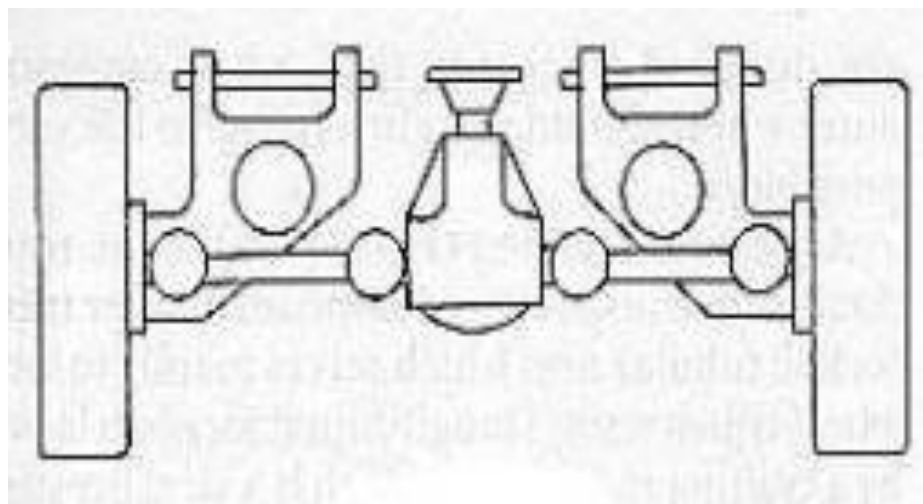


Figura 2.3: Posicionamento para suspensão *trailingArm* (AGEJEVAS, 2017).

#### 2.2.1.2 – *Semi-Trailing*

Neste tipo de suspensão, semelhante ao *Trailing Arm*, figura 2.4, o eixo de fixação tem um ângulo que adiciona ao trabalho da suspensão uma pequena variação de convergência.

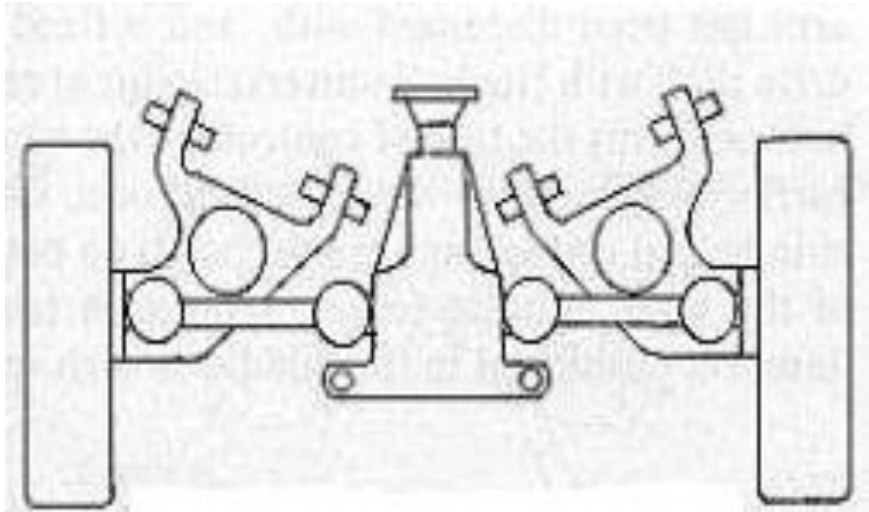


Figura 2.4: Posicionamento da suspensão *semi-trailing* (AGEJEVAS, 2017).

### 2.2.1.3 – Duplo A ou *double wishbone*

A suspensão do tipo duplo A, figura 2.5, utiliza duas balanças fixas a estrutura, apresentando uma configuração um pouco mais complexa porém mais versátil e com grandes possibilidades de variação de cambagem e convergência durante o trabalho.



Figura 2.5: Suspensão Duplo A (AMARAL *et al.*, 2016).

#### 2.2.1.4 – *Mc Pherson*

O sistema de suspensão *Mc Pherson*, figura 2.6, é uma simplificação do modelo Duplo A, onde o amortecedor é fixado no lugar da balança superior.



Figura 2.6: Suspensão *Mc Pherson* (AMARAL *et al.*, 2016).

### 2.2.2 – Suspensões dependentes

#### 2.2.2.1 – Eixo Rígido

Neste tipo de suspensão as rodas são montadas nas extremidades de um eixo rígido, garantindo a transmissão de torque de uma até a outra. A figura 2.7 exemplifica este tipo de suspensão.



Figura 2.7: Suspensão de eixo rígido (DIAS, 2017).

### 2.2.2.1 – *De Dion*

Este tipo de suspensão é similar ao eixo rígido, porem possui um diferencial fixado no chassi, o qual faz com que a massa não suspensa diminua (figura 2.8).



Figura 2.8: Suspensão *De Dion* (EBAH, 2017).

## 2.3 – Dinâmica lateral

Neste tópico serão apresentados temas comuns na dinâmica veicular os quais, apesar de não serem calculados neste texto, serão muito abordados como condições desejadas para o produto final, se tornando assim condições de contorno para chegar à geometria ideal.

### 2.3.1– Ângulo de Camber

O ângulo de camber é o valor da inclinação formada entre o plano de simetria da roda e o plano do solo. Este ângulo resulta em uma força de camber a qual é somada ou subtraída da força lateral já existente. A figura 2.9a exemplifica uma configuração de camber negativo enquanto a 2.9b uma configuração positiva, sendo (1) o plano vertical em relação ao solo e (2) o plano do pneu. (AMARAL *et al.*, 2016).

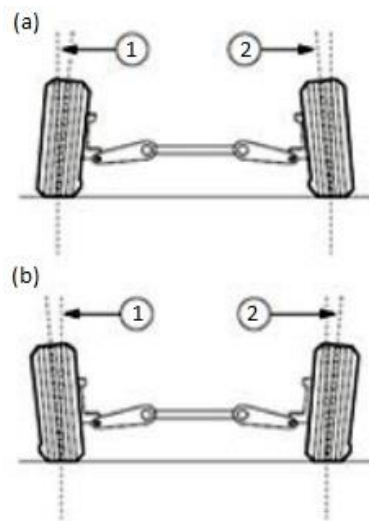


Figura 2.9: (a) Ângulo de camber negativo, (b) Ângulo de camber positivo

### 2.3.2 – Caster

O ângulo de caster é formado entre o eixo de esterçamento e a vertical, sendo ele considerado positivo quando o eixo de esterçamento intercepta o plano do solo a frente do eixo da roda e negativo quando o contrário ocorre. Quando a roda é virada esta diferença de posições faz com que o ponto de contato da roda seja movido para esquerda ou para a direita gerando uma força chama “força de auto centragem” ou “força de auto alinhamento” que é responsável pela tendencia das rodas do veículo a voltarem para a posição reta quando soltamos o volante e contrário da isso, quando o ponto do eixo de esterçamento fica atrás do ponto de contato da roda com o solo, isto é, temos valores negativos de caster, a roda do veículo tende a continuar a girar para pequenos giros no volante. Quando tem-se valores de caster elevados, por consequencia, a direção fica mais “pesada” devido a força de auto centragem, porém o veículo ganha estabilidade na direção reta em altas velocidades. Para pequenos valores de caster o veículo por sua vez perde a estabilidade em reta, porém se torna



de mais fácil manobrabilidade e de fácil esterçamento em baixas velocidades.

O ângulo de caster pode ser visto na figura 2.10 representado pela letra  $\tau$  e o momento auto-alinhante é produzido pela excentricidade  $p$  devida a força lateral.

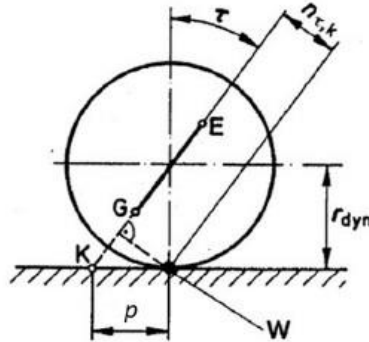


Figura 2.10: Representação do ângulo de caster (AMARAL *et al.*, 2016).

### 2.3.3 – Convergência

A convergência é um dos parâmetros mais importantes em um projeto de suspensão. Ela é representada pelo ângulo formado entre o plano dos pneus olhando-se de cima para baixo, figura 2.11, e pequenas variações nesta podem representar grandes mudanças no comportamento do veículo e por ser um parâmetro de fácil ajuste, deve ser sempre checada.

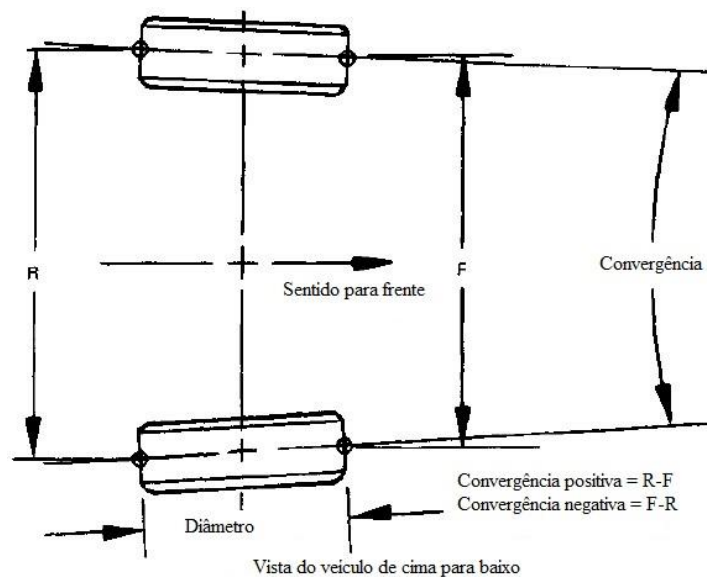


Figura 2.11: Ângulo de Convergência (PUHN, 1976).

A variação da convergência do veículo durante uma curva, quando o chassi deste sofre variação de altura pela rolagem ou quando uma roda passa em algum tipo de irregularidade, irá alterar o ângulo de deslizamento do pneu e por sua vez o comportamento do veículo. Estas variações podem ser chamadas de *roll steer* para a rolagem do chassi e *bump steer* para o movimento vertical da suspensão, ambos totalmente indesejados.

A maioria dos veículos são setados em convergência positiva para a dianteira e convergência neutra para a traseira. A razão para isso é porque as forças que atuam nos pneus dianteiros tendem a causar uma variação de convergência negativa então o valor de convergência positiva é utilizado para compensar esta tendência. A configuração negativa de convergência faz com que um ângulo de deslizamento ocorra em ambos os pneus dianteiros e se o carro estiver perfeitamente balanceado e estes ângulos forem iguais as forças irão se compensar e o veículo seguirá estável em linha reta, porém para qualquer mudança por fatores externos que possa modificar este ângulo resultará em uma instabilidade que o condutor deverá corrigir pelo esterçamento do volante. Isso é também conhecido como instabilidade em alta velocidade.

De forma contrária, a configuração positiva de convergência trabalha da mesma forma, mas de forma contrária resultando em que o veículo se mantenha em linha reta, aumentando a estabilidade em alta velocidade. Normalmente se deseja apenas o valor necessário de convergência positiva para manter o veículo com convergência neutra em velocidade média, mas estes valores podem variar para cada projeto.

## **2.4 – Dinâmica Vertical**

A dinâmica vertical estuda o comportamento do veículo e as imperfeições do terreno e está diretamente ligada ao conforto do condutor. Esse comportamento é afetado pelo movimento vertical do chassi e pelo movimento de rolagem em torno do eixo *X* chamado de rolagem ou *roll* e em torno do eixo *Y*, chamado de arfagem ou *pitch*.

### **2.4.1 – Componentes principais da suspensão**

Nesta seção serão apresentados os componentes principais de um sistema de suspensão e comentadas sua influencia na dinâmica vertical do veículo.

### 2.4.1.1 – Molas

As molas são responsáveis pela tendência dos efeitos de arfagem e rolagem, e em conjunto dos amortecedores, pela atenuação das vibrações. Neste tópico serão apresentados os principais tipos de molas dos veículos atuais.

#### 2.4.1.1.1 – Molas de Flexão

Este tipo de molas foi o primeiro a ser utilizado pela sua simplicidade de construção, porém este tipo de mola possui uma complexidade de projeto superior às demais. Ele é composto de uma série de lâminas sobrepostas, mostrados da figura 2.12 e em suas aplicações mais simples possui alta transmissibilidade prejudicando o conforto porém em outras aplicações, a mola mostrada na figura 2.13 pode ser preferível em relação às helicoidais e as pneumáticas.



Figura 2.12: Mola de feixe de lâminas



Figura 2.13: Mola parabólica

### 2.4.1.1.2 – Molas Helicoidais

As molas helicoidais se tornaram um padrão para os veículos atuais pelo baixo peso e dimensões reduzidas. Ela se adapta aos mais variados tipos de suspensão. Estas molas possuem baixa transmissibilidade e o amortecimento é feito exclusivamente pelos amortecedores. A figura 2.14 apresenta exemplos destas molas.



Figura 2.14: Molas Helicoidais

### 2.4.1.1.3 – Molas Pneumáticas

As molas pneumáticas, diferentemente das molas de torção e das helicoidais, possibilitam que as frequências naturais do chassi não se alterem, assim garantindo que as propriedades da suspensão e a vibração não dependam da carga. Este tipo de mola possui uma rigidez variável, a qual aumenta com o aumento da pressão no êmbolo ao longo da compressão, possibilitando maiores cargas e uma chance menor de que a mola alcance o final de seu curso (figura 2.15).



Figura 2.15: Mola Pneumática

### 2.4.1.2 Amortecedor

O amortecedor é responsável, trabalhando juntamente com a mola, pela resposta dinâmica do veículo e é utilizado para absorver as vibrações provenientes das variações geométricas do solo e aumentar a segurança (figura 2.16).



Figura 2.16: Exemplo de amortecedor

### 2.4.2 – Centro instantâneo

O centro instantâneo ou CI é o ponto imaginário que representa efetivamente o ponto de pivotamento das balanças de acoplamento da suspensão com o chassi. A figura 2.17 demonstra como dois acoplamentos menores poderiam ser substituídos por um maior de forma a ter uma trajetória de movimento similar (MILLIKEN & MILLIKEN, 1994).

O centro instantâneo, à medida que as balanças de movem, mudará de posição. Em um projeto correto de suspensão, não se define todos os ponto do centro instantâneo, mas sim em qual direção e o quão rápido ele se move com o trabalho da suspensão.

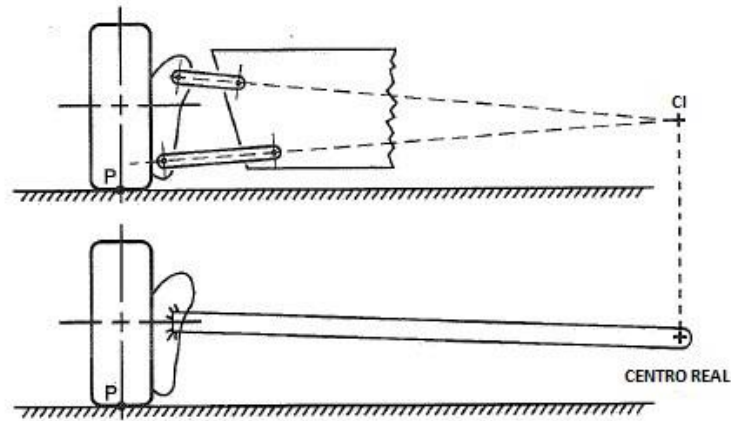


Figura 2.17: Centro Instantâneo (MILLIKEN & MILLIKEN, 1994).

### 2.4.3 – Eixo instantâneo

Em um espaço tridimensional, o centro instantâneo pode ser substituído por um eixo instantâneo. O eixo instantâneo pode ser utilizado, se tomando um centro instantâneo frontal e o projetando para a vista lateral, a linha formada entre estes será chamada de eixo instantâneo como visto na figura 2.18 (MILLIKEN & MILLIKEN, 1994).

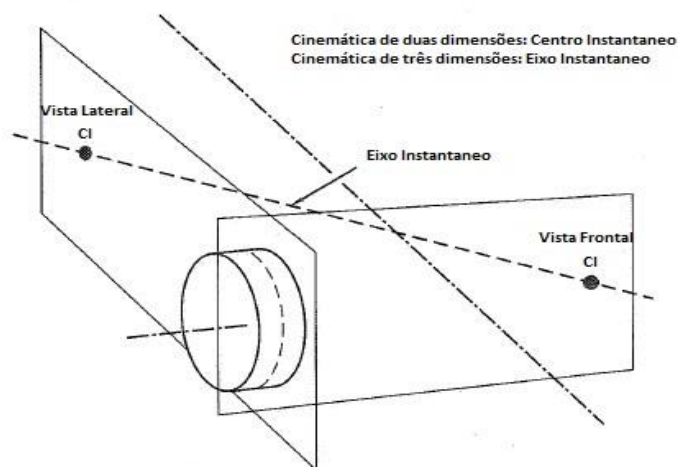


Figura 2.18: Eixo Instantâneo(MILLIKEN & MILLIKEN, 1994).

O eixo instantâneo pode ser encontrado pelo cruzamento dos planos das balanças de acoplamento da suspensão no chassi, como mostrado na figura 2.19, e para este trabalho será utilizado para transferir o centro instantâneo da vista frontal para a lateral, uma vez que o tipo de suspensão a ser utilizado é o duplo A.

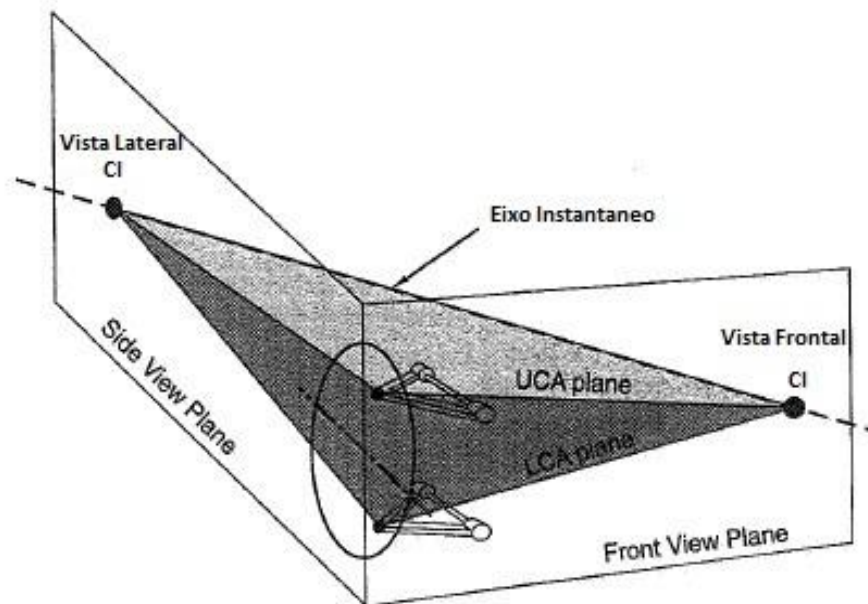


Figura 2.19: Eixo Instantâneo e a determinação dos planos das balanças (MILLIKEN & MILLIKEN, 1994).

## 2.4.4 – Geometria *Anti-squat* e *Anti-dive*

Neste tópico serão apresentadas as condições para se alcançar a dinâmica correta para o *anti-squat* e o *anti-dive*, bem como as considerações da literatura para valores ideais dos mesmos.

### 2.4.4.1 – Geometria *Anti-squat*

A geometria de *Anti-squat* é considerada total quando os pontos da suspensão são posicionados de forma a não haver variação na altura da massa suspensa durante a aceleração do veículo. A porcentagem de *anti-squat* determina o quanto da transferência de carga para o eixo traseiro será atenuada pela geometria da suspensão e o quanto será transferido para a mola e os amortecedores efetivamente.

Esta porcentagem é dependente da distância entre eixos do veículo ( $l$ ), da altura do centro de gravidade ( $h$ ), da tangente dos ângulos ( $\phi_R$  e  $\theta_R$ ) e da posição do centro instantâneo como mostrado na figura 2.20, onde a figura 2.20 (a) representa a geometria para eixos rígidos e a figura 2.20 (b) o cálculo para suspensão traseira independente (MILLIKEN & MILLIKEN, 1994).

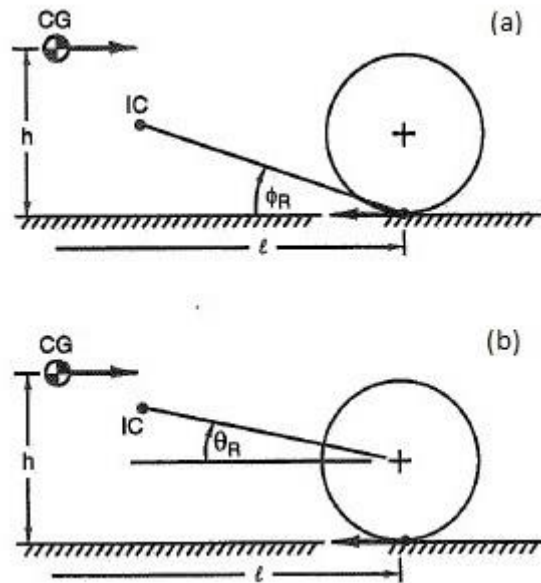


Figura 2.20: *Anti-Squat*, (a) suspensão de eixo rígido, (b) suspensão traseira independente (MILLIKEN & MILLIKEN, 1994).

Na literatura, (MILLIKEN & MILLIKEN, 1994), o valor da porcentagem de *anti-squat* assume a seguinte forma para os diferentes tipos de suspensão:

$$(a): \%Anti - Squat = \frac{\tan \phi_R}{\frac{h}{l}} \cdot 100 \quad (2.1)$$

$$(b): \%Anti - Squat = \frac{\tan \theta_R}{\frac{h}{l}} \cdot 100 \quad (2.2)$$



### 2.4.4.2 – Geometria *Anti-dive*

A geometria *Anti-dive*, analogamente ao *Anti-squat*, atua durante a frenagem no veículo e é considerada total quando não há rotação da massa suspensa durante a frenagem. Da mesma forma, a porcentagem de *anti-dive* também determina a quanto da transferência de carga para o eixo dianteiro será resistida pela geometria da suspensão e o quanto será transferido para o sistema de amortecimento. Para o sistema de *anti-dive* esta porcentagem é, como mostrado na figura 2.20, dependente novamente do “entre eixo” do veículo ( $l$ ), da altura do centro de gravidade ( $h$ ), da tangente do ângulo ( $\phi_F$  e  $\theta_F$ ) e ainda, da porcentagem de frenagem no eixo dianteiro do veículo. Para a geometria de *anti-dive* também é feita uma diferenciação, que neste caso é relativa aos tipos de freios *inboard*, figura 2.21(a), que são aqueles que têm ligação com a massa suspensa do veículo e os freios *outboard*, figura 2.21(b), que não têm ligação com a massa suspensa (MILLIKEN & MILLIKEN, 1994).

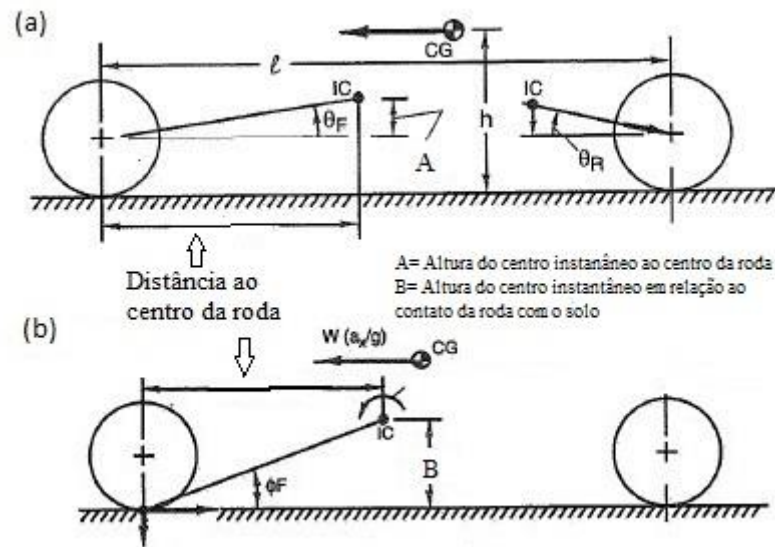


Figura 2.21: *Anti-Dive*, (a) Freio *Inboard*, (b) Freio *Outboard* (MILLIKEN & MILLIKEN, 1994).

Analogamente ao *anti-squat* (MILLIKEN & MILLIKEN, 1994), o *anti-dive* assume formas diferentes dependendo do tipo de freio utilizado e são encontrados por:

$$(a): \%Anti - Dive = \frac{\tan \theta_F \cdot l}{h \cdot (\% \text{ frenagem dianteira})} \cdot 100 \quad (2.3)$$

$$(b): \%Anti - Dive = \frac{\tan \phi_F \cdot (\% \text{ frenagem dianteira}) \cdot l}{h} \cdot 100 \quad (2.4)$$

## 2.5 – Dinâmica Longitudinal

### 2.5.1 – Transferência de Carga Longitudinal

Durante a aceleração e a frenagem de um veículo (MILLIKEN & MILLIKEN, 1994), os efeitos da transferência de carga longitudinal entre os eixos dianteiro e traseiro é função da força total de aceleração ou de frenagem, da altura do centro de gravidade e da distancia entre eixos do veículo e pode ser obtida com a seguinte relação:

$$\Delta W = W \cdot \frac{a_x}{g} \cdot \frac{h}{l} \quad (2.5)$$

A figura 2.22 representa o diagrama de corpo livre do veículo e apresenta a transferência de carga durante uma frenagem. A transferência de carga durante a aceleração poderá ser determinada analogamente ocorrendo desta forma do eixo dianteiro para o traseiro.

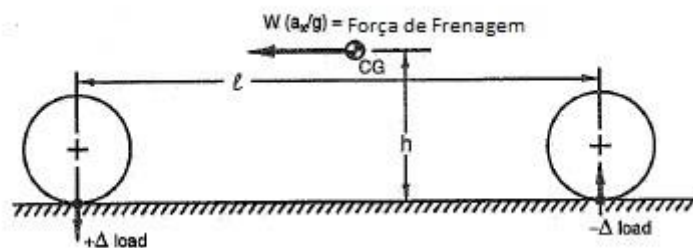


Figura 2.22: DCL da transferência de carga em frenagem. (MILLIKEN & MILLIKEN, 1994)

### 2.5.2 – Aceleração Longitudinal

Para chegar ao valor de carga transferida durante a aceleração e a frenagem será necessário obter-se o valor da aceleração longitudinal ( $a_x$ ) que estará sendo fornecida no momento da frenagem ou da aceleração.

Para baixas e moderadas velocidades os valores de aceleração máxima podem ser obtidos desprezando todas as forças resistivas atuando no veículo (GILLESPIE, 1992). Sendo assim, pela segunda lei de Newton tem-se que:

$$M_v \cdot a_x = F_x \quad (2.6)$$

Onde:  $M_v$  = Massa o veículo =  $W/g$

$a_x$  = Aceleração na direção longitudinal

$F_x$  = Força trativa nas rodas

Conhecida a massa do veículo se faz necessária apenas a força trativa nas rodas para se determinar o valor da aceleração longitudinal (GILLESPIE, 1992). Esta força pode ser encontrada pela seguinte relação:

$$F_x = \frac{\mu \cdot \frac{W \cdot b}{l}}{1 - \frac{h}{l} \cdot \mu} \quad (2.7)$$

Onde:  $\mu$  = Coeficiente de atrito

$h$  = Altura do centro de gravidade

$l$  = Distância entre - eixos

$W$  = Peso do veículo

$b$  = Distância do centro de gravidade ao eixo traseiro

Pode-se observar que uma vez, que o termo de velocidade se encontra no denominador da equação, observa-se que o potencial de aceleração do veículo se reduz com o aumento da velocidade. Para o estudo do anti-squat, onde o comportamento da suspensão no momento da aceleração utiliza-se o valor da aceleração longitudinal máxima calculada pelas relações apresentadas. Seguindo esta linha, para o modelo de *anti-dive*, será considerada aceleração levando em conta o travamento total das rodas, por requerimento da prova de frenagem nas competições do Baja SAE. O termo de velocidade neste caso se utiliza a desaceleração máxima do veículo que é obtiva por calculos referentes ao sistema de freio do protótipo.

### 2.5.3 – Motores de combustão interna

Para caracterizar a transferência de carga durante a aceleração é necessário conhecer o sistema de trem de força utilizado no protótipo. Para tal, nesta sessão será feita uma revisão de conceitos inerentes aos motores de combustão mais comuns.

#### 2.5.3.1 – Classificação

Os motores de combustão interna podem ser classificados segundo as seguintes maneiras:

- 1- Quanto a aplicação: Automotiva, naval, aeronáutica e entre outras.
- 2- Quanto ao número de ciclos: dois ou quatro tempos de trabalho
- 3- Quanto ao projeto básico: Alternativo ou rotativo
- 4- Método de ignição: centelha ou ignição por compressão
- 5- Resfriamento: ar, água ou refrigeração natural
- 6- Preparação da mistura: carburado e injeção eletrônica
- 7- Tipo de combustível: gasolina/Diesel/Gás natural veicular (GNV), etc.
- 8- Local de trabalho das válvulas: OHV/UHV e válvulas rotativas

Para este projeto se utiliza um motor determinado por regra para o Baja SAE.

#### 2.5.3.2 – Motor utilizado e Curvas características

O motor para o projeto é definido pela sessão B2, Item B2 1.1 do regulamento da competição e diz que: “Para assegurar uma base equivalente de comparação para os eventos dinâmicos, todos os veículos devem usar o mesmo motor *Briggs&Stratton OHV Intek Model 20*. Os únicos números de modelo aceitáveis são: 205432, 205437, 205332 ou 20S232” (figura 2.23).



Figura 2.23: Motor *Briggs&Stratton* 10HP

### 2.5.3.2.1 – Curva de potência e Curva de Torque

A curva de potência do motor mostra a potência disponível em relação a rotação do motor e a curva de torque mostra o torque disponível em relação a rotação do motor. As figuras 2.24 e 2.25 mostram as curva de potência e torque do motor respectivamente.

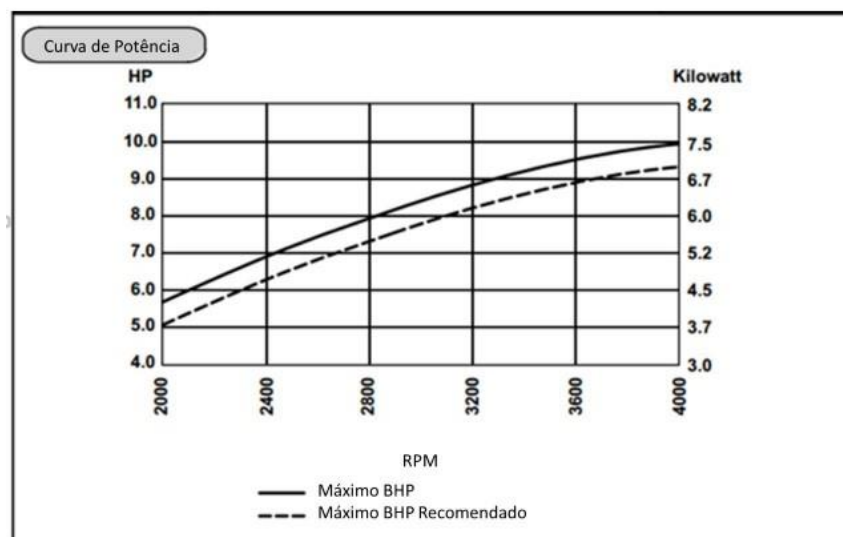


Figura 2.24: Curva de Potência (AMARAL *et al.*, 2016).

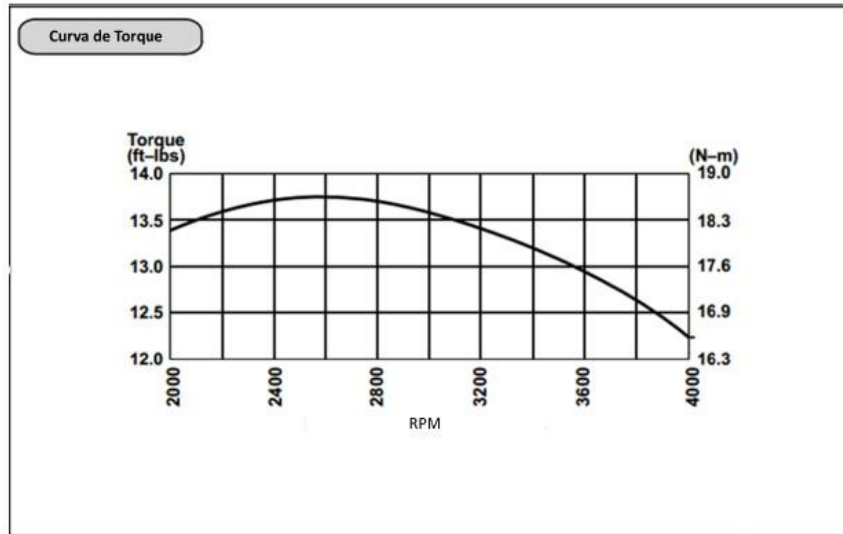


Figura 2.25: Curva de Torque (AMARAL *et al.*, 2016).

## Capítulo 3

### 3 – Metodologia

Neste primeiro momento será feita uma análise estática do comportamento de diferentes geometrias em relação ao modelo atual do protótipo da equipe de Baja SAE do CEFET/RJ, para que então se possa selecionar a geometria ideal de *anti-squat* e *anti-dive*. Para esta análise será utilizado o software *Lotus Suspension Analysis* (Versão 4.03) onde será simulado o comportamento da geometria apenas durante o trabalho da suspensão.

Para efeito de projeto, um modelo teórico utilizando-se os conceitos vistos nas literaturas clássicas apresentados na revisão, será criado e comparado ao software gerando um percentual de erro que será utilizado como condição para validar e facilitar projetos futuros.

#### 3.1 – LOTUS

O software *Lotus Suspension Analysis* é um programa que trabalha simulando uma suspensão simples por um sistema de ponto da suspensão e mostra facilmente dados como o ângulo de camber, o ângulo de caster, e ângulo de convergência entre outros. Para iniciar o estudo foi montado no software um modelo do protótipo atual, como mostrado na figura 3.1, para que se observem os valores atuais de anti-squat e anti-dive. A figura 3.2 ilustra ainda os dados do veículo, como a distância entre eixos, a altura do centro de gravidade, os tipos de freio e suspensão entre outros, que são informados antes de se iniciar a modelagem.

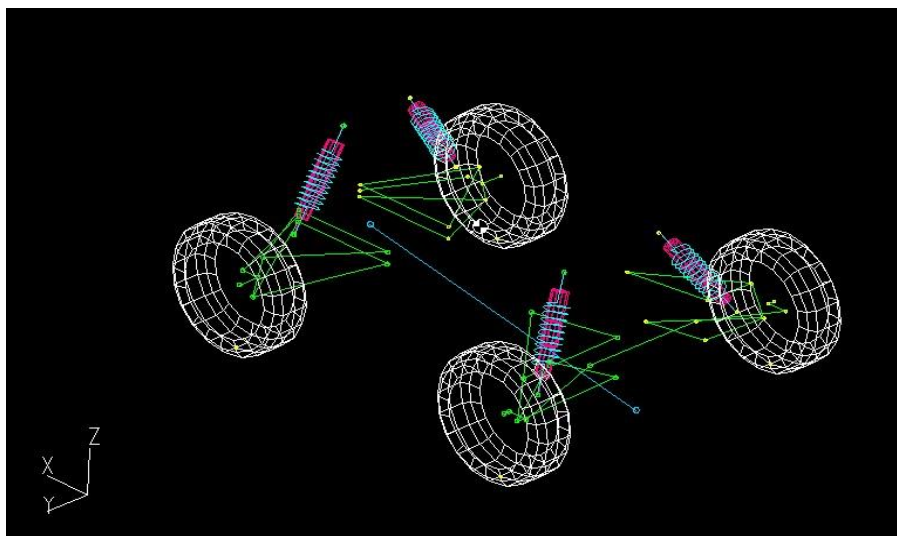


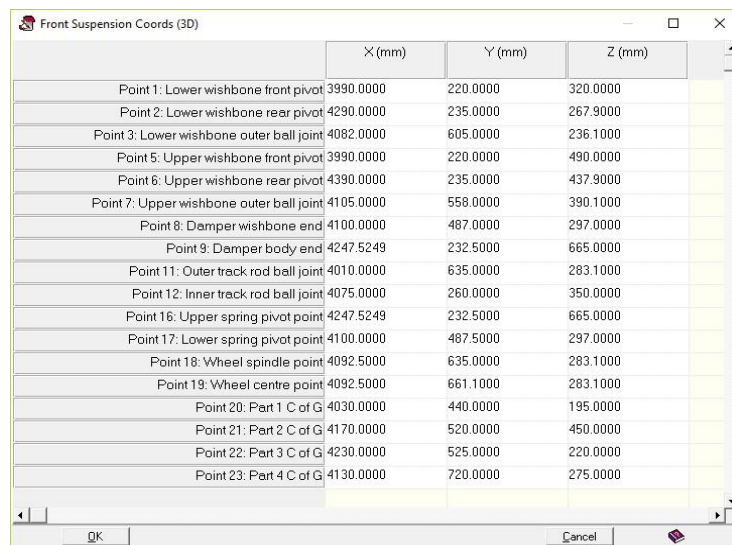
Figura 3.1: Modelo do protótipo atual da equipe



	Edit Value
Bump Travel (mm)	150.000
Rebound Travel (mm)	60.000
Bump/Rebound Increment (mm)	0.000
Roll Angle (deg)	10.000
Roll Increment (deg)	0.500
Steer Travel (mm)	40.000
Steer Increment (mm)	1.000
Wheelbase (mm)	1300.000
C of G Height (mm)	500.000
Braking on Front (%)	55.000
Drive on Front (%)	0.000
Weight on Front (%)	40.000
Front Brake Type (1/2 inboard/outboard)	2
Rear Brake Type (1/2 inboard/outboard)	2
Total Sprung Weight (kg)	0.0000
Front Susp Type (1/2 independent/rigid)	1
Rear Susp Type (1/2 independent/rigid)	1

Figura 3.2: Parâmetros iniciais do modelo

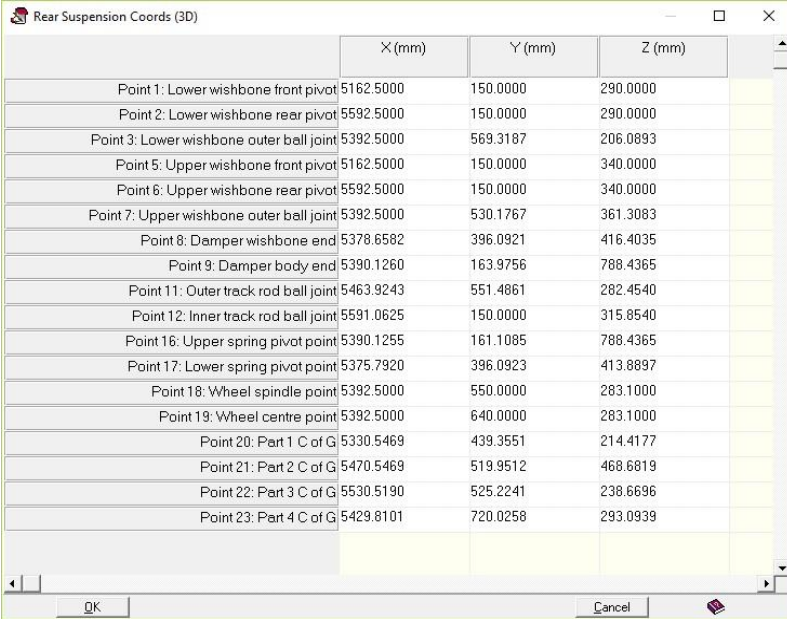
Para a montagem deste modelo foram informados os pontos chave baseados na geometria real do protótipo, que serão trabalhados pra se chegar a uma geometria ideal. As figuras 3.3 e 3.4 exemplificam os pontos da geometria, dianteira e traseira respectivamente, do protótipo atual, e que dentre os quais os pontos: 1, 2, 5 e 6 serão o objeto de trabalho para o projeto da nova suspensão, seguindo a premissa de alterar o mínimo possível a geometria atual.



	X (mm)	Y (mm)	Z (mm)
Point 1: Lower wishbone front pivot	3990.0000	220.0000	320.0000
Point 2: Lower wishbone rear pivot	4290.0000	235.0000	267.9000
Point 3: Lower wishbone outer ball joint	4082.0000	605.0000	236.1000
Point 5: Upper wishbone front pivot	3990.0000	220.0000	490.0000
Point 6: Upper wishbone rear pivot	4390.0000	235.0000	437.9000
Point 7: Upper wishbone outer ball joint	4105.0000	558.0000	390.1000
Point 8: Damper wishbone end	4100.0000	487.0000	297.0000
Point 9: Damper body end	4247.5249	232.5000	665.0000
Point 11: Outer track rod ball joint	4010.0000	635.0000	283.1000
Point 12: Inner track rod ball joint	4075.0000	260.0000	350.0000
Point 16: Upper spring pivot point	4247.5249	232.5000	665.0000
Point 17: Lower spring pivot point	4100.0000	487.5000	297.0000
Point 18: Wheel spindle point	4092.5000	635.0000	283.1000
Point 19: Wheel centre point	4092.5000	661.1000	283.1000
Point 20: Part 1 C of G	4030.0000	440.0000	195.0000
Point 21: Part 2 C of G	4170.0000	520.0000	450.0000
Point 22: Part 3 C of G	4230.0000	525.0000	220.0000
Point 23: Part 4 C of G	4130.0000	720.0000	275.0000

Figura 3.3: Pontos do modelo inicial da suspensão dianteira





	X (mm)	Y (mm)	Z (mm)
Point 1: Lower wishbone front pivot	5162.5000	150.0000	290.0000
Point 2: Lower wishbone rear pivot	5592.5000	150.0000	290.0000
Point 3: Lower wishbone outer ball joint	5392.5000	569.3187	206.0893
Point 5: Upper wishbone front pivot	5162.5000	150.0000	340.0000
Point 6: Upper wishbone rear pivot	5592.5000	150.0000	340.0000
Point 7: Upper wishbone outer ball joint	5392.5000	530.1767	361.3083
Point 8: Damper wishbone end	5378.6582	396.0921	416.4035
Point 9: Damper body end	5390.1260	163.9756	788.4365
Point 11: Outer track rod ball joint	5463.9243	551.4861	282.4540
Point 12: Inner track rod ball joint	5591.0625	150.0000	315.8540
Point 16: Upper spring pivot point	5390.1255	161.1085	788.4365
Point 17: Lower spring pivot point	5375.7920	396.0923	413.8897
Point 18: Wheel spindle point	5392.5000	550.0000	283.1000
Point 19: Wheel centre point	5392.5000	640.0000	283.1000
Point 20: Part 1 C of G	5330.5469	439.3551	214.4177
Point 21: Part 2 C of G	5470.5469	519.9512	468.6819
Point 22: Part 3 C of G	5530.5190	525.2241	238.6696
Point 23: Part 4 C of G	5429.8101	720.0258	293.0939

Figura 3.4: Pontos do modelo inicial da suspensão traseira

Uma vez montado o modelo inicial, este será usado como ponto de partida para a análise da geometria ideal. Como ponto de início foi criado um modelo teórico, utilizando-se os conceitos já abordados, em uma matriz de Excel, onde pela entrada dos pontos da suspensão informados acima, se terá a porcentagem esperada de *anti-squat* e *anti-dive*.

## 3.2 – Modelo teórico

### 3.2.1 – Planos das balanças de acoplamento

Para definir os planos de ambas as balanças foi preciso definir dois vetores, um para cada balança e calcular o vetor determinante entre estes. As tabelas 3.1 e 3.2 mostram, respectivamente, os pontos utilizados para os cálculos da suspensão traseira e dianteira, onde apenas na dianteira se utilizará o valor da porcentagem de frenagem dianteira.

Tabela 3.1: Pontos da suspensão dianteira.

	X	Y	Z
ponto 1	3990	220	320
ponto 2	4290	235	267,9
ponto 3	4082	605	236,1

	X	Y	Z
ponto 5	3990	220	490
ponto 6	4390	235	437,9
ponto 7	4105	558	390,1

Wheel Center	4092,5	661,1	283,1
--------------	--------	-------	-------

H cg	500
Entre - eixo	1300
% Freio Dianteira	55%
Raio Pneu	266,7

Tabela 3.2: Pontos da suspensão traseira.

	X	Y	Z
ponto 1	5162,5	150	290
ponto 2	5592,5	150	290
ponto 3	5392,5	569,3187	206,0896

	X	Y	Z
ponto 5	5162,5	150	340
ponto 6	5592,5	150	340
ponto 7	5392,5	530,1767	361,3083

Wheel Center	5392,5	640	283,1
--------------	--------	-----	-------

H cg	500
Entre - eixo	1300

Para definir os valores das coordenadas dos vetores foi adotada simplesmente a diferença entre suas coordenadas da seguinte forma:

Balança inferior:

$$\text{Vetor 1: } (x_2 - x_1; y_2 - y_1; z_2 - z_1) \quad (3.1)$$

$$\text{Vetor 2: } (x_3 - x_1; y_3 - y_1; z_3 - z_1) \quad (3.2)$$

Balança superior:

$$\text{Vetor 1: } (x_6 - x_5; y_6 - y_5; z_6 - z_5) \quad (3.3)$$

$$\text{Vetor 2: } (x_7 - x_5; y_7 - y_5; z_7 - z_5) \quad (3.4)$$

Onde:

$x_n$  = Coordenada x para o ponto n

$y_n$  = Coordenada y para o ponto n

$z_n$  = Coordenada z para o ponto n

Após determinados os vetores, determina-se o determinante pela relação:

$$x_{v_1} = \{(y_2 - y_1) \cdot (z_3 - z_1)\} - \{(y_3 - y_1) \cdot (z_2 - z_1)\} \quad (3.5)$$

$$y_{v_1} = \{(z_2 - z_1) \cdot (x_3 - x_1)\} - \{(z_3 - z_1) \cdot (x_2 - x_1)\} \quad (3.6)$$

$$z_{v_1} = \{(x_2 - x_1) \cdot (y_3 - y_1)\} - \{(x_3 - x_1) \cdot (y_2 - y_1)\} \quad (3.7)$$

De forma análoga para a balança superior temos:

$$x_{v_2} = \{(y_6 - y_5) \cdot (z_7 - z_5)\} - \{(y_7 - y_5) \cdot (z_6 - z_5)\} \quad (3.8)$$

$$y_{v_2} = \{(z_6 - z_5) \cdot (x_7 - x_5)\} - \{(z_7 - z_5) \cdot (x_6 - x_5)\} \quad (3.9)$$

$$z_{v_2} = \{(x_6 - x_5) \cdot (y_7 - y_5)\} - \{(x_7 - x_5) \cdot (y_6 - y_5)\} \quad (3.10)$$

Sendo:

$n_{v_1}$  = Coordenada  $n$  do vetor determinante da balança inferior ( $n = x, y, z$ )

$n_{v_2}$  = Coordenada  $n$  do vetor determinante da balança superior ( $n = x, y, z$ )

Uma vez calculados os vetores determinante, o plano das balanças será definido na forma:  $ax + by + cz + d = 0$ , onde os valores de  $a$ ,  $b$  e  $c$  serão iguais às coordenadas do vetor determinante correspondente e  $d$  será definido pelas relações:

Para a balança inferior:

$$a = x_{v_1}; b = y_{v_1}; c = z_{v_1}$$

$$d = [(x_{v_1} \cdot x_1) + (y_{v_1} \cdot y_1) + (z_{v_1} \cdot z_1)] = w_{v_1} \quad (3.11)$$

Analogamente para a balança superior temos:

$$a = x_{v_2}; b = y_{v_2}; c = z_{v_2}$$

$$d = [(x_{v_2} \cdot x_2) + (y_{v_2} \cdot y_2) + (z_{v_2} \cdot z_2)] = w_{v_2} \quad (3.12)$$

Após definir os planos das balanças temos condições de encontrar o eixo instantâneo da suspensão.

### 3.2.2 – Definindo o eixo instantâneo

Como observado na revisão anteriormente, figura 2.17, a reta formada entre o plano das balanças será definido como o eixo instantâneo. De tal forma será necessário definir a reta formada pela interseção entre os planos. Esta reta será obtida determinando-se os dois pontos extremos da mesma e para tal utilizam-se as equações com as seguintes formas:

Para o plano frontal:  $ax + by + c = 0$

Para o plano lateral:  $ax + bz + c = 0$

Onde para o plano frontal:

$$a = \left[ (x_{v_1} + x_{v_2}) \cdot \left( \frac{z_{v_1}}{z_{v_2}} \right) \right] = a_{r_1} \quad (3.13)$$

$$b = \left[ (y_{v_1} + y_{v_2}) \cdot \left( \frac{z_{v_1}}{z_{v_2}} \right) \right] = b_{r_1} \quad (3.14)$$

$$c = \left[ (w_{v_1} + w_{v_2}) \cdot \left( \frac{z_{v_1}}{z_{v_2}} \right) \right] = c_{r_1} \quad (3.15)$$

Analogamente para o plano lateral:

$$a = \left[ (x_{v_1} + x_{v_2}) \cdot \left( \frac{y_{v_1}}{y_{v_2}} \right) \right] = a_{r_2} \quad (3.16)$$

$$b = \left[ (z_{v_1} + z_{v_2}) \cdot \left( \frac{y_{v_1}}{y_{v_2}} \right) \right] = b_{r_2} \quad (3.17)$$

$$c = \left[ (w_{v_1} + w_{v_2}) \cdot \left( \frac{y_{v_1}}{y_{v_2}} \right) \right] = c_{r_2} \quad (3.18)$$

É importante observar que, para o centro instantâneo frontal a coordenada  $x$  é constante e igual à coordenada  $x$  do centro da roda, e para o lateral a coordenada  $y$  é igual a coordenada  $y$  do centro da roda, então não é necessária uma terceira equação para definir posteriormente as coordenadas dos centros instantâneos.

### 3.2.3 – Definindo os centros instantâneos

Tendo definido o eixo instantâneo precisa-se apenas definir as coordenadas dos centros instantâneos frontais e lateral e após isso é possível calcular os valores do *anti-dive* e do *anti-squat* teóricos. Os centros instantâneos serão definidos pelas seguintes relações:

Para o centro instantâneo frontal:

$$x_{IC_f} = wC_x \quad (3.19)$$

$$y_{IC_f} = \left\{ \frac{[-c_{r_1} \cdot (-wC_x \cdot a_{r_1})]}{b_{r_1}} \right\} \quad (3.20)$$

$$z_{IC_f} = \left\{ \frac{[-c_{r_2} - (wC_x \cdot a_{r_2})]}{b_{r_2}} \right\} \quad (3.21)$$

Para o centro instantâneo lateral:

$$x_{IC_l} = \left\{ \frac{[-c_{r_1} - (wC_y \cdot b_{r_1})]}{a_{r_1}} \right\} \quad (3.22)$$

$$y_{IC_l} = wC_y \quad (3.23)$$

$$z_{IC_l} = \left\{ \frac{[-c_{r_2} - (wC_y \cdot a_{r_2})]}{b_{r_2}} \right\} \quad (3.24)$$

Onde:

$wc_x$  = Coordenada  $x$  do centro da roda (*wheel center*)

$wc_y$  = Coordenada  $y$  do centro da roda

$x_{IC_f}$  = Coordenada  $x$  do centro instantâneo frontal

$y_{IC_f}$  = Coordenada  $y$  do centro instantâneo frontal

$z_{IC_f}$  = Coordenada  $z$  do centro instantâneo frontal

$x_{IC_l}$  = Coordenada  $x$  do centro instantâneo lateral

$y_{IC_l}$  = Coordenada  $y$  do centro instantâneo lateral

$z_{IC_l}$  = Coordenada  $z$  do centro instantâneo lateral

### 3.2.4 – Calculando o *Anti-Dive* e o *Anti-Squat*

Calculadas as coordenadas dos CI Lateral, tanto dianteiro quanto traseiro, pode-se pelas relações anteriormente vistas (MILLIKEN & MILLIKEN 1994), nas equações 2.1 e 2.4, para o freio dianteiro do tipo outboard e suspensão traseira independente, pode-se calcular o *Anti-Dive* e o *Anti-Squat* por:

$$\%Anti - Dive = \frac{(\%freio\ dianteiro) \cdot \left( \frac{R_p + z_{IC_l} - wc_z}{x_{IC_l} - wc_x} \right) \cdot l}{h} \quad (3.25)$$

$$\%Anti - Squat = \frac{\left( \frac{z_{IC_l} - wc_z}{wc_x - x_{IC_l}} \right) \cdot l}{h} \quad (3.26)$$

Onde:

$R_p$  = Raio do pneu

$wc_z$  = Coordenada  $z$  do centro da roda

$l$  = Distância entre-eixos

$h$  = Altura do centro de gravidade do veículo

É válido observar que os valores das coordenadas do centro instantâneo para o *anti-dive* e o *anti-squat* serão diferentes. Então se deve ter cuidado ao utilizar os valores para que os mesmos não sejam reutilizados do cálculo referente a suspensão dianteira.

### 3.2.5 – Validação do Modelo

Para validar o modelo desenvolvido foram escolhidos 10 pontos entre 0 e 100% de *anti-dive* e entre 0 e 50% de *anti-squat*, e desta forma comparar o erro encontrado em relação ao obtido com o software. Os valores de *anti-squat* serão limitados aqui ao máximo de 50% pois, por se tratar um veículo com um motor de baixa potência, a aceleração longitudinal será baixa, não necessitando assim de altos valores de *anti-squat*.

Após a escolha destes pontos é possível determinar a melhor faixa de trabalho, podendo assim começar escolha da geometria final. É importante observar que apesar de certos pontos apresentarem erro superior a 25%, este valor na prática é da ordem de 1% de variação no *anti-dive* ou no *anti-squat*, não comprometendo assim o seu valor de estudo. As tabelas 3.1 e 3.2 mostram, respectivamente, os valores de *anti-dive* e *anti-squat* teóricos e os valores do modelo do software, e são ilustrados, respectivamente, pelas figuras 3.5 e 3.6 mostrando os valores de erro encontrados para cada geometria.

Tabela 3.1: Erro para o *anti-dive*.

	Anti-Dive									
	10%	20%	30%	40%	50%	60%	70%	80%	90%	100%
Lotus	11,06	21,29	30,82	40,9	52,39	61,56	71,28	81,9	91,64	101,58
Modelo Teórico	10,1	20,38	29,87	39,79	50,9	60,02	69,88	80,5	90,31	100,28
Erro percentual	8,6799%	4,2743%	3,0824%	2,7139%	2,8441%	2,5016%	1,9641%	1,7094%	1,4513%	1,2798%

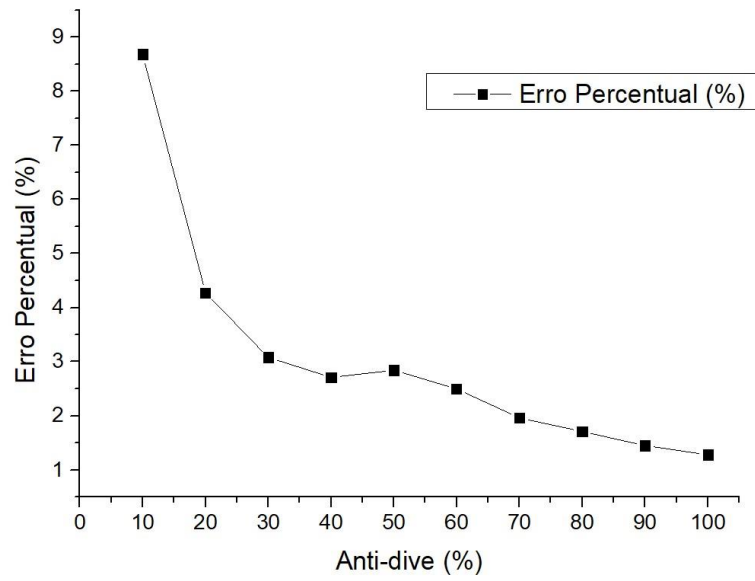


Figura 3.5: Gráfico de erro percentual para o *anti-dive*.

Tabela 3.2: Erro para o *anti-squat*.

	Anti-Squat									
	5%	10%	15%	20%	25%	30%	35%	40%	45%	50%
Lotus	3,9000	9,4100	15,0500	19,9900	25,5900	31,3600	36,9000	39,3300	44,0400	48,0800
Moledo Teórico	5,0000	10,1200	15,3800	19,9700	25,1800	30,5400	35,7000	40,3900	45,0400	50,3300
Erro Percentual	-28,2051%	-7,5452%	-2,1927%	0,1001%	1,6022%	2,6148%	3,2520%	-2,6951%	-2,2707%	-4,6797%

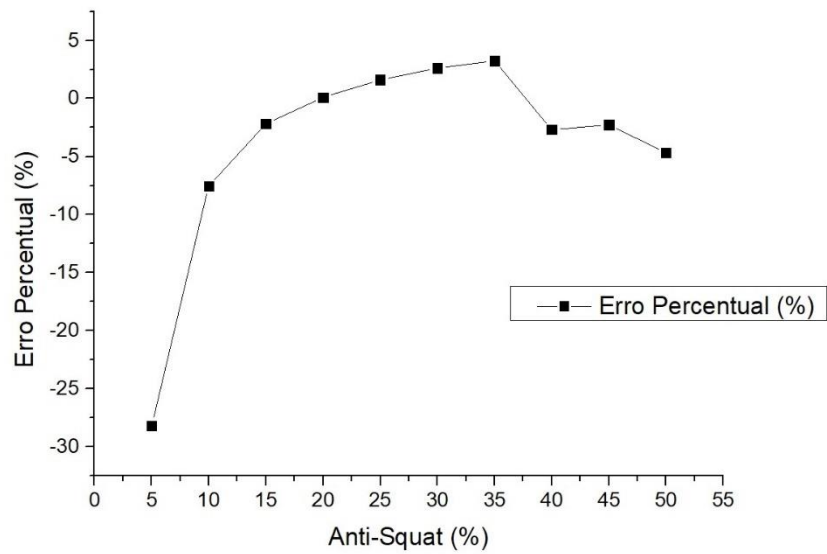


Figura 3.6: Gráfico de erro percentual para o *anti-squat*.



Ao analisar os gráficos é possível notar que para os valores de *anti-dive*, o erro associado ao modelo teórico é, em grande parte, da ordem de -3% ou inferior, podendo então ser considerados como satisfatórios para o projeto da geometria final da suspensão dianteira do protótipo.

Para os valores de *anti-squat* por sua vez, percebe-se que para os menores valores de *anti-squat*, o erro associado é superior a 25%, porém novamente este erro é na prática da ordem de 1% e influenciará pouco os cálculos futuros. Os demais valores estão na faixa de  $\pm 2,5\%$  e também não irão significar problemas para os cálculos futuros.

## Capítulo 4

### 4 – Resultados

#### 4.1 – Geometria Estática Final

Após a validação do modelo teórico é possível iniciar a entrada de pontos para a escolha da geometria estática do veículo. Para começar está análise foram montados 20 conjuntos de pontos para a geometria dianteira e 20 conjuntos para a geometria traseira, os quais serão analisados dentro dos valores recomendados pela literatura.

Para a suspensão dianteira, segundo MILLIKEN & MILLIKEN (1994), valores de *anti-dive* não devem ultrapassar 50%, pois acima disso resultariam em geometrias muito complexas de se produzir e alterações nos valores de parâmetros tais como: o ângulo de caster e a convergência ao longo do trabalho da suspensão iria comprometer o desempenho dinâmico do veículo. Partindo deste princípio, para a geometria dianteira, foram tomados 5 valores de *anti-dive* dentro do intervalo de 0 a 50%. Para cada um destes valores foram atribuídos 4 conjuntos de pontos e da mesma forma para o geometria traseira foram montados 20 conjuntos de pontos divididos em 5 valores de *anti-squat* com 4 conjuntos de pontos para cada um. Porém para a geometria traseira o intervalo utilizado foi entre 0 a 25%. Como se trata de um protótipo para um veículo mini baja, o qual trabalha com um motor de baixa potência e tem baixa velocidade máxima não existe a necessidade de altos valores *de anti-squat*.

Os conjuntos de pontos aquisitados para dianteira e para a traseira podem ser observados nas tabelas 4.1 e 4.2 respectivamente.



observados no anexo II. Após a análise foi criada uma matriz de decisão em Excel para selecionar as melhores geometrias. A tabela 4.3 mostra a matriz de decisão e os melhores resultados de cada faixa de *anti-dive* e *anti-squat* em verde.

Tabela 4.3: Matriz de decisão

		Dianteira					Traseira				
		10%	20%	30%	40%	50%	5%	10%	15%	20%	25%
G1	Erro Percentual (%)	17,23%	4,99%	3,14%	2,81%	2,31%	8,33%	29,36%	9,82%	6,68%	1,56%
	Ângulo de Camber (deg)	0,2798	-0,369	-2,0743	-1,6639	-2,3259	15,6856	13,8015	13,5283	12,5823	12,2076
	Convergência (deg)	6,477	6,2853	5,2151	5,8571	5,6538	0,468	1,9605	1,5494	1,8042	1,5918
	Ângulo de Caster (deg)	-12,797	-16,654	-20,333	-23,894	-27,685	-2,4671	-4,7997	-7,2175	-9,9441	-12,181
	Ângulo do pino mestre (deg)	-2,1668	-1,6577	0,2376	-0,3997	0,3608	-15,693	-13,864	-13,602	-12,7	-12,336
G2	Erro Percentual (%)	9,39%	4,46%	3,14%	2,82%	2,32%	43,70%	26,42%	7,15%	4,14%	0,20%
	Ângulo de Camber (deg)	0,284	-1,4423	-2,0257	-1,619	-2,2859	14,9308	13,8638	13,6256	12,9132	12,2624
	Convergência (deg)	6,4794	5,4198	5,2688	5,9055	5,6893	1,3586	1,8555	1,3949	1,5247	1,4617
	Ângulo de Caster (deg)	-12,819	-16,569	-20,451	-24,001	-27,597	-2,4874	-4,9107	-7,3816	-9,6802	-12,463
	Ângulo do pino mestre (deg)	-2,1784	-0,356	0,1751	-0,4586	0,3086	-14,953	-13,924	-13,701	-13,011	-12,383
G3	Erro Percentual (%)	9,47%	3,90%	3,55%	3,15%	2,34%	48,36%	23,27%	4,58%	1,48%	1,21%
	Ângulo de Camber (deg)	0,2948	-2,4802	-1,0167	-0,5662	-2,2056	14,8002	13,9292	13,7986	13,0595	12,1401
	Convergência (deg)	6,4819	4,602	6,0782	6,7743	5,7668	1,4992	1,7457	1,2075	1,3098	1,5831
	Ângulo de Caster (deg)	-12,843	-16,656	-20,336	-24,036	-27,611	-2,5333	-5,0269	-7,3682	-9,895	-12,478
	Ângulo do pino mestre (deg)	-2,1909	0,8851	-1,0653	-1,8015	0,2027	-14,825	-13,987	-13,858	-13,147	-12,27
G4	Erro Percentual (%)	9,29%	1,38%	3,56%	0,88%	2,34%	47,38%	20,66%	1,99%	6,09%	1,22%
	Ângulo de Camber (deg)	0,3239	-1,5766	-1,0395	-0,548	-2,2211	14,9001	14,0451	13,9707	12,6423	12,1851
	Convergência (deg)	6,5088	1,6859	6,0524	2,2509	6,0524	1,4134	1,6151	1,0208	1,7422	1,5701
	Ângulo de Caster (deg)	-12,927	-16,403	-20,279	-16,385	-27,575	-2,429	-5,0207	-7,3548	-9,9379	-12,341
	Ângulo do pino mestre (deg)	-2,2328	0,7266	-1,0352	-0,4477	0,2248	-14,922	-14,098	-14,021	-12,756	-12,313
G0	Ângulo de Camber (deg)						17,3486				
	Convergência (deg)	0,9025					-0,8186				
	Ângulo de Caster (deg)	3,5495					0				
	Ângulo do pino mestre (deg)	5,3904					-17,3493				

Nesta matriz foram comparadas as variações máximas de cada parâmetro da suspensão e selecionados aqueles que tiveram as menores variações nos resultados. Na tabela 4.3 observou-se que para o *anti-dive* as geometrias G4 de 20% de *anti-dive* e G4 de 40% *anti-dive* e para o *anti-squat* as geometrias G4 de 15% e G3 de 20% apresentaram os melhores resultados. Estes resultados serão comparados com as recomendações da literatura para se definir o caminho a ser seguido para o refino dos dados e determinar a geometria estática final.

Para a geometria dianteira é possível observar que a geometria com 20% de *anti-dive* apresenta os menores valores na variação de convergência e caster, resultado já esperado uma vez que os planos das balanças tem uma angulação menor entre elas, diminuindo a variação destes parâmetros com o movimento da suspensão. Porém, a Geometria com 40% de *anti-dive* apresenta menor variação de cambagem e apresentará maior atenuação na transferência de carga longitudinal.

Ambas as geometrias apresentam picos no ângulo de convergência e caster acima do recomendado pela literatura. Segundo PUHN (1976) os valores recomendados para a convergência giram entre  $\frac{1}{2}$  de grau a 2 graus e a cambagem deverá preferencialmente ser zero para veículo de passeio e em torno de 2 graus positivos em veículos de desempenho, com variações dependendo das especificações de projeto. E para o ângulo de caster, segundo MILLIKEN & MILLIKEN (1994), os valores não podem exceder 15°. Para ambas as geometrias pode-se observar que os picos excedem estes valores criando a necessidade de se fazer alterações em outros parâmetros para que ambos fiquem dentro de valores aceitáveis.

O valor de convergência será resolvido alterando o valor do ângulo estático do veículo de 0 grau para  $\frac{1}{2}$  de grau negativo. Esta alteração tende a criar certa instabilidade do veículo em alta velocidade, mas por se tratar de um protótipo de mini baja, que não atinge uma velocidade final muito elevada será uma solução válida para resolver o pico de convergência. Para o pico do ângulo de caster, pode-se optar por zerar o valor do caster estático do veículo que originalmente é de 8,49 graus. A alteração do caster fará com que o veículo perca estabilidade na direção em linha reta para altas velocidades, mas irá melhorar de forma considerável a sua manobrabilidade. Como este projeto trata de um veículo sem grande potência e sem grande velocidade final, pode-se admitir que esta mudança será satisfatória considerando ainda a grande necessidade de boa manobrabilidade para um protótipo mini baja em competições.

Após tais modificações a geometria G4 de 20% de *anti-dive* ficará com as variações dentro dos padrões aceitos pela literatura, porém, com valores baixos de *anti-dive*. Por sua vez a geometria G4 de 40% permanecerá com os picos de convergência e caster acima do limite recomendado na literatura, mesmo apresentando um bom valor de *anti-dive*. Com base nesses resultados chegou-se a conclusão de que o valor ideal para esta geometria estaria entre 20 e 40% de *anti-dive*. Sendo assim, admitiu-se que um *anti-dive* de 30% poderia ser um valor ideal para a geometria da suspensão do Baja. Então, tomando os pontos atribuídos para a geometria G4 com 30% de *anti-dive* como ponto de partida, pode-se iniciar o refino da geometria para se chegar ao valor estático final.

Para a escolha desta geometria foram plotados gráficos para se observar a influência da altura do centro instantâneo nos ângulos de convergência e caster. A figura 4.1 mostra o gráfico que relaciona a variação da altura do centro instantâneo com os ângulos de caster e de convergência. Neste gráfico pode-se ver facilmente que o valor do caster estático muda muito

levemente, porém a convergência muda consideravelmente e que para valores altos na altura do CI o valor do pico superior se reduz, enquanto o pico inferior aumenta. Conclui-se que para valores maiores na altura do CI, o intervalo entre os picos superior e inferior serão maiores. A figura 4.2 indica ainda como a altura do CI influencia no erro do modelo teórico para com o do software.

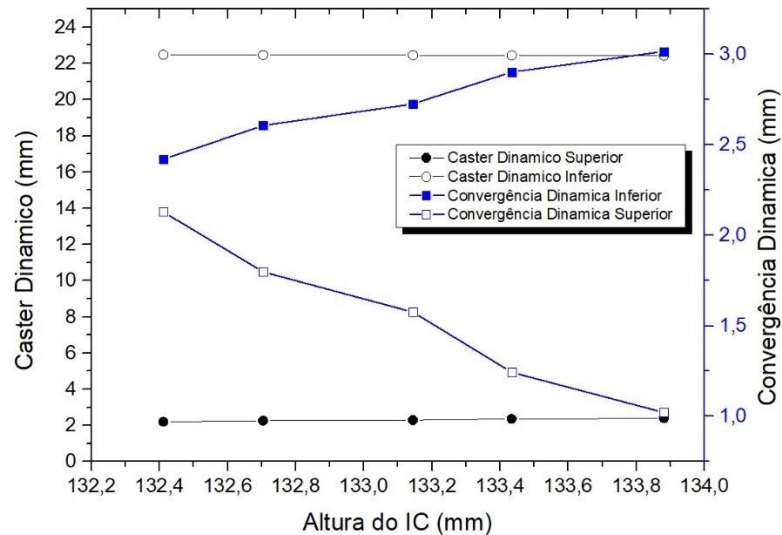


Figura 4.1: Variação de caster e convergência em relação a altura do centro instantâneo

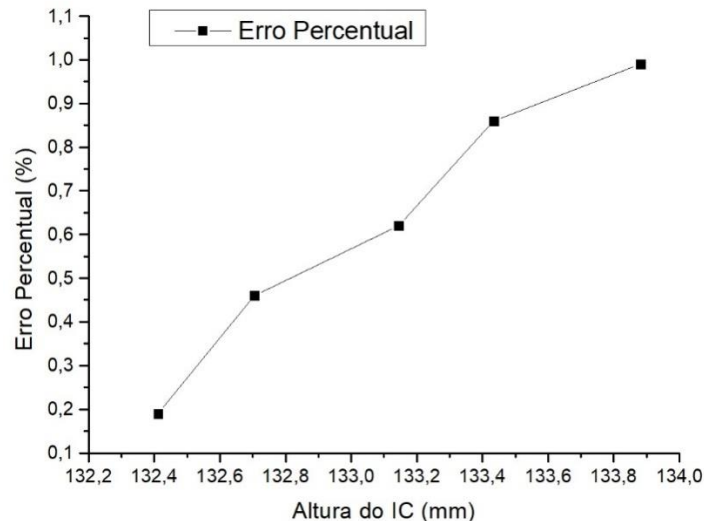


Figura 4.2: Variação do erro percentual em relação a altura do centro instantâneo

Seguindo para as figuras 4.3 e 4.4 podem ser vistos os gráficos que mostram o valor da variação dos parâmetros em relação ao caster estático do veículo. Na figura 4.3 é possível ver um comportamento semelhante ao anterior para a convergência dinâmica, porém o caster dinâmico apresenta uma variação crescente e aparentemente linear. Essa tendência indica que

valores menores de caster estático serão desejáveis para a geometria. No gráfico da figura 4.4 observa-se um comportamento irregular de CI, como a variação do caster estático, porém para o erro percentual, quanto menor o valor de caster menor o erro encontrado, assim como era esperado, os menores valores de caster serão os mais indicados.

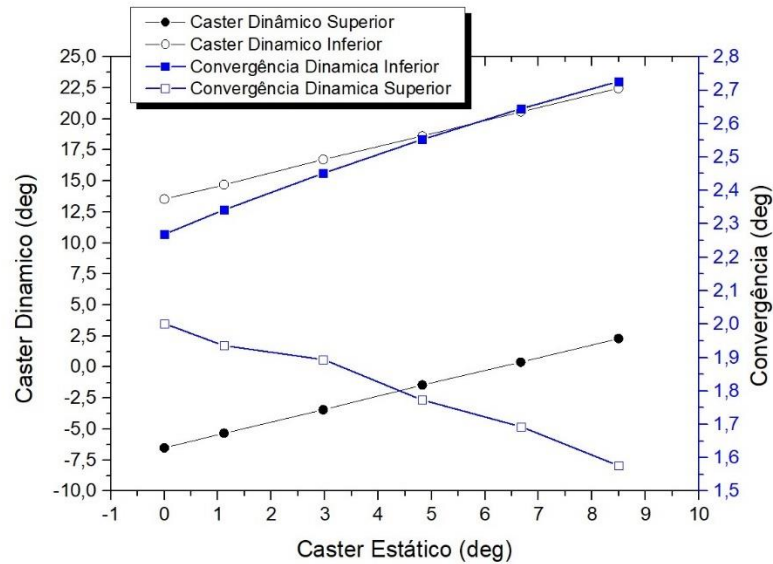


Figura 4.3: Variação do caster dinâmico e convergência em relação ao caster estático

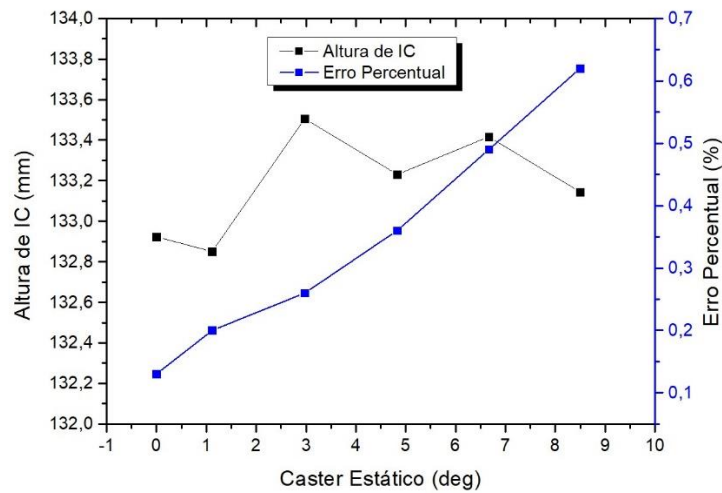


Figura 4.4: Variação do erro percentual e da altura do centro instantâneo em relação ao caster estático

Com estas informações foi escolhido o conjunto de pontos mostrado na tabela 4.4 para a geometria estática final, considerando-se que o valor do caster estático deverá ser alterado dos 8,5 graus para 3 graus, mudança que ajudará a compensar ainda o uso de uma

convergência estática negativa a qual será modificada de zero grau para  $\frac{1}{2}$  de grau negativo, para compensar o pico máximo, que ocorre no ponto em que a mola está tracionada ao máximo. Esta mudança geralmente causaria uma tendência a instabilidade, porém como o veículo que está sendo projetado não terá grande velocidade máxima e estará sendo conduzido em pista de baixo atrito (lama), a tendência de aumento da convergência negativa durante o movimento em linha reta será pequena e a instabilidade compensada pelo caster estático.

Tabela 4.4: Conjuntos de pontos da geometria estática

Anti-Dive 30% (dianteira)		
Caster Estático: 2,9737		
Altura do IC: 133,5064		
Lotus	Teórico	E%
30,65%	30,57%	0,26%
X(mm)	Y(mm)	Z(mm)
4040,00	220,00	320,00
4340,00	235,00	267,90
4082,00	605,00	236,10
3990,00	220,00	520,00
4345,00	235,00	367,90
4090,00	558,00	390,10
Anti-Squat 15% (traseira)		
Caster Estático: 0,000		
Altura do IC: 191,946		
Lotus	Teórico	E%
15,34%	15,04%	0,26%
X(mm)	Y(mm)	Z(mm)
5142,50	150,00	290,00
5592,50	150,00	290,00
5392,50	569,32	206,09
5142,50	150,00	390,00
5562,50	150,00	345,00
5392,50	530,18	361,31

Por sua vez o conjunto de pontos da geometria estática final para a traseira do veículo foi escolhido para minimizar as variações dos parâmetros da suspensão como a cambagem, convergência e outros ao longo do trabalho da suspensão em relação ao protótipo original, sendo que o valor da variação de caster não será mais zero pelo ângulo adicionado entre as balanças traseiras mudando a relação de trabalho entre o ponto superior da manga de eixo e o ponto inferior gerando esta variação. Um valor de *anti-squat* pequeno foi escolhido devido também à baixa potência do veículo.



## 4.2 – Variação de alturas

Nesta sessão será analisada a variação de altura da massa suspensa. Para observar o quanto de variação tem-se na altura da massa suspensa tanto na geometria original quanto na geometria recomendada nesse texto, será necessário analisar os parâmetros de influenciavam diretamente no cálculo desta altura, para então comparar os resultados e chegar a uma conclusão sobre a eficiência das geometrias de *anti-dive* e *anti-squat*. Para esta comparação foi feito um calculo simples utilizando um sistema com 2 graus de liberdade onde o pneu foi considerado um componente de rigidez infinita e, portanto, não considerado para os cálculos. Essa consideração vem do fato de que em uma pista de barro o pneu irá cavar mais o solo do que se deformar e sendo assim as forças derivadas desta deformação serão desprezíveis em relação aos efeitos dos outros parametros da suspensão.

Para desenvolver este modelo, foram utilizados os dado dos componentes do projeto que são apresentados na Tabela 4.5 e que foram obtidos das tabelas de fabricantes das peças utilizadas no projeto, bem como os parâmetros já existentes no projeto atual.

Tabela 4.5: Dados do projeto

Constante de Gravidade	9,81 m/s <sup>2</sup>
Massa Total do Veículo	247,3 kg
Coefficiente de amortecimento da suspensão dianteira	300 N.s/m
Coefficiente de amortecimento da suspensão traseira	300 N.s/m
Rigidez da suspensão dianteira	19380 N/m
Rigidez da suspensão traseira	19380 N/m
Coefficiente de atrito estático	0,85
Coefficiente de atrito dinâmico	0,45
Altura do centro de gravidade	0,5 m
Distância entre-eixos	1,3 m
Porcentagem de peso sobre o eixo dianteiro	40%
Distancia do centro de gravidade ao eixo traseiro	0,538 m
Distancia do centro de gravidade ao eixo dianteiro	0,782 m
Desaceleração máxima do protótipo	5,53 m/s <sup>2</sup>

Inicialmente será feito um cálculo da transferência de carga no veículo durante a aceleração e a frenagem, com o objetivo de se determinar os carregamentos esperados nos eixos dianteiro e traseiro.

#### 4.2.1 – Cálculo da Transferência de Carga

Para o cálculo da transferência de carga tem-se que conhecer a força trativa nas rodas do veículo para então chegar a aceleração do protótipo. Pela utilização da equação 4.1 é possível chegar a força limite de tração, que será o valor máximo de força trativa transferida para as rodas:

$$F_x = \frac{\mu \cdot \frac{W \cdot b}{l}}{1 - \frac{h}{l} \cdot \mu} \quad (4.1)$$

Aplicando os dados correspondentes da tabela 4.5 tem-se, sendo que este será feito para a aceleração utilizando assim o coeficiente de atrito estático:

$$F_x = \frac{0,85 \cdot \frac{247,3 \cdot 9,81 \cdot 0,782}{1,3}}{1 - \frac{0,5}{1,3} \cdot 0,85}$$

Com isso a força trativa máxima na aceleração será:

$$F_x = 1842,93 \text{ N}$$

Tendo calculado a força trativa sobre as rodas é possível, com a relação da equação 4.2 chega ao valor da aceleração longitudinal do protótipo:

$$F_x = M_v \cdot a_x \quad (4.2)$$

Então:

$$a_x = \frac{F_x}{M_v} \quad (4.3)$$

Utilizando o valor de  $F_x$  encontrado pela equação 4.1 e o valor da massa do protótipo da tabela 4.5 se chega ao valor da aceleração longitudinal máxima:

$$a_x = \frac{1842,93}{247,3} = 7,45 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$$

Com isso se chega a todos os dados necessários para determinar a transferência de carga no veículo durante a aceleração e para o movimento de frenagem será utilizado o valor de desaceleração máxima calculado previamente em um trabalho para o mesmo protótipo por (BERNARDI & DORO 2016). Este valor também é descrito na tabela 4.5.

Obtidos todos os dados podemos calcular o valor das transferências de carga a partir da equação 4.4.

$$\Delta W = W \cdot \frac{a_x}{g} \cdot \frac{h}{l} \quad (4.4)$$

$$\Delta W_A = 247,3 \cdot \frac{7,45}{9,81} \cdot \frac{0,5}{1,3} = 72,23 \text{ kgf}$$

E da mesma forma, para a transferência de carga durante a frenagem vem:

$$\Delta W_F = 247,3 \cdot \frac{5,53}{9,81} \cdot \frac{0,5}{1,3} = 53,61 \text{ kgf}$$

Onde:

$\Delta W_A$  = Transferência de carga durante a aceleração

$\Delta W_F$  = Transferência de carga durante a frenagem

Sabendo o valor da transferência de carga e a distribuição de peso sobre os eixos do veículo podemos calcular o valor do carregamento sobre cada eixo e assim a força de atrito em cada roda do veículo pela equação 4.5.

$$F_a = \mu \cdot N_a \quad (4.5)$$

O coeficiente de atrito  $\mu$  terá o valor de coeficiente estático para a aceleração e frenagem, assumindo que não haverá deslizamento da roda em relação ao solo e terá o valor do coeficiente dinâmico quando houver deslizamento entre a roda e o solo. Sendo assim pode-se escrever a equação 4.5 nas seguintes formas:

Força de atrito sem deslizamento:

$$F_a = \mu_e N_{a_t} \text{ (Aceleração do veículo)} \quad (4.6)$$

$$F_a = \mu_e \cdot N_{a_d} \text{ (Frenagem do veículo)} \quad (4.7)$$

Força de atrito com deslizamento:

$$F_a = \mu_d N_{a_t} \text{ (Aceleração do veículo)} \quad (4.8)$$

$$F_a = \mu_d \cdot N_{a_d} \text{ (Frenagem do veículo)} \quad (4.9)$$

Onde:

$\mu_e$  = Coeficiente de atrito estático

$\mu_d$  = Coeficiente de atrito dinâmico

$N_{a_d}$  = Força normal nas rodas dianteiras

$N_{a_t}$  = Força normal nas rodas traseiras

A tabela 4.2 mostra esses valores para a geometria original e para a geometria recomendada (*anti-dive* 30% e *anti-squat* 15%).

Tabela 4.6: Carregamentos sobre os eixos do veículo

	Transferência de carga total em frenagem	Transferência de carga total em aceleração
Geometria Original	525,91N	708,57N
Geometria Recomendada	368,17N	602,24N
	Carregamento sobre as rodas dianteiras	Carregamento sobre as rodas traseiras
Geometria Original	748,16N	1082,1N

Geometria Recomentada	669,28N		1028,97N	
	Força de atrito nas rodas dianteiras (sem deslizamento)	Força de atrito nas rodas dianteiras (com deslizamento)	Força de atrito das rodas traseiras (sem deslizamento)	Força de atrito das rodas traseiras (com deslizamento)
Geometria Original	635,94N	336,67N	919,85N	486,94N
Geometria Recomendada	568,89N	303,67N	874,62N	463,04N

Os valores mostram que, como esperado, a carga transferia apesar de ser semelhante para os casos com a sem deslizamento e severidade da força de atrito gerada muda completamente onde para uma situação sem deslizamento onde o veículo pararia imediatamente após a frenagem ou partiria imediatamente após a aceleração é muito maior que a situação em que há deslizamento das rodas dando coerência então a estes valores.

#### 4.2.2 – Mudança na variação de altura

Neste tópico serão apresentadas as considerações que foram feitas de uma forma mais simples possível, buscando observar as mudanças no comportamento do protótipo pela inclusão das considerações sobre *anti-dive* e *anti-squat* no projeto da suspensão e a importância da utilização dos mesmos.

Foi criado um modelo simples de 2 graus de liberdade, representado na figura 4.5, onde a roda foi considerada como uma mola de rigidez infinita. Essa consideração foi feita pelo fato do protótipo se tratar de um veículo para utilização em terrenos de terra, isto é, durante a frenagem ou a aceleração o pneu irá cavar mais o solo do que se deformar fazendo com que a força derivada da distorção do pneu seja desprezível em relação as demais forças e para a simplicidade buscada ele se torna dispensável.

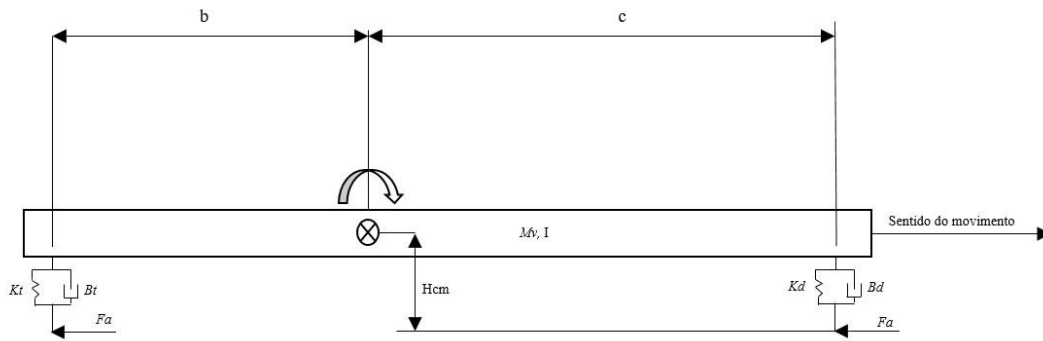


Figura 4.5: Modelo de 2 graus de liberdade

Com o esquema apresentado nas figuras 4.5 pode-se encontrar as equações para se analisar o movimento da massa suspensa durante a frenagem e a aceleração do veículo, para isso obtém-se os esforços verticais na estrutura e a variação angular.

- Deslocamento Vertical:

$$M\ddot{X} = X(-K_d - K_t) + \dot{X}(-B_d - B_t) + \theta(K_d \cdot c - K_t \cdot b) + \dot{\theta}(B_d \cdot c + B_t \cdot b) - M_v \cdot g \quad (4.10)$$

- Deslocamento Angular:

$$I\ddot{\theta} = X(-K_t + K_d) + \dot{X}(-B_t \cdot b + B_d \cdot c) + \theta(-K_t \cdot b - K_d \cdot c) + \dot{\theta}(-B_t \cdot b^2 - B_d \cdot c^2) \pm F_a \cdot H_{cm} \quad (4.11)$$

Onde o termo  $F_a$  será positivo para a frenagem e negativo para a aceleração.

A força de atrito poderia ainda ser considerada variando ao longo do tempo porem como este modelo busca simular o valor máximo de deslocamento da massa suspensa em aceleração e frenagem utilizaremos o valor máximo da força de atrito para os calculos.

É importante observar que o parâmetro do trabalho vertical será semelhante tanto para a aceleração quando para a frenagem em ambas as geometrias original e recomendada, sendo assim a diferença entre as duas geometrias vai aparecer somente na equação da variação angular. Após observar as equações pode-se concluir que a geometria original e a recomendada neste texto irão diferir apenas em um único parâmetro que é a força de atrito. A força de atrito, que é derivada da força normal e influenciada diretamente pelo uso da

geometria adequada de *anti-dive* ou *anti-squat*. Sabendo-se disso, o modelo foi simplificado para se fazer uma comparação simples, mostrando o quanto a força de atrito mudou na geometria recomendada em relação a original. A relação entre as equações de governo 4.12 foi utilizada para reduzir e chegar a um número que foi chamado de coeficiente de ganho.

$$\frac{\text{Variação Angular da Geometria Recomendada}}{\text{Variação Angular da Geometria Original}} = \text{Coeficiente de Ganho} \quad (4.12)$$

Substituindo na equação 4.12 os dados do modelo tem-se:

$$\frac{I\ddot{\theta} + X(K_t - K_d) + \dot{X}(B_t \cdot d - B_d \cdot c) + \theta(K_t \cdot b + K_d \cdot c) + \dot{\theta}(B_t \cdot b^2 + B_d \cdot c^2)}{I\ddot{\theta} + X(K_t - K_d) + \dot{X}(B_t \cdot d - B_d \cdot c) + \theta(K_t \cdot b + K_d \cdot c) + \dot{\theta}(B_t \cdot b^2 + B_d \cdot c^2)} = \frac{F_{ar} \cdot h_{cm}}{F_{a_o} h_{cm}}$$

$$= C_g$$

$$C_g = \left(1 - \frac{F_{ar}}{F_{a_o}}\right) \times 100 \quad (4.13)$$

Onde:

$F_{a_o}$  = Força de atrito na geometria original

$F_{ar}$  = Força de atrito na geometria recomendada

$C_g$  = Coeficiente de Ganho

O coeficiente de ganho será um número que irá representar o quanto a força de atrito da geometria nova se reduziu em relação ao valor original. Desta forma, com os valores de força de atrito calculado anteriormente e apresentados na tabela 4.6, pode-se encontrar o valor do  $C_g$  para as suspensões dianteira e traseira que podem ser vistos na tabela 4.7.

Tabela 4.7: Coeficiente de ganho das suspensões

Condição de deslizamento	Sem deslizamento	Com deslizamento
Coeficiente de ganho		
Coeficiente de ganho da suspensão dianteira	10,5%	9,8%
Coeficiente de ganho da suspensão traseira	5,6%	4,9%

Estes valores indicam que sobre a condição de deslizamento das rodas uma redução da 9,8% na força de atrito obtida sobre cada roda dianteira e uma redução de aproximadamente 4,9% na força de atrito sobre cada roda traseira os quais foram levemente inferiores a redução de 10,5% da força de atrito nas rodas dianteira e 5,6% para a roda traseira sobre a consideração de não deslizamento da roda.

Mesmo sendo uma redução pequena ela é satisfatória quando se analisa as outras melhorias obtidas com esta nova geometria com apenas pequenas modificações na suspensão e com comprometimento mínimo da dirigibilidade atual do protótipo. A figura 4.6 a e b mostram respectivamente um modelo da geometria dianteira original e da geometria recomendada. Na figura 4.7 a e b tem-se respectivamente as geometrias original e recomendada para a traseira.

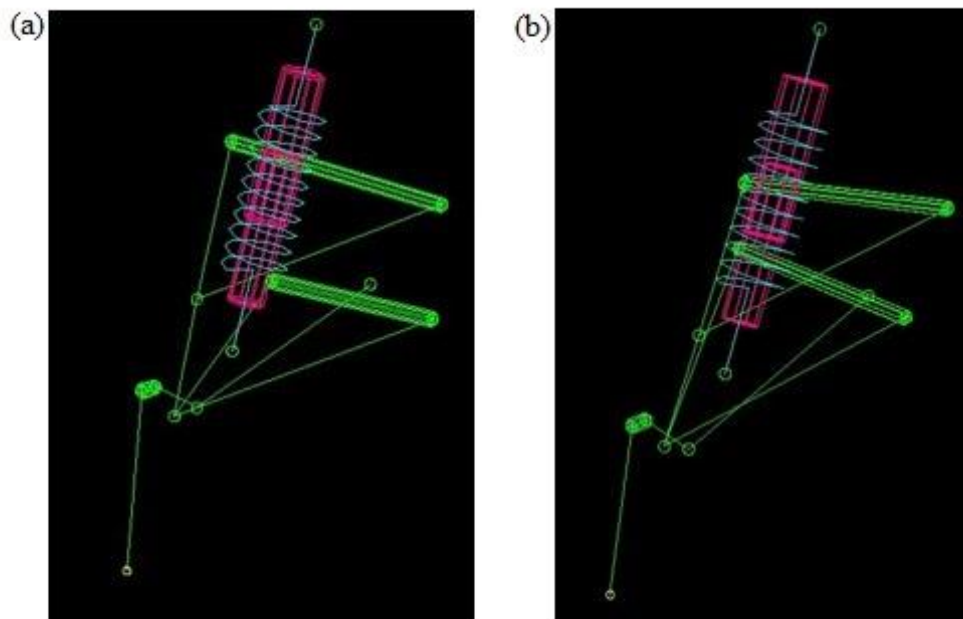


Figura 4.6: (a) Suspensão dianteira original e (b) suspensão dianteira recomendada.



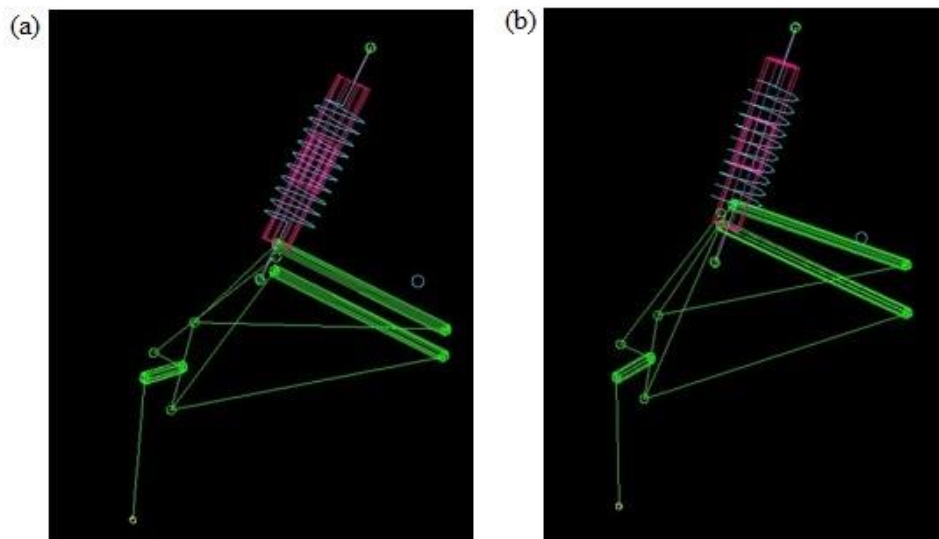


Figura 4.7: (a) Suspensão traseira original e (b) suspensão traseira recomendada.

Na suspensão dianteira, para se alcançar o objetivo desejado, foi necessário inverter os planos derivados das balanças para que o CI ficasse localizado entre os eixos do protótipo e não a frente do eixo dianteiro, fato que ocorre na geometria original.

Já para a suspensão traseira foi necessário apenas fornecer uma angulação a balança superior na direção correta, de modo a se chegar ao valor de *anti-squat* desejado. A geometria original coloca as balanças com seus planos em paralelo o que torna impossível fazer a transferência do CI do eixo  $y$  (vista frontal) para o eixo  $x$  (vista lateral).

## Capítulo 5

### 5 – Conclusão

Inicialmente foi visto um modelo teórico baseado na literatura e observado que os resultados encontrados foram muito próximos aos encontrados quando se utilizou o software *LOTUS Suspension Analysis*, indicando a possibilidade de se utilizar esta abordagem no projeto de algumas suspensões para o Baja.

Os parâmetros de *anti-dive* e *anti-squat* demandam geometrias mais complexas, o quanto maior forem seus valores, mas que simbolizam um ganho para evitar a movimentação da massa suspensa do protótipo. Sendo então desejado em projeto de suspensão onde se deseja controlar a variação dos parâmetros como o *bump steer* e *roll steer* ambos críticos para o comportamento do veículo. Foi visto ainda, que as mudanças causadas pela aplicação dos parâmetros *anti-dive* e *anti-squat* podem ser compensados pela alteração de parâmetros estáticos da geometria de suspensão e direção do veículo.

Por fim, observou-se que o ganho das suspensões dianteira e traseira, da geometria original para a recomendada, foi pequeno em termos percentual mais significativa quando se considera uma redução na transferência de carga, que foi superior a 98 N, apenas com alterações simples, mostrando a validade e importância dos parâmetros apresentados neste trabalho.

Este texto será de grande importância para a Equipe Mud Runner visando à evolução do projeto do protótipo e um maior conforto para o condutor e por consequência uma melhor colocação para a equipe em competições futuras.

## Capítulo 6

### 6 – Propostas para projetos futuros

Pode-se citar como sugestão para novos projetos a análise de como o trabalho da direção afeta os valores de *anti-dive* e *anti-squat* ao longo de uma curva e como esta variação pode influenciar no comportamento do veículo tendo assim maior controle na mudança destes parâmetros

Uma outra sugestão é a possibilidade do projeto de um protótipo novo, levando em consideração não só a suspensão e os parâmetros de *anti-dive* e *anti-squat*, mas também considerando o formato do chassis para esse tipo de geometria, a posição dos componentes da direção e todos os outros pontos que venham a influenciar os parâmetros críticos para a dinâmica do veículo. Gerando assim um projeto onde se terá total controle da variação destes parâmetros e tornando seu comportamento mais previsível e com conforto e dirigibilidade melhores.

## Capítulo 7

### 7 – Referências bibliográficas

AGEJEVAS, A., *What are semi-trailing arms, and whet are the advantages and disadvantages of using them over other options*, 2016. Disponível em:

<<https://www.quora.com/What-are-semi-trailing-arms-and-what-are-the-advantages-of-disadvantages-of-using-them-over-other-options>> acesso em: 15 de mai. 2017

AMARAL, P. T., BARRETO, J. R., TAVARES, B. D.: *Análise de Dinâmica Veicular do Protótipo Baja SAE*, 2016

BERNARDI, T., DORO, L.: *Seleção de Dimensionamento do Sistema de Freio para um Veículo Protótipo Offroad Tipo Mini Baja SAE*, 2016

DIAS, A. *Sistema de Suspensão para Veículos Automotores*, Disponível em:<<http://www.carrosinfoco.com.br/carros/2017/02/sistema-de-suspensao-para-veiculos-automotores/>> Acesso em: 6 de fevereiro de 2017:

EBAH, *Geometria de suspensão e tipos de construção*, Disponível em: <<http://www.ebah.com.br/content/ABAAAA43QAB/geometria-suspensao-tipos-construcao#>>acesso em: 14 abr. 2017.

GILLESPIE, T. D.: *Fundamentals of Vehicle Dynamics*, SAE International, 1992

MILLIKEN, D. L., MILLIKEN, W. F.: *Race Car Vehicle Dynamics*, SAE Internetal, 1995  
PUHN, F.: *How to make your car handle*, U.S.A., H. P. Book, 1976

## 8 ANEXO I:Tabelas

Tabela I.1: Pontos da Geometria Dianteira G1

G0				
	Angulo de Camber (deg)	Convergência (deg)	Angulo de Caster (deg)	Angulo do pino mestre (deg)
-60mm	-2,4451	-1,3300	9,5347	19,6811
-30mm	-1,0635	-0,3563	9,0043	18,1114
0mm	0,0000	0,0000	8,4944	16,9719
30mm	0,8434	-0,0130	7,9933	16,1114
60mm	1,5225	0,2842	7,4949	15,4502
90mm	2,0706	-0,7592	6,9956	14,9425
120mm	2,5077	-1,4119	6,4930	14,5610
150mm	2,8449	-2,2325	5,9852	14,2907
G1				
Anti-Dive 10%				
-60mm	-0,6819	3,5775	4,7041	17,2715
-30mm	-0,2538	1,5287	6,6223	16,9852
0mm	0,0000	0,0000	8,4944	16,9719
30mm	0,1029	-1,1342	10,3340	17,1644
60mm	0,0631	-1,9499	12,1494	17,5241
90mm	-0,1207	-2,4963	13,9466	18,0290
120mm	-0,4572	-2,8056	15,7293	18,6680
150mm	-0,9617	-2,8995	17,5006	19,4383
Anti-Dive 20%				
-60mm	-1,0295	4,0352	3,5340	17,6503
-30mm	-0,4108	1,6736	6,0521	17,1259
0mm	0,0000	0,0000	8,4944	16,9719
30mm	0,2293	-1,1617	10,8863	17,0843
60mm	0,2850	-1,9140	13,2433	17,4031
90mm	0,1641	-2,3208	15,5752	17,8926
120mm	-0,1449	-2,4237	17,8887	18,5313
150mm	-0,6605	-2,2501	20,1881	19,3080
Anti-Dive 30%				
-60mm	-1,8709	4,2185	2,2989	18,5588
-30mm	-0,7726	1,6698	5,4743	17,4889
0mm	0,0000	0,0000	8,4944	16,9719
30mm	0,5122	-1,0450	11,4186	16,8191
60mm	0,7894	-1,6009	14,2789	16,9286
90mm	0,8370	-1,7479	17,0942	17,2390
120mm	0,6474	-1,5360	19,8764	17,7117
150mm	0,2034	-0,9966	22,6321	18,3212
Anti-Dive 40%				
-60mm	-1,8306	4,9778	1,1539	18,5960
-30mm	-0,7609	1,9429	4,9282	17,4586
0mm	0,0000	0,0000	8,4944	16,9719
30mm	0,4942	-1,1805	11,9328	16,9061
60mm	0,7339	-1,7730	15,2865	17,1380
90mm	0,7149	-1,8806	18,5812	17,5933
120mm	0,4224	-1,5685	21,8323	18,2236
150mm	-0,1667	-0,8793	25,0482	18,9957
Anti-Dive 50%				
-60mm	-2,3109	5,5307	-0,1710	19,2043
-30mm	-0,9627	2,0865	4,3239	17,6583
0mm	0,0000	0,0000	8,4944	16,9719
30mm	0,6371	-1,1792	12,4769	16,8087
60mm	0,9664	-1,6752	16,3391	16,9986
90mm	0,9847	-1,6159	20,1197	17,4419
120mm	0,6760	-1,0812	23,8409	18,0727
150mm	0,0150	-0,1231	27,5135	18,8435

Tabela I.2: Pontos da Geometria Dianteira G2

G0				
	Angulo de Camber (deg)	Convergência (deg)	Angulo de Caster (deg)	Angulo do pino mestre (deg)
-60mm	-2,4451	-1,3300	9,5347	19,6811
-30mm	-1,0635	-0,3563	9,0043	18,1114
0mm	0,0000	0,0000	8,4944	16,9719
30mm	0,8434	-0,0130	7,9933	16,1114
60mm	1,5225	0,2842	7,4949	15,4502
90mm	2,0706	-0,7592	6,9956	14,9425
120mm	2,5077	-1,4119	6,4930	14,5610
150mm	2,8449	-2,2325	5,9852	14,2907
G2				
Anti-Dive 10%				
-60mm	-0,6824	3,5764	4,7053	17,2720
-30mm	-0,2537	1,5289	6,6220	16,9851
0mm	0,0000	0,0000	8,4944	16,9719
30mm	0,1023	-1,1351	10,3358	17,1652
60mm	0,0616	-1,9520	12,1545	17,5266
90mm	-0,1237	-2,4993	13,9564	18,0338
120mm	-0,4622	-2,8092	15,7453	18,6760
150mm	-0,9664	-2,9030	17,5241	19,4504
Anti-Dive 20%				
-60mm	-1,4665	3,7315	3,5108	18,1015
-30mm	-0,5931	1,5266	6,0501	17,3285
0mm	0,0000	0,0000	8,4944	16,9719
30mm	0,3832	-1,0286	10,8771	16,9039
60mm	0,5724	-1,6603	13,2172	17,0533
90mm	0,5728	-1,9572	15,5264	17,3773
120mm	0,3788	-1,9583	17,8122	17,8502
150mm	-0,0242	-1,6883	20,0794	18,4575
Anti-Dive 30%				
-60mm	-1,8512	4,2590	2,2570	18,5410
-30mm	-0,7649	1,6854	5,4545	17,4799
0mm	0,0000	0,0000	8,4944	16,9719
30mm	0,5062	-1,0543	11,4366	16,8283
60mm	0,7781	-1,6151	14,3132	16,9470
90mm	0,8203	-1,7639	17,7480	17,2666
120mm	0,6249	-1,5514	19,9393	17,7480
150mm	0,1745	-1,0098	22,7075	18,3659
Anti-Dive 40%				
-60mm	-1,8130	5,0117	1,1181	18,5816
-30mm	-0,7541	1,9562	4,9111	17,4509
0mm	0,0000	0,0000	8,4944	16,9719
30mm	0,4889	-1,1889	11,9487	16,9145
60mm	0,7238	-1,7862	15,3172	17,1552
90mm	0,6997	-1,8960	18,6259	17,6195
120mm	0,4015	-1,5842	21,8902	18,2591
150mm	-0,1940	-0,8938	25,1186	19,0402
Anti-Dive 50%				
-60mm	-2,2927	5,5259	-0,1468	19,1837
-30mm	-0,9545	2,0868	4,3356	17,6499
0mm	0,0000	0,0000	8,4944	16,9719
30mm	0,6302	-1,1828	12,4652	16,8154
60mm	0,9537	-1,6847	16,3154	17,0113
90mm	0,9675	-1,6337	20,0833	17,4604
120mm	0,6556	-1,1092	23,7913	18,0974
150mm	-0,0068	-0,1634	27,4501	18,8751

Tabela I.3: Pontos da Geometria Dianteira G3

G0				
	Angulo de Camber (deg)	Convergência (deg)	Angulo de Caster (deg)	Angulo do pino mestre (deg)
-60mm	-2,4451	-1,3300	9,5347	19,6811
-30mm	-1,0635	-0,3563	9,0043	18,1114
0mm	0,0000	0,0000	8,4944	16,9719
30mm	0,8434	-0,0130	7,9933	16,1114
60mm	1,5225	0,2842	7,4949	15,4502
90mm	2,0706	-0,7592	6,9956	14,9425
120mm	2,5077	-1,4119	6,4930	14,5610
150mm	2,8449	-2,2325	5,9852	14,2907
G3				
Anti-Dive 10%				
-60mm	-0,6829	3,5752	4,7066	17,2726
-30mm	-0,2536	1,5291	6,6217	16,9850
0mm	0,0000	0,0000	8,4944	16,9719
30mm	0,1017	-1,1361	10,3377	17,1662
60mm	0,0599	-1,9542	12,1601	17,5292
90mm	-0,1269	-2,5025	13,9670	18,0391
120mm	-0,4675	-2,8131	15,7625	18,6848
150mm	-0,9777	-2,9067	17,5496	19,4635
Anti-Dive 20%				
-60mm	-1,9044	3,4522	3,4414	18,5546
-30mm	-0,7846	1,3916	6,0258	17,5271
0mm	0,0000	0,0000	8,4944	16,9719
30mm	0,5322	-0,9056	10,8906	16,7322
60mm	0,8488	-1,4247	13,2376	16,7233
90mm	0,9635	-1,6165	15,5491	16,8949
120mm	0,8761	-1,5175	17,8339	17,2164
150mm	0,5758	-1,1498	20,0972	17,6695
Anti-Dive 30%				
-60mm	-1,4069	4,5065	2,3469	18,0862
-30mm	-0,5786	1,8133	5,4858	17,2824
0mm	0,0000	0,0000	8,4944	16,9719
30mm	0,3597	-1,1772	11,4192	16,9983
60mm	0,5094	-1,8539	14,2868	17,2739
90mm	0,4444	-2,1130	17,1136	17,7452
120mm	0,1516	-2,0074	19,9102	18,3782
150mm	-0,3902	-1,5717	22,6826	19,1515
Anti-Dive 40%				
-60mm	-1,3392	5,2721	1,1818	18,1040
-30mm	-0,5573	2,0959	4,9254	17,2435
0mm	0,0000	0,0000	8,4944	16,9719
30mm	0,3368	-1,3246	11,9522	17,0957
60mm	0,4463	-2,0492	15,3349	17,5067
90mm	0,3132	-2,2785	18,6652	18,1386
120mm	-0,0842	-2,0807	21,9571	18,9481
150mm	-0,7730	-1,5022	25,2178	19,9055
Anti-Dive 50%				
-60mm	-2,2600	5,5501	-0,1541	19,1524
-30mm	-0,9407	2,0986	4,3320	17,6353
0mm	0,0000	0,0000	8,4944	16,9719
30mm	0,6188	-1,1936	12,4681	16,8294
60mm	0,9324	-1,7059	16,3203	17,0394
90mm	0,9369	-1,6650	20,0895	17,5031
120mm	0,6163	-1,1511	23,7979	18,1554
150mm	-0,0544	-0,2167	27,4564	18,9497

Tabela I.4: Pontos da Geometria Dianteira G4

G0				
	Angulo de Camber (deg)	Convergência (deg)	Angulo de Caster (deg)	Angulo do pino mestre (deg)
-60mm	-2,4451	-1,3300	9,5347	19,6811
-30mm	-1,0635	-0,3563	9,0043	18,1114
0mm	0,0000	0,0000	8,4944	16,9719
30mm	0,8434	-0,0130	7,9933	16,1114
60mm	1,5225	0,2842	7,4949	15,4502
90mm	2,0706	-0,7532	6,9956	14,9425
120mm	2,5077	-1,4119	6,4930	14,5610
150mm	2,8449	-2,2325	5,9852	14,2907
G4				
Anti-Dive 10%				
-60mm	-0,6753	3,5923	4,6879	17,2645
-30mm	-0,2500	1,5366	6,6118	16,9806
0mm	0,0000	0,0000	8,4944	16,9719
30mm	0,0983	-1,1416	10,3487	17,1714
60mm	0,0530	-1,9634	12,1831	17,5404
90mm	-0,1378	-2,5137	14,0032	18,0571
120mm	-0,4832	-2,8244	15,8129	18,7103
150mm	-0,9992	-2,9165	17,6153	19,4973
Anti-Dive 20%				
-60mm	-1,8336	2,3864	3,5020	18,5294
-30mm	-0,7184	0,9081	6,0583	17,5092
0mm	0,0000	0,0000	8,4944	16,9719
30mm	0,4240	-0,4808	10,8560	16,7547
60mm	0,5991	-0,6126	13,1668	16,7709
90mm	0,5438	-0,4425	15,4405	16,9698
120mm	0,2611	0,0009	17,6851	17,3200
150mm	-0,2570	0,7005	19,9052	17,8028
Anti-Dive 30%				
-60mm	-1,4162	4,4875	2,3670	18,0946
-30mm	-0,5822	1,8059	4,4954	17,2670
0mm	0,0000	0,0000	8,4944	16,9719
30mm	0,3626	-1,1727	11,4105	16,9939
60mm	0,5147	-1,8470	14,2701	17,2650
90mm	0,4523	-2,1051	17,0897	17,7318
120mm	0,1621	-1,9996	19,8796	18,3606
150mm	-0,3767	-1,5649	22,6460	19,1298
Anti-Dive 40%				
-60mm	-1,8702	3,6399	1,1677	18,6311
-30mm	-0,7159	1,3276	4,9445	17,4612
0mm	0,0000	0,0000	8,4944	16,9719
30mm	0,3660	-0,6389	11,9091	16,9152
60mm	0,4153	-0,7429	15,2345	17,1620
90mm	0,1557	-0,4036	18,4964	17,6356
120mm	-0,4185	0,3204	21,7093	18,2862
150mm	-1,3222	1,3890	24,8795	19,0788
Anti-Dive 50%				
-60mm	-2,2640	4,4875	-0,1464	19,1554
-30mm	-0,9424	1,8059	4,3361	17,6372
0mm	0,0000	0,0000	8,4944	16,9719
30mm	0,6204	-1,1727	12,4634	16,8268
60mm	0,9358	-1,8470	16,3104	17,0336
90mm	0,9424	-2,1051	20,0740	17,4934
120mm	0,6245	-1,9996	23,7762	18,1413
150mm	-0,0429	-1,5649	27,4281	18,9306



Tabela I.5: Pontos da Geometria Traseira G1

G0				
	Angulo de Camber (deg)	Convergência (deg)	Angulo de Caster (deg)	Angulo do pino mestre (deg)
-60mm	5,1443	-0,2076	0,0000	9,0091
-30mm	2,5371	-0,1059	0,0000	11,6163
0mm	0,0000	0,0000	0,0000	14,1534
30mm	-2,4859	0,1104	0,0000	16,6393
60mm	-4,9364	0,2260	0,0000	19,0899
90mm	-7,3654	0,3474	0,0000	21,5188
120mm	-9,7842	0,4753	0,0000	23,9308
150mm	-12,2043	0,6110	0,0000	26,3584
G1				
Anti-Squat 5%				
-60mm	4,6063	0,2696	-0,6345	9,5515
-30mm	2,2750	0,1188	-0,3468	11,8794
0mm	0,0000	0,0000	0,0000	14,1534
30mm	-2,2367	-0,0898	0,3474	16,3909
60mm	-4,4504	-0,1531	0,6968	18,6066
90mm	-6,6542	-0,1915	1,0498	20,8131
120mm	-8,8602	-0,2063	1,4079	23,0221
150mm	-11,0793	-0,1984	1,7726	25,2440
Anti-Squat 10%				
-60mm	4,0195	0,8367	-1,3492	10,1592
-30mm	1,9864	0,3850	-0,6746	12,1728
0mm	0,0000	0,0000	0,0000	14,1534
30mm	-1,9575	-0,3253	0,6769	16,1158
60mm	-3,9014	-0,5963	1,3582	18,0730
90mm	-5,8452	-0,8174	2,0460	20,0363
120mm	-7,8015	-0,9923	2,7426	22,0163
150mm	-9,7820	-1,1238	3,4505	24,0229
Anti-Squat 15%				
-60mm	3,9185	0,8102	-2,0317	10,2742
-30mm	1,9378	0,3614	-1,0156	12,2244
0mm	0,0000	0,0000	0,0000	14,1534
30mm	-1,9132	-0,2824	1,0185	16,0738
60mm	-3,8174	-0,4925	2,0431	17,9968
90mm	-5,7266	-0,6358	3,0769	19,9322
120mm	-7,6534	-0,7167	4,1233	21,8892
150mm	-9,6098	-0,7392	5,1858	23,8764
Anti-Squat 20%				
-60mm	3,6083	1,0258	-2,8041	10,6149
-30mm	1,7861	0,4523	-1,4016	12,3830
0mm	0,0000	0,0000	0,0000	14,1534
30mm	-1,7687	-0,3425	1,4050	15,9347
60mm	-3,5365	-0,5845	2,8173	17,7347
90mm	-5,3179	-0,7336	4,2412	19,5603
120mm	-7,1262	-0,7964	5,6806	21,4182
150mm	-8,9740	-0,7784	7,1400	23,3152
Anti-Squat 25%				
-60mm	3,4602	1,0640	-3,4440	10,7856
-30mm	1,7158	0,4594	-1,7205	12,4582
0mm	0,0000	0,0000	0,0000	14,1534
30mm	-1,7064	-0,3281	1,7226	15,8758
60mm	-3,4200	-0,5362	3,4526	17,6296
90mm	-5,1558	-0,6337	5,1948	19,4189
120mm	-6,9274	-0,6286	6,9545	21,2479
150mm	-8,7474	-0,5278	8,7367	23,1211

Tabela I.6: Pontos da Geometria Traseira G2

G0				
	Angulo de Camber (deg)	Convergência (deg)	Angulo de Caster (deg)	Angulo do pino mestre (deg)
-60mm	5,1443	-0,2076	0,0000	9,0091
-30mm	2,5371	-0,1059	0,0000	11,6163
0mm	0,0000	0,0000	0,0000	14,1534
30mm	-2,4859	0,1104	0,0000	16,6393
60mm	-4,9364	0,2260	0,0000	19,0899
90mm	-7,3654	0,3474	0,0000	21,5188
120mm	-9,7842	0,4753	0,0000	23,9308
150mm	-12,2043	0,6110	0,0000	26,3584
G2				
Anti-Squat 5%				
-60mm	4,3715	0,5493	-0,6995	9,7903
-30mm	2,1597	0,2551	-0,3495	11,9956
0mm	0,0000	0,0000	0,0000	14,1534
30mm	-2,1253	-0,2202	0,3504	16,2803
60mm	-4,2312	-0,4089	0,7031	18,3908
90mm	-6,3309	-0,5687	1,0593	20,4973
120mm	-8,4366	-0,7016	1,4204	22,6112
150mm	-10,5593	-0,8093	1,7879	24,7432
Anti-Squat 10%				
-60mm	4,0376	0,8078	-1,3806	10,1410
-30mm	1,9954	0,3705	-0,6903	12,1638
0mm	0,0000	0,0000	0,0000	14,1534
30mm	-1,9664	-0,3105	0,6925	16,1247
60mm	-3,9192	-0,5666	1,3895	18,0905
90mm	-5,8719	-0,7726	2,0932	20,0623
120mm	-7,8370	-0,9320	2,8058	22,0504
150mm	-9,8262	-1,0477	3,5301	24,0648
Anti-Squat 15%				
-60mm	3,9450	0,7661	-2,0784	10,2400
-30mm	1,9512	0,3394	-1,0389	12,2109
0mm	0,0000	0,0000	0,0000	14,1534
30mm	-1,9269	-0,2604	1,0417	16,0873
60mm	-3,8450	-0,4485	2,0894	18,0235
90mm	-5,7684	-0,5698	3,1466	19,9719
120mm	-7,7096	-0,6286	4,2166	21,9415
150mm	-9,6806	-0,6288	5,3032	23,9410
Anti-Squat 20%				
-60mm	3,7065	0,9165	-2,7299	10,5088
-30mm	1,8350	0,4012	-1,3644	12,3323
0mm	0,0000	0,0000	0,0000	14,1534
30mm	-1,8172	-0,2977	1,3674	15,9816
60mm	-3,6327	-0,5008	2,7420	17,8251
90mm	-5,4608	-0,6163	4,1278	19,6913
120mm	-7,3147	-0,6504	5,5291	21,5873
150mm	-9,2067	-0,6082	6,9503	23,5201
Anti-Squat 25%				
-60mm	3,4690	1,0318	-3,5256	10,7774
-30mm	1,7209	0,4427	-1,7609	12,4531
0mm	0,0000	0,0000	0,0000	14,1534
30mm	-1,7129	-0,3102	1,7627	15,8823
60mm	-3,4345	-0,4994	3,5325	17,6437
90mm	-5,1797	-0,5772	5,3147	19,4413
120mm	-6,9618	-0,5516	7,1144	21,2789
150mm	-8,7934	-0,4299	8,9370	23,1608

Tabela I.7: Pontos da Geometria Traseira G3

G0				
	Angulo de Camber (deg)	Convergência (deg)	Angulo de Caster (deg)	Angulo do pino mestre (deg)
-60mm	5,1443	-0,2076	0,0000	9,0091
-30mm	2,5371	-0,1059	0,0000	11,6163
0mm	0,0000	0,0000	0,0000	14,1534
30mm	-2,4859	0,1104	0,0000	16,6393
60mm	-4,9364	0,2260	0,0000	19,0899
90mm	-7,3654	0,3474	0,0000	21,5188
120mm	-9,7842	0,4753	0,0000	23,9308
150mm	-12,2043	0,6110	0,0000	26,3584
G3				
Anti-Squat 5%				
-60mm	4,3310	0,5952	-0,7123	9,8317
-30mm	2,1398	0,2772	-0,3560	12,0158
0mm	0,0000	0,0000	0,0000	14,1534
30mm	-2,1060	-0,2411	0,3569	16,2612
60mm	-4,1932	-0,4495	0,7162	18,3535
90mm	-6,2749	-0,6282	1,0790	20,4427
120mm	-8,3631	-0,7791	1,4468	22,5403
150mm	-10,4692	-0,9040	1,8210	24,6568
Anti-Squat 10%				
-60mm	4,0565	0,7774	-1,4135	10,1219
-30mm	2,0048	0,3552	-0,7066	12,1543
0mm	0,0000	0,0000	0,0000	14,1534
30mm	-1,9758	-0,2951	0,7089	16,1340
60mm	-3,9379	-0,5356	1,4223	18,1089
90mm	-5,8999	-0,7257	2,1426	20,0895
120mm	-7,8742	-0,8690	2,8721	22,0861
150mm	-9,8727	-0,9683	3,6134	24,1088
Anti-Squat 15%				
-60mm	3,9957	0,7030	-2,0751	10,1938
-30mm	1,9765	0,3090	-1,0371	12,1850
0mm	0,0000	0,0000	0,0000	14,1534
30mm	-1,9520	-0,2322	1,0397	16,1118
60mm	-3,8950	-0,3939	2,0853	18,0714
90mm	-5,8429	-0,4904	3,1404	20,0419
120mm	-7,8083	-0,5261	4,2084	22,0325
150mm	-9,8029	-0,5045	5,2931	24,0518
Anti-Squat 20%				
-60mm	3,7443	0,8526	-2,7918	10,4693
-30mm	1,8544	0,3695	-1,3950	12,3124
0mm	0,0000	0,0000	0,0000	14,1534
30mm	-1,8375	-0,2666	1,3978	16,0014
60mm	-3,6741	-0,4390	2,8027	17,8646
90mm	-5,5241	-0,5244	4,2189	19,7502
120mm	-7,4004	-0,5288	5,6509	21,6651
150mm	-9,3152	-0,4572	7,1032	23,6161
Anti-Squat 25%				
-60mm	3,4350	1,0762	-3,5295	10,8146
-30mm	1,7037	0,4637	-1,7650	12,4711
0mm	0,0000	0,0000	0,0000	14,1534
30mm	-1,6954	-0,3292	1,7650	15,8654
60mm	-3,3993	-0,5355	3,5372	17,6108
90mm	-5,1266	-0,6285	5,3217	19,3933
120mm	-6,8910	-0,6166	7,1238	21,2166
150mm	-8,7051	-0,5069	8,9487	23,0848

Tabela I.8: Pontos da Geometria Traseira G4

G0				
	Angulo de Camber (deg)	Convergência (deg)	Angulo de Caster (deg)	Angulo do pino mestre (deg)
-60mm	5,1443	-0,2076	0,0000	9,0091
-30mm	2,5371	-0,1059	0,0000	11,6163
0mm	0,0000	0,0000	0,0000	14,1534
30mm	-2,4859	0,1104	0,0000	16,6393
60mm	-4,9364	0,2260	0,0000	19,0899
90mm	-7,3654	0,3474	0,0000	21,5188
120mm	-9,7842	0,4753	0,0000	23,9308
150mm	-12,2043	0,6110	0,0000	26,3584
G4				
Anti-Squat 5%				
-60mm	4,3621	0,5642	-0,6831	9,7998
-30mm	2,1550	0,2625	-0,3413	12,0003
0mm	0,0000	0,0000	0,0000	14,1534
30mm	-2,1208	-0,2278	0,3422	16,2758
60mm	-4,2223	-0,4243	0,6866	18,3819
90mm	-6,3177	-0,5921	1,0344	20,4842
120mm	-8,4192	-0,7332	1,3871	22,5941
150mm	-10,5380	-0,8492	1,7459	24,7222
Anti-Squat 10%				
-60mm	4,0912	0,7349	-1,4119	10,0859
-30mm	2,0220	0,3347	-0,7058	12,1368
0mm	0,0000	0,0000	0,0000	14,1534
30mm	-1,9927	-0,2757	0,7080	16,1506
60mm	-3,9714	-0,4978	1,4204	18,1414
90mm	-5,9497	-0,6704	2,1397	20,1371
120mm	-7,9400	-0,7969	2,8683	22,1481
150mm	-9,9539	-0,8802	3,6088	24,1843
Anti-Squat 15%				
-60mm	4,0462	0,6402	-2,0718	10,1407
-30mm	2,0017	0,2788	-1,0353	12,1592
0mm	0,0000	0,0000	0,0000	14,1534
30mm	-1,9769	-0,2040	1,0377	16,1362
60mm	-3,9447	-0,3394	2,0813	18,1190
90mm	-5,9171	-0,4114	3,1342	20,1116
120mm	-7,9064	-0,4240	4,2002	22,1231
150mm	-9,9245	-0,3806	5,2830	24,1621
Anti-Squat 20%				
-60mm	3,6254	1,0041	-2,8025	10,5967
-30mm	1,7946	0,4419	-1,4008	12,3742
0mm	0,0000	0,0000	0,0000	14,1534
30mm	-1,7774	-0,3330	1,4041	15,9431
60mm	-3,5538	-0,5662	2,8155	17,7510
90mm	-5,3438	-0,7074	4,2384	19,5842
120mm	-7,1607	-0,7628	5,6769	21,4493
150mm	-9,0169	-0,7381	7,1354	23,3531
Anti-Squat 25%				
-60mm	3,4502	1,0650	-3,4931	10,7973
-30mm	1,7111	0,4590	-1,7449	12,4632
0mm	0,0000	0,0000	0,0000	14,1534
30mm	-1,7024	-0,3261	1,7469	15,8721
60mm	-3,4128	-0,5308	3,5010	17,6232
90mm	-5,1461	-0,6237	5,2675	19,4106
120mm	-6,9159	-0,6128	7,0515	21,2382
150mm	-8,7349	-0,5051	8,8482	23,1104

## 9 ANEXOS II: Gráficos

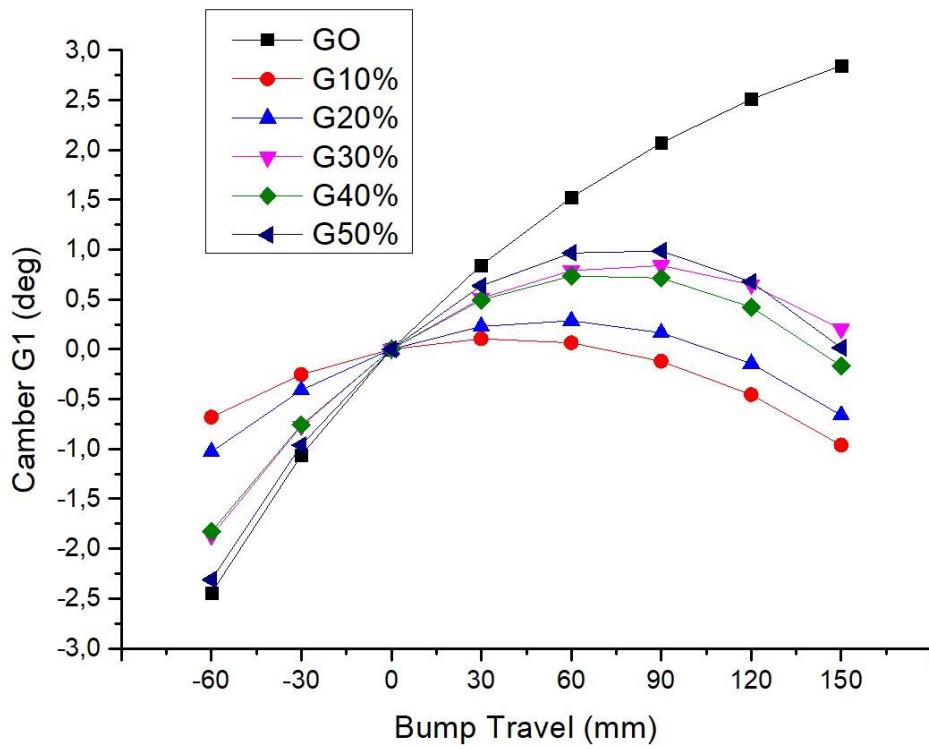


Figura II.1: Variação de Cambagem para Geometrias Dianteiras G1

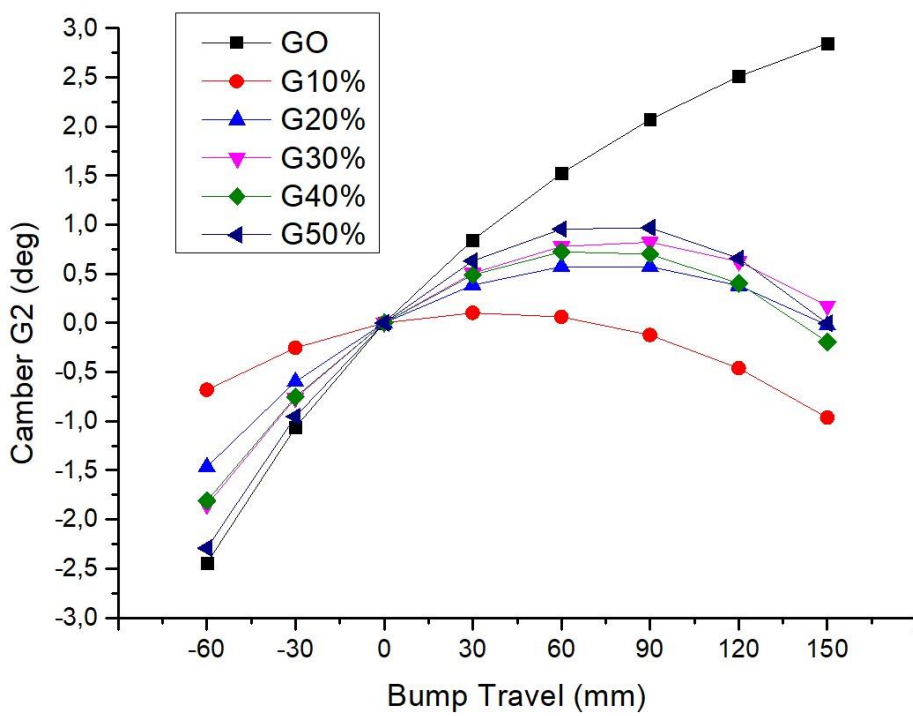


Figura II.2: Variação de Cambagem para Geometrias Dianteiras G2

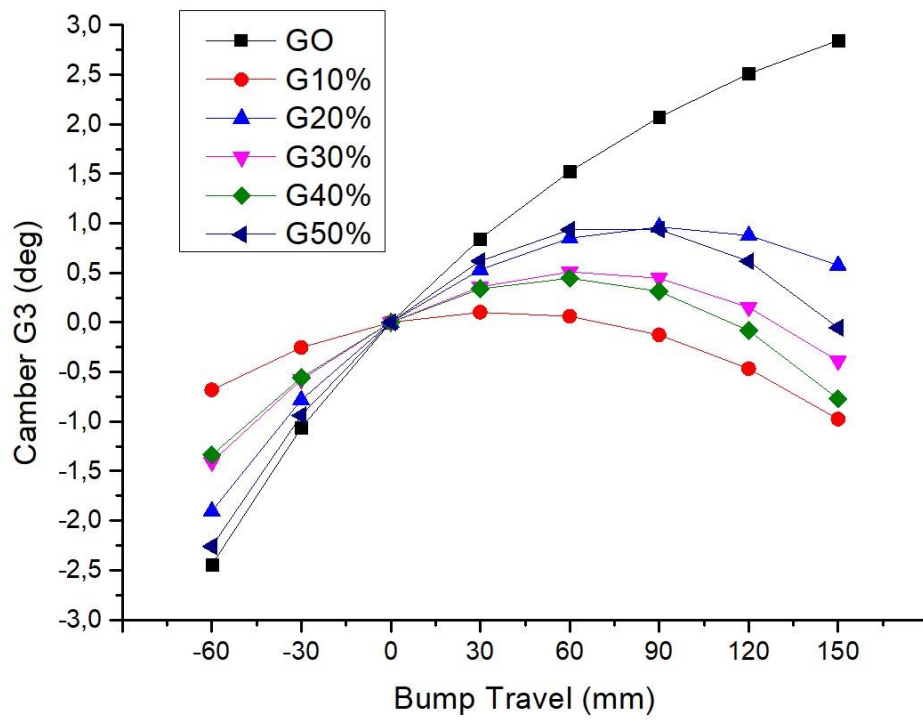


Figura II.3: Variação de Cambagem para Geometrias Dianteiras G3

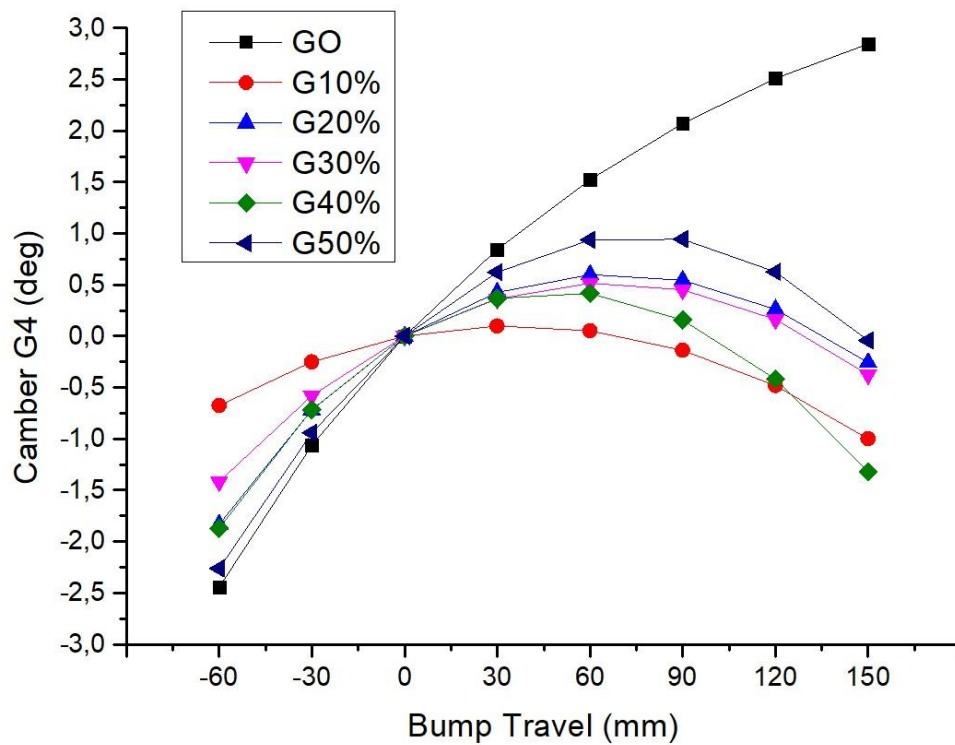


Figura II.4: Variação de Cambagem para Geometrias Dianteiras G4

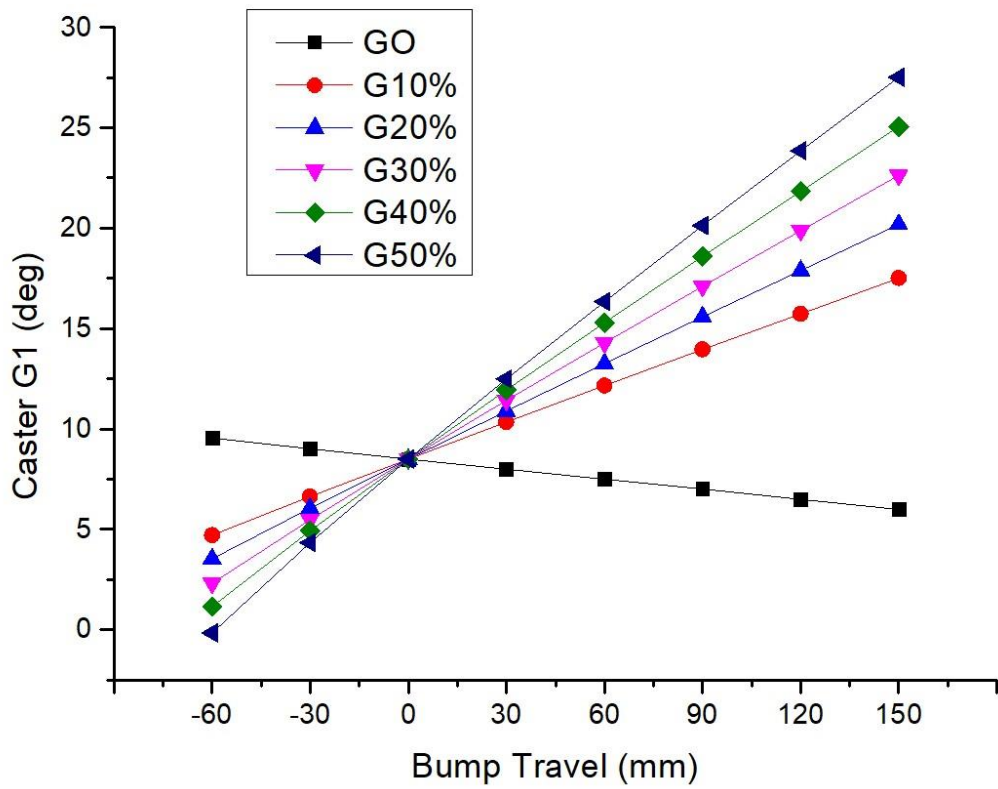


Figura II.5: Variação de Caster para Geometrias Dianteiras G1

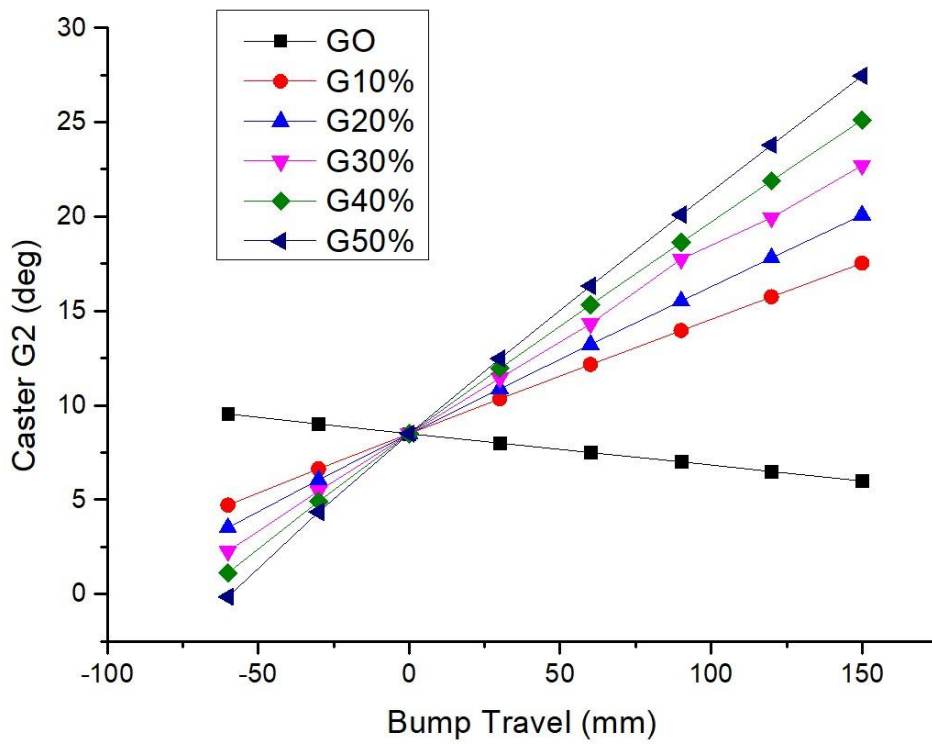


Figura II.6: Variação de Caster para Geometrias Dianteiras G2

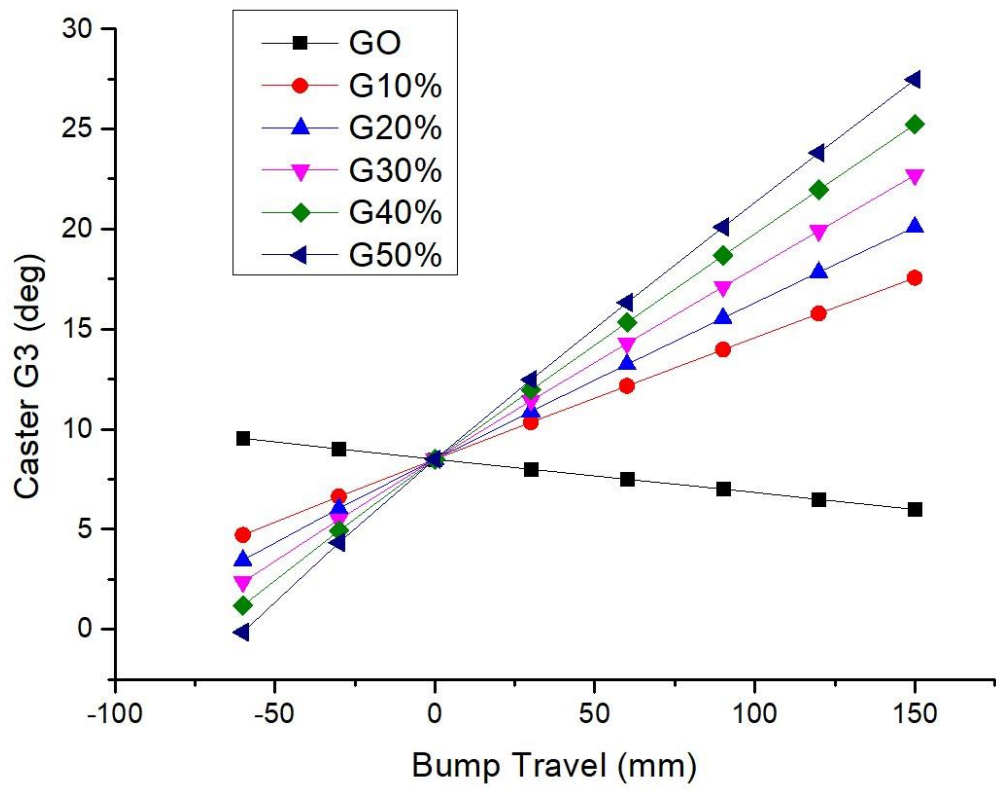


Figura II.7: Variação de Caster para Geometrias Dianteiras G3

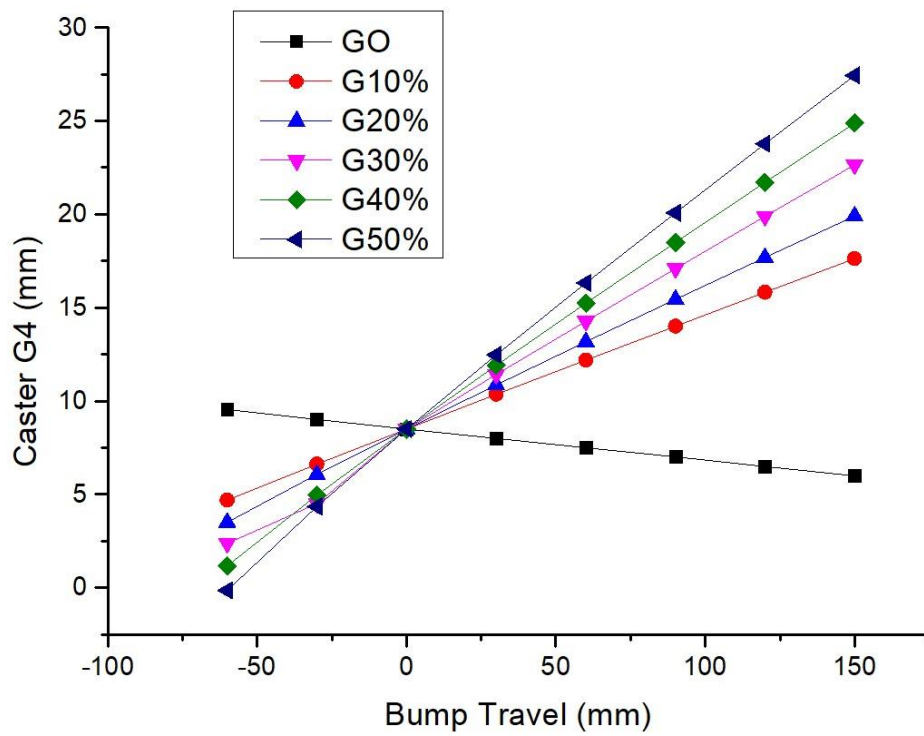


Figura II.8: Variação de Caster para Geometrias Dianteiras G4



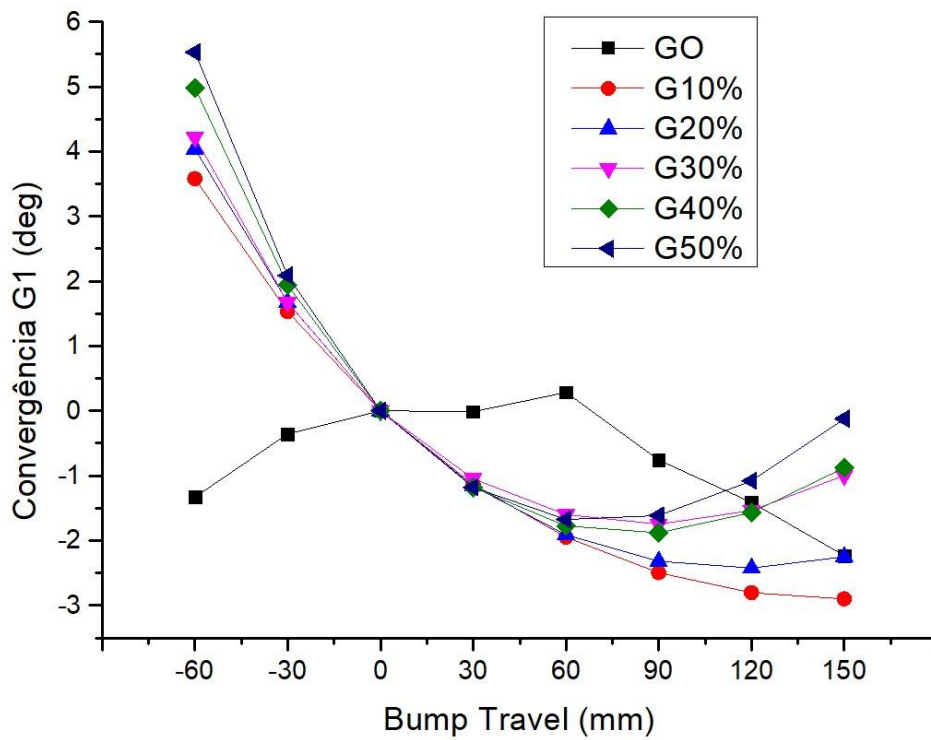


Figura II.9: Variação de Convergência para Geometrias Dianteiras G1

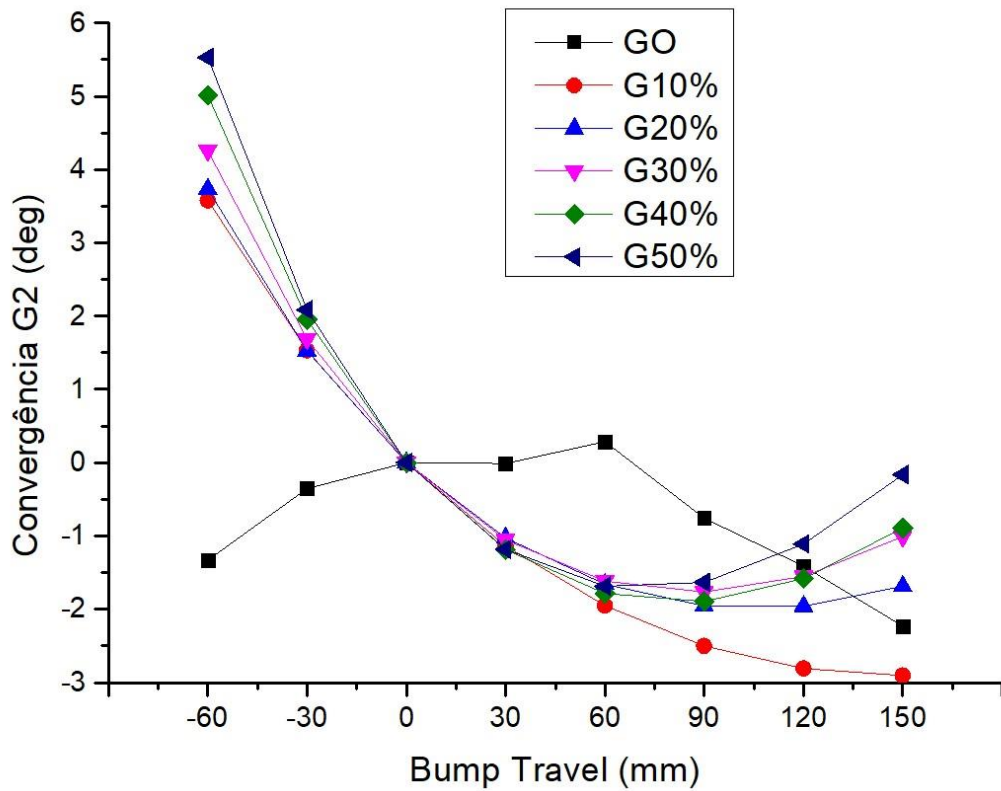


Figura II.10: Variação de Convergência para Geometrias Dianteiras G2

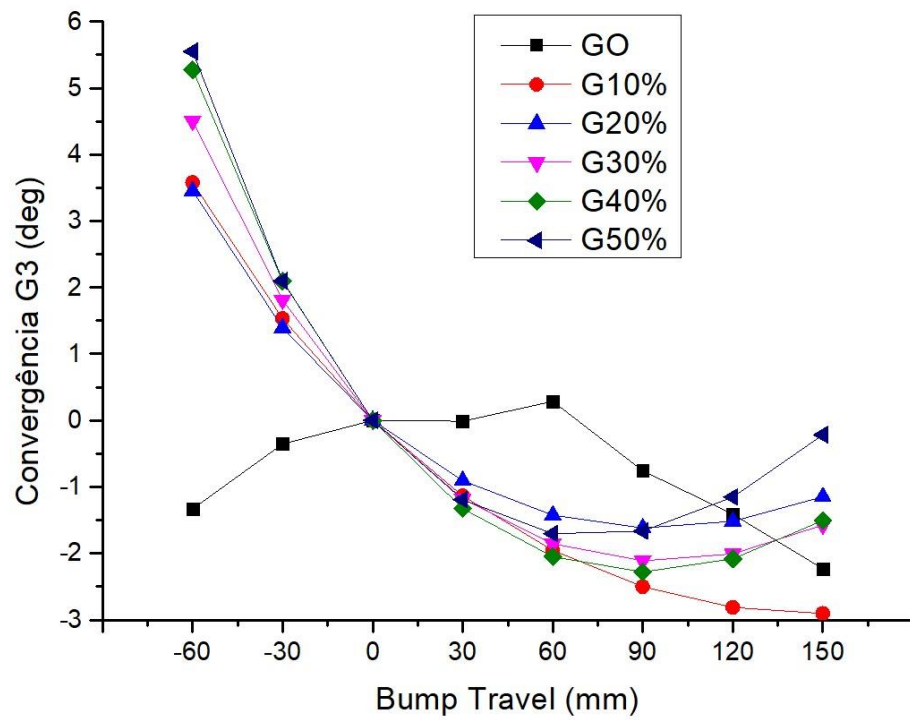


Figura II.11: Variação de Convergência para Geometrias Dianteiras G3

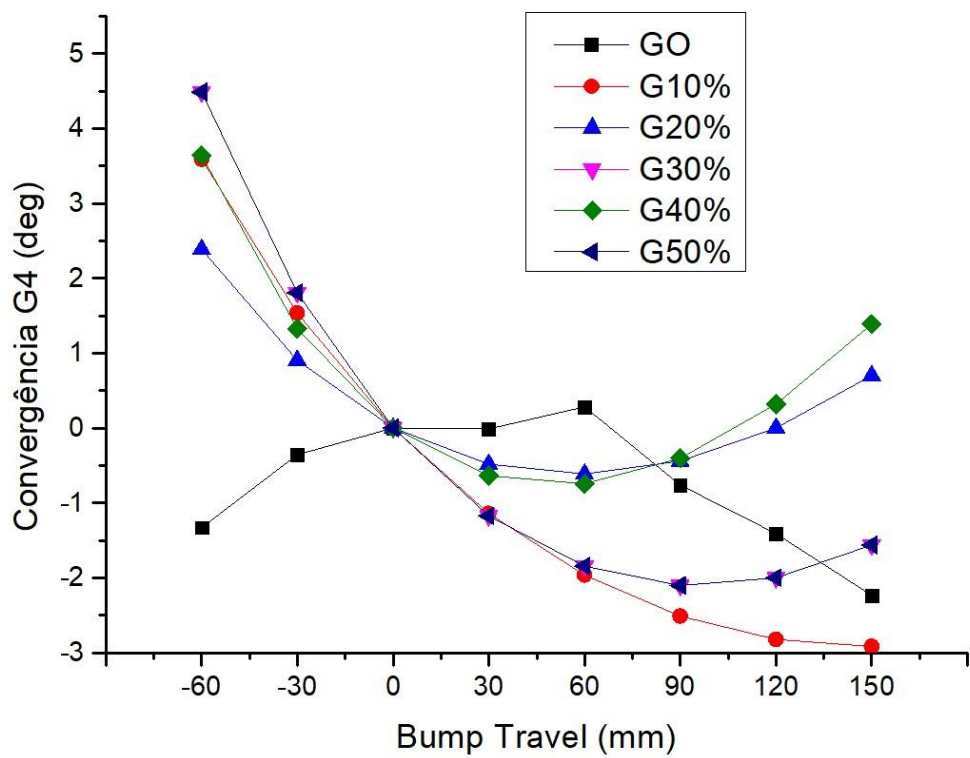


Figura II.12: Variação de Convergência para Geometrias Dianteiras G4

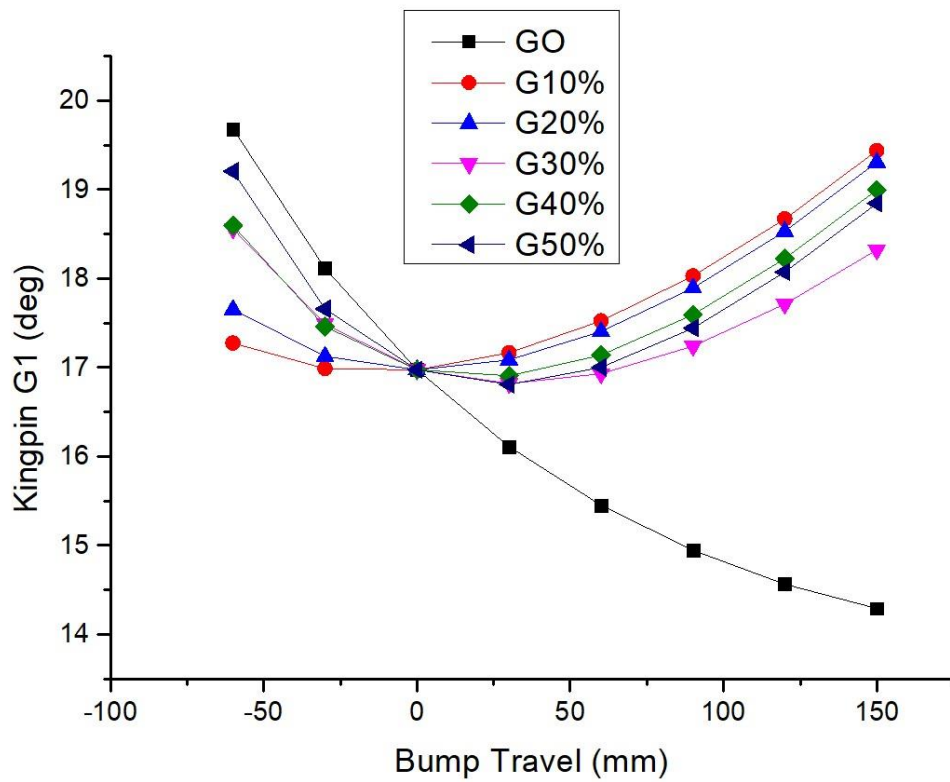


Figura II.13: Variação de *Kingpin* para Geometrias Dianteiras G1

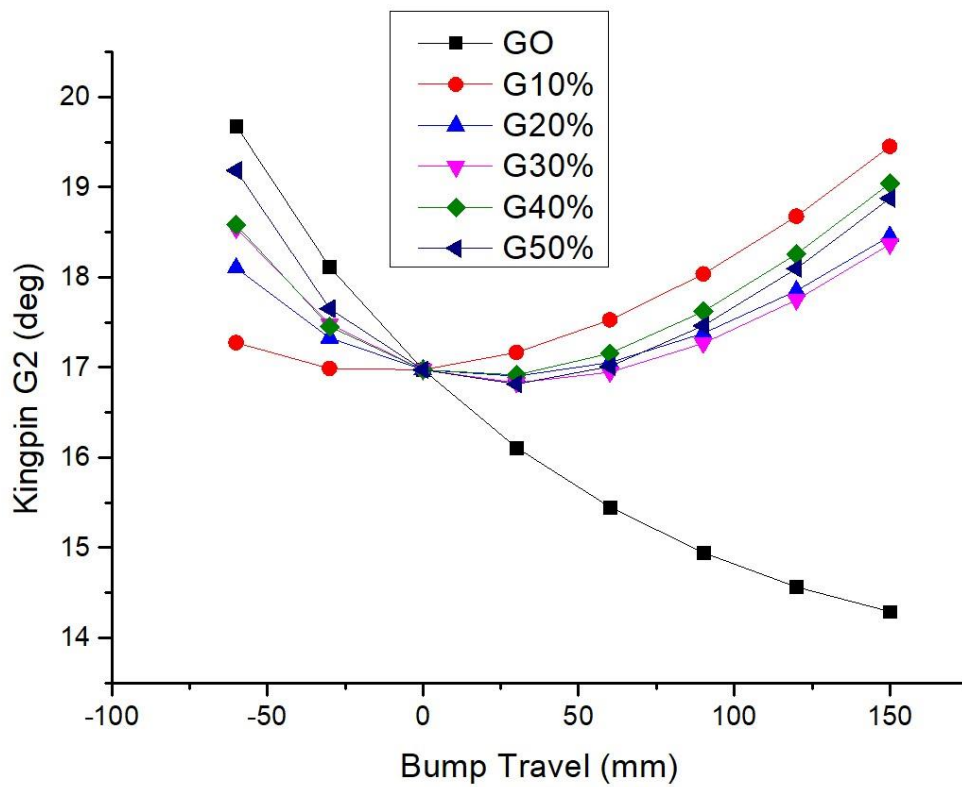


Figura II.14: Variação de *Kingpin* para Geometrias Dianteiras G2

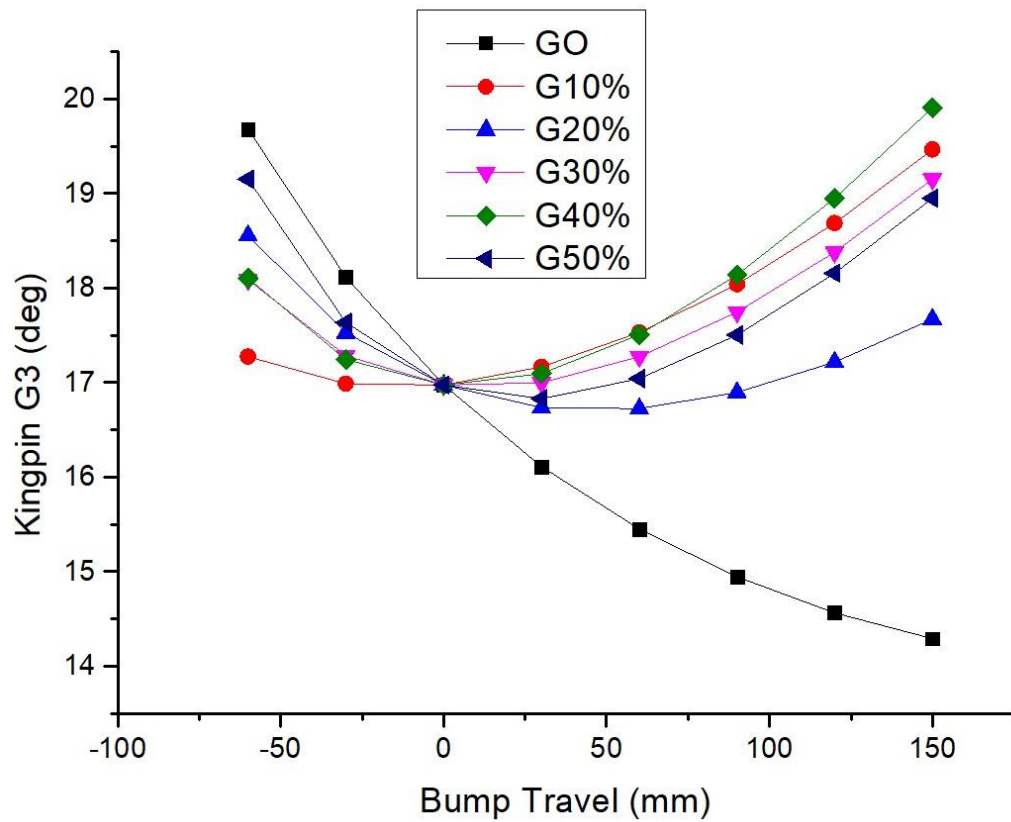


Figura II.15: Variação de *Kingpin* para Geometrias Dianteiras G3

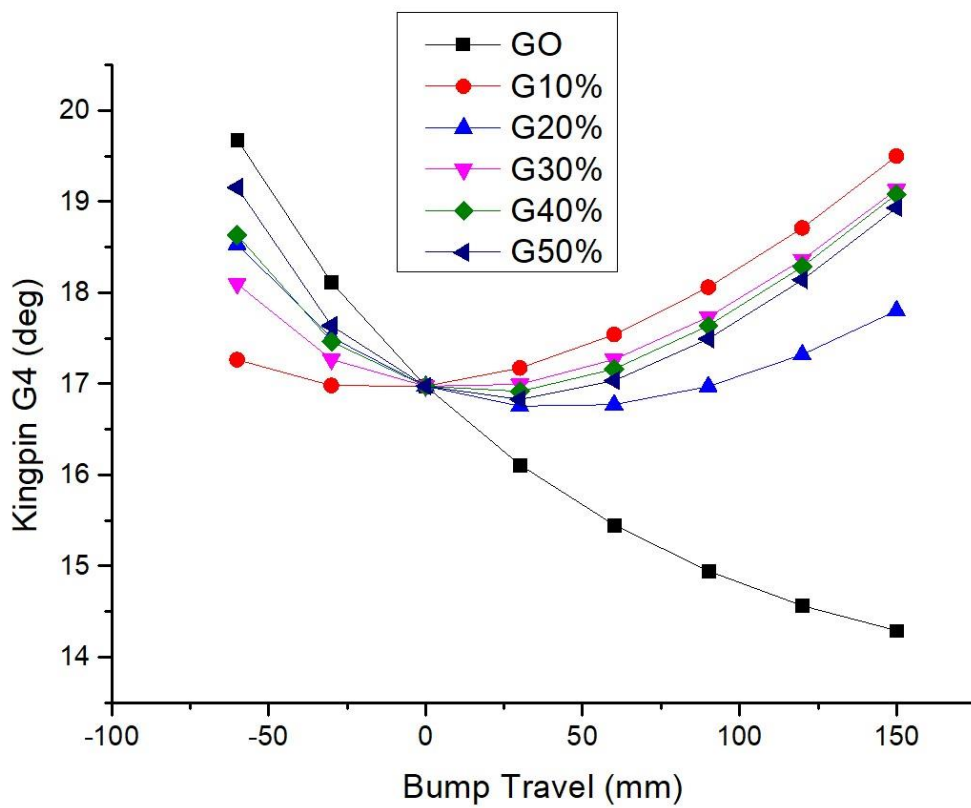


Figura II.16: Variação de *Kingpin* para Geometrias Dianteiras G4

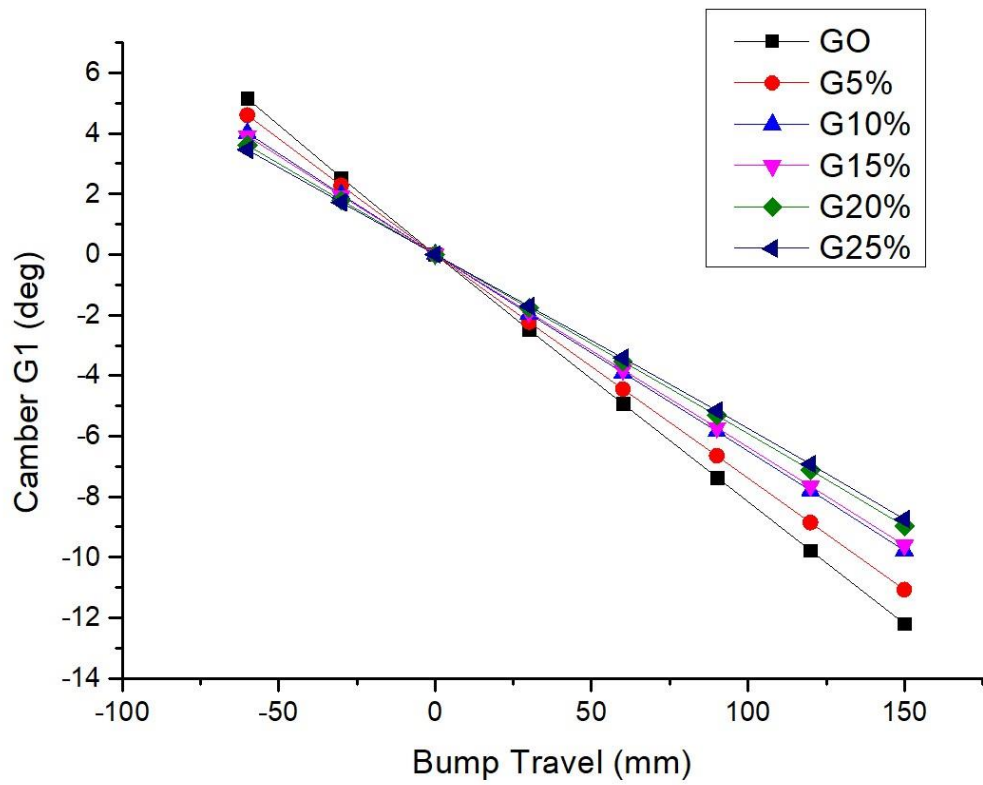


Figura II.17: Variação de Cambagem para Geometrias Traseiras G1

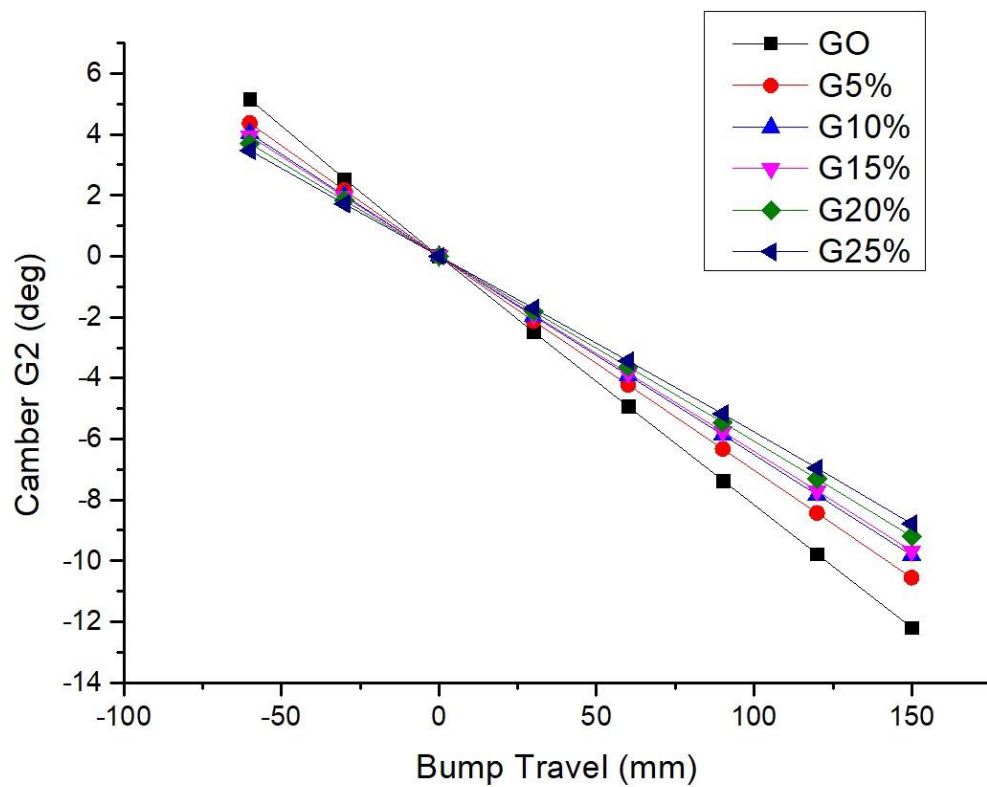


Figura II.18: Variação de Cambagem para Geometrias Traseiras G2

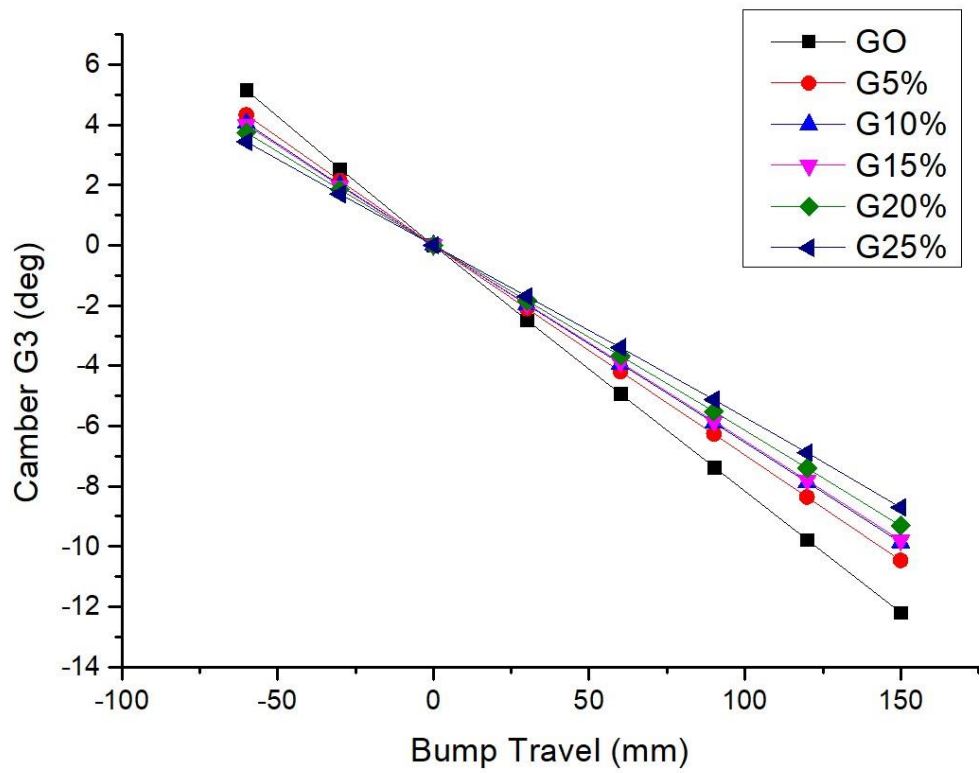


Figura II.19: Variação de Cambagem para Geometrias Traseiras G3

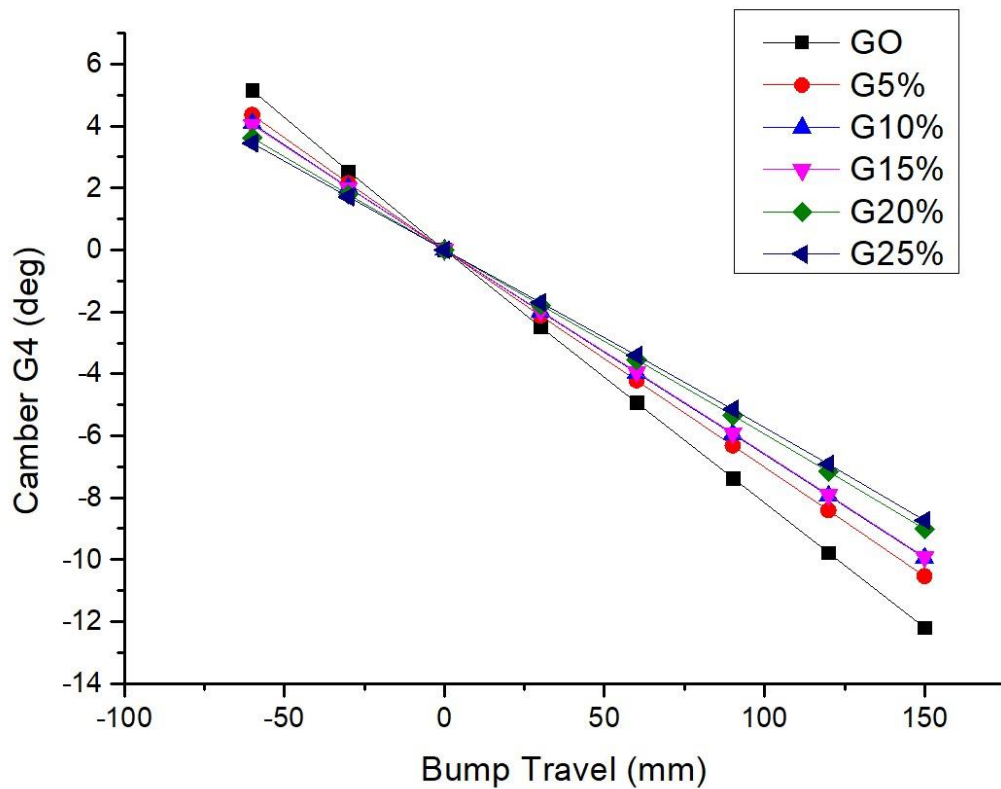


Figura II.20: Variação de Cambagem para Geometrias Traseiras G4

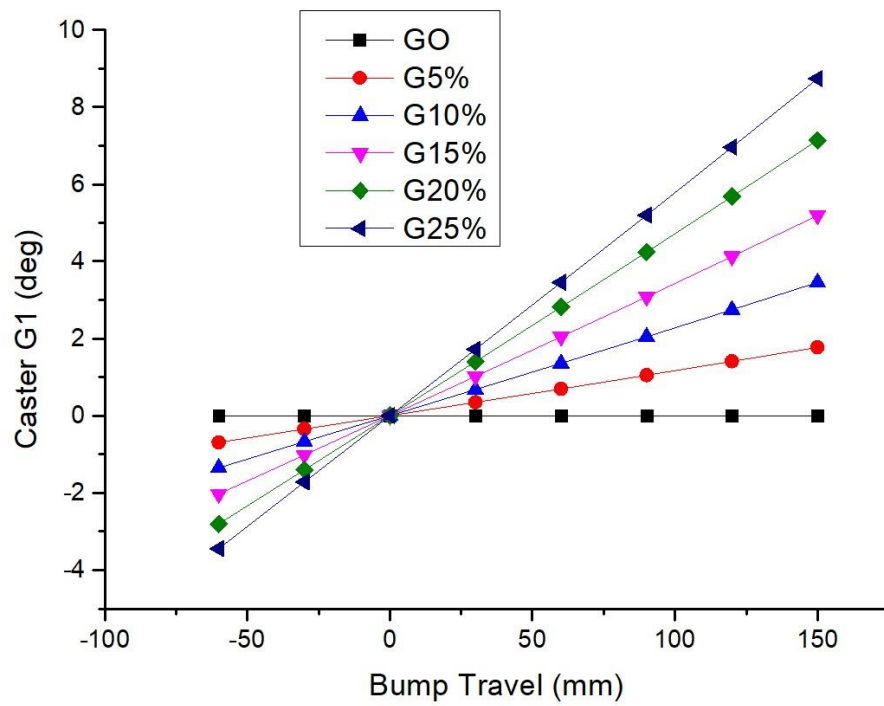


Figura II.21: Variação de Caster para Geometrias Traseiras G1

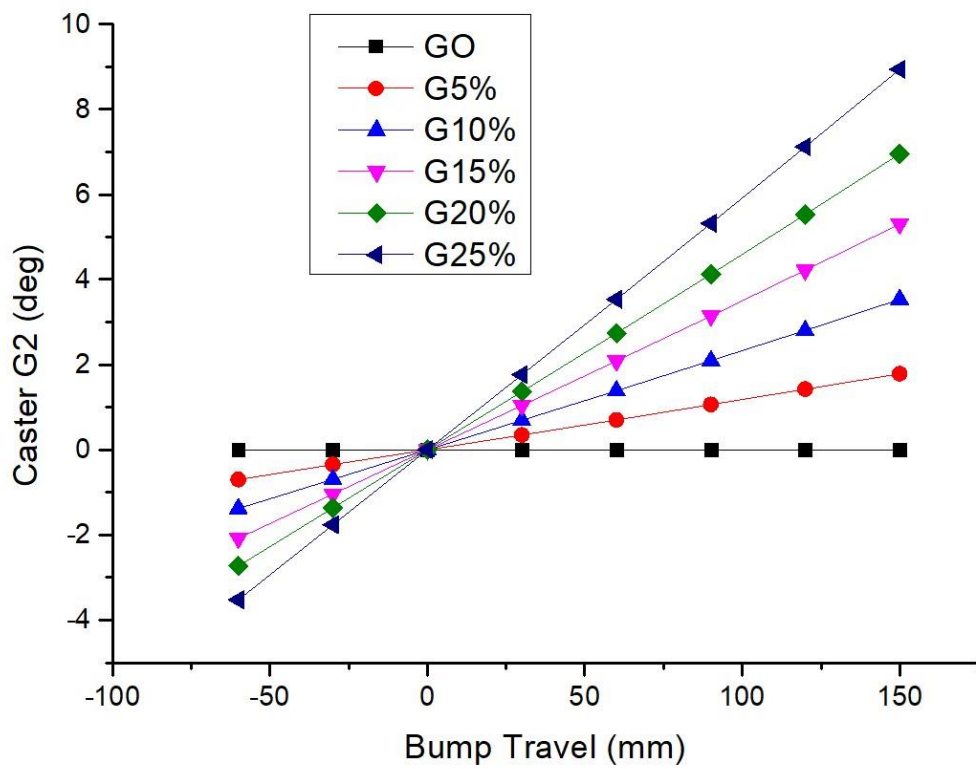


Figura II.22: Variação de Caster para Geometrias Traseiras G2

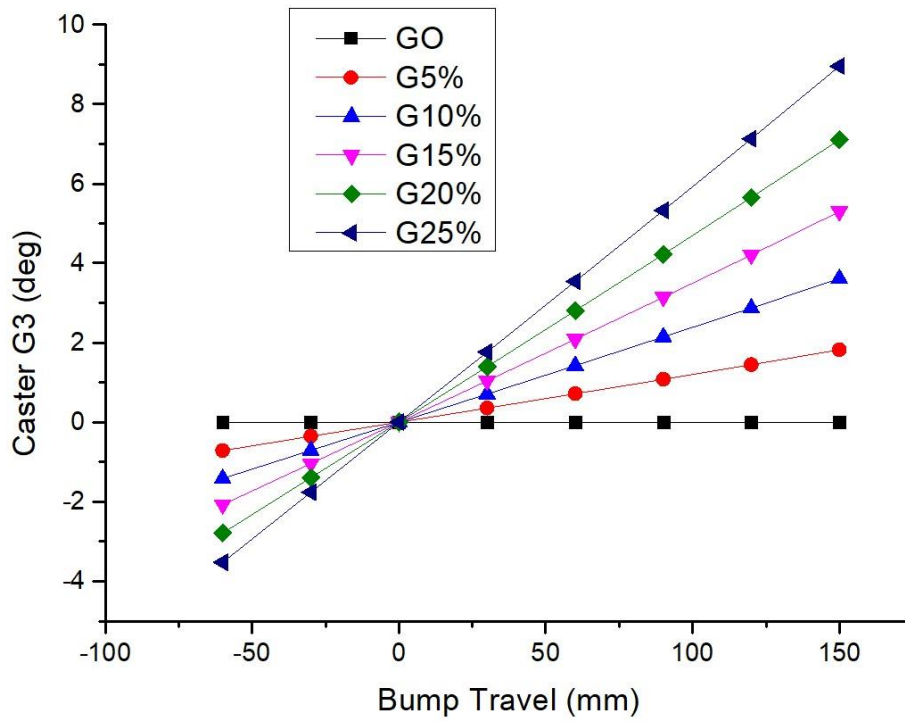


Figura II.23: Variação de Caster para Geometrias Traseiras G3

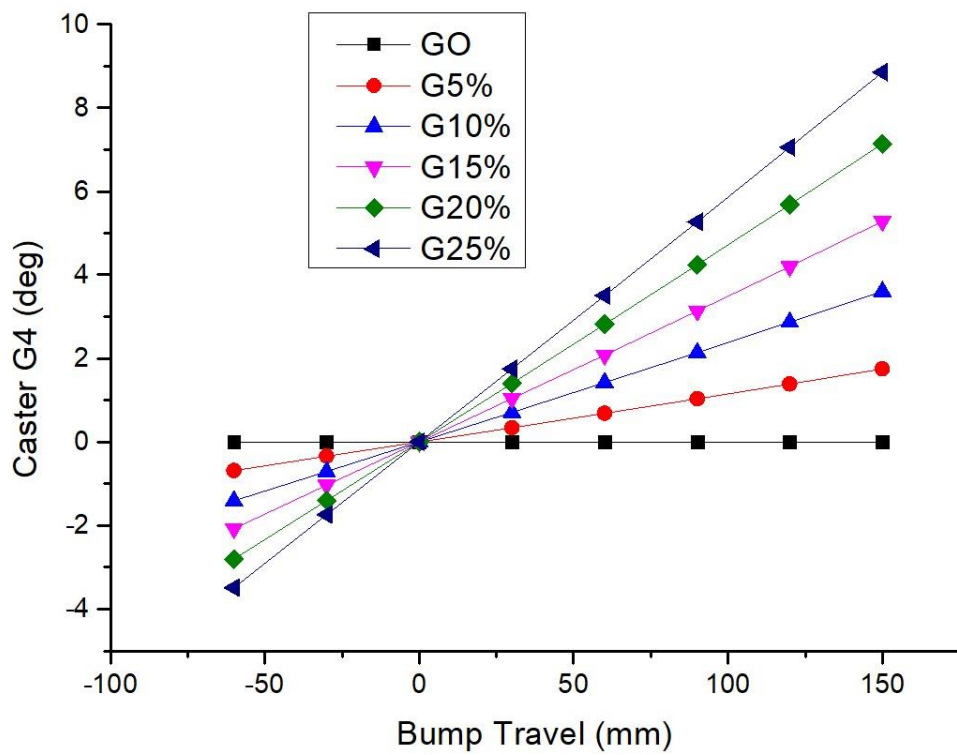


Figura II.24: Variação de Caster para Geometrias Traseiras G4



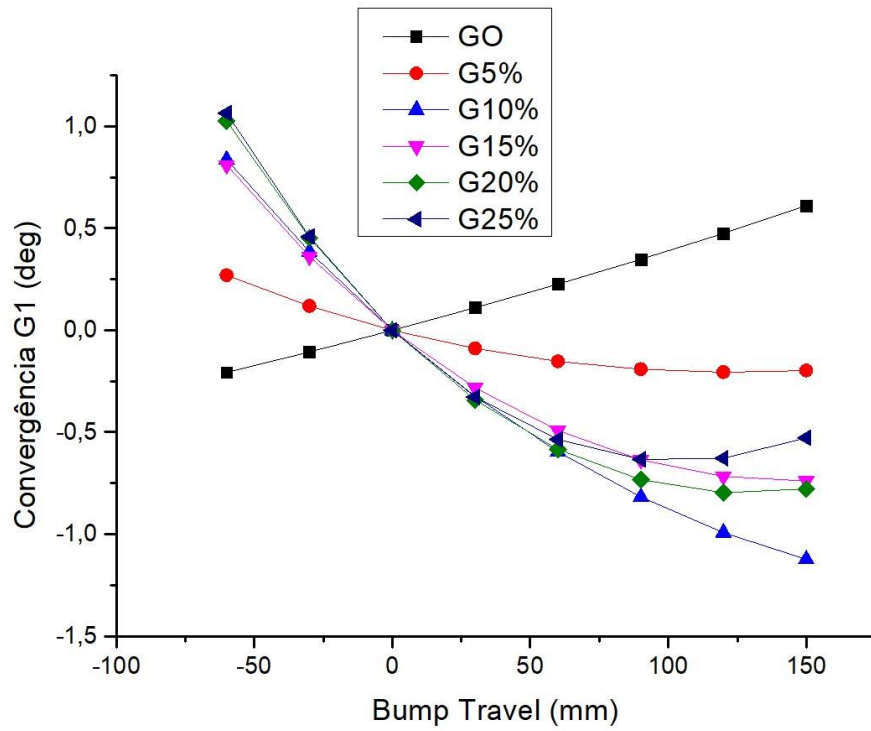


Figura II.25: Variação de Convergência para Geometrias Traseiras G1

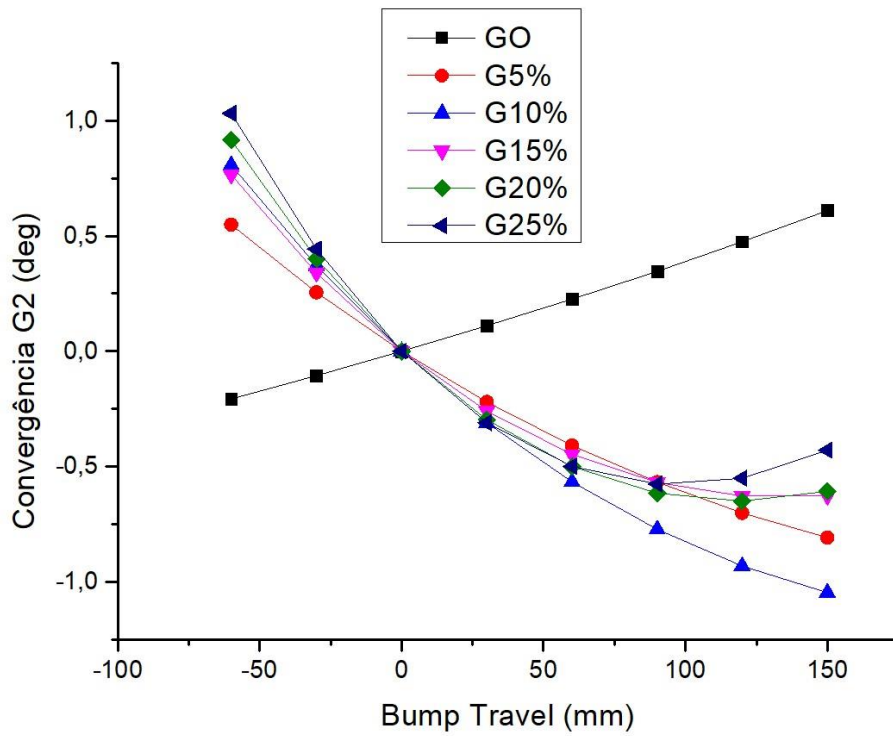


Figura II.26: Variação de Convergência para Geometrias Traseiras G2

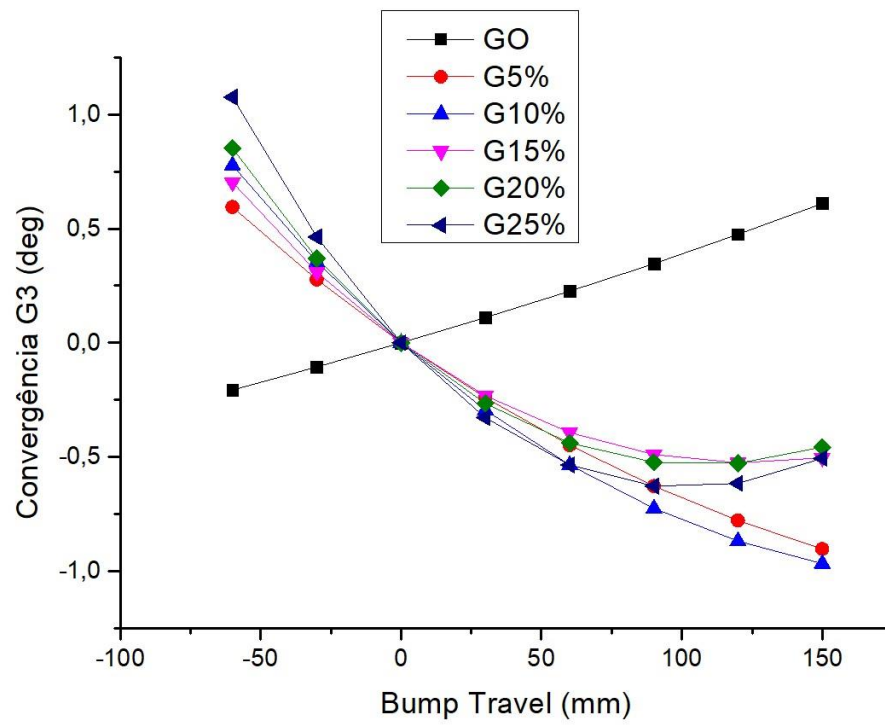


Figura II.27: Variação de Convergência para Geometrias Traseiras G3

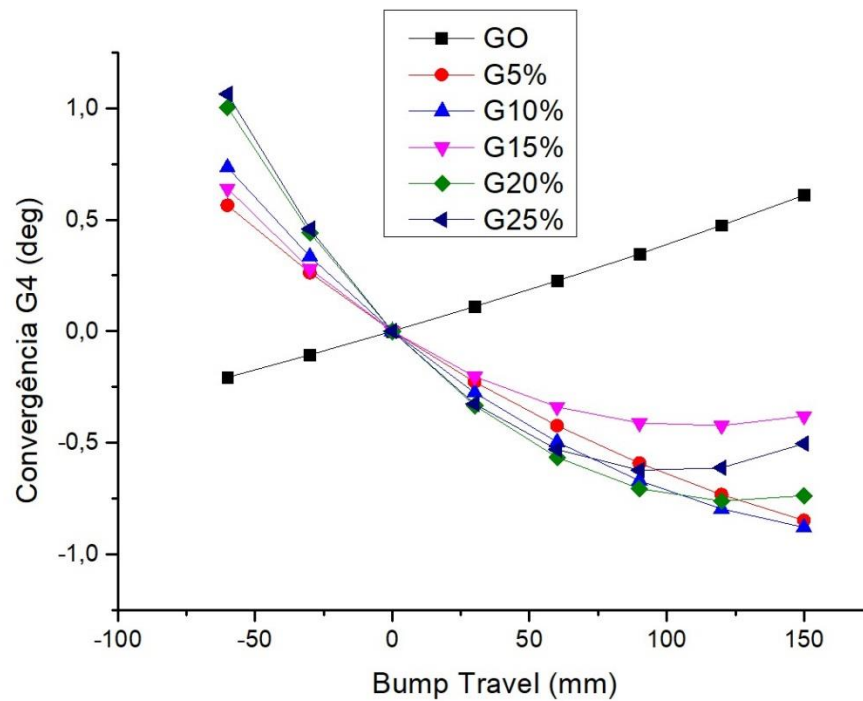


Figura II.28: Variação de Convergência para Geometrias Traseiras G4

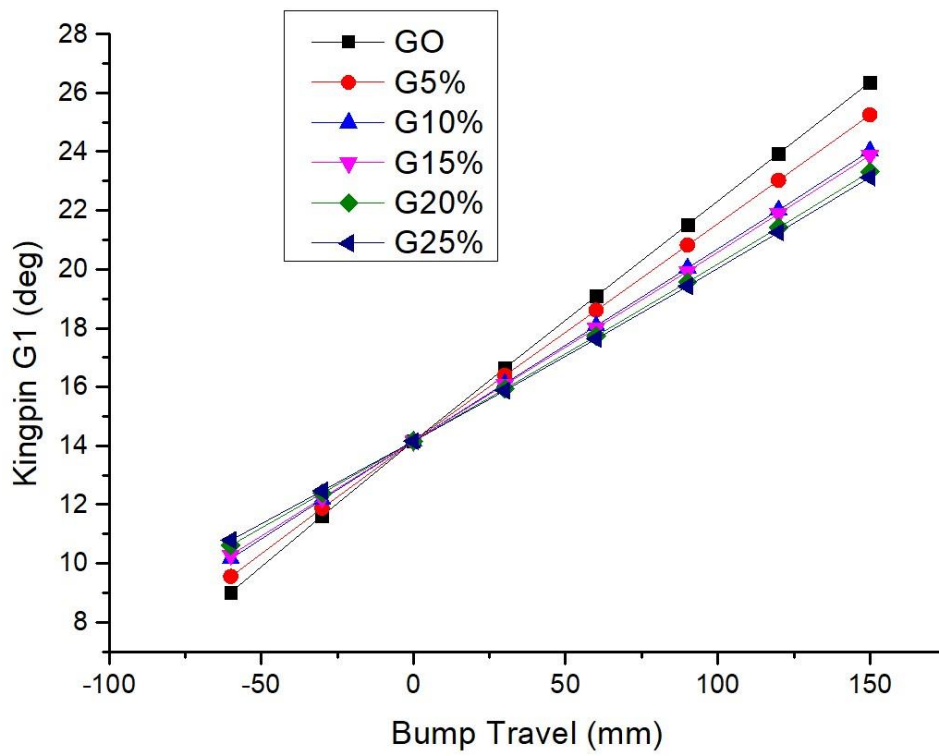


Figura II.29: Variação de Kingpin para Geometrias Traseiras G1

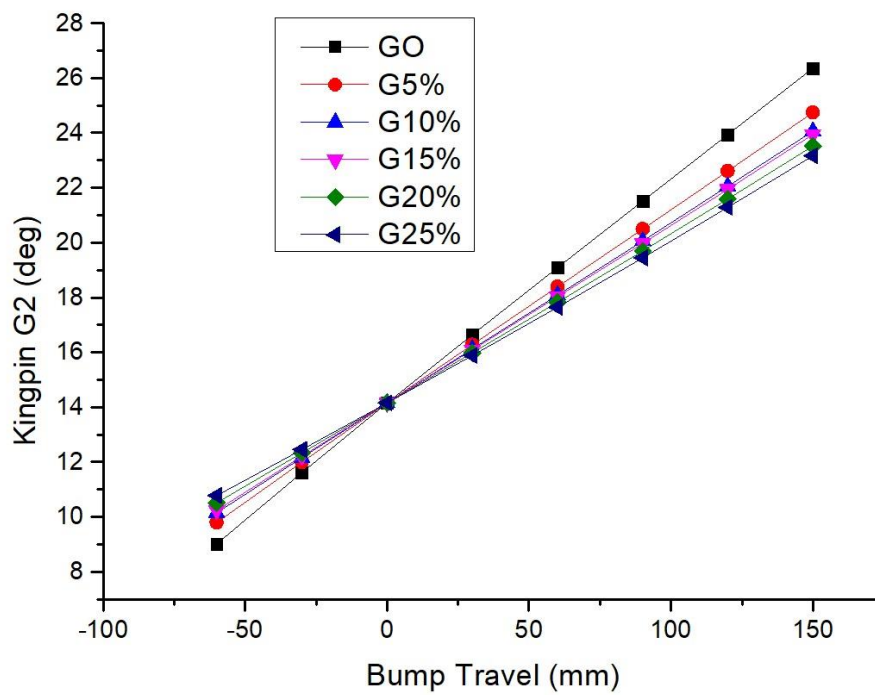


Figura II.30: Variação de *Kingpin* para Geometrias Traseiras G2

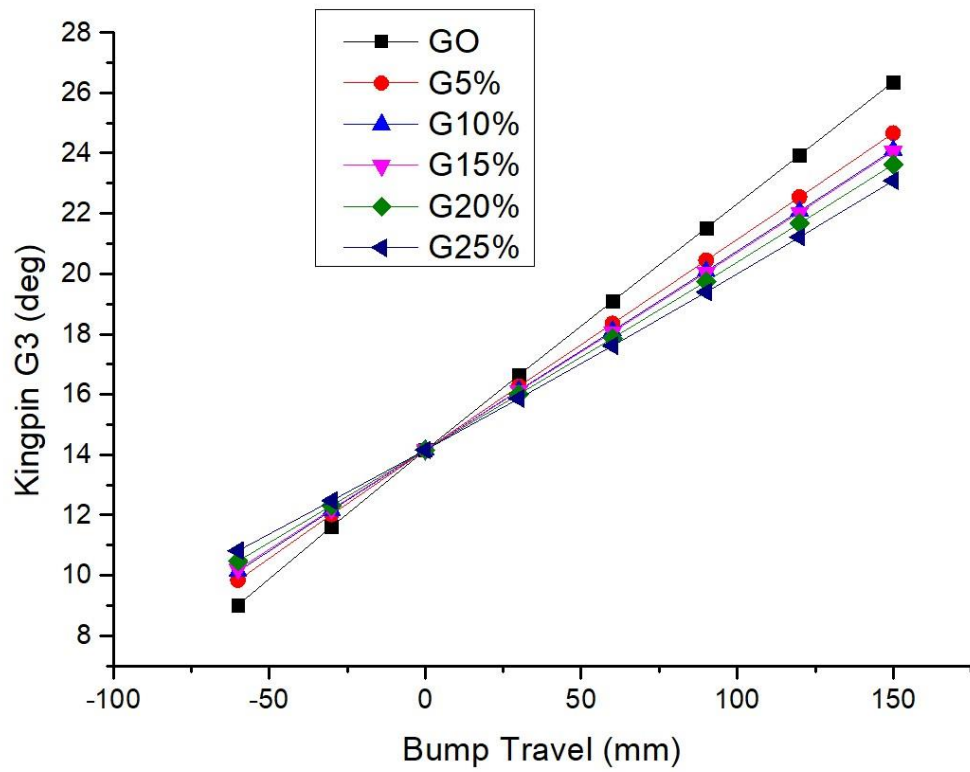


Figura II.31: Variação de *Kingpin* para Geometrias Traseiras G3

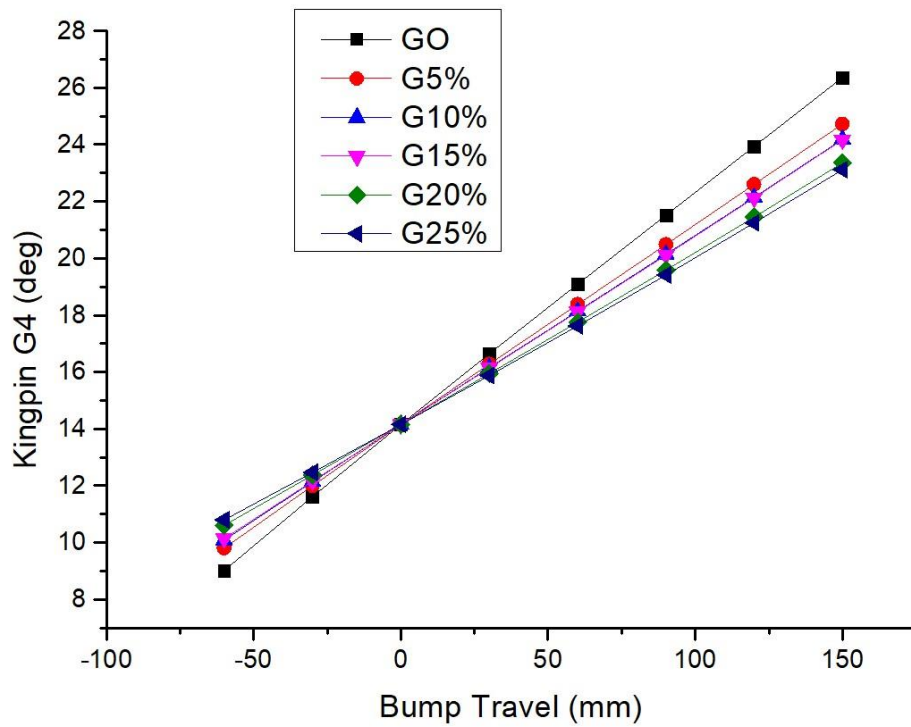


Figura II.32: Variação de *Kingpin* para Geometrias Traseiras G4