

**PROJETO DE GRADUAÇÃO**  
**ESTUDO DA DINÂMICA TRANSVERSAL**  
**VEICULAR: UMA ABORDAGEM NUMÉRICA**

Por,

**Diego Vilela Menezes**

Brasília, 27 de Novembro de 2015

**UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA**  
FACULDADE DE TECNOLOGIA  
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECANICA

UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA  
Faculdade de Tecnologia  
Departamento de Engenharia Mecânica

PROJETO DE GRADUAÇÃO

**ESTUDO DA DINÂMICA TRANSVERSAL  
VEICULAR: UMA ABORDAGEM NUMÉRICA**

POR,

**Diego Vilela Menezes**

Relatório submetido como requisito parcial para obtenção  
do grau de Engenheiro Mecânico.

**Banca Examinadora**

Prof. Rita de Cássia Silva, UnB/ FGA \_\_\_\_\_  
(Orientador)

Prof. Alberto Carlos. G. Castro. Diniz, UnB/ ENM \_\_\_\_\_  
(Coorientador)

Prof. Marcus Vinicius Girão de Moraes UnB/ ENM \_\_\_\_\_

Prof. Walter de Britto Vidal Filho UnB/ ENM \_\_\_\_\_

Brasília, 27 de Novembro de 2015

---

## RESUMO

O presente trabalho apresenta o estudo da Dinâmica Transversal Veicular sob uma abordagem numérica. A primeira etapa deste estudo dedica-se ao entendimento teórico e aos principais parâmetros de influência dos veículos em curvas. Em seguida, avaliam-se as alterações individuais desses parâmetros por meio da simulação numérica de um veículo em uma curva sob regime permanente. Para isso, utiliza-se o software comercial CarSim®. Por fim, propõe-se a alteração dos parâmetros visando à diminuição do subesterço.

---

## ABSTRACT

This paper presents the study of the Vehicle Transverse Dynamics using a numerical approach. The first step of this study is dedicated to the theoretical understanding and the main influence parameters of vehicles on turns. Then we evaluate the individual changes in these parameters with the numerical simulation of a vehicle on a steady state turn. For this, it uses commercial software CarSim®. Finally, it proposes changing the parameters in order to reduce the understeer.

# SUMÁRIO

<b>1</b>	<b>INTRODUÇÃO</b> .....	<b>1</b>
1.1	CONTEXTUALIZAÇÃO .....	1
1.2	MOTIVAÇÃO.....	1
1.3	JUSTIFICATIVA.....	1
1.4	OBJETIVO.....	1
<b>2</b>	<b>COMPORTAMENTO DE VEÍCULOS EM CURVAS: ABORDAGEM TEÓRICA E PARÂMETROS DE INFLUÊNCIA</b> .....	<b>2</b>
2.1	DINÂMICA DE UM VEÍCULO SEGUNDO DEFINIÇÃO DA SAE.....	2
2.2	INFLUÊNCIAS DOS PNEUS NO COMPORTAMENTO EM CURVA DE UM VEÍCULO .....	3
2.3	INFLUÊNCIA DO TIPO DE SUSPENSÃO E SEUS PARÂMETROS.....	7
<b>3</b>	<b>CONTORNO DE CURVAS EM REGIME PERMANENTE</b> .....	<b>15</b>
3.1	CURVAS EM BAIXA VELOCIDADE .....	15
3.2	CURVAS EM ALTA VELOCIDADE .....	16
3.3	EFEITOS DA SUSPENSÃO EM CURVAS .....	21
3.4	MÉTODO EXPERIMENTAL DO GRADIENTE DE SUBESTERÇO.....	26
<b>4</b>	<b>SIMULAÇÃO NUMÉRICA DE UM VEÍCULO EM CURVA</b> .....	<b>28</b>
4.1	TUTORIAL DA SIMULAÇÃO .....	28
4.2	O PROCEDIMENTO ISO 4138.....	33
4.3	PREPARAÇÃO DAS SIMULAÇÕES .....	35
4.4	RESULTADOS .....	36
<b>5</b>	<b>PROPOSIÇÃO DE PARÂMETROS VISANDO A DIMINUIÇÃO DO SUBESTERÇO</b> <b>46</b>	
5.1	ESTUDO DE CASO.....	46
5.2	CONFIGURAÇÃO DO VEÍCULO .....	48
5.3	RESULTADOS .....	48
5.4	DISCUSSÕES .....	50
<b>6</b>	<b>CONCLUSÕES</b> .....	<b>51</b>
<b>7</b>	<b>REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS</b> .....	<b>52</b>
<b>8</b>	<b>ANEXO I</b> .....	<b>53</b>
8.1	GRÁFICOS .....	53
8.2	RESULTADOS DAS SIMULAÇÕES PARA AS BARRAS ESTABILIZADORAS MENOS RÍGIDAS .....	53
8.3	RESULTADOS DAS SIMULAÇÕES PARA AS MOLAS MENOS RÍGIDAS .....	54
8.4	RESULTADO DAS SIMULAÇÕES PARA CAMBAGENS POSITIVAS.....	55
8.5	RESULTADO DAS SIMULAÇÕES PARA CONVERGÊNCIAS MAIORES .....	56
<b>9</b>	<b>ANEXOII</b> .....	<b>58</b>
9.1	GRÁFICOS .....	58

# LISTA DE FIGURAS

FIGURA 2.1 SISTEMA DE COORDENADAS ORTOGONAIS CONVENCIONADO PELA SAE (GILLESPIE, 1992)	2
FIGURA 2.2 SISTEMA DE EIXOS SEGUINDO A NORMA SAE (GILLESPIE, 1992)	3
FIGURA 2.3 DISTRIBUIÇÃO DE PRESSÃO PARA UM PNEU EM MOVIMENTO (GILLESPIE, 1992)	4
FIGURA 2.4 MECANISMOS DE INTERAÇÃO ENTRE PNEU E ESTRADA (GILLESPIE, 1992)	4
FIGURA 2.5 DEFORMAÇÃO DO PNEU SOB A ATUAÇÃO DE FORÇA LATERAL (GILLESPIE, 1992)	5
FIGURA 2.6 DIAGRAMA DE COMPORTAMENTO DO PNEU EM TERMOS $F_y$ , $F_z$ E $A$ (NICOLAZZI, 2012)	6
FIGURA 2.7 VARIAÇÃO DE $F_y$ EM FUNÇÃO DE $F_z$ PARA UM MESMO ÂNGULO DE DERIVA OU DE ESCORREGAMENTO DO PNEU (NICOLAZZI, 2012)	6
FIGURA 2.8 VARIAÇÃO DA RIGIDEZ LATERAL DO PNEU (GILLESPIE, 1992)	7
FIGURA 2.9 EXEMPLO DE SUSPENSÃO TIPO DUPLO A (TORRES, 2011)	7
FIGURA 2.10 DEFINIÇÕES DOS CENTROS E EIXO DE ROLAMENTO (GILLESPIE, 1992)	8
FIGURA 2.11 VEÍCULO SOB ROLAGEM ( <i>BEST CARS WEB SITE</i> )	8
FIGURA 2.12 ANÁLISE DO CENTRO DE ROLAMENTO DE UMA SUSPENSÃO INDEPENDENTE (GILLESPIE, 1992)	9
FIGURA 2.13 BARRA ESTABILIZADORA EM SUSPENSÃO MCPHERSON (MÁXIMO, 2002)	10
FIGURA 2.14 ÂNGULO DE CAMBER (MILLIKEN E MILLIKEN, 1995)	11
FIGURA 2.15 CAMBAGEM POSITIVA PARA A RODA EXTERNA À CURVA (NICOLAZZI, 2012)	11
FIGURA 2.16 VARIAÇÃO DA CAMBAGEM DA RODA EM FUNÇÃO DO CURSO DA SUSPENSÃO ( $S$ ) (" $S$ " POSITIVO: COMPRESSÃO, " $S$ " NEGATIVO: EXTENSÃO) (NICOLAZZI, 2012)	12
FIGURA 2.17 CONVERGÊNCIA DAS RODAS (NICOLAZZI, 2012)	12
FIGURA 2.18 CONVERGÊNCIA DAS RODAS (NICOLAZZI, 2012)	13
FIGURA 2.19 CORREÇÃO DO COMPORTAMENTO SUBESTERÇANTE EM CURVAS COM A VARIAÇÃO DA CONVERGÊNCIA (NICOLAZZI, 2012)	13
FIGURA 2.20 CORREÇÃO DO COMPORTAMENTO SOBRESTERÇANTE EM CURVAS COM A VARIAÇÃO DA CONVERGÊNCIA (NICOLAZZI, 2012)	13
FIGURA 2.21 ÂNGULO DE CASTER (PUHN, 1976)	14
FIGURA 3.1 GEOMETRIA DE UM VEÍCULO EM CURVA (GILLESPIE, 1992)	15
FIGURA 3.2 MODELO DE BICICLETA (GILLESPIE, 1992)	17
FIGURA 3.3 TRAJETÓRIA DE CURVA DE UM VEÍCULO NEUTRO "1", SUBESTERÇANTE "3" E SOBRESTERÇANTE "2" (NICOLAZZI, 2012)	19
FIGURA 3.4 MUDANÇA DO ÂNGULO DE ESTERÇAMENTO COM A VELOCIDADE (GILLESPIE, 1992)	20
FIGURA 3.5 ANÁLISE DE FORÇAS DE UM VEÍCULO EM CURVA (GILLESPIE, 1992)	21
FIGURA 3.6 ANÁLISE DE FORÇAS EM UM VEÍCULO SOB ROLAGEM (GILLESPIE, 1992)	22

FIGURA 3.7 MUDANÇA DE CAMBER (GILLESPIE, 1992).....	24
FIGURA 3.8 EXEMPLO DE MEDIÇÃO DO GRADIENTE DE SUBESTERÇO PELO MÉTODO DO RAIO CONSTANTE (GILLESPIE, 1992).....	27
FIGURA 4.1 TELA CARACTERÍSTICA DE ENTRADA DE DADOS DO CARSIM®.....	28
FIGURA 4.2 TELA DE CRIAÇÃO DE UM NOVO VEÍCULO NO CARSIM®.....	29
FIGURA 4.3 JANELA COM TODOS OS SUBSISTEMAS DO VEÍCULO CRIADO NO CARSIM® .....	29
FIGURA 4.4 TELA COM OS PARÂMETROS DA MASSA SUSPensa NO CARSIM® .....	30
FIGURA 4.5 JANELA COM OS PARÂMETROS DA SUSPENSÃO DIANTEIRA NO CARSIM® .....	30
FIGURA 4.6 JANELA COM OS PARÂMETROS DA SUSPENSÃO TRASEIRA NO CARSIM®.....	31
FIGURA 4.7 JANELA COM OS PARÂMETROS DOS PNEUS NO CARSIM®.....	32
FIGURA 4.8 JANELA COM OS PARÂMETROS DO SISTEMA DE DIREÇÃO NO NO CARSIM® .....	32
FIGURA 4.9 JANELA COM OS PARÂMETROS DO COMPLIANCE DIANTEIRO NO CARSIM® .....	33
FIGURA 4.10 JANELA COM OS PARÂMETROS DO COMPLIANCE TRASEIRO NO CARSIM® .....	33
FIGURA 4.11 TELA INICIAL DE TESTE PARA O VEÍCULO CRIADO NO CARSIM® .....	34
FIGURA 4.12 TELA COM AS ABAS DOS PARÂMETROS DO TESTE A SER FEITO NO CARSIM® .....	34
FIGURA 4.13 REPRESENTAÇÃO DOS PNEUS (L1: DIANTEIRO ESQUERDO, R1: DIANTEIRO DIREITO; L2: TRASEIRO ESQUERDO, R2: TRASEIRO DIREITO) .....	36
FIGURA 4.14 ANIMAÇÃO DO TESTE EM CIRCUITO DE RAIO CONSTANTE (SKID PAD).....	36
FIGURA 4.15 GRÁFICO COM A VARIAÇÃO DA FORÇA NORMAL .....	37
FIGURA 4.16. GRÁFICO DO ÂNGULO DO VOLANTE .....	38
FIGURA 4.17 GRÁFICO DO ÂNGULO DE ROLAGEM.....	38
FIGURA 4.18 GRÁFICO COM A VARIAÇÃO DA FORÇA NORMAL .....	39
FIGURA 4.19 GRÁFICO DO ÂNGULO DO VOLANTE .....	40
FIGURA 4.20 GRÁFICO DO GANHO DE ACELERAÇÃO LATERAL .....	40
FIGURA 4.21 GRÁFICO COM A VARIAÇÃO DA FORÇA NORMAL .....	41
FIGURA 4.22 GRÁFICO DO ÂNGULO DO VOLANTE .....	41
FIGURA 4.23 GRÁFICO DO ÂNGULO DE ROLAGEM.....	42
FIGURA 4.24 GRÁFICO COM A VARIAÇÃO DA FORÇA NORMAL .....	42
FIGURA 4.25 GRÁFICO DO ÂNGULO DO VOLANTE .....	43
FIGURA 4.26 GRÁFICO DO ÂNGULO DE ROLAGEM.....	43
FIGURA 4.27GRÁFICO COM A VARIAÇÃO DA FORÇA NORMAL .....	44
FIGURA 4.28 GRÁFICO DO ÂNGULO DO VOLANTE .....	44
FIGURA 4.29 GRÁFICO DO ÂNGULO DE ROLAGEM.....	45
FIGURA 5.1. DIAGRAMA DO PROCESSO DE ESCOLHA DOS PARÂMETROS DO VEÍCULO PROPOSTO .....	47
FIGURA 5.2 GRÁFICO COM A VARIAÇÃO DA FORÇA NORMAL .....	49
FIGURA 5.3 GRÁFICO DO ÂNGULO DO VOLANTE .....	49
FIGURA 5.4 GRÁFICO DO ÂNGULO DE ROLAGEM.....	50
FIGURA 8.1GRÁFICO COM A VARIAÇÃO DA FORÇA NORMAL .....	53

FIGURA 8.2 GRÁFICO DO ÂNGULO DO VOLANTE.....	53
FIGURA 8.3 GRÁFICO DO ÂNGULO DE ROLAGEM.....	54
FIGURA 8.4 GRÁFICO COM A VARIAÇÃO DA FORÇA NORMAL .....	54
FIGURA 8.5 GRÁFICO DO ÂNGULO DO VOLANTE.....	54
FIGURA 8.6 GRÁFICO DO ÂNGULO DE ROLAGEM.....	55
FIGURA 8.7 GRÁFICO COM A VARIAÇÃO DA FORÇA NORMAL .....	55
FIGURA 8.8 GRÁFICO DO ÂNGULO DO VOLANTE.....	55
FIGURA 8.9 GRÁFICO DO ÂNGULO DE ROLAGEM.....	56
FIGURA 8.10 GRÁFICO COM A VARIAÇÃO DA FORÇA NORMAL .....	56
FIGURA 8.11 GRÁFICO DO ÂNGULO DO VOLANTE.....	56
FIGURA 8.12 GRÁFICO DO ÂNGULO DE ROLAGEM.....	57
FIGURA 9.1 GRÁFICO COM A VARIAÇÃO DA FORÇA NORMAL .....	58
FIGURA 9.2 GRÁFICO DO ÂNGULO DO VOLANTE.....	58
FIGURA 9.3 GRÁFICO DO ÂNGULO DE ROLAGEM.....	59
FIGURA 9.4 GRÁFICO COM A VARIAÇÃO DA FORÇA NORMAL .....	59
FIGURA 9.5 GRÁFICO DO ÂNGULO DO VOLANTE.....	59
FIGURA 9.6 GRÁFICO DO ÂNGULO DE ROLAGEM.....	60
FIGURA 9.7 GRÁFICO COM A VARIAÇÃO DA FORÇA NORMAL .....	60
FIGURA 9.8 GRÁFICO DO ÂNGULO DO VOLANTE.....	61
FIGURA 9.9 GRÁFICO DO ÂNGULO DE ROLAGEM.....	61
FIGURA 9.10 GRÁFICO COM A VARIAÇÃO DA FORÇA NORMAL .....	61
FIGURA 9.11 GRÁFICO DO ÂNGULO DO VOLANTE.....	62
FIGURA 9.12 GRÁFICO DO ÂNGULO DE ROLAGEM.....	62
FIGURA 9.13 GRÁFICO COM A VARIAÇÃO DA FORÇA NORMAL .....	62
FIGURA 9.14 GRÁFICO DO ÂNGULO DO VOLANTE.....	63
FIGURA 9.15 GRÁFICO DO ÂNGULO DE ROLAGEM.....	63

# LISTA DE TABELAS

TABELA 3.1. FORÇA LATERAL PARA DIFERENTES TRANSFERÊNCIAS DE CARGA LATERAL (NICOLAZZI, 2012).....	23
TABELA 4.1. VALORES DA RIGIDEZ DA BARRA ESTABILIZADORA.....	37
TABELA 4.2 DIMENSÕES DOS PNEUMÁTICOS .....	39
TABELA 4.3 VALOR DA RIGIDEZ PARA MOLA.....	40
TABELA 4.4 VALOR DO ÂNGULO DE CAMBAGEM.....	42
TABELA 4.5 VALOR DO ÂNGULO DE CONVERGÊNCIA .....	44
TABELA 5.1 SIMULAÇÕES COM AS ETAPAS DE SELEÇÃO DOS MELHORES PARÂMETROS. ....	48



# 1 INTRODUÇÃO

## 1.1 CONTEXTUALIZAÇÃO

Um dos grandes estudos referentes aos automóveis situa-se em como o veículo se comporta em curvas. Nelas, motoristas tentam contorná-las em segurança e pilotos juntamente com engenheiros são desafiados a superá-las com a velocidade mais alta. Com esse intuito, a indústria automobilística tem se utilizado de modelos computacionais que se se aproximam de modelos reais na análise do comportamento dinâmico, diminuindo assim o período de testes e os custos. Mas apesar disso, o usuário comum muitas vezes se depara com comportamentos indesejados decorrentes das alterações voluntárias de elementos (pneus, barras estabilizadoras e molas) realizadas de maneira equivocada. Ou também, das alterações involuntárias provocadas pelas condições de pista (buracos e guias) na geometria do alinhamento da suspensão.

## 1.2 MOTIVAÇÃO

O que se busca em um veículo de passeio é a melhor dirigibilidade possível. Para isso, estudam-se os principais parâmetros que influenciam esse aspecto na dinâmica transversal veicular. Como o usuário comum pode alterar vários desses parâmetros, o motivo desse trabalho é entender como essas ações podem favorecer ou não a dirigibilidade.

## 1.3 JUSTIFICATIVA

As condições adversas do veículo constantemente causam acidentes. Desses, grande parte são resultantes de parâmetros que interferem na aderência do pneu com a pista, prejudicando a dirigibilidade. Por isso, pode-se compreender a importância de se conseguir estabelecer de forma antecipada, o comportamento esperado do automóvel. Nesse sentido, serão realizadas simulações numéricas com modificações nesses fatores com o fim de verificar o impacto na dirigibilidade.

## 1.4 OBJETIVO

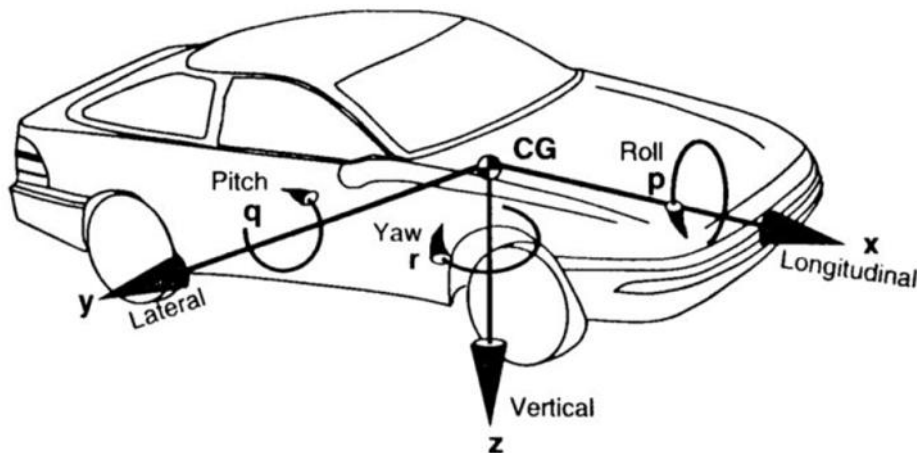
O presente projeto utiliza o software comercial CarSim® para entender o efeito das alterações dos principais parâmetros de influência na dinâmica de um veículo em curva sob regime permanente. Por fim, serão propostos parâmetros visando à diminuição do subesterço típico de automóveis de passeio.

## 2 COMPORTAMENTO DE VEÍCULOS EM CURVAS: ABORDAGEM TEÓRICA E PARÂMETROS DE INFLUÊNCIA

### 2.1 DINÂMICA DE UM VEÍCULO SEGUNDO DEFINIÇÃO DA SAE

Segundo (Gillespie, 1992) a dinâmica veicular nada mais é do que o estudo do comportamento dinâmico do veículo de acordo com as forças impostas a ele, tais como as provenientes dos pneus, gravidade e da aerodinâmica. Nela, o veículo e seus componentes são estudados de forma a determinar quais forças serão produzidas a partir dessas fontes em determinadas manobras ou condições de testes e como ele responderá a essas forças. Para isso, torna-se fundamental uma rigorosa modelagem dos sistemas e convenções que serão usadas para descrever os movimentos.

Os movimentos do veículo são definidos com referência a um sistema de coordenadas ortogonais fixa ao CG do veículo e pela convenção da “*Society of Automotive Engineers*” (SAE). Essas coordenadas são apresentadas na Fig. (2.1).



**Figura 2.1** Sistema de coordenadas ortogonais convencionado pela SAE (Gillespie, 1992)

A dinâmica longitudinal trata do comportamento veicular na direção longitudinal (eixo x). Como aborda questões referentes à aceleração e a frenagem, os sistemas a serem estudados geralmente são: motor, caixa de marcha, aerodinâmica, freios, suspensão e pneu.

A dinâmica vertical trata do comportamento em relação às excitações na direção perpendicular (eixo z). Seu estudo geralmente abrange os efeitos referentes ao conforto dos passageiros. Para isso, podem-se estudar as vibrações provenientes da suspensão, motor, rodas e o pavimento.

Neste trabalho, a dinâmica lateral é a dinâmica a ser abordada. Nela, procura-se entender o comportamento do veículo em relação às forças que atuam na direção transversal (eixo y). Para isso, os aspectos principais a serem estudados são os referentes aos sistemas de pneu e suspensão.

O presente trabalho propõe o estudo da dinâmica transversal veicular sob uma abordagem numérica. Neste contexto, os itens a seguir abordam os principais componentes atuantes nessa dinâmica, bem como alguns de seus parâmetros.

## 2.2 INFLUÊNCIAS DOS PNEUS NO COMPORTAMENTO EM CURVA DE UM VEÍCULO

Um componente de importância fundamental para o desempenho do veículo é o pneu. Por representar o único ponto de contato entre o veículo e o pavimento, tal requer grande trabalho de engenharia especializada para atender diferentes condições exigidas na dinâmica do veículo. Assim, toda a capacidade de frenagem, aceleração e contorno de curva tem que ser obtida a partir das quatro pequenas áreas de contato entre o pneu e a pista, não importando quanta tecnologia o veículo carrega. Para (Gillespie, 1992), as três funções básicas do pneu são:

1. Suportar cargas verticais, enquanto amortece os choques do pavimento;
2. Desenvolver forças longitudinais na aceleração e frenagem;
3. Desenvolver forças laterais nas curvas.

Para facilitar a descrição das forças, momentos e das condições de operação de um pneu, a SAE definiu o sistema de eixos como mostrado na Fig. (2.1). O eixo X é tido como a interseção do plano da roda (*Wheel plane*) com o plano do pavimento (plano horizontal na figura), numa direção positiva orientada para frente do automóvel. O eixo Y está situado no plano do pavimento e à direita. O eixo Z é perpendicular ao plano do pavimento com a direção positiva situada para baixo.

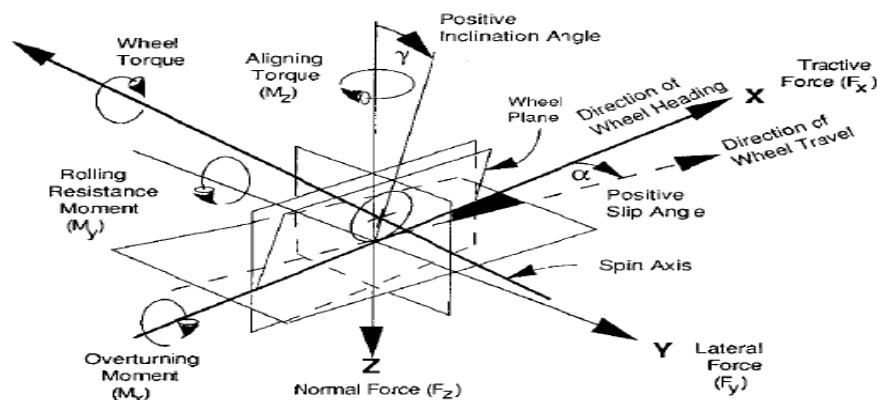
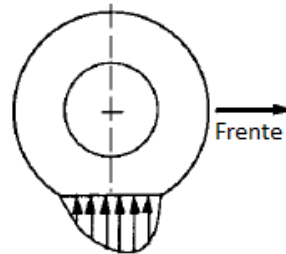


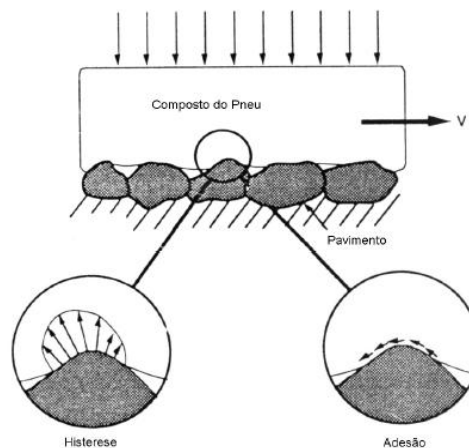
Figura 2.2 Sistema de eixos seguindo a norma SAE (Gillespie, 1992)

De acordo com (Gillespie , 1992), as forças em um pneu não são aplicadas em um ponto, mas sim numa área de contato. A distribuição de pressão na superfície de contato não é uniforme e pode variar nas direções X e Y. Quando o pneu rola, as forças não são simétricas no eixo y, e tendem a ser maior na região frontal do pneu conforme mostra a Fig. (2.3).



**Figura 2.3 Distribuição de pressão para um pneu em movimento (Gillespie, 1992)**

Os mecanismos responsáveis por gerar forças de atrito no pneu são a adesão e a histerese, Fig. (2.4). A primeira está relacionada com a interação intermolecular entre a borracha e as partículas agregadas junto ao solo. Já a segunda representa a perda de energia da borracha provocada pela deformação da borracha do pneu junto à superfície da estrada. Como exemplo, é comum o uso de pneus com banda de rodagem de alta histerese para competições automobilísticas, pois permite que o pneu tenha grande aderência. Porém, esse tipo de composto possui um elevado desgaste devido à grande geração de calor.

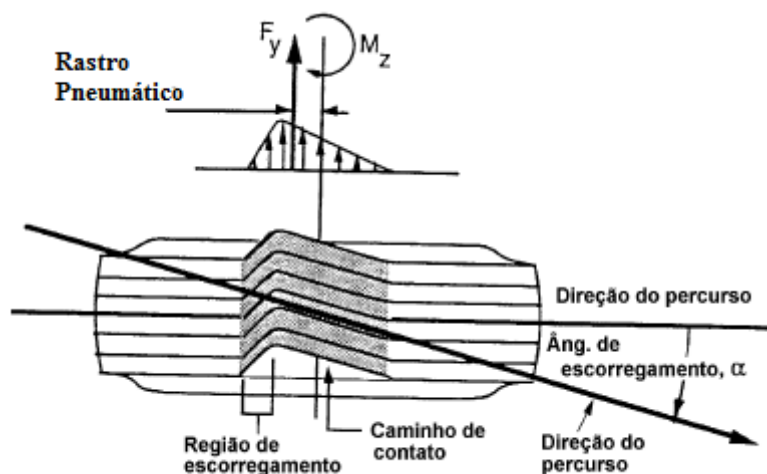


**Figura 2.4 Mecanismos de interação entre pneu e estrada (Gillespie, 1992)**

Os pneus são corpos visco elásticos que se deformam quando submetidos a forças laterais, as quais podem ocorrer devido à realização de curvas, mudanças de direção e inclinações da pista. Caso os pneus fossem tratados como lateralmente rígidos, essas forças não teriam influência alguma no movimento do veículo, desde que o valor dessas forças não ultrapassasse o limite imposto pelo atrito.

Quando o pneu é submetido a uma força lateral ele tende a desviar para o lado dela. Um ângulo definido como “ângulo de escorregamento ou ângulo de deriva  $\alpha$ ” é formado entre a direção do eixo

assumido pelo plano longitudinal da roda e a direção de deslocamento desse pneu, conforme ilustrado na Fig. (2.5).



**Figura 2.5** Deformação do pneu sob a atuação de força lateral (Gillespie, 1992)

O quociente entre a força lateral e o ângulo de escorregamento é definido como a rigidez lateral do pneu. As forças laterais geradas pelos pneus, segundo (Gillespie, 1992), obedecem à Eq. (1):

$$F_y = C_\alpha \cdot \alpha \quad (1)$$

Sendo:

$F_y$ : força lateral gerada pelo pneu;

$C_\alpha$ : rigidez lateral do pneu;

$\alpha$ : ângulo de escorregamento do pneu.

A figura (2.5) mostra que a força lateral resultante no pneu,  $F_y$ , age em um ponto atrás do seu centro geométrico. À distância a esse ponto é denominada rastro pneumático. Por convenção da SAE, determina-se o torque de alinhamento,  $M_z$ , como sendo a força lateral multiplicada por essa distância. Como será visto na seção 3.3.5, esse torque tem efeito no esterçamento veicular.

Existem diversos fatores que interferem no valor da rigidez lateral de um pneu. Podem-se citar como os mais importantes as características construtivas, os materiais da banda de rodagem, a força normal, a pressão de enchimento, a largura do pneu, o perfil, dentre outros. A força normal, sobre um pneu com as mesmas características construtivas, é o fator que interfere de forma mais significativa na rigidez lateral e, sendo assim, no desempenho de veículos em manobras de curva (Gillespie, 1992).

## 2.2.1 Carga sobre o pneu

A Figura 2.6, abaixo, demonstra a maneira usual de representação das forças laterais graficamente. Nela é representada a variação da força lateral para um ângulo de deriva constante.

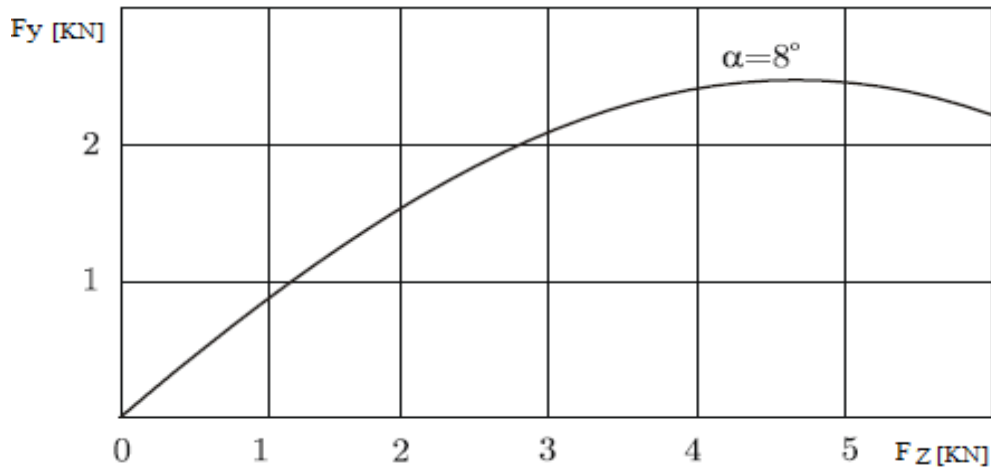


Figura 2.6 Diagrama de comportamento do pneu em termos  $F_y$ ,  $F_z$  e  $\alpha$  (Nicolazzi, 2012)

A Figura (2.7) mostra que quando o valor da carga normal  $F_z$  aumenta o valor de  $F_y$  também é aumentado, mas não de maneira proporcional. Esta não proporcionalidade é de grande importância para a análise de um veículo em curva. A figura (2.8) traz a grande influência exercida pela dimensão do pneumático em sua rigidez lateral.

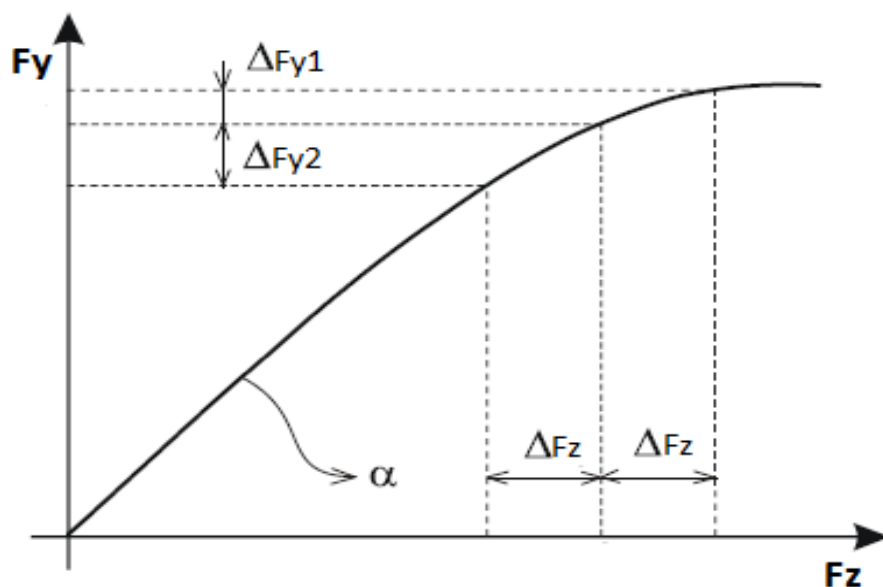


Figura 2.7 Variação de  $F_y$  em função de  $F_z$  para um mesmo ângulo de deriva ou de escorregamento do pneu (Nicolazzi, 2012)

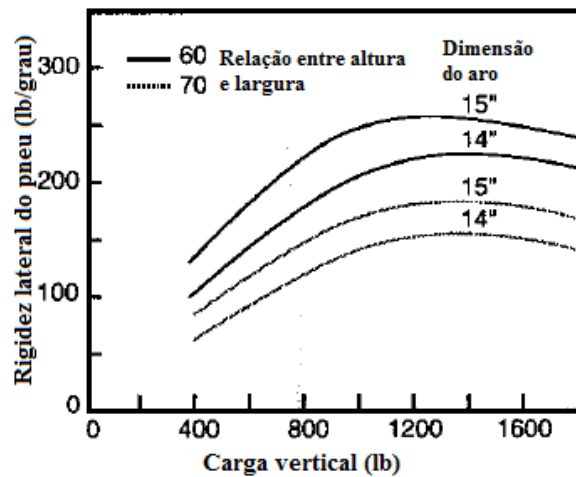


Figura 2.8 Variação da rigidez lateral do pneu (Gillespie, 1992)

### 2.3 INFLUÊNCIA DO TIPO DE SUSPENSÃO E SEUS PARÂMETROS

A suspensão Fig. (2.9) tem como objetivo principal isolar a massa suspensa de perturbações geradas por irregularidades da pista e amenizar a transmissão dos esforços decorrentes de manobras, proporcionando conforto e segurança aos ocupantes do veículo. Segundo (Gillespie, 1992), as suas funções principais são:

- Suportar as forças de reação impostas pelos pneus, ou seja, transmitir aceleração e suportar frenagens longitudinais e forças laterais (curvas);
- Permitir a movimentação vertical das rodas ao longo do percurso, isolando o chassi das imperfeições do solo;
- Suportar os efeitos de rolamento lateral do chassi ou monobloco;
- Manter os pneus em contato com o solo, com as menores variações de cargas possíveis.
- Manter as rodas nos seus ângulos característicos previstos, seja estática ou dinamicamente, executando manobras de mudança de direção e curvas.

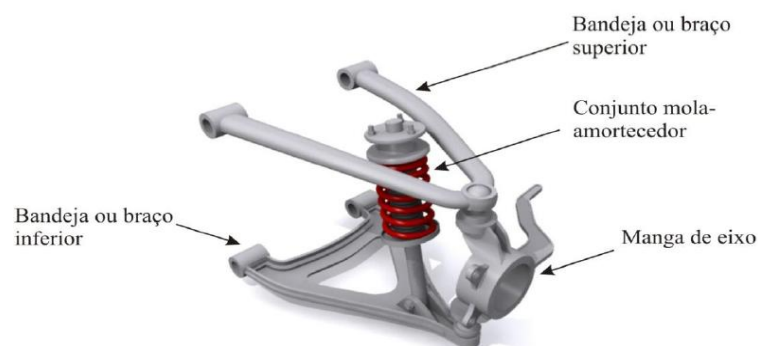
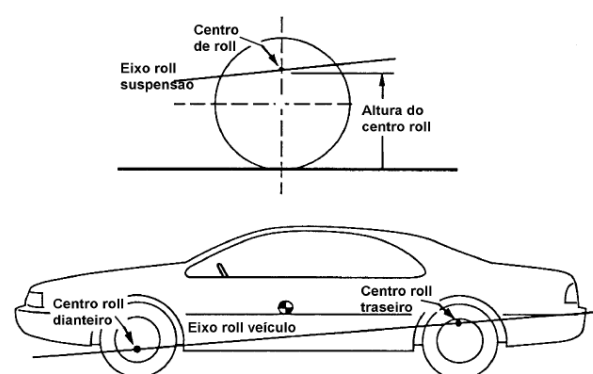


Figura 2.9 Exemplo de suspensão tipo duplo A (Torres, 2011)

### 2.3.1 Centro de Rolamento

O centro de rolamento é o ponto onde os esforços laterais desenvolvidos nas rodas são transmitidos para a massa suspensa. Esse ponto afeta o comportamento das massas suspensa e não suspensa, e tem influência direta no comportamento do veículo em curvas. O centro de rolamento é característica de cada suspensão e é definido como o ponto no plano transversal vertical onde as forças laterais podem ser aplicadas à massa suspensa sem produzir rolagem na suspensão. Isto se deve ao fato que o veículo, quando em movimento, tem a localização desse ponto alterada em decorrência das alterações cinemáticas da suspensão. A altura do centro de rolamento é definida como sendo a sua distância em relação ao pavimento. A reta que liga os centros de rolamento da suspensão dianteira ao da suspensão traseira é chamada de eixo de rolamento, Fig. (2.10). Em torno desse eixo que a carroceria irá rotacionar.



**Figura 2.10 Definições dos centros e eixo de rolamento (Gillespie, 1992)**

Quando um carro contorna uma curva Fig. (2.11), a ação da força centrífuga faz com que atue um momento definido como momento de rolagem ou de rolamento que tende a incliná-lo lateralmente e que depende da altura do centro de gravidade (CG).



**Figura 2.11 Veículo sob rolagem (Best Cars Web Site)**

O CG geralmente é acima do eixo de rolamento nos veículos convencionais. Essa distância é importante, pois a força centrífuga que atua no CG da massa suspensa provoca um torque (ou momento) proporcional a essa distância, sobre o eixo. Para um comportamento mais neutro é



recomendado que o eixo de rolamento seja o mais paralelo possível ao solo para que não haja grande diferença na transferência de carga entre os eixos dianteiro e traseiro.

### 2.3.1.1 Centro de rolamento de uma suspensão independente

Considerando a suspensão independente Duplo A da Fig. (2.12), o ponto A situado no lado direito é tido, virtualmente, como o ponto em que a articulação da suspensão do lado esquerdo gira, estando presa virtualmente a este ponto. Além disso, pode-se considerar o ponto C do contato do pneu conectado virtualmente por meio de um braço oscilante a esse ponto.

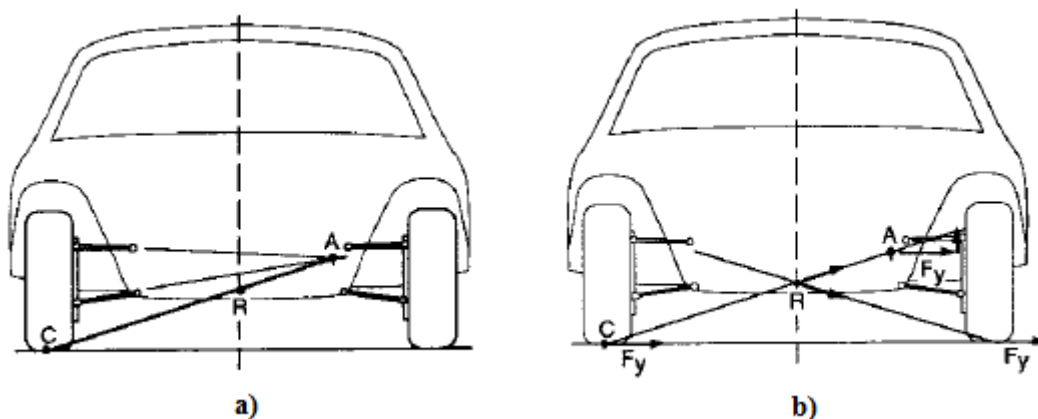


Figura 2.12 Análise do centro de rolamento de uma suspensão independente (Gillespie, 1992)

O procedimento para encontrar o centro de rolamento de uma suspensão independente consiste em:

Encontrar o ponto virtual de reação das articulações da suspensão (ponto A), item a da Fig. (2.12).

Traçar uma linha entre a parte de contato do pneu (centro) com o pavimento até o ponto virtual A, item a da Fig. (2.12).

O ponto em que o prolongamento das linhas de ambos os lados se cruzam no centro do carro, visto de frente, é considerado o centro de rolamento, item b da Fig. (2.12).

### 2.3.2 Molas

As molas são definidas como elementos de máquinas eficientes para armazenar energia mecânica, por serem corpos elásticos de união entre as partes móveis da suspensão. Elas fazem a ligação entre a massa suspensa e não suspensa do veículo. Dessa forma, têm a finalidade de manter o pneu em contato com a pista e filtrar as irregularidades do pavimento, proporcionando um nível adequado de conforto aos passageiros. Geralmente elas trabalham à compressão e obedecem à lei de Hooke, com as deformações proporcionais ao esforço aplicado dentro do regime elástico. Com relação à rigidez, elas devem ser suficientemente rígidas para não permitir sua total compressão ou distensão em grandes

elevações ou depressões. Contudo, devem ser suficientemente macias para manter o contato do pneu com a pista em superfícies irregulares. A rigidez da mola é quantificada pela razão da mola, que é a intensidade da força (N) necessária para defletir a mola em 1mm.

A escolha da rigidez das molas varia em função do objetivo do veículo, sendo comumente menor para veículos de passeio e maior em veículos esportivos.

### 2.3.3 Barras estabilizadoras

A barra estabilizadora, Fig.(2.13) tem a função precípua de reduzir a inclinação da carroceria em acréscimo à resistência a rolagem das molas. A maior parte dos automóveis possui uma barra estabilizadora dianteira, e quase todos os automóveis esportivos têm barras dianteira e traseira. Elas são conectadas aos lados direito e esquerdo da suspensão e não interferem nas movimentações simétricas dela.

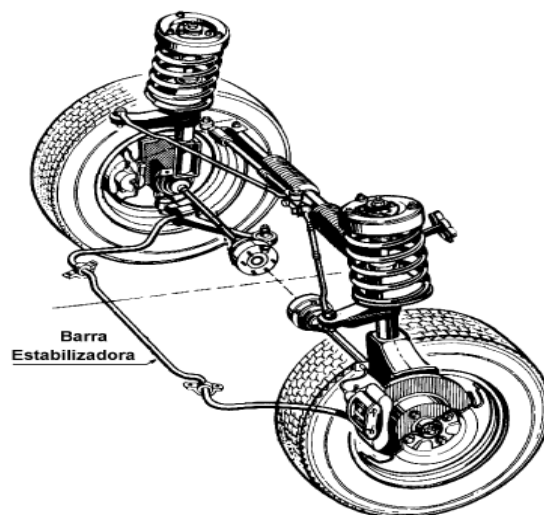
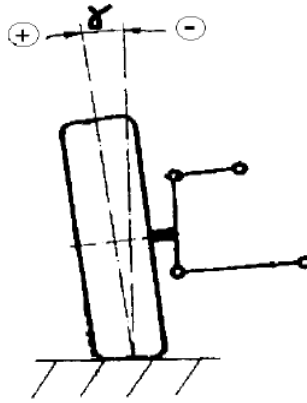


Figura 2.13 Barra estabilizadora em suspensão McPherson (Máximo, 2002)

### 2.3.4 Geometria do alinhamento

#### 2.3.4.1 Camber

A Cambagem é o ângulo de inclinação do plano da roda com a vertical, Fig. (2.14). É positiva quando a parte superior da roda se inclina para fora do veículo. Para dentro, é negativa. Um pneu irá ter aderência máxima quando ele estiver perpendicular ao solo. Quando o pneu está perpendicular ao solo, sua área de contato é maior que quando ele estiver em qualquer outro ângulo.

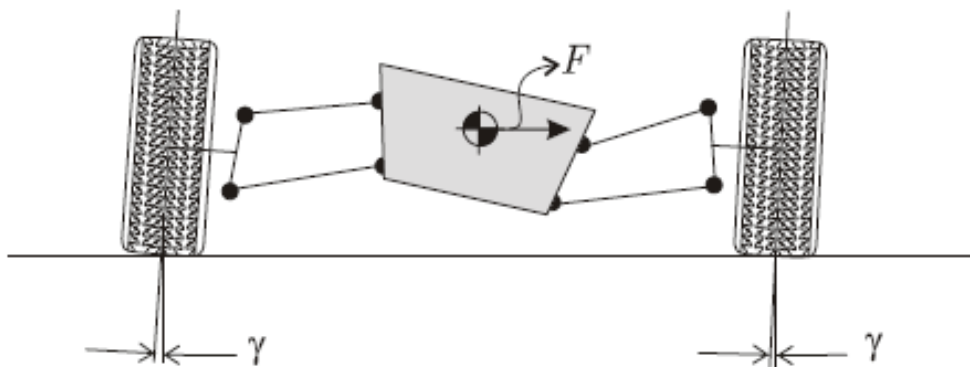


**Figura 2.14** Ângulo de camber (Milliken e Milliken, 1995)

Uma cambagem com valores ligeiramente positivos é recomendada, devido à leve convexidade das pistas, a fim de diminuir a resistência ao rolamento e aumentar a vida útil do pneu.

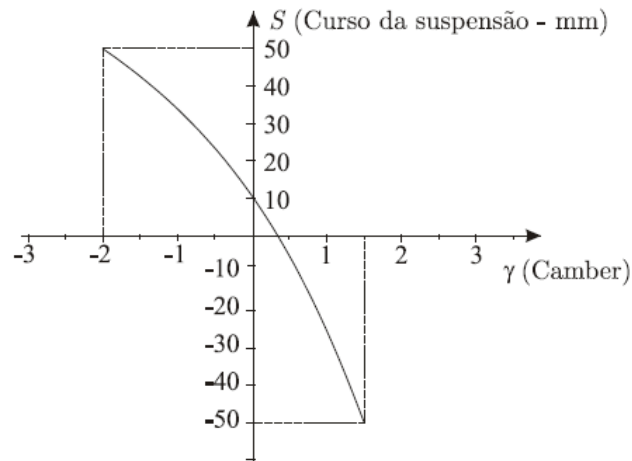
A maior frequência de valores usados para *camber* situam-se entre  $0^\circ$  e  $1^\circ$ . Em veículos esportivos, é possível encontrar *camber* negativo nas rodas dianteiras com o intuito de melhorar o comportamento em curvas, pois a capacidade de absorver esforços laterais é aumentada e, conseqüentemente, fazer curvas com maior velocidade.

O ângulo de camber também sofre alterações cinemáticas em função dos movimentos verticais de compressão e extensão da suspensão. Uma desvantagem da suspensão independente é que, em curvas, as rodas inclinam juntamente com a carroceria e, com isso, a roda externa tende a ficar com um camber positivo maior Fig. (2.15).



**Figura 2.15** Cambagem positiva para a roda externa à curva (Nicolazzi, 2012)

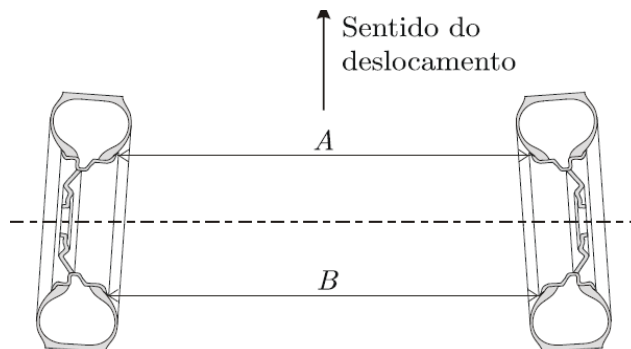
Como essa roda é a mais exigida, uma diminuição de sua capacidade de absorção das forças laterais não é favorável. Para compensar esse efeito durante o rolamento, a suspensão é projetada de modo que as rodas tenham mais *camber* negativo durante a compressão e mais *camber* positivo durante a extensão Fig. (2.16).



**Figura 2.16** Variação da cambagem da roda em função do curso da suspensão (S) ("S" positivo: compressão, "S" negativo: extensão) (Nicolazzi, 2012)

### 2.3.4.2 CONVERGÊNCIA

A convergência, segundo a DIN 70020; é a diferença medida entre os aros, na altura dos centros das rodas quando em posição de linha reta em mm,  $C=B-A$ ; Fig. (2.17). Caso a parte mais à frente das rodas se direcionem em direção ao eixo longitudinal central do veículo há convergência positiva (*toe-in*), se elas se encontram mais afastadas há convergência negativa (*toe-out*).



**Figura 2.17** Convergência das rodas (Nicolazzi, 2012)

O menor desgaste e resistência ao rolamento ocorrem, quando a roda se desloca em linha reta, ou seja, convergência igual à zero. Entretanto, no rolamento, atua uma força de resistência que produzirá um momento o qual será absorvido pelos braços da direção. Essa força atua no centro da área de contato dos pneus e alteram a convergência. Então, para permanecerem em linha reta quando em movimento são necessários ajustes de convergência para quando paradas.

Nos veículos de tração dianteira, as forças de tração direcionam-se de trás para frente e a convergência deve ser negativa, ou seja, divergente. Para o eixo não motriz, a única força que atua é a de resistência ao rolamento direcionada de frente para trás, sendo necessária assim uma convergência positiva.

A variação da convergência com o curso vertical da roda é de suma importância quando o veículo faz curvas, Fig. (2.18). Um veículo com um comportamento subesterçante pode ter esta característica

minimizada, ou mesmo eliminada, ao adotar-se uma suspensão dianteira com o tipo de comportamento indicado na Fig. (2.19). Por análise semelhante, um veículo sobresterçante pode ter esta característica também alterada ao adotar uma suspensão traseira com o comportamento indicado na Fig. (2.20).

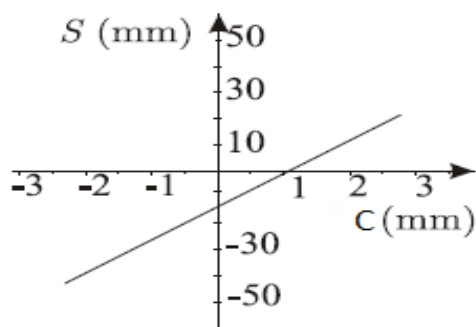


Figura 2.18 Convergência das rodas (Nicolazzi, 2012)

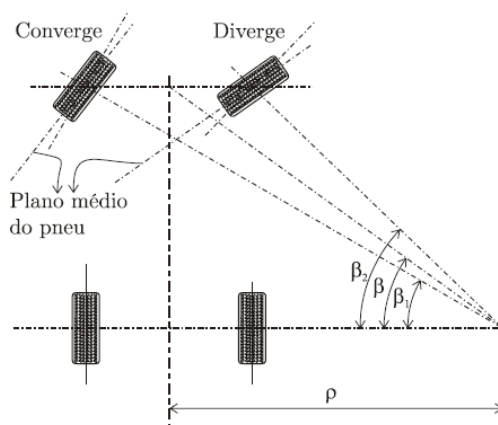


Figura 2.19 Correção do comportamento substerçante em curvas com a variação da convergência (Nicolazzi, 2012)

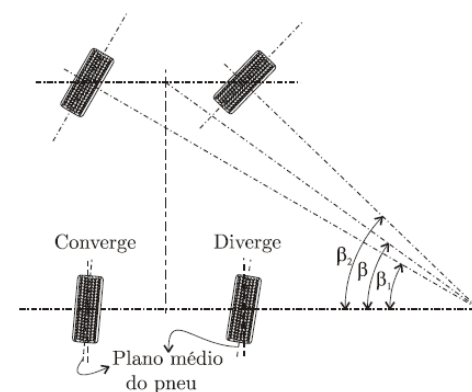
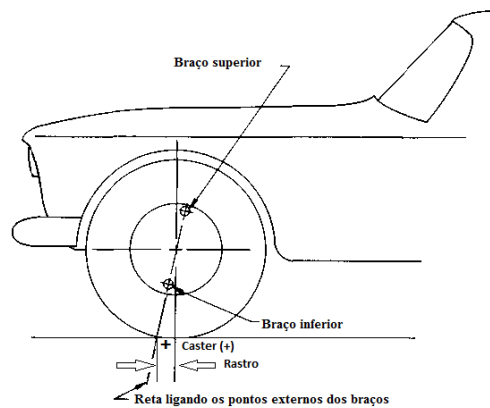


Figura 2.20 Correção do comportamento sobresterçante em curvas com a variação da convergência (Nicolazzi, 2012)

### 2.3.4.3 Caster

O *caster* é o ângulo formado, observando pela vista lateral do veículo Fig. (2.21), entre uma linha vertical de referência e a reta que liga os pontos externos dos braços superiores e inferiores da

suspensão. O *caster* é positivo quando a intersecção do prolongamento da reta que liga esses pontos com o pavimento situa-se a frente do centro de contato do pneu dianteiro. E é negativa quando a intersecção se situa atrás desse centro.



**Figura 2.21 Ângulo de caster (Puhn, 1976)**

Na Figura (2.21), mostra-se que quanto maior o caster maior o rastro pneumático. Conforme visto na seção 2.2, o rastro tem forte influência no torque de alinhamento, pois quanto maior o rastro maior a resistência do veículo em fazer a curva. Na seção 3.3.5 será apresentado o efeito do torque de alinhamento no comportamento do veículo sob rolagem.

# 3 CONTORNO DE CURVAS EM REGIME PERMANENTE

As curvas feitas em regime permanente são as curvas de raio constante em que as forças normais e os ângulos de escorregamento aos quais os pneus estão submetidos, são constantes.

O condutor e o veículo são considerados como um sistema fechado, o que significa que o condutor observa a posição e direção do veículo e corrige sua entrada para alcançar o movimento desejado.

No sistema aberto é observado somente o veículo, onde são analisadas suas respostas para esterçamentos específicos definidas como comportamento da “resposta direcional”.

A medida mais usada para analisar a resposta de um sistema aberto, em regime permanente, é por meio do gradiente de subesterço. No entanto, essa medição também pode ser utilizada em condições que não estão completamente em regime permanente.

As definições e conceitos apresentados a seguir foram baseados no trabalho de Gillespie (1992). Quando necessárias outras referências são citadas.

## 3.1 CURVAS EM BAIXA VELOCIDADE

Para entender a dinâmica de um veículo em curva, o primeiro passo é analisar seu comportamento realizando curvas em baixa velocidade. Em baixa velocidade (manobras de estacionamento) os pneus não necessitam desenvolver forças laterais. Com isso, eles rolam sem ângulo de escorregamento, e o veículo deve realizar a curva conforme o ilustrado na Fig. (3.1), abaixo. Caso as rodas traseiras não possuam ângulo de escorregamento, o centro da curva deve se posicionar na projeção do eixo traseiro. Da mesma forma, a perpendicular em relação a cada roda dianteira deve passar pelo mesmo ponto (o centro da curva). Caso não passem pelo mesmo ponto, os pneus dianteiros escorregarão lateralmente.

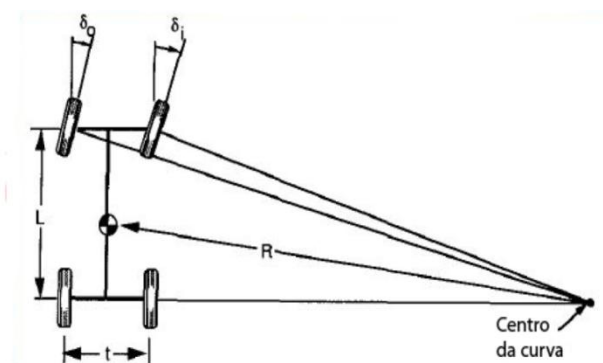


Figura 3.1 Geometria de um veículo em curva (Gillespie, 1992)

A geometria apresentada pelas Eq. (2) e Eq. (3) estabelece os ângulos de esterçamento ideais para as rodas dianteiras e define os ângulos de esterçamento para a curva. Para uma geometria correta (assumindo pequenos ângulos) os ângulos de esterçamento são dados por:

$$\delta_o \cong \frac{L}{(R+t/2)} \quad (2)$$

$$\delta_i \cong \frac{L}{(R-\frac{t}{2})} \quad (3)$$

onde:

$\delta_o$  – ângulo de esterçamento da roda externa a curva;

$\delta_i$  – ângulo de esterçamento da roda interna a curva;

$R$  – raio da curva;

$t$  – bitola.

O ângulo médio das rodas dianteiras (novamente assumindo pequenos ângulos) é definido como ângulo de Ackerman:

$$\delta = \frac{L}{R} \quad (4)$$

Os ângulos corretos dependem da distância entre eixos  $L$ , da bitola lateral  $t$  do veículo e do raio  $R$  da curva. Os termos "Esterçamento de Ackerman" ou "Geometria de Ackerman" são frequentemente utilizados para designar a geometria exata das rodas dianteiras. Erros nessa geometria podem ter alta influência no desgaste dos pneus dianteiros.

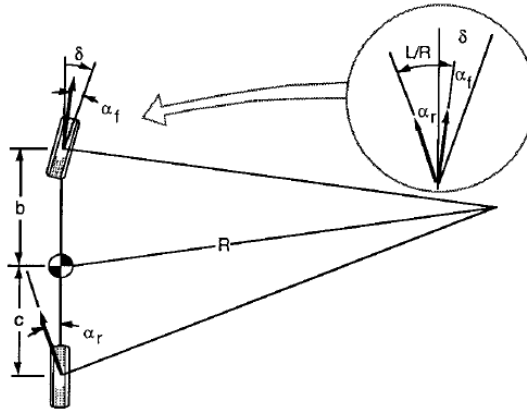
## 3.2 CURVAS EM ALTA VELOCIDADE

Para curvas em alta velocidade leva-se em consideração a aceleração lateral. E para neutralizar esse efeito, os pneus devem desenvolver forças laterais com respectivos ângulos de deriva para cada pneu.

### 3.2.1 EQUACIONAMENTO PARA CURVAS EM REGIME PERMANENTE

As equações para contorno de curvas em regime permanente são aplicações derivadas da segunda lei de Newton. Para simplificar o método, considera-se que em curvas de alta velocidade os raios de contorno são muito maiores que a distância entre-eixos do veículo. Com isso, pequenos ângulos de esterçamento fazem com que o ângulo entre as rodas dianteiras internas e externas a curva seja desprezível. Assim, o modelo de bicicleta Fig. (3.2) pode ser considerado e o ângulo de esterçamento é representado somente para um pneu.





**Figura 3.2 Modelo de bicicleta (Gillespie, 1992)**

Para um veículo percorrendo uma trajetória circular a uma velocidade  $V$ , a soma das forças laterais geradas nos pneus equivale à massa multiplicada pela aceleração centrípeta.

$$\sum F_y = F_{yf} + F_{yr} = MV^2/R \quad (5)$$

onde:

$F_{yf}$  - força lateral no eixo dianteiro (N);

$F_{yr}$  - força lateral no eixo traseiro(N);

$M$  - massa do veículo (kg);

$V$ - velocidade longitudinal (m/s);

$R$ - raio da curva (m).

Com base na Fig. (3.2), para o veículo estar em equilíbrio em torno do centro de gravidade, a resultante dos momentos das forças laterais dianteira e traseira deve ser zero, Eq. (6).

$$F_{yf} \cdot b - F_{yr} \cdot c = 0 \quad (6)$$

onde:

$b$  : distância do CG ao eixo dianteiro.

$c$  : distância do CG ao eixo traseiro.

$$F_{yf} = F_{yr} \frac{c}{b} \quad (7)$$

Substituindo a Eq. (7) na Eq. (5), tem-se:

$$\frac{MV^2}{R} = F_{yr} \left( \frac{c}{b} + 1 \right) = \frac{F_{yr}(b+c)}{b} = F_{yr} \frac{L}{b} \quad (8)$$

$$F_{yr} = \frac{Mb}{L} \left( \frac{V^2}{R} \right) \quad (9)$$

Mas ( $M_b/L$ ) é a parte da massa do veículo transportado sobre o eixo traseiro. Com as forças laterais conhecidas, os ângulos de escorregamento das rodas dianteira  $\alpha_f$  e traseira  $\alpha_r$  são:

$$\alpha_f = W_f \cdot V^2 / (C_{\alpha_f} \cdot g \cdot R) \quad (10)$$

$$\alpha_r = W_r \cdot V^2 / (C_{\alpha_r} \cdot g \cdot R) \quad (11)$$

Olhando para a geometria do veículo em curva na Fig. (3.2) é possível constatar que:

$$\delta = 57,3L/R + \alpha_f - \alpha_r \quad (12)$$

Substituindo a Eq. (10) e a Eq. (11) na Eq. (12), tem-se:

$$\delta = 57,3 \frac{L}{R} + \frac{W_f \cdot V^2}{C_{\alpha_f} \cdot g \cdot R} - \frac{W_r \cdot V^2}{C_{\alpha_r} \cdot g \cdot R} \quad (13)$$

$$\delta = 57,3 \frac{L}{R} + \left( \frac{W_f}{C_{\alpha_f}} - \frac{W_r}{C_{\alpha_r}} \right) \frac{V^2}{g \cdot R} \quad (14)$$

onde:

$\delta$  - ângulo de esterço nas rodas dianteiras (graus);

$L$  - entre-eixos (m);

$R$  - raio da curva (m);

$V$  - velocidade longitudinal (m/s);

$g$  - aceleração gravitacional;

$W_f$  - carga sobre o eixo dianteiro (kg);

$W_r$  - carga sobre o eixo traseiro (kg);

$C_{\alpha_f}$  - rigidez lateral dos pneus dianteiros;

$C_{\alpha_r}$  - rigidez lateral dos pneus traseiros.

### 3.2.2 GRADIENTE DE SUBESTERÇO

A equação (14) geralmente é escrita numa forma reduzida como segue abaixo:

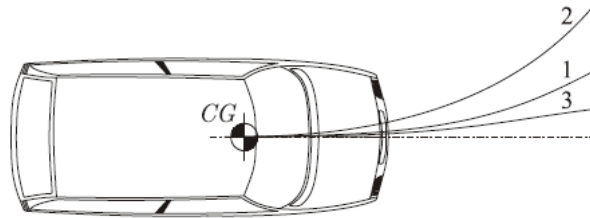
$$\delta = 57,3 \frac{L}{R} + K a_y \quad (15)$$

onde:

$K$  : Gradiente de subesterço (graus/g)

$a_y$  : Aceleração lateral (g)

Esse gradiente consiste em dois termos que representam, cada um, a razão entre o carregamento de cada eixo com a rigidez lateral dos pneus do eixo analisado. O gradiente é denotado pelo símbolo  $K$ ,  $\left(\frac{W_f}{C_{\alpha_f}} - \frac{W_r}{C_{\alpha_r}}\right)$ , em graus/g, e determina a magnitude e direção da mudança de esterçamento para um veículo descrevendo uma curva de raio  $R$  e aceleração lateral  $V^2/gR$ . De acordo com essa definição, o comportamento dos veículos em curva são classificados em três tipos Fig. (3.3): neutro, subesterçante e sobreesterçante.



**Figura 3.3** Trajetória de curva de um veículo neutro "1", subesterçante "3" e sobreesterçante "2" (Nicolazzi, 2012)

### 3.2.2.1 Esterçamento neutro

$$W_f / C_{\alpha_f} = W_r / C_{\alpha_r} \rightarrow K = 0 \rightarrow \alpha_f = \alpha_r \quad (16)$$

Nesse tipo de comportamento, nenhuma mudança do ângulo de esterçamento é necessária com a variação da velocidade em uma curva de raio constante, Fig. (3.4). Ocorre quando a força de aceleração lateral no CG provoca o mesmo aumento dos ângulos de deriva para os pneus do eixo dianteiro em relação aos do eixo traseiro. Esse ângulo será equivalente ao ângulo de Ackerman.

### 3.2.2.2 Subesterçante

$$W_f / C_{\alpha_f} > W_r / C_{\alpha_r} \rightarrow K > 0 \rightarrow \alpha_f > \alpha_r \quad (17)$$

Nesse caso, o ângulo de esterço aumenta linearmente com a aceleração lateral e com o quadrado da velocidade, Fig. (3.4). Com isso, a aceleração lateral no CG faz com que os pneus dianteiros desenvolvam um ângulo de deriva maior que os pneus traseiros. Para compensar isso, os pneus dianteiros devem apresentar uma força lateral maior para manter o raio de curva da trajetória, e para isso esses pneus devem ser esterçados a um ângulo maior.

### 3.2.2.3 Sobreesterçante

$$W_f / C_{\alpha_f} < W_r / C_{\alpha_r} \rightarrow K < 0 \rightarrow \alpha_f < \alpha_r \quad (18)$$

Nesse caso, à medida que a velocidade aumenta o ângulo de esterço diminui, Fig. (3.4). A aceleração lateral provoca um aumento do ângulo de deriva para os pneus traseiros maior do que para os dianteiros. Isso faz com que o raio de curva diminua e, conseqüentemente, aumenta a aceleração

lateral que induz o veículo para mais dentro, ainda, da curva. Esse processo continua a menos que o ângulo de esterço seja reduzido para manter o raio de curva.

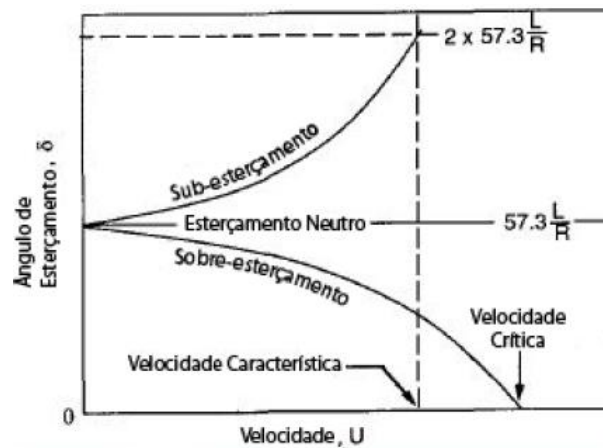


Figura 3.4 Mudança do ângulo de esterço com a velocidade ( Gillespie, 1992)

### 3.2.3 Velocidade característica

Para veículos de comportamento subesterçantes utiliza-se como parâmetro a velocidade característica, que é a velocidade para qual o ângulo de esterço necessário para manter a trajetória desejada é o dobro do ângulo de Ackerman. Isso pode ser visto quando:

$$K a_y = 57,3 L/R \quad (19)$$

sendo assim,

$$V_{char} = \sqrt{57,3 Lg/K} \quad (20)$$

### 3.2.4 Velocidade crítica

A velocidade crítica identifica o momento em que o veículo ficará instável e é utilizada em casos de comportamentos sobreesterçantes.

$$V_{crit} = \sqrt{-57,3 Lg/K} \quad (21)$$

Um veículo sobre-esterçante pode ser dirigido a velocidades inferiores a crítica mas ele se torna direcionalmente instável quando atinge ou ultrapassa a velocidade crítica. Veículos com entre-eixos mais longo possuem uma velocidade crítica mais alta do que veículos com entre-eixos curto.

Na maioria dos veículos de corrida e em alguns veículos esportivos de passeio o comportamento de sobresterço é considerado interessante pela possibilidade de contornar curvas de raios reduzidos com maiores velocidades, mas isso requer certa habilidade do condutor pois muitas vezes ele precisa girar o volante em direção oposta à da curva, Fig. (3.4). Portanto, para a maioria dos motoristas, o comportamento subesterçante é tido como o mais seguro devido ao volante sempre exigir uma atuação no mesmo sentido da curva.

### 3.3 EFEITOS DA SUSPENSÃO EM CURVAS

A análise de um veículo em curva consistiu, até agora, de equacionamento considerando como principais fatores: os carregamentos dos eixos e a rigidez lateral dos pneus do eixo analisado.

Embora a rigidez lateral dos pneus, conforme já citado na seção 2.2, seja de grande importância no entendimento de um veículo em curva, há outros fatores que também interferem na geração de forças que ajudam na realização dela. A suspensão é um desses fatores. Conforme visto na seção 2.3.1, a ação da força centrífuga no CG produz o momento de rolamento. Na seção 3.3.1 a seguir, será visto como a suspensão resiste a esse momento e como isso tem influência na dinâmica transversal veicular.

#### 3.3.1 Distribuição do momento de rolamento

A suspensão faz com que a parcela do momento absorvido em cada eixo, ou seja, a diferença entre as cargas nas rodas de um mesmo eixo possa ser alterada de forma a não depender somente da distribuição de carga propiciada pela posição do centro de gravidade, Fig. (3.5). O momento absorvido pelo eixo será proporcional à rigidez a rolagem da suspensão e dependerá fortemente da rigidez das molas, da separação entre elas e da presença ou não da barra estabilizadora. Quanto maior o momento absorvido no eixo frontal, maior é a tendência de subesterço. Quanto maior o momento absorvido atrás, maior a tendência de sobresterço. A rigidez a rolagem da suspensão é dada pela Eq. (22).

$$K_{\phi} = 0,5 K_S S^2 \quad (22)$$

onde:

$K_{\phi}$ : rigidez de rolamento da suspensão;

$K_S$ : taxa de distensão da mola;

$S$ : distância lateral entre as molas.

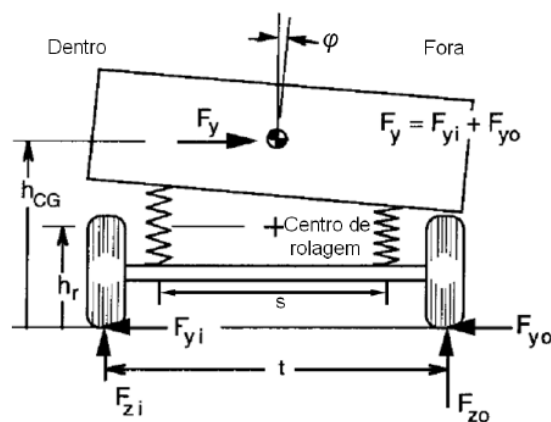


Figura 3.5 Análise de forças de um veículo em curva (Gillespie, 1992)

Pela análise da Fig. (3.5), pode-se determinar a relação entre as forças verticais  $F_z$  e laterais  $F_y$  nas rodas/pneus com o ângulo de rolagem  $\Phi$ . A rolagem da massa suspensa sobre as molas provoca um momento que é proporcional à rigidez de rolamento  $K_\phi$  multiplicada pelo ângulo de rolagem  $\Phi$ . Com isso, tem-se a Eq. (23).

$$F_{z0} - F_{zi} = \frac{2F_y h_r}{t} + \frac{2K_\phi \Phi}{t} = 2\Delta F_z \quad (23)$$

onde:

$F_{z0}$  – carregamento na roda externa a curva;

$F_{zi}$  – carregamento na roda interna a curva;

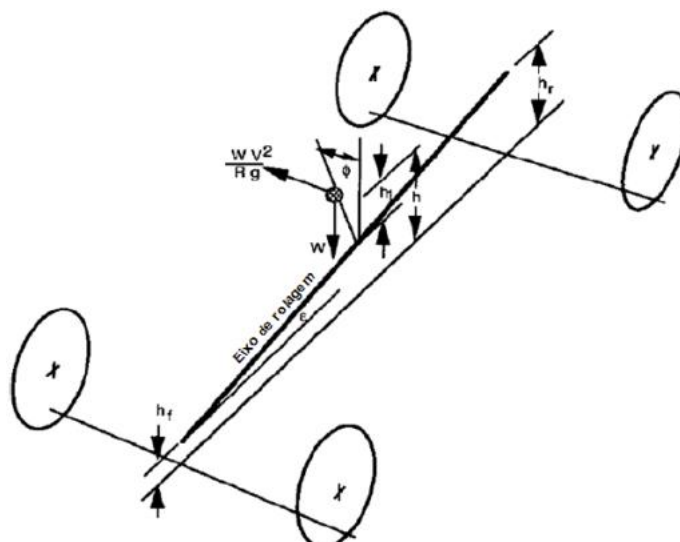
$F_y$  – força lateral;

$h_r$  – altura do centro de rolagem;

$\Phi$  – ângulo de rolagem.

Nota-se que a transferência lateral de carga tem duas origens:

- 1º) Transferência de carga lateral devido aos esforços gerados em curva contabilizada pelo termo:  $\frac{2h_r}{t}$ . Esse mecanismo provém da força lateral imposta no eixo. É independente do ângulo de rolagem da carroceria e da distribuição do momento de rolagem.
- 2º) Transferência de carga lateral devido à rolagem do veículo dada pelo termo:  $\frac{2K_\phi \Phi}{t}$ . Depende diretamente da distribuição entre o momento de rolagem dianteiro e traseiro.



**Figura 3.6 Análise de forças em um veículo sob rolagem (Gillespie,1992)**

A definição anterior para eixo de rolagem na seção 2.3.1 é necessária para obtenção da distribuição do momento de rolagem para o veículo completo, como mostra a Fig. (3.6).

Neste caso, o momento sobre o eixo de rolagem é:

$$M_{\phi} = [Wh_1 \sin\phi + WV^2/(Rg)h_1 \cos\phi] \cos\epsilon \quad (24)$$

onde:

$M_{\phi}$  - momento de rolamento;

$h_1$  – distância entre o centro de gravidade e o eixo de rolamento;

$\epsilon$  – inclinação do eixo de rolamento.

Para ângulos pequenos, considera-se  $\cos\epsilon$  e  $\cos\phi$  como 1 e  $\sin\phi$  igual à zero. Então:

$$M_{\phi} = Wh_1 \left[ \frac{V^2}{Rg} + \phi \right] \quad (25)$$

Mas:

$$M_{\phi_f} + M_{\phi_r} = (K_{\phi_f} + K_{\phi_r})\phi \quad (26)$$

onde:

$M_{\phi_f}$  – momento de rolamento dianteiro;

$M_{\phi_r}$  – momento de rolamento traseiro;

$K_{\phi_f}$  – rigidez de rolamento dianteiro;

$K_{\phi_r}$  – rigidez de rolamento traseiro.

Resolvendo, temos o ângulo de rolagem, que é:

$$\phi = \frac{Wh_1 V^2 / (Rg)}{K_{\phi_f} + K_{\phi_r} - Wh_1} \quad (27)$$

A parcela do momento absorvido em cada eixo causará uma diferença na carga normal de suas rodas e, por causa disso, uma variação do valor de seu ângulo de deriva, o que influirá na estabilidade do veículo. A tabela 1 utiliza como exemplo os valores provenientes da análise da Fig. (2.6) da seção 2.2.1. Como os esforços laterais gerados no pneu estão relacionados de maneira não linear com a sua carga vertical, quanto maior a transferência de carga ( $\Delta F_z : 2000N$ ) menor a geração de força lateral ( $F_{y_o} + F_{y_i} : 3350N$ ), Tab. (3.1).

**Tabela 3.1. Força Lateral para diferentes transferências de carga lateral (Nicolazzi, 2012)**

			$\Delta F_z =$ 1000N	$\Delta F_z =$ 2000N
<b>Força normal</b>	Roda externa	$F_{z_o}$	4000 N	5000 N
	Roda interna	$F_{z_i}$	2000 N	1000 N
	Total	$F_{z_o} + F_{z_i}$	6000 N	6000 N
<b>Força lateral</b>	Roda externa	$F_{y_o}$	2440 N	2500 N
	Roda interna	$F_{y_i}$	1590 N	850 N
	Total	$F_{y_o} + F_{y_i}$	4030 N	3350 N

### 3.3.2 Transferência lateral de peso

A transferência lateral de peso aumenta a força normal sobre o pneu externo à curva e diminui sobre o pneu interno à mesma. Com a não proporcionalidade da força lateral em relação a força normal (visto anteriormente), uma maior transferência de carga no eixo faz com que o *grip* médio nos pneus desse eixo diminua pois a redução do *grip* no pneu externo é maior do que o aumento do *grip* para o pneu interno. O coeficiente de substerço quando levado em consideração a diferença de carga entre os pneus de cada eixo é:

$$K_{ltt} = \frac{W_f}{C_{\alpha f}} \frac{2b\Delta F_{zf}^2}{C_{\alpha f}} - \frac{W_r}{C_{\alpha r}} \frac{2b\Delta F_{zr}^2}{C_{\alpha r}} \quad (28)$$

onde:

$\Delta F_{zf}^2$  : variação de força sobre o eixo dianteiro (N)

$\Delta F_{zr}^2$  : variação de força sobre o eixo traseiro (N)

$b$  : coeficiente polinomial de rigidez em curva dos pneus

### 3.3.3 Mudança de camber

Conforme visto na seção 2.3.4.1, a dinâmica de um veículo em curva faz com que também ocorra a alteração do camber devido ao giro da carroceria e ao deslocamento da suspensão, essa modificação é dada por:

$$\gamma_g = \gamma_b + \Phi \quad (29)$$

onde:

$\gamma_g$  : Ângulo de cambagem em relação ao solo;

$\gamma_b$  : Ângulo de cambagem da roda em relação a carroceria;

$\Phi$  : Ângulo de rolagem do veículo.

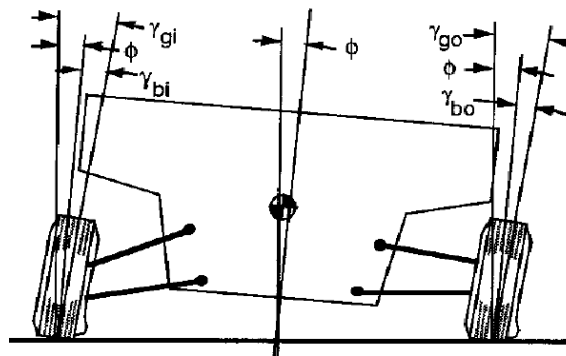


Figura 3.7 Mudança de camber (Gillespie, 1992)

O gradiente de substerço proveniente dos ângulos de rolagem em cada eixo é:



$$K_{camber} = \left( \frac{C_{\gamma f}}{C_{\alpha f}} \frac{\partial \gamma f}{\partial \Phi} - \frac{C_{\gamma r}}{C_{\alpha r}} \frac{\partial \gamma r}{\partial \gamma \Phi} \right) \frac{\partial \Phi}{\partial a_y} \quad (30)$$

### 3.3.4 Esterçamento sob efeito da rolagem (Roll Steer)

Esse parâmetro é definido como o movimento de esterço das rodas dianteiras, traseiras, ou pela combinação de ambas, em relação à massa suspensa devido à rolagem desta. Definindo “ $\varepsilon$ ” como o coeficiente de esterço devido ao rolamento nos eixos (graus de esterçamento / graus de rolamento). O gradiente de subesterço pode ser definido conforme a Eq. (31) abaixo:

$$K_{roll\ steer} = (\varepsilon_f - \varepsilon_r) \frac{\partial \Phi}{\partial a_y} \quad (31)$$

onde:

$\varepsilon_f$  : Coeficiente de esterço devido ao rolamento na suspensão dianteira. (graus/grau).

$\varepsilon_r$  : Coeficiente de esterço devido ao rolamento na suspensão traseira. (graus/grau).

### 3.3.5 Torque de alinhamento

O torque de alinhamento existe pelo fato de as forças laterais serem desenvolvidas nos pneus em um ponto “p” atrás do seu centro. O efeito do torque de alinhamento dos pneus devido aos esforços laterais é fonte de efeito subesterçante. A influência no *handling* em função deste tipo de efeito pode ser derivada das equações de curva, considerando que as forças laterais estão localizadas à distância “p” atrás de cada roda. Com isso, o gradiente de subesterço fica representado pela Eq. (32) abaixo:

$$K_{at} = W \frac{p}{L} \frac{C_{\alpha f} + C_{\alpha r}}{C_{\alpha f} C_{\alpha r}} \quad (32)$$

onde:

p: rastro pneumático

Da análise acima, visto que  $C_{\alpha}$  é sempre positivo, infere-se que o efeito do torque de alinhamento é sempre positivo e provoca sempre subesterço.

### 3.3.6 Sistema de direção

A magnitude da contribuição do sistema de direção no subesterço depende do carregamento das rodas dianteiras e do ângulo de *caster*.

$$K_{strg} = W_f \frac{rv+p}{K_{SS}} \quad (33)$$

onde:

$K_{strg}$  : incremento de subesterço (graus/g) devido ao sistema de direção;

$r$  : raio da roda (m);

$\nu$  : ângulo de caster (graus);

$K_{SS}$  : rigidez da direção.

### 3.3.7 Complacência

A presença de buchas elásticas nas articulações das suspensões leva a possibilidade de ocorrer esterçamento devido às cargas laterais geradas no contorno de curvas. A influência da complacência no esterçamento pode ser mensurada definindo o coeficiente da Eq. (35).

$$A = \frac{\delta}{F_y} \quad (\text{graus de esterço/força lateral unitária}) \quad (34)$$

onde:

$\delta$  : ângulo de esterçamento (rad ou graus)

$F_y$  : força lateral (N)

$$K_{lfcS} = A_f W_f - A_r W_r \quad (35)$$

onde:

$A_f$ : coeficiente de esterçamento em função de cargas laterais na suspensão dianteira

$A_r$ : coeficiente de esterçamento em função de cargas laterais na suspensão traseira

## 3.4 MÉTODO EXPERIMENTAL DO GRADIENTE DE SUBESTERÇO

O gradiente de subesterço é uma medida importante de caracterização do comportamento dinâmico de um veículo e pode ser mensurado experimentalmente.

$$\delta = 57,3 \frac{L}{R} + K a_y \quad (36)$$

O entendimento da Eq. (36) assume o veículo operando em condição de regime permanente. Na medição experimental, o veículo deve ser dirigido na curva com esse regime e medições apropriadas dos valores da equação acima de modo que o valor de K seja obtido. Quatro testes são sugeridos como forma de medir esta propriedade: raio constante, velocidade constante, ângulo de esterço constante e aceleração constante. Os mais utilizados são os dois primeiros por representarem as circunstâncias normais de condução de maneira razoável, e somente o primeiro será abordado nesse trabalho.

### 3.4.1 Método do raio constante

Nesse método, a instrumentação deve estar disponível para medir o ângulo do volante de direção e a aceleração lateral. Com o valor do raio de curva e a medida de velocidade do veículo, pode-se computar a aceleração.

$$a_y = V^2/R.g \quad (37)$$

O procedimento recomendado para este teste é o de condução em um círculo a uma velocidade muito baixa, a qual a aceleração lateral é desprezível, em que será gravado o ângulo de esterçamento necessário para manter a curva. Então, aumenta-se a velocidade do veículo em quantidades que irão causar incrementos razoáveis de aceleração lateral (normalmente 0,1g), registrando o ângulo de esterço a cada velocidade. Com isso, o ângulo de esterço é plotado em função da aceleração lateral.

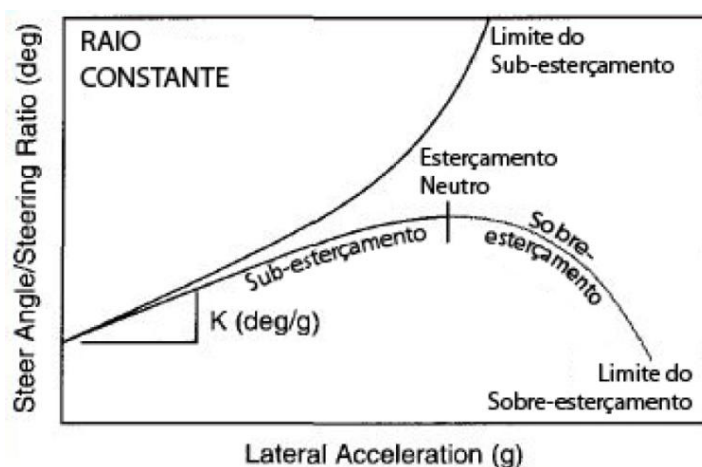


Figura 3.8 Exemplo de medição do gradiente de subesterço pelo método do raio constante (Gillespie, 1992)

O significado da Fig. (3.8) pode ser entendido derivando a Eq. (15):

$$\frac{\partial \delta}{\partial a_y} = \left(57,3 \frac{L}{R}\right) + K \frac{\partial a_y}{\partial a_y} \quad (38)$$

A derivada do ângulo de Ackerman é nula pois tanto o raio da curva como o ângulo são constantes. Assim:

$$K = \frac{\partial \delta}{\partial a_y} \quad (39)$$

O gradiente de subesterçamento é, portanto, a inclinação da curva do ângulo de esterçamento. Uma inclinação positiva indica subesterçamento, inclinação nula é o esterçamento neutro e uma inclinação negativa é sobreesterçamento.

Os conceitos tratados por (Gillespie, 1992) servem como base para o entendimento das simulações que serão realizadas a seguir no software comercial CarSim®.

# 4 SIMULAÇÃO NUMÉRICA DE UM VEÍCULO EM CURVA

Este capítulo tem como base os aspectos abordados nos capítulos 2 e 3 e apresenta a análise de comportamento dinâmico em curva de um veículo em regime permanente.

## 4.1 TUTORIAL DA SIMULAÇÃO

Os subsistemas necessários para as simulações são os listados abaixo:

- Massa suspensa;
- Suspensões dianteira e traseira;
- Pneus;
- Sistema de direção;
- Sistema de freios;
- Sistema de propulsão – motor, caixa de velocidades (marchas).

### 4.1.1 Escolha do veículo para teste

A tela inicial do programa é mostrada na Fig. (4.1). Na aba (2), o programa apresenta vários modelos de veículos. O escolhido foi o *C-Class, Hatchback* (2), já que representa uma categoria intermediária entre A (veículos pequenos) e E (sedãs grandes), e que faz parte do grupo dos veículos mais vendidos.

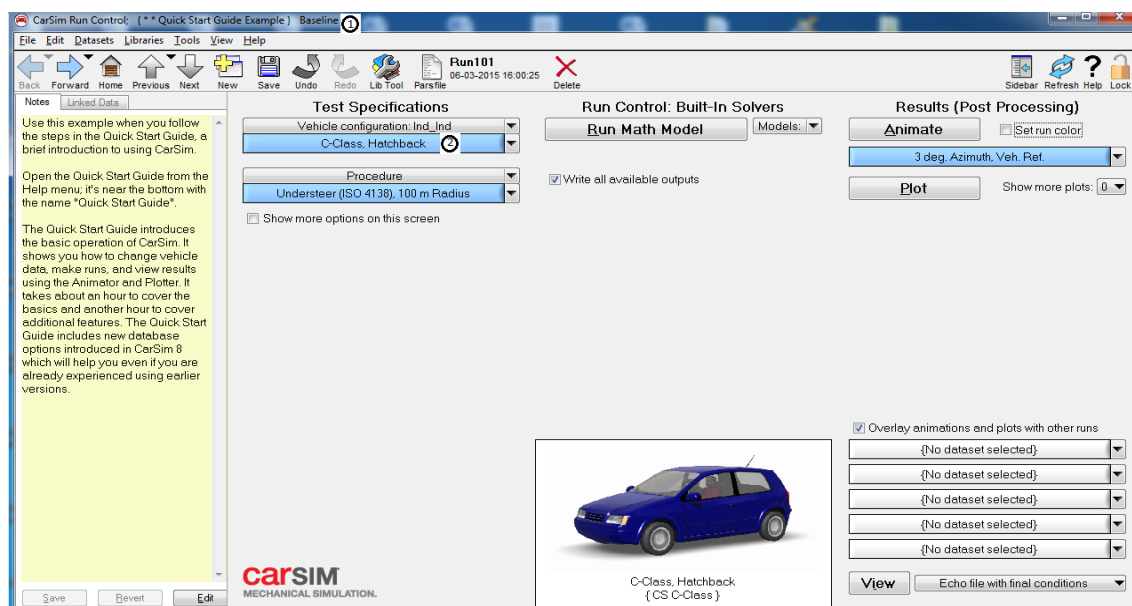


Figura 4.1 Tela característica de entrada de dados do CarSim®

Ao teclar na aba (2) da tela inicial, mostrada na Fig. (4.1), aparece a tela mostrada na Fig. (4.2). Nela, ao teclar (1) pode-se criar um novo veículo com o nome da categoria a ser especificada (2).

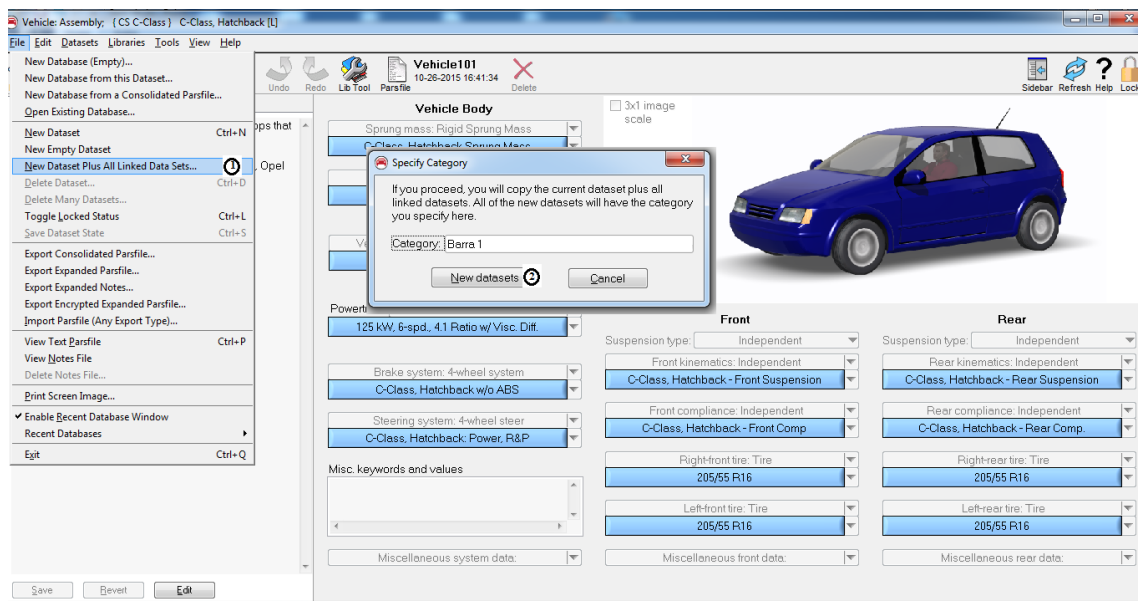


Figura 4.2 Tela de criação de um novo veículo no CarSim®

#### 4.1.2 Preparação dos subsistemas

Conforme mencionado do item 4.1, o programa apresenta os subsistemas necessários para a simulação, Fig. (4.3). Nas seções seguintes são apresentados cada subsistema enumerado na Fig. (4.3).

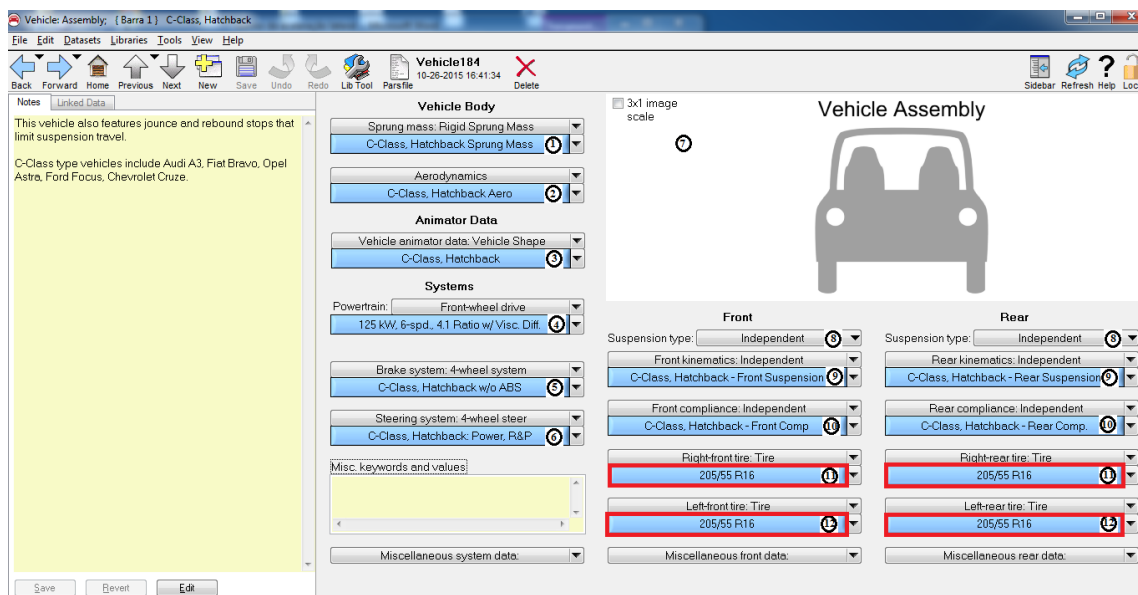


Figura 4.3 Janela com todos os subsistemas do veículo criado no CarSim®

##### 4.1.2.1 Massa suspensa

Ao teclar no *link* 1 da Fig. (4.3), a tela com os dados da massa suspensa é exposta, Fig. (4.4).

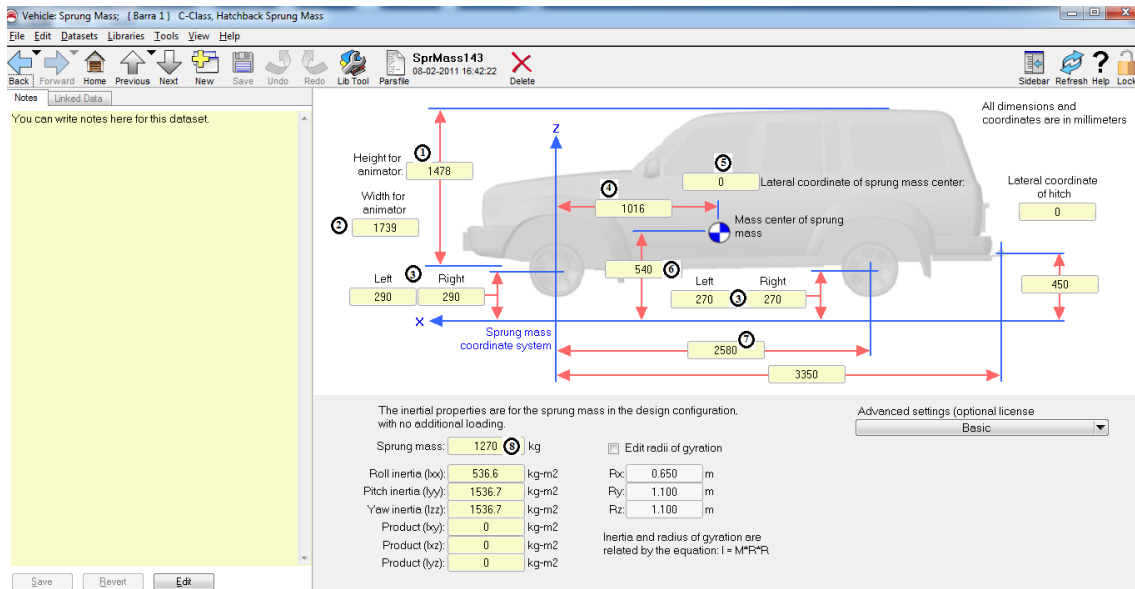


Figura 4.4 Tela com os parâmetros da massa suspensa no CarSim®

Na figura 4.4, a altura (1) e a largura (2) de referência para a animação redimensionam a forma do veículo. As alturas do eixo de giro das rodas (3) definem a relação entre os locais das rodas relativos à massa suspensa e o curso da suspensão usado para definir os efeitos cinemáticos não lineares dela. A distância do eixo frontal ao centro de massa do veículo descarregado (4) e a distância entre eixos (7) determinam a quantidade da distribuição de peso entre os eixos. A coordenada lateral do centro de massa (5) é zero em veículos simétricos, como nesse abordado. Valores positivos significam que o centro de massa está localizado no lado esquerdo do veículo. A altura (6) refere-se à altura do centro de massa da massa suspensa. O valor para a massa suspensa é mostrado em (8).

#### 4.1.2.2 Suspensões dianteira e traseira

Ao teclar nos links (9) da Fig. (4.3), as telas com os dados das suspensões dianteira e traseira são mostradas, Fig. (4.5) e Fig. (4.6).

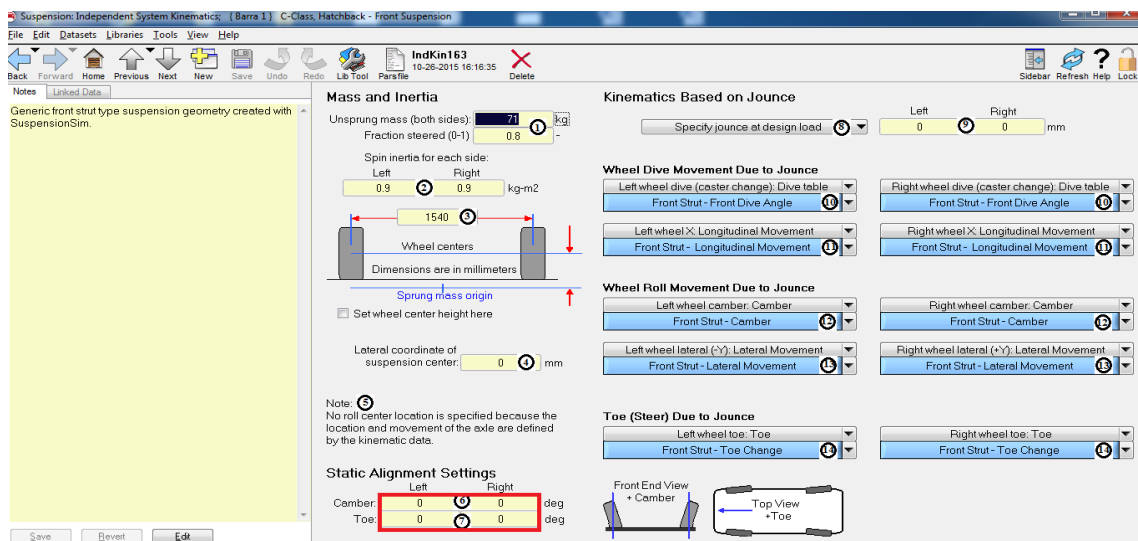
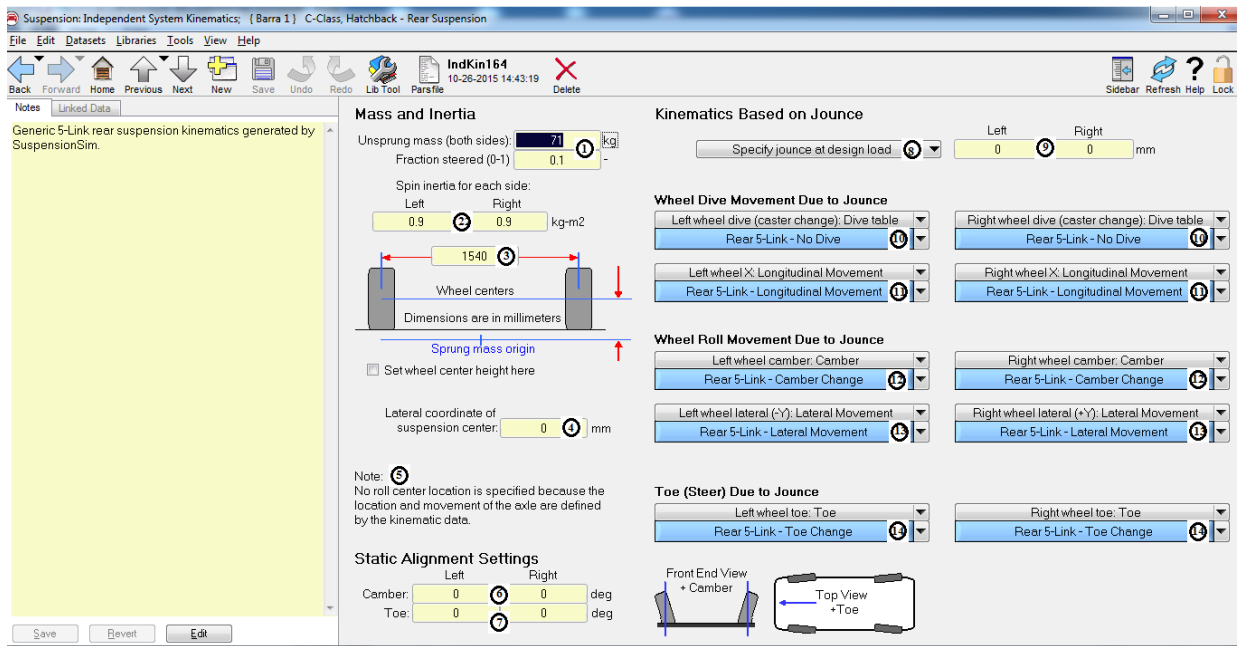


Figura 4.5 Janela com os parâmetros da suspensão dianteira no CarSim®



**Figura 4.6 Janela com os parâmetros da suspensão traseira no CarSim®**

Nas Figuras 4.5 e 4.6, a massa não suspensa (1) inclui a massa das rodas, pneus, freios e a toda parte que se move verticalmente com a roda à medida que a suspensão trabalha. A medida (2) representa a distância lateral (bitola) entre os centros das rodas de um mesmo eixo. A coordenada lateral do centro de suspensão (4) é zero pelo fato de ser simétrica ao eixo horizontal. O camber (6) e o toe estático (7) de cada roda são somados ao camber e toe especificados em função do curso da suspensão e fazem parte da geometria do alinhamento. Essa geometria será alterada e verificada nas seções 4.4.4 e 4.4.5. O link (11) descreve a translação longitudinal do centro de roda. O movimento longitudinal positivo ocorre quando o eixo se move para frente. O link (12) descreve como o ângulo de cambagem varia. O link (13) descreve como a posição lateral do centro de roda varia em função da compressão da suspensão. O movimento lateral positivo ocorre quando a suspensão se move para dentro. O link (14) descreve como o ângulo de toe varia em função da compressão da suspensão. Links separados são fornecidos para o lado esquerdo e direito.

#### 4.1.2.3 Pneus:

Pode-se alterar os pneus ao teclar em qualquer um dos 4 links (11) da Fig. (4.3). Posteriormente, a tela com os dados dos pneus é mostrada, Fig. (4.7). Na seção 4.4.2 as mudanças nos pneus serão verificadas.

O raio do pneu quando não está carregado (2) é usado junto ao coeficiente de rigidez vertical (3) para determinar a força vertical atuante no pneu. O coeficiente de rigidez vertical do pneu é usado para a construção da tabela de deflexão do pneu x carregamento com o intuito de calcular a mudança da carga vertical em função da deflexão do pneu.

As informações de animação no campo (4) não têm influência na resposta dinâmica dos veículos simulados, elas somente alteram a aparência da animação.

O link (6) mostra os valores do ângulo de deriva e da força lateral em função de várias forças normais constantes. O link (7) mostra os valores do torque de alinhamento e do ângulo de deriva em função de forças normais constantes. O link (8) mostra os valores do *camber thrust* ( $dF_y/d\gamma$ ) em função dos valores de  $F_z$ .

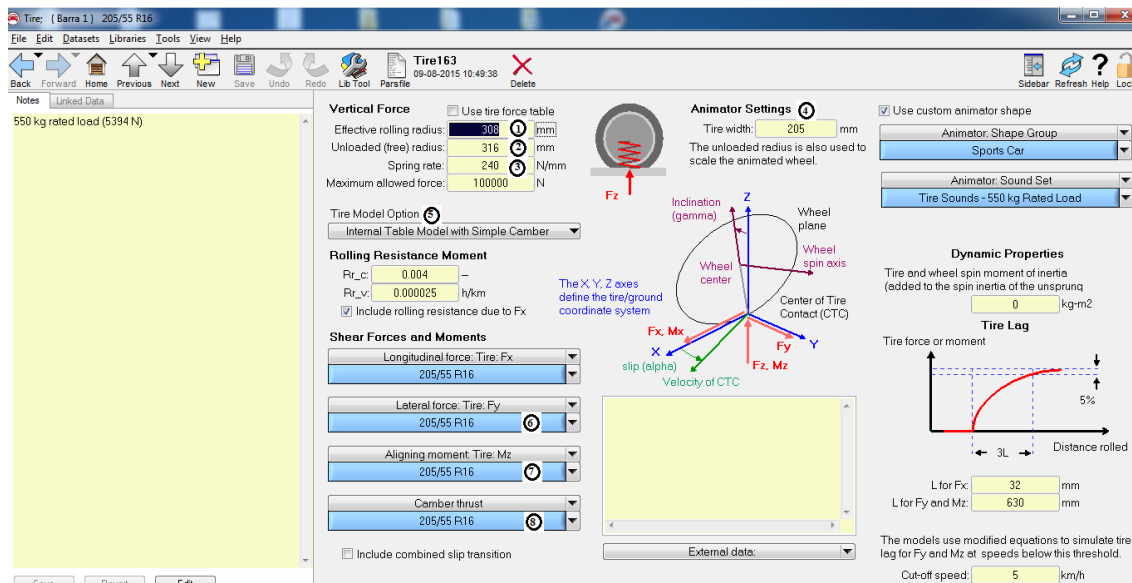


Figura 4.7 Janela com os parâmetros dos pneus no CarSim®

#### 4.1.2.4 Sistema de direção

Ao clicar no link (6) da Fig. (4.3), a tela com os dados do sistema de direção é exposta, Fig. (4.8).

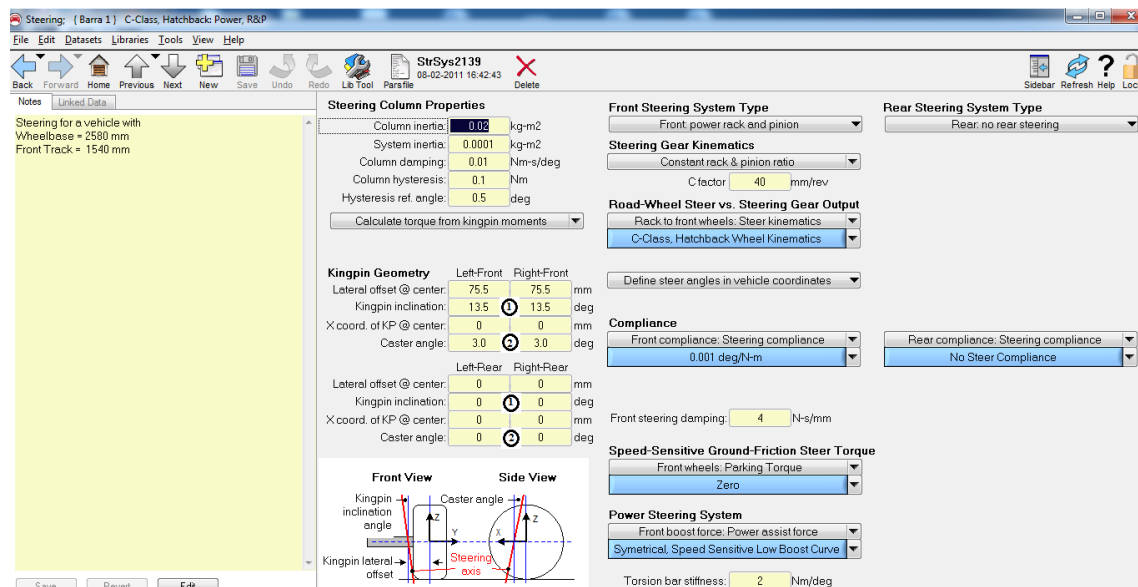


Figura 4.8 Janela com os parâmetros do sistema de direção no CarSim®

No campo geometria do pino mestre na Fig. (4.8), a inclinação do pino mestre(1), o ângulo do *caster* (2) é mostrado. A influência do sistema de direção foi demonstrada em 3.3.6.



### 4.1.2.5 Complacência:

Ao teclar no *link* (10) da Fig. (4.3) são mostrados os dados da complacência ilustrados na Figs. (4.9) e (4.10). A complacência foi vista na seção 3.3.7.

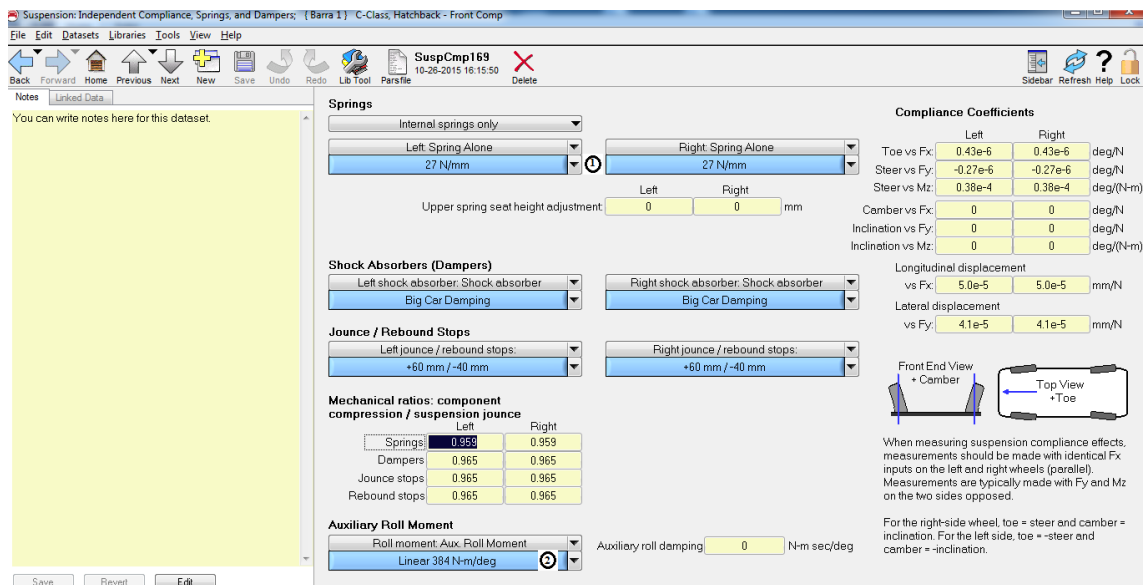


Figura 4.9 Janela com os parâmetros do compliance dianteiro no CarSim®

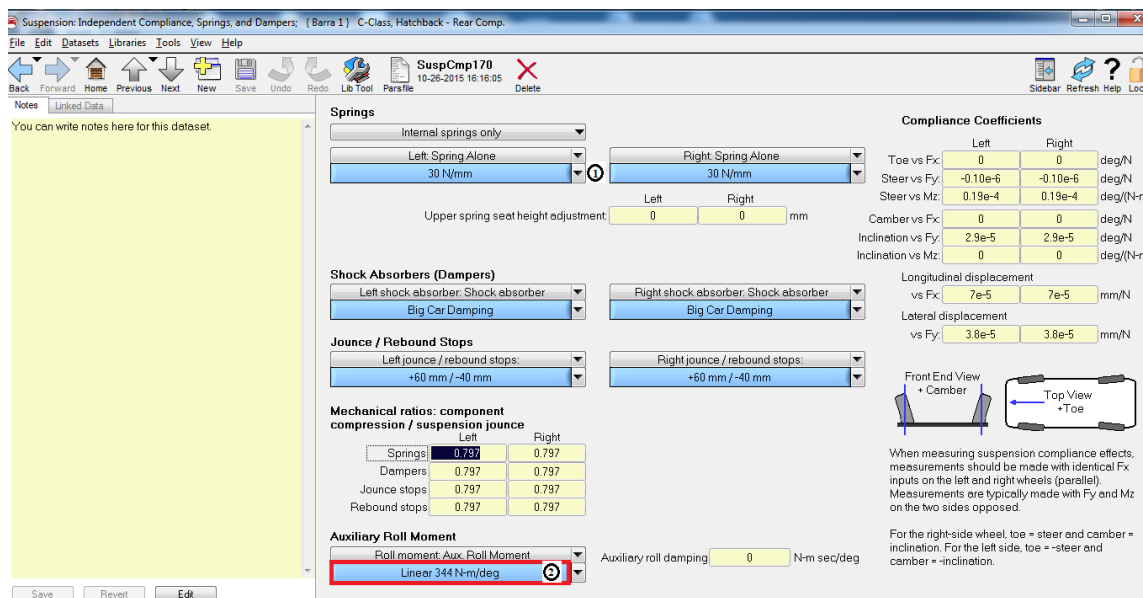


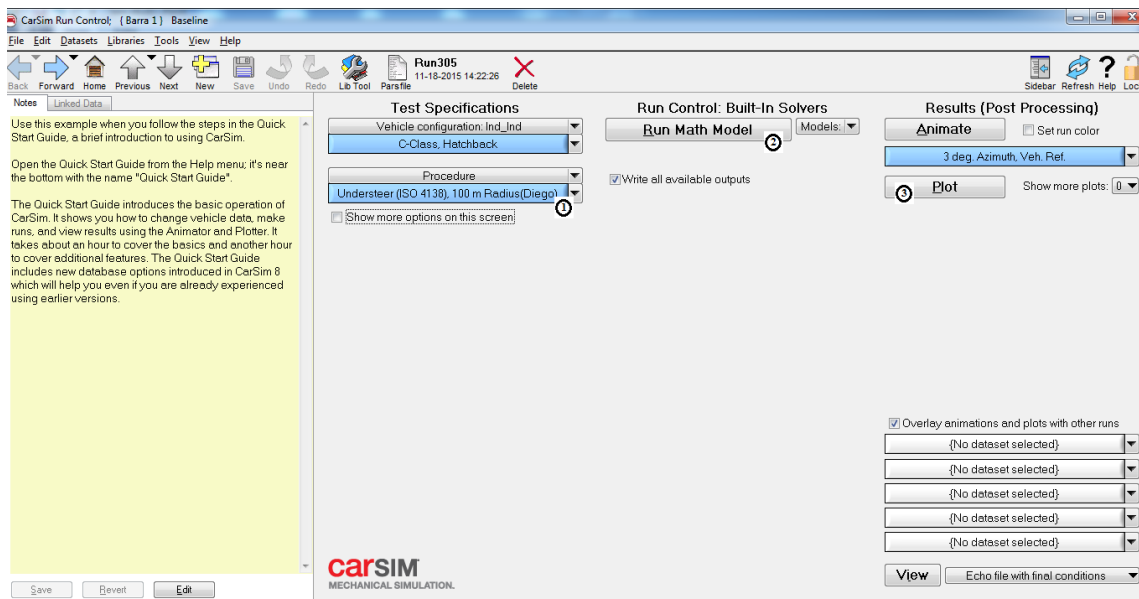
Figura 4.10 Janela com os parâmetros do compliance traseiro no CarSim®

Os *links* (1) e (2) da Fig. (4.10) referem-se à rigidez traseira da mola e da barra estabilizadora, nas verificações feitas nas seções 4.4.1 e 4.4.3.

## 4.2 O PROCEDIMENTO ISO 4138

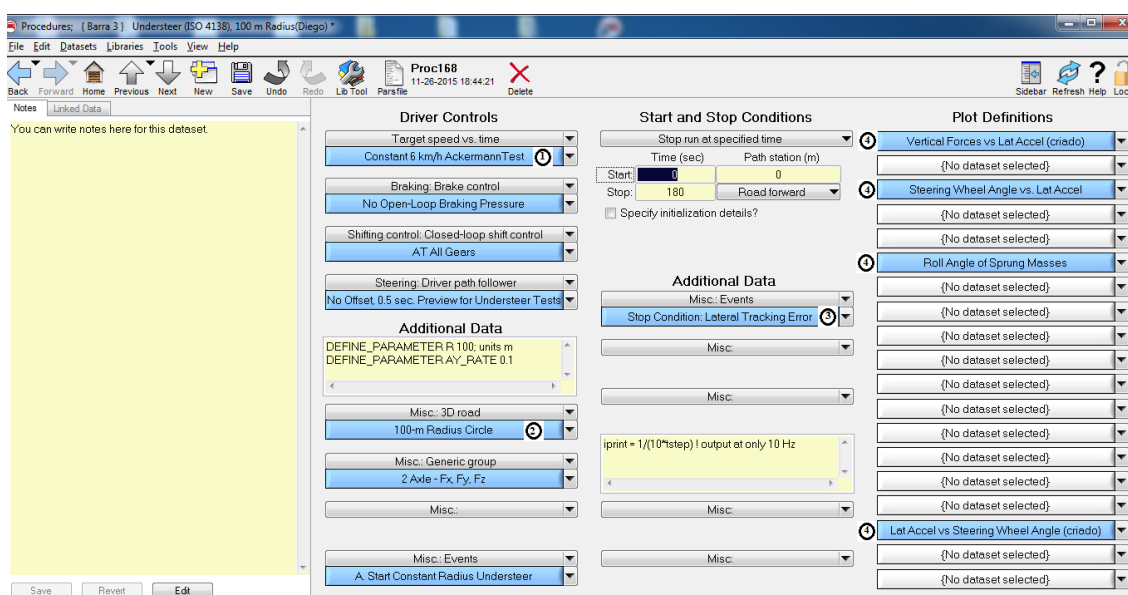
Como visto anteriormente na seção 3.4.1, o teste mais recomendado, é o método do raio constante. Dentro do programa, para a análise da rolagem e das principais variáveis de um veículo em curva, esse

teste é o *Understeer (ISO 4138), 100 Radius (1)*, Fig. (4.11). Na seção 3.4, vê-se que o comportamento do veículo é determinado ao ser conduzido em velocidades maiores e sucessivas, medindo o esterçamento, a velocidade e a aceleração lateral.



**Figura 4.11** Tela inicial de teste para o veículo criado no CarSim®

No teste (1) escolhido, Fig. (4.11), o circuito possui raio constante de 100 m com coeficiente de fricção de 0,9. Primeiro, o veículo é conduzido a 6 km/h (1), Fig. (4.12), com o intuito de ser encontrado o ângulo de esterçamento de Ackerman. O aumento contínuo da velocidade de teste é permitido, desde que a taxa de aumento da aceleração lateral seja limitada a  $0,1 \text{ (m/s}^2\text{)/s}$ , seguindo a norma ISO 4138. A Taxa de mudança do ângulo de direção em função da aceleração lateral, medida em graus por g, é o gradiente de subesterço da direção. O veículo deve ser esterçado até que o desvio de trajetória, para o trajeto de raio constante, não seja maior que 0,5 m (3), Fig. (4.12).



**Figura 4.12** Tela com as abas dos parâmetros do teste a ser feito no CarSim®

Este tutorial serve como guia ao bom uso do programa para a realização das análises do comportamento de um veículo em curva em regime permanente. Nas seções seguintes serão feitas verificações numéricas a partir de mudanças, que o usuário comum pode fazer, de elementos e ajustes com o intuito de melhorar o comportamento do seu veículo próprio.

## **4.3 PREPARAÇÃO DAS SIMULAÇÕES**

O presente capítulo tem como objetivo analisar os efeitos das mudanças que o usuário comum pode realizar no seu veículo. Essas mudanças referem-se aos parâmetros de influência já citados no capítulo 2: pneu, mola, barra estabilizadora, convergência e cambagem. E com o fim de verificar o efeito isolado das alterações nesses parâmetros, eles serão analisados individualmente. Os critérios a serem analisados dentro de cada parâmetro serão os apresentados na seção 4.3.1 a seguir.

### **4.3.1 Critérios analisados**

#### **4.3.1.1 Força normal**

A força normal no pneu é um dos principais critérios na análise de um veículo em curva. Conforme já foi dito na seção 2.2.1, a partir de certa quantidade de força a rigidez lateral do pneu tende a diminuir com o aumento da carga. Isso é mais evidente na transferência de carga lateral em que o pneu externo do veículo, ao realizar uma curva, ganha mais carga e o interno perde. A transferência de carga acarreta uma perda total de *grip* médio, em relação à condição estática do veículo, nos pneus do eixo a ser avaliado, e ela pode ser verificada por meio do desenvolver da força normal durante o aumento da velocidade em curva.

#### **4.3.1.2 Ângulos de esterçamento**

Este critério indica o gradiente de subesterço abordado na seção 3.2.2 e com isso diz-se que o comportamento do veículo, quando em manobra de curva, é subesterçante, neutro ou sobresterçante. Em geral, conforme dito na seção 3.2.4, os veículos comuns de passeio possuem característica subesterçante, ou seja, é necessário o aumento do ângulo de esterço a medida que a velocidade de contorno de curva cresce. Por outro lado, apesar desse tipo de comportamento ser mais intuitivo para a maioria dos motoristas, valores muito altos demandam maior ação por parte do usuário e podem indicar um comportamento indesejado. Em veículos esportivos de passeio e veículos de corrida, é buscada a atenuação desse comportamento com a intenção de contornar curvas de raios menores com maiores velocidades.

### 4.3.1.3 Ângulo de rolagem

Este critério mensura o quanto um veículo rola durante o contorno de curva. De modo geral, veículos que rolam menos têm uma maior sensação subjetiva de segurança por parte de seus condutores. Assim como no ângulo de esterçamento, valores menores para a rolagem dependem do propósito a que se destina o veículo.

## 4.4 RESULTADOS

No início de cada análise é mostrada uma tabela com a identificação do parâmetro alterado e o valor relacionado a ele. Na legenda de cada gráfico aparece o tipo de simulação, o parâmetro alterado e o número referente a ele. Por exemplo, na legenda “Tire R1 vertical; Barra 2” tem-se a simulação da força normal no pneu dianteiro direito em que o elemento analisado é a barra estabilizadora na sua configuração de rigidez de 384 Nm/grau.

A representação do veículo de teste é mostrada na Fig. (4.13).

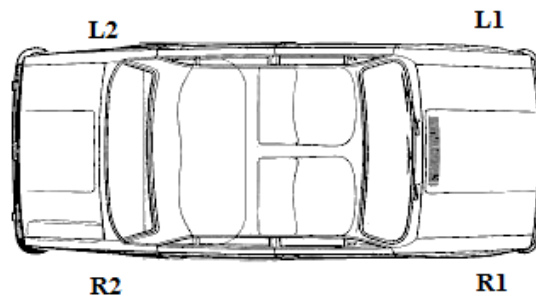


Figura 4.13 Representação dos pneus (L1: dianteiro esquerdo, R1: dianteiro direito; L2: traseiro esquerdo, R2: traseiro direito)

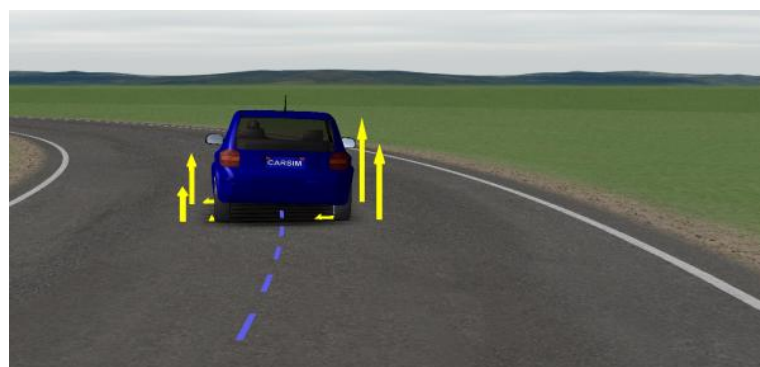


Figura 4.14 Animação do teste em circuito de raio constante (skid pad)

### 4.4.1 Resultados das simulações para a barra estabilizadora

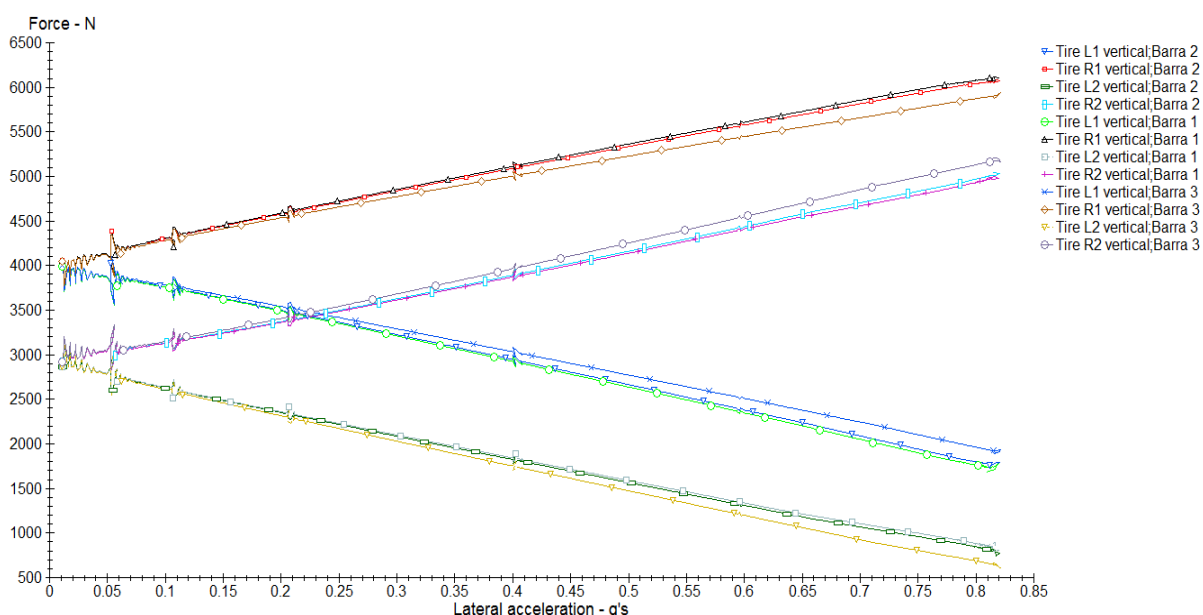
Nessa seção são apresentados os gráficos comparativos com os melhores resultados para as barras estabilizadoras avaliadas. Os outros gráficos de resultados encontram-se no Anexo I.

**Tabela 4.1. Valores da rigidez da barra estabilizadora**

Rigidez (Nm/°)	Dianteira	Traseira
Barra 1	384	344
Barra 2	384	384
Barra 3	384	569
Barra 4	384	184
Barra 5	384	251

#### 4.4.1.1 FORÇA NORMAL

O gráfico da Fig. (4.15) exibe a força normal atuante em cada roda à medida que a aceleração lateral cresce. Devido ao teste ser realizado no sentido anti-horário pode-se ver pelo gráfico o descarregamento das rodas do lado esquerdo e o carregamento das rodas do lado direito de cada veículo.



**Figura 4.15 Gráfico com a variação da força normal**

Comparando as alterações nas barras estabilizadoras, *Barra 2* e *Barra 3*, com a *Barra 1*, são verificadas algumas diferenças:

- 1) Em virtude da adoção de barras estabilizadoras mais rígidas na traseira, os veículos *Barra 2* e *Barra 3* apresentam maiores absorções do momento de curva, o que ocasiona uma força normal maior nas rodas traseiras direita para esses veículos na ordem da rigidez das barras.
- 2) Ocorre um maior descarregamento da roda traseira esquerda nos veículos *Barra 2* e *Barra 3* em virtude maior momento de curva absorvido pela suspensão traseira. Quanto maior a rigidez da barra maior o descarregamento.
- 3) O pneu dianteiro direito, que é o mais exigido nesse tipo de teste, é menos carregado nos veículos *Barra 2* e *Barra 3*, nessa ordem. Isso se deve ao menor momento absorvido pela

suspensão dianteira nesses veículos, o que faz com que o *grip* médio nos seus eixos frontais seja maior.

- 4) Ocorre um menor descarregamento na roda dianteira esquerda para os veículos *Barra 2* e *Barra 3*, respectivamente, conservando assim um *grip* maior nesse pneu.

#### 4.4.1.2 ÂNGULO DE ESTERÇAMENTO

No gráfico da Fig.(4.16) pode-se verificar o ângulo de Ackerman de aproximadamente 23 graus para a direção, encontrado na aceleração lateral quase nula. Porque o ângulo de esterço só aumenta com a aceleração lateral, o gradiente de subesterço é positivo o tempo todo. Quando o limite é alcançado em aproximadamente 0,82g para ambos, o típico limite de subesterço é visto quando mais ângulo de esterçamento não aumenta a aceleração lateral.

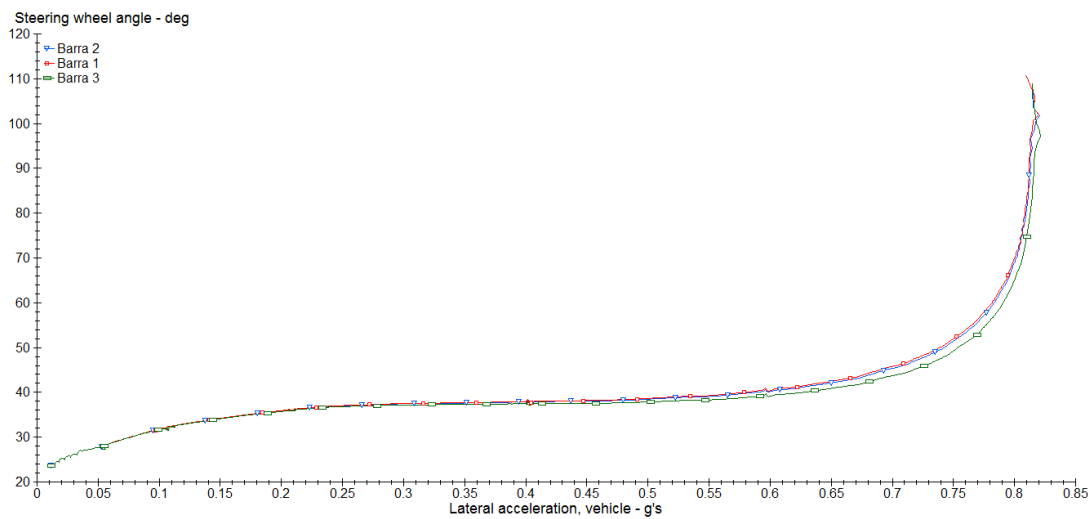


Figura 4.16. Gráfico do ângulo do volante

#### 4.4.1.3 ÂNGULO DE ROLAGEM

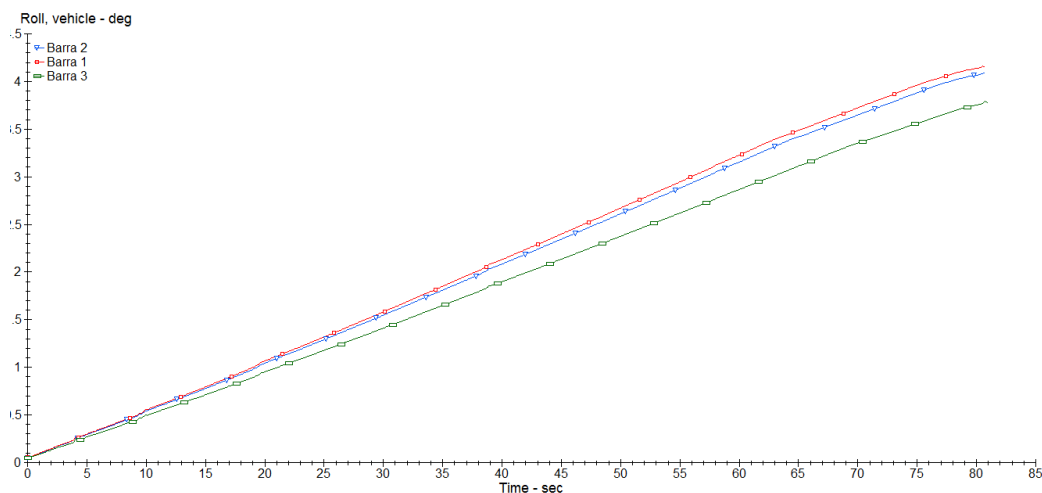


Figura 4.17 Gráfico do ângulo de rolagem

O gráfico da Fig. (4.17) mostra um ângulo de rolagem máximo, no teste realizado, de 4,16 graus para o *Barra 1*. Para o *Barra 2* e *Barra 3*, os ângulos são 4 graus e 3,79 graus, respectivamente.

#### 4.4.2 Resultados das simulações para o pneu

Tabela 4.2 Dimensões dos pneumáticos

Pneu	Dimensão
Pneu1	205/55 R 16
Pneu2	185/65 R 15
Pneu3	205/45 R 17

##### 4.4.2.1 Força normal

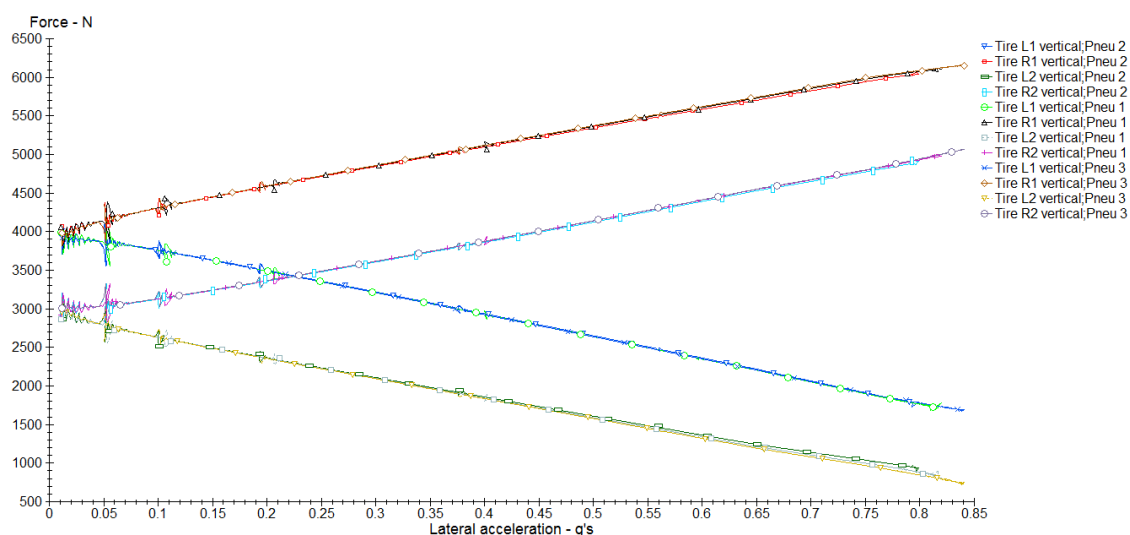


Figura 4.18 Gráfico com a variação da força normal

O comportamento da força normal é similar para os veículos analisados com diferentes pneumáticos, porém, percebe-se que há um limite de carregamento maior para o *Pneu 3* e menor para o *Pneu 2*. O veículo que utiliza o primeiro, mais aderente, submete-se a um maior carregamento nos pneus direitos e, por consequência, um maior descarregamento dos pneus esquerdos. E o que utiliza o *Pneu 2*, menos aderente, é aquele em que é encontrado um menor valor de carregamento e descarregamento.

##### 4.4.2.2 Ângulo de esterçamento

Porque o ângulo de esterço só aumenta com a aceleração lateral, o gradiente de subesterço é sempre positivo. Os limites de aceleração lateral máxima são bastante diferentes entre os diferentes pneus. Com pneu 2 o limite é de 0,79g e com o pneu 3 é de 0,84g.

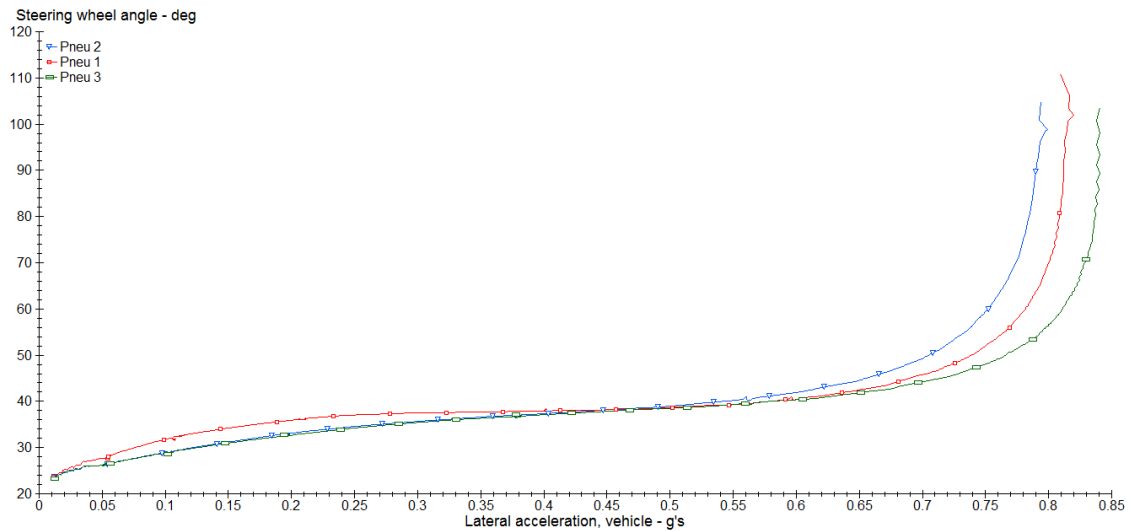


Figura 4.19 Gráfico do ângulo do volante

#### 4.4.2.3 Ângulo de rolagem

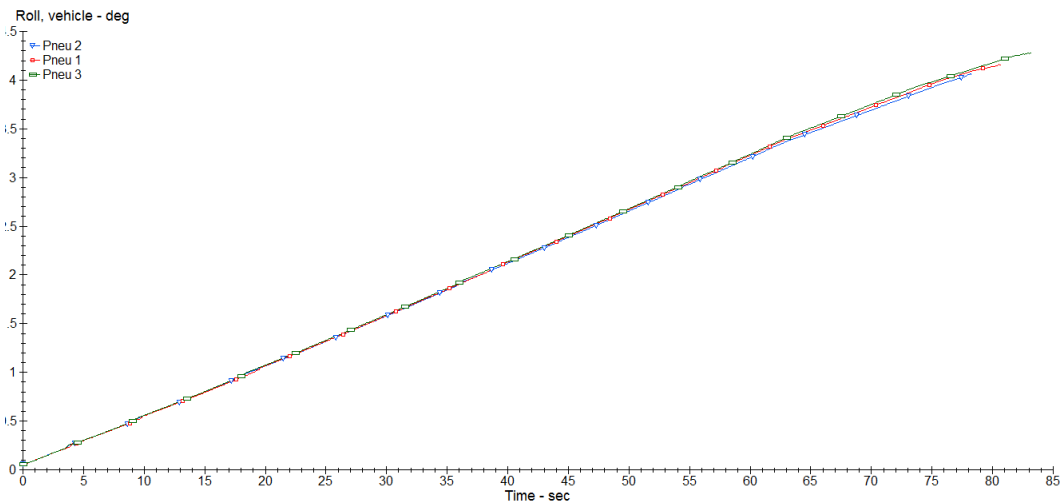


Figura 4.20 Gráfico do ganho de aceleração lateral

Devido ao *pneu 2* gerar menos aderência que o *pneu 1*, a rolagem evidenciada pela carroceria do automóvel que o usa é ligeiramente menor que a experimentada pela do *pneu 1* do veículo inicial. A aderência maior no *pneu 3* faz com que ele gere mais força lateral e causa um ligeiro aumento na rolagem da carroceria.

#### 4.4.3 Resultados das simulações para mola

Tabela 4.3 Valor da rigidez para mola

Rigidez (N/mm)	Dianteira	Traseira
Mola 1	27	30
Mola 2	27	50
Mola 3	27	130
Mola 4	27	14
Mola 5	27	18



#### 4.4.3.1 Força normal

O comportamento da força normal com os diferentes valores de rigidez de mola revelam que a maior rigidez da *Mola 3* faz com que pneu traseiro direito seja mais carregado que o pneu dianteiro direito, e devido a isso, o descarregamento do pneu traseiro esquerdo faz com que ele fique perto de sair do chão, Fig. (4.21).

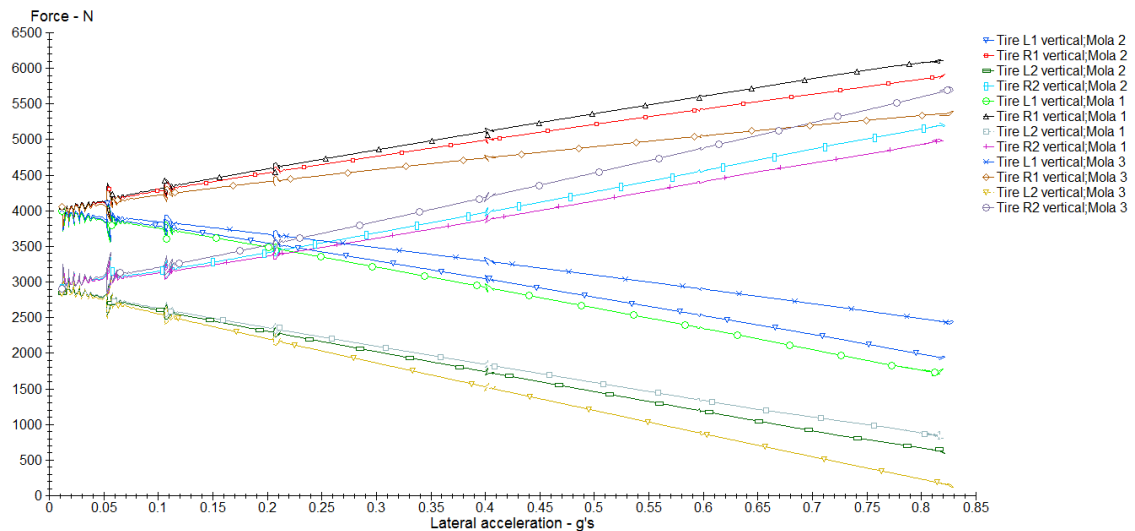


Figura 4.21 Gráfico com a variação da força normal

#### 4.4.3.2 Ângulo de esterçamento

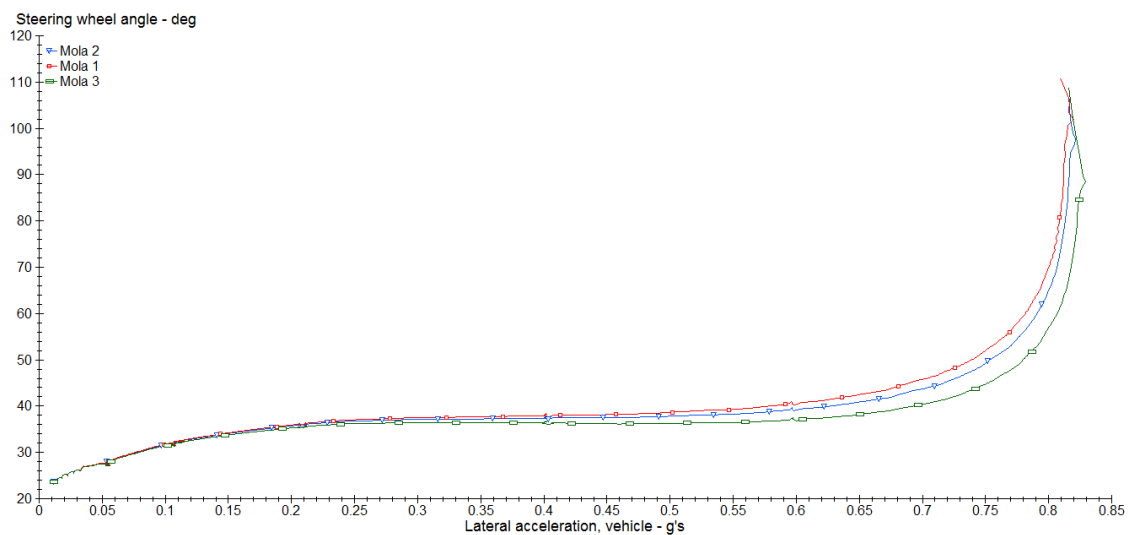


Figura 4.22 Gráfico do ângulo do volante

No gráfico da Fig. (4.22) pode-se verificar que o gradiente de subesterço é positivo o tempo todo. Porém, o gradiente de subesterço diminui bastante com o aumento da rigidez da mola traseira.

### 4.4.3.3 Ângulo de rolagem

O ângulo de rolagem experimentado quando do uso da mola 3 é de 2,70 graus, e da mola 2 é de 3,74 graus.

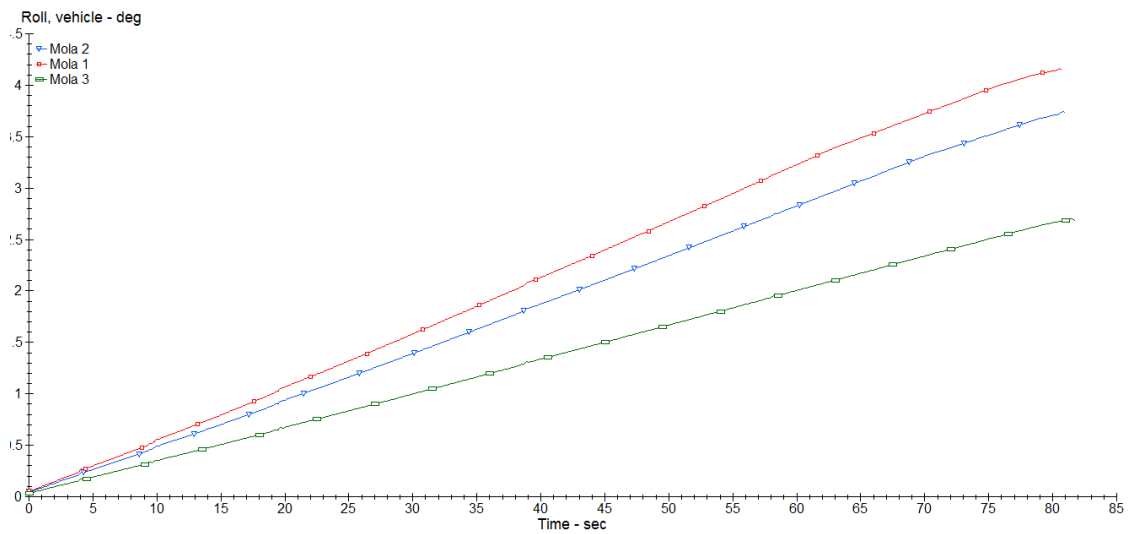


Figura 4.23 Gráfico do ângulo de rolagem

### 4.4.4 Resultados das simulações para a cambagem

Tabela 4.4 Valor do ângulo de cambagem

Cambagem (°)	Dianteiro	Traseiro
Camber 1	0	0
Camber 2	1	0
Camber 3	2	0
Camber 4	-1	0
Camber 5	-2	0

#### 4.4.4.1 Força normal

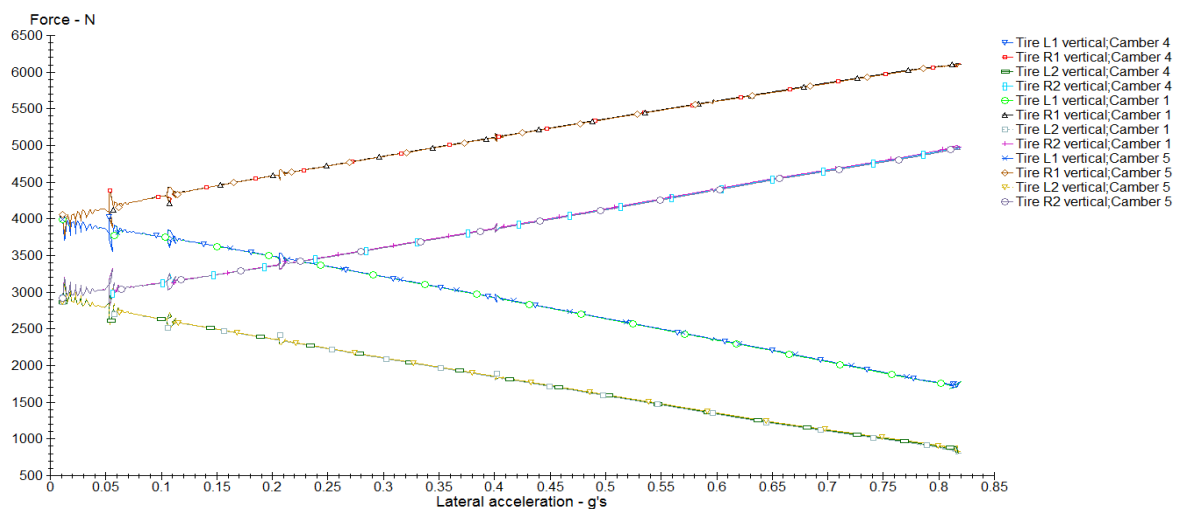


Figura 4.24 Gráfico com a variação da força normal

A força normal é praticamente idêntica para os diferentes ângulos de cambagem.

#### 4.4.4.2 Ângulo de esterçamento

Observa-se leve diminuição no subesterço para cambagem mais negativa, Fig. (4.25).

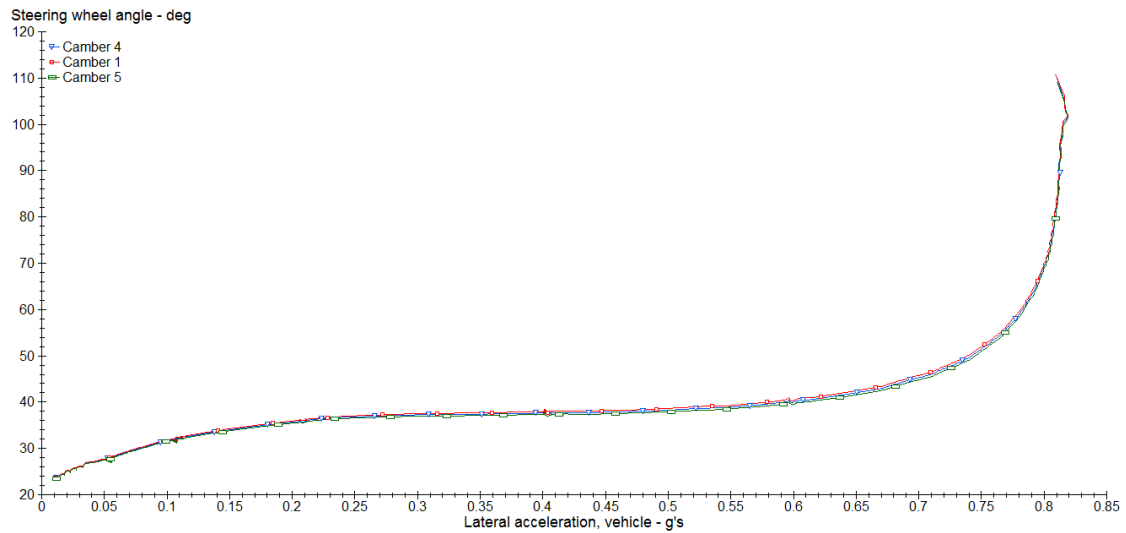


Figura 4.25 Gráfico do ângulo do volante

#### 4.4.4.3 Ângulo de rolagem

No gráfico da Fig. (4.26), verifica-se um pouco menos de ângulo de rolagem para valores de cambagem mais negativos.

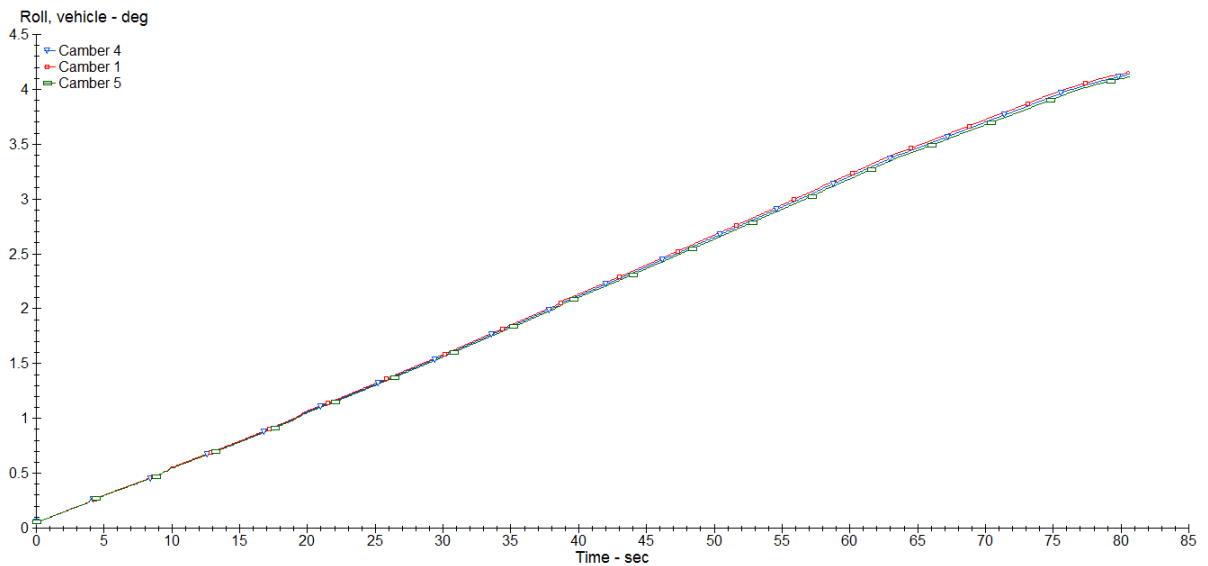


Figura 4.26 Gráfico do ângulo de rolagem

#### 4.4.5 Resultados das simulações para a convergência

Nessa seção são apresentados os gráficos comparativos com os melhores resultados para os diferentes valores de convergência. Os outros gráficos de resultados encontram-se no Anexo I.

Tabela 4.5 Valor do ângulo de convergência

Convergência (°)	Dianteira	Traseira
Conv 1	0	0
Conv 2	-0,5	0
Conv 3	-1	0
Conv 4	0,5	0
Conv 5	1	0

#### 4.4.5.1 Força normal

O gráfico da Fig. (4.27) mostra que a alteração da convergência das rodas não altera a força normal atuante nos pneus.

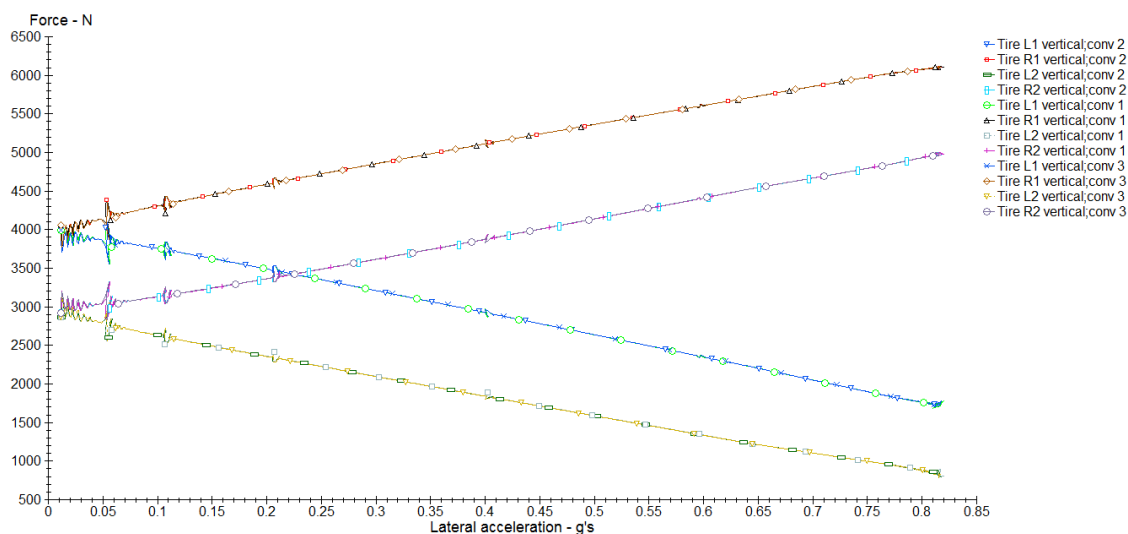


Figura 4.27 Gráfico com a variação da força normal

#### 4.4.5.2 Ângulo de esterçamento

Observa-se claramente que quando se diminui a convergência, menor é o ângulo de esterço do veículo. Com isso, verifica-se uma menor tendência subesterçante em *conv 3*.

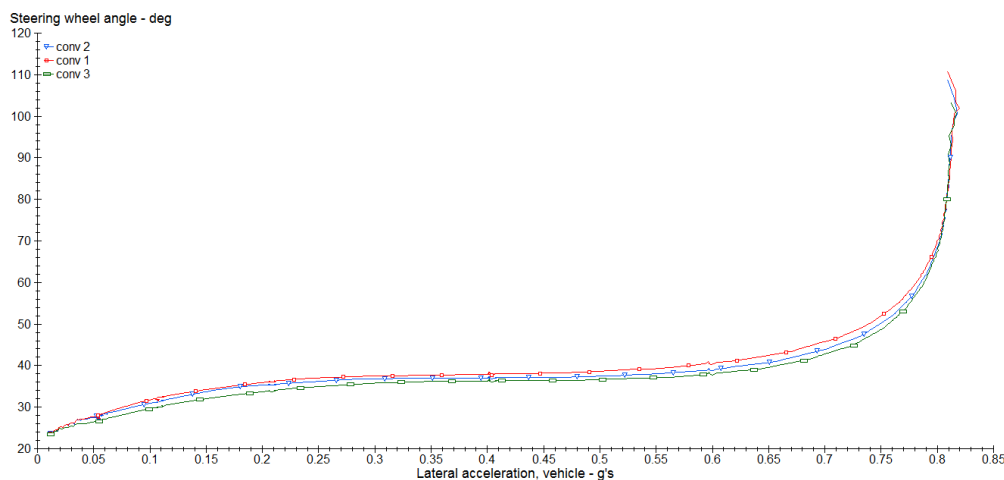


Figura 4.28 Gráfico do ângulo do volante

### 4.4.5.3 Ângulo de rolagem

O gráfico da Fig. (4.29) não exibe nenhuma alteração do ângulo de rolagem quando se muda a convergência.

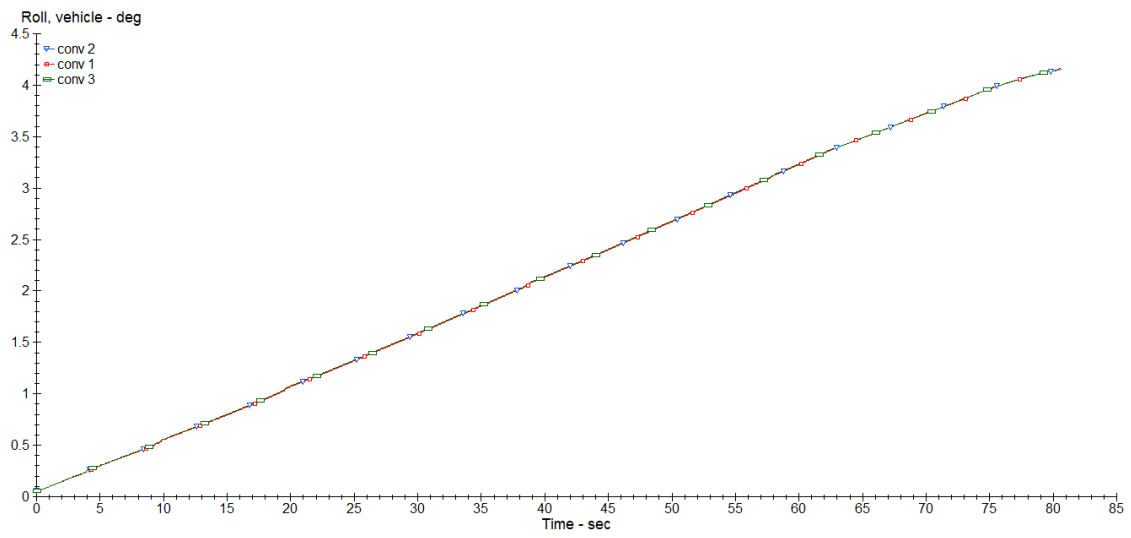


Figura 4.29 Gráfico do ângulo de rolagem

# 5 PROPOSIÇÃO DE PARÂMETROS VISANDO A DIMINUIÇÃO DO SUBESTERÇO

Os capítulos anteriores trouxeram a bagagem do entendimento teórico e dos resultados da análise das simulações individuais de diferentes parâmetros. Com base nisso, pretende-se propor agora um veículo com as melhores características verificadas. Visto que o trabalho tem como meta os aspectos corriqueiros de mudança no veículo para o usuário comum, o estudo de caso aqui desenvolvido serve como guia para melhorar o comportamento em curva de um veículo tipicamente subesterçante.

Os melhores parâmetros vistos no capítulo anterior serão combinados de acordo com a proposição que será desenvolvida a seguir.

## 5.1 ESTUDO DE CASO

### 5.1.1 ALTERAÇÕES PROPOSTAS

#### 5.1.1.1 PNEUMÁTICO

Para melhorar o comportamento do veículo em curva, o pneu deve ser o primeiro item a ser analisado. As dimensões dos pneumáticos interferem significativamente no comportamento do veículo, e pneus mais largos e de perfis menores aumentam a rigidez lateral e a aderência, conforme visto na seção 2.2. Essa maior aderência resulta em forças laterais bem mais intensas que aumentam a rolagem da carroceria e, por consequência, a cambagem dinâmica. Por isso, com a intenção de atenuar esses efeitos depois de selecionado o pneumático, aumenta-se a rigidez de rolamento da suspensão que será vista a seguir (Smith, 1978).

#### 5.1.1.2 RIGIDEZ DE ROLAMENTO DA SUSPENSÃO

Como foi dito anteriormente, o pneu mais aderente causa maior rolagem da carroceria, e como contramedida, é preciso oferecer mais resistência a essa rolagem aumentando a rigidez de rolamento da suspensão. A mola e a barra estabilizadora são elementos que alteram essa rigidez. Com o objetivo de simplificar a proposição, serão consideradas alterações somente na mola e na barra do eixo traseiro. A diferença entre as duas está no fato de que a primeira altera a rigidez com o custo do desconforto enquanto a segunda não. A mudança da barra é de mais simples aplicação e menos onerosa, escolhe-se primeiro ela e depois é selecionada a mola (Smith, 1978).

A barra e a mola mais rígidas diminuem o ângulo de rolagem e a cambagem dinâmica, e isso são duas mudanças em uma única alteração. Desse modo, após alterá-las o próximo passo é verificar o ajuste da geometria do alinhamento.

### 5.1.1.3 GEOMETRIA DO ALINHAMENTO

Depois de feita as mudanças nos pneumáticos e na rigidez de rolamento da suspensão, é necessário o correto ajuste da geometria do alinhamento. Para isso, o primeiro parâmetro a ser alterado é a cambagem estática dianteira. Em condições de uso normais ela não deve ter um valor muito alto com vista aos pneus não serem degradados demasiadamente e para também não perderem capacidade de tração e frenagem, conforme seção 2.3.4.1. O parâmetro consecutivo é a convergência dianteira, o ajuste dele é simples e dever ser sempre checado quando a suspensão é modificada e reajustado quando se muda a cambagem (Puhn, 1976).

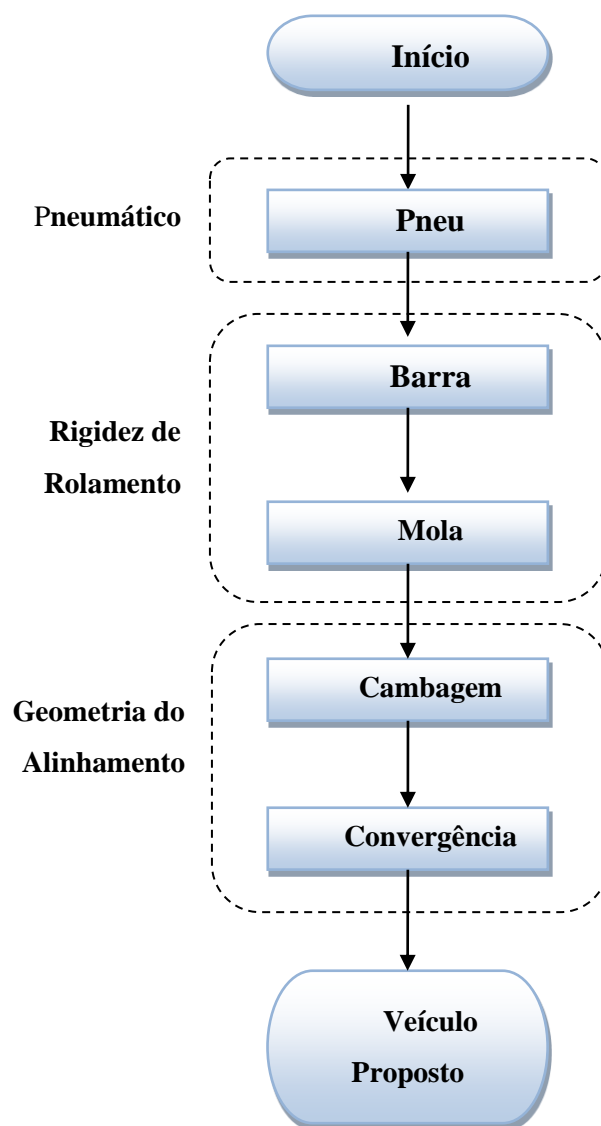


Figura 5.1. Diagrama do processo de escolha dos parâmetros do veículo proposto

## 5.2 CONFIGURAÇÃO DO VEÍCULO

Como forma de usar os valores analisados no capítulo anterior, o valor da rigidez dianteira da barra estabilizadora, 384Nm/°, e da mola, 27N/mm, não será alterado. A tabela (5.1) representa as configurações combinadas com os melhores parâmetros do capítulo anterior, bem como as seleções feitas em cada etapa. A primeira etapa é a de comparação das simulações para a escolha do pneu (comb 1 e comb 2), a segunda é para a escolha da barra estabilizadora (comb 3 e comb 4), a terceira é para a escolha da mola (comb5 e comb 6), a quarta é para a escolha da cambagem (comb 7 e comb 8) e a quinta e para a escolha da convergência (9 e 10).

**Tabela 5.1 Simulações com as etapas de seleção dos melhores parâmetros.**

Simulação	Pneu	Traseira		Dianteira	
		Barra estabilizadora (Nm/°)	Mola (N/mm)	Camber (°)	Toe (°)
comb 1	205/55 R16	344	30	0	0
comb 2	205/45 R17	344	30	0	0
comb 3	205/45 R17	384	30	0	0
comb 4	205/45 R17	569	30	0	0
comb 5	205/45 R17	569	50	0	0
comb 6	205/45 R17	569	130	0	0
comb 7	205/45 R17	569	50	-1	0
comb 8	205/45 R17	569	50	-2	0
comb 9	205/45 R17	569	50	-2	-0,5
comb 10	205/45 R17	569	50	-2	-1

Escolha do pneu
Escolha da barra estabilizadora
Escolha da mola
Escolha do camber
Escolha Do toe
Melhor parâmetro

Das simulações expostas na Tab. (5.1), a que oferece o melhor resultado é a comb 10, e assim sendo, esse é o veículo proposto. Com isso, são mostrados os resultados para esse veículo comparativamente ao veículo inicial comb 1. Os demais gráficos encontram-se no Anexo II.

## 5.3 RESULTADOS

### 5.3.1 FORÇA NORMAL

O gráfico da Fig. (5.2) mostra que o veículo proposto (comb 10) possui uma transferência de carga lateral maior no eixo traseiro, ou seja, um maior momento de rolamento absorvido por esse eixo. Por consequência, o eixo dianteiro recebe uma menor transferência de carga lateral resultando em maior *grip* médio nos pneus desse eixo, o que é bastante favorável.



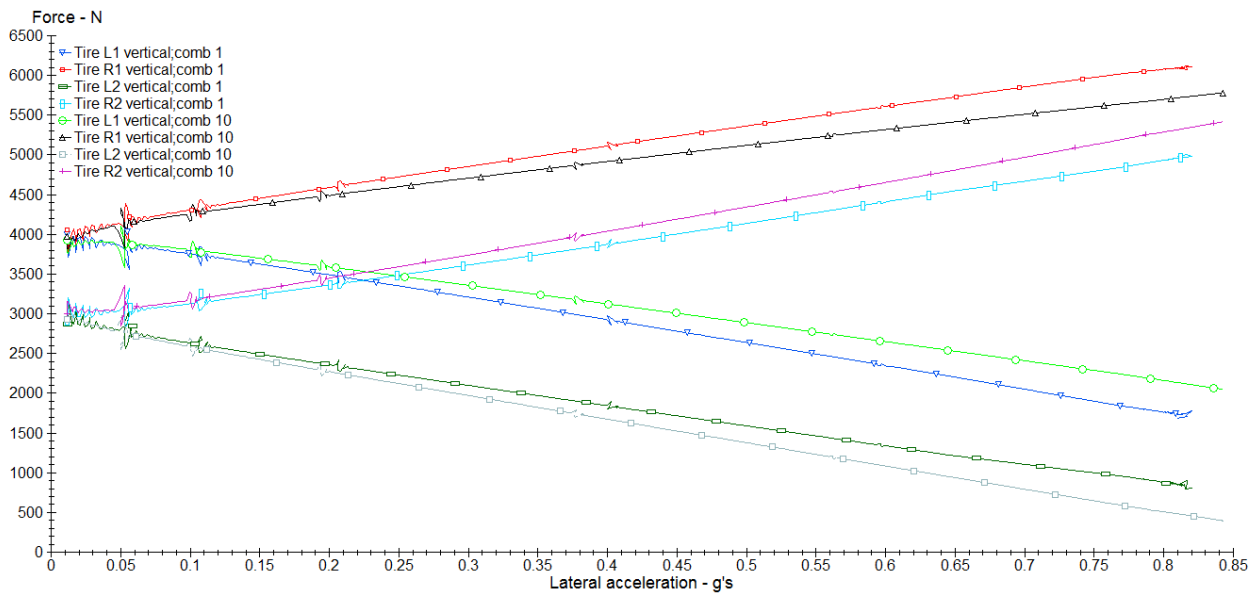


Figura 5.2 Gráfico com a variação da força normal

### 5.3.2 ÂNGULO DE ESTERÇAMENTO

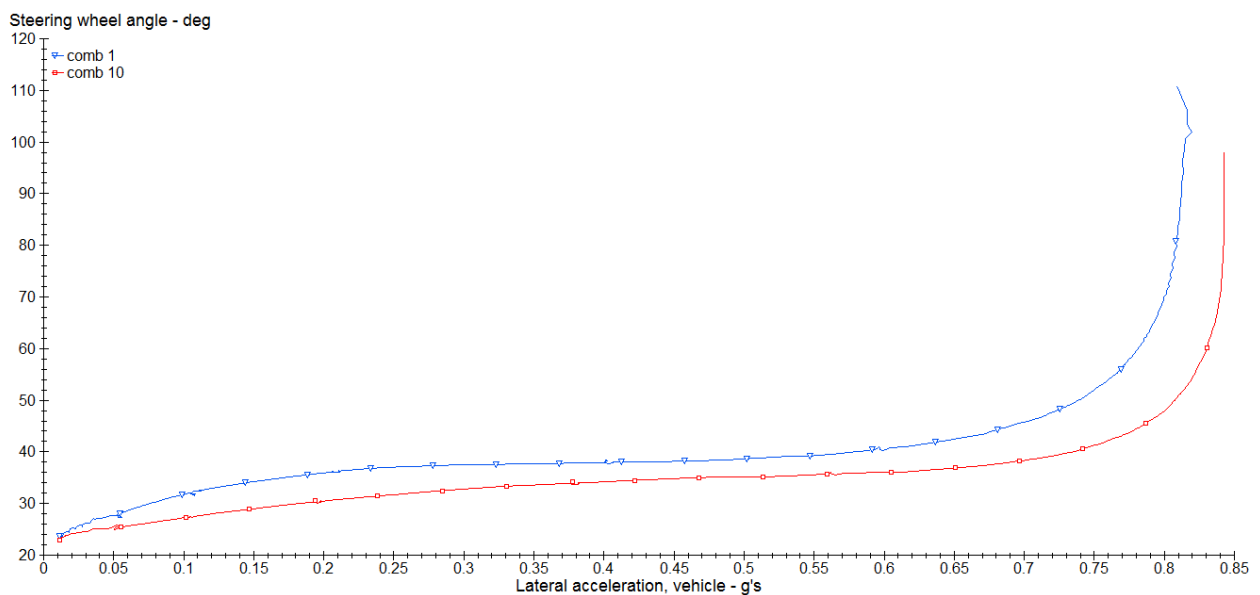
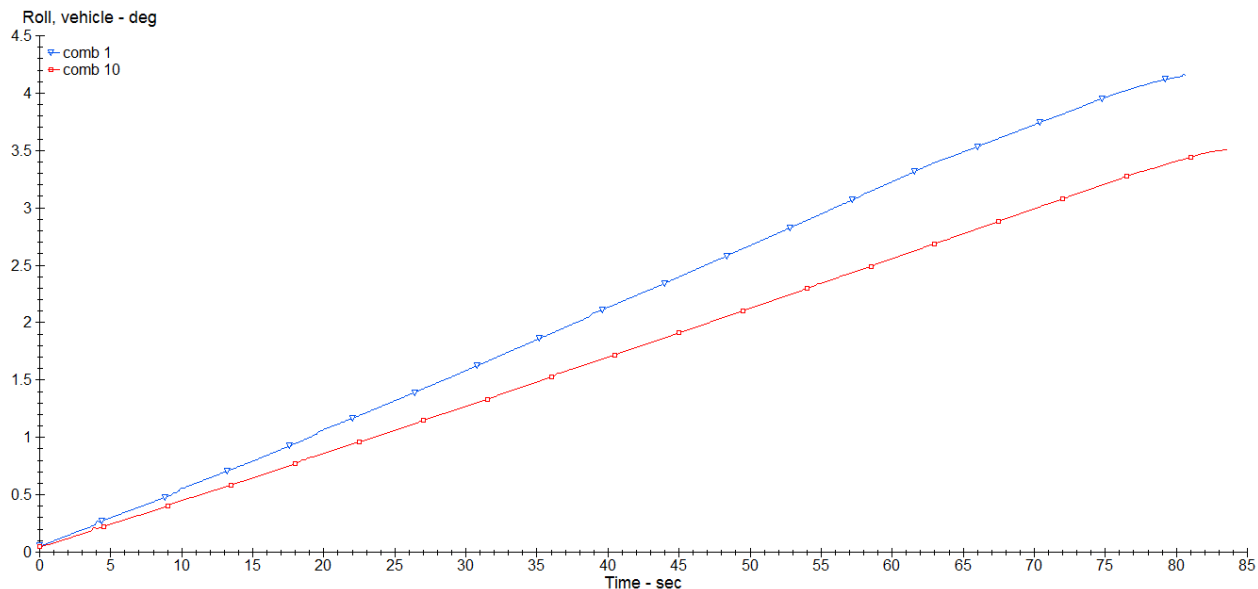


Figura 5.3 Gráfico do ângulo do volante

Comparando os valores máximos de aceleração lateral, Fig. (5.3), pode-se verificar limites distintos entre as duas curvas, 0,82g e 0,84g, respectivamente. Isso é devido ao pneu mais aderente. O ângulo de esterço menor em toda a faixa de aceleração, mostra que a configuração do veículo proposto (comb 10) proporciona uma diminuição no subesterço.

### 5.3.3 ÂNGULO DE ROLAGEM

A Figura (5.4) mostra que o veículo proposto (comb 10) rola menos com 3,50° de inclinação da carroceria, enquanto que o veículo inicial inclina 4,16°.



**Figura 5.4 Gráfico do ângulo de rolagem**

## 5.4 DISCUSSÕES

Verifica-se que na etapa de seleção da mola, a escolha dá-se pela menos rígida. Isso é devido ao levantamento da roda traseira interna durante a curva, o que é um comportamento não aceitável para a segurança do usuário. A Fig. (9.7) do Anexo II demonstra isso. Com isso, infere-se que a proposição apresentada representa uma boa avaliação para o processo de escolha dos parâmetros do veículo proposto.

## 6 CONCLUSÕES

O que se busca em um veículo de passeio é a melhor dirigibilidade possível. Para isso, o estudo da dinâmica veicular é essencial para que se aprimore essa característica necessária ao uso seguro e confiável do automóvel. Esse projeto conseguiu abordar de uma maneira simplificada parte desse campo de estudo, o da dinâmica transversal veicular.

No Cap. 2 apresentaram-se os principais parâmetros de influência no comportamento de um veículo em curva. Os conceitos abordados nesse capítulo servem como base para as mudanças que podem ser realizadas pelo usuário comum de um veículo de passeio.

No Cap. 3 abordaram-se as forças envolvidas na dinâmica transversal veicular e o equacionamento para curvas em regime permanente. Após isso, o Cap. 4 deu uma boa noção sobre a utilização do software CarSim®. Com as simulações realizadas no circuito *skidpad* buscou-se prever o comportamento que o carro poderá ter quando são feitas alterações nos parâmetros abordados no Cap. 2, os quais são: molas, barras estabilizadoras, pneus, cambagem e convergência. Verifica-se, com isso, que molas e barras estabilizadoras traseiras mais rígidas diminuem a tendência subesterçante, bem como, cambagem e convergência negativas. Dos pneus, observa-se que suas dimensões afetam a aceleração lateral fortemente.

No Cap. 5, pode-se propor a combinação de todos os parâmetros vistos, com o intuito de melhorar a dirigibilidade atenuando a tendência subesterçante. Verificou-se que se altera primeiro o pneumático, após isso, a rigidez de rolamento da suspensão, a começar pela mudança nas barras estabilizadoras e depois nas molas. Por sua vez, observou-se que essas devem ser empregadas com critério para não ocorrer o comportamento desfavorável de levantamento da roda traseira interna à curva. Por fim, o ajuste da geometria do alinhamento serviu como a última etapa da proposição dos parâmetros que favorecem a diminuição do subesterço.

Para dar maior confiabilidade aos resultados obtidos, propõe-se como trabalho futuro a avaliação experimental do teste simulado. Assim como, a aplicação da metodologia de superfície de resposta na otimização do comportamento em curva de um veículo comum de passeio.

## 7 REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

**Gillespie, T.D.**, “Fundamentos of vehicle dynamics” 1992, Society of Automotive Engineers, Inc.

**Máximo, L. F. B.**, “Estudo do comportamento dinâmico de um veículo de passageiros em manobras de *handling*” 2002., Dissertação de mestrado – PUC Minas -

**Milliken, W.F.; Milliken**, “Race Car Vehicle Dynamics”1995, SAE International.

**Nicolazzi, L.C.**, “Introdução a modelagem quase estática de veículos automotores de rodas”. 2012. Publicação interna do GRANTE- UFSC.

**Puhn, Fred.**, “How to Make Your Car Handle” 1976, H. P. Books.

**Smith, C.**, “Tune To Win” 1978, Aero Publisher.

**Torres, R.N.**, “Contribuição para o desenvolvimento de uma suspensão aplicada a um veículo de fórmula SAE”. 2011., Trabalho de conclusão de curso - Universidade de Brasília –

Site:

BEST CARS WEB SITE, Consultório técnico – “O sistema da Volvo que pode evitar uma capotagem”. Disponível em: < <http://bestcars.uol.com.br/ct/capot.htm> >. Acesso em: 10/05/2015.

## 8.1 GRÁFICOS

Nesse anexo serão apresentados todos os gráficos das simulações da escolha do veículo proposto. Esses gráficos não foram apresentados no Cap. 4, juntamente com os outros, para evitar a poluição do texto.

## 8.2 RESULTADOS DAS SIMULAÇÕES PARA AS BARRAS ESTABILIZADORAS MENOS RÍGIDAS

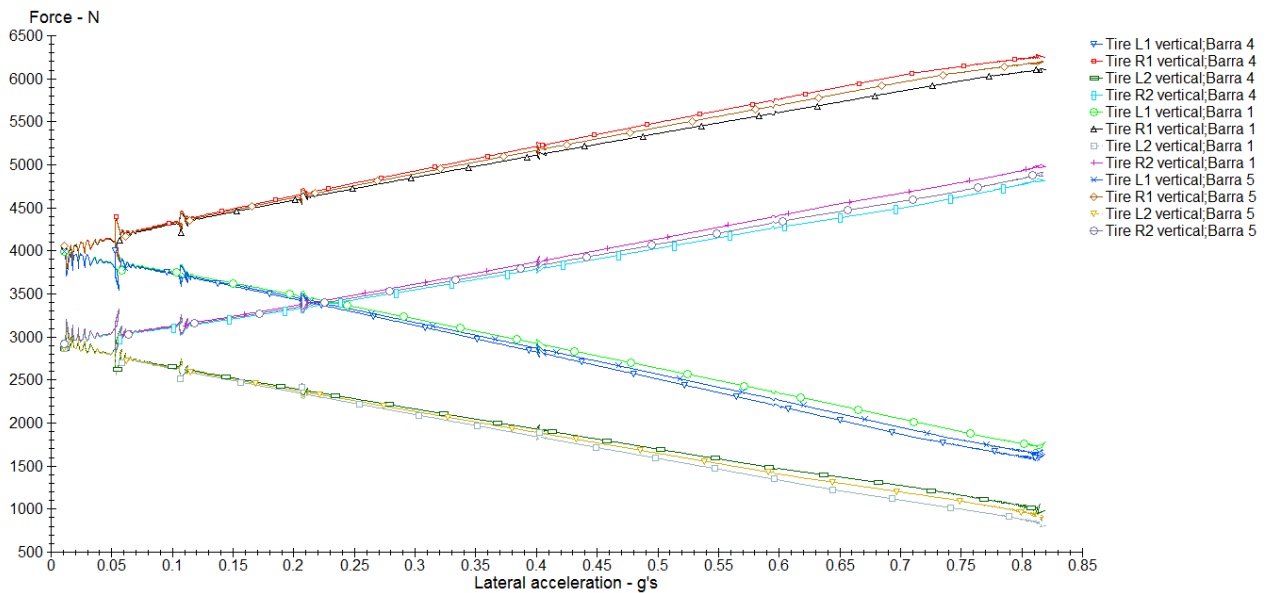


Figura 8.1 Gráfico com a variação da força normal

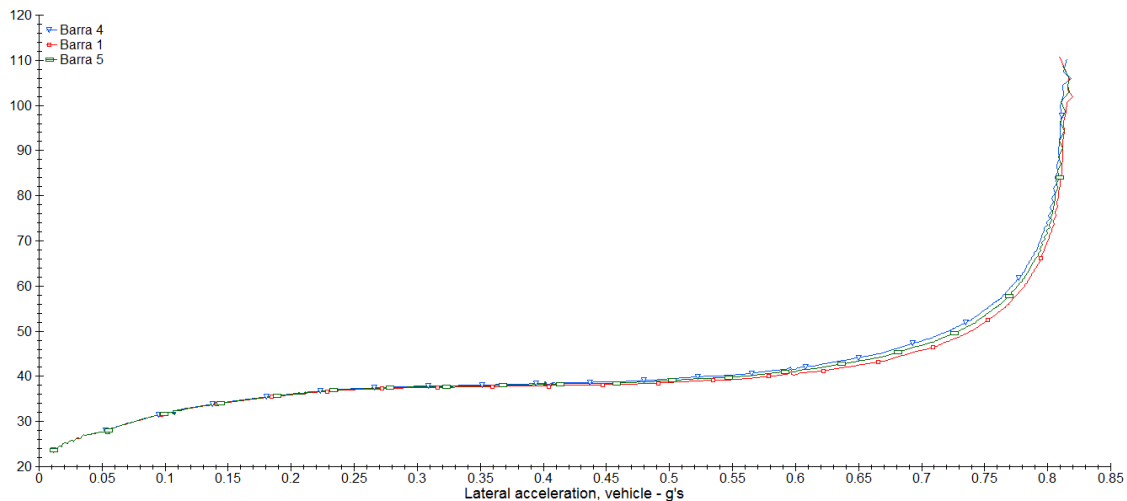


Figura 8.2 Gráfico do ângulo do volante.

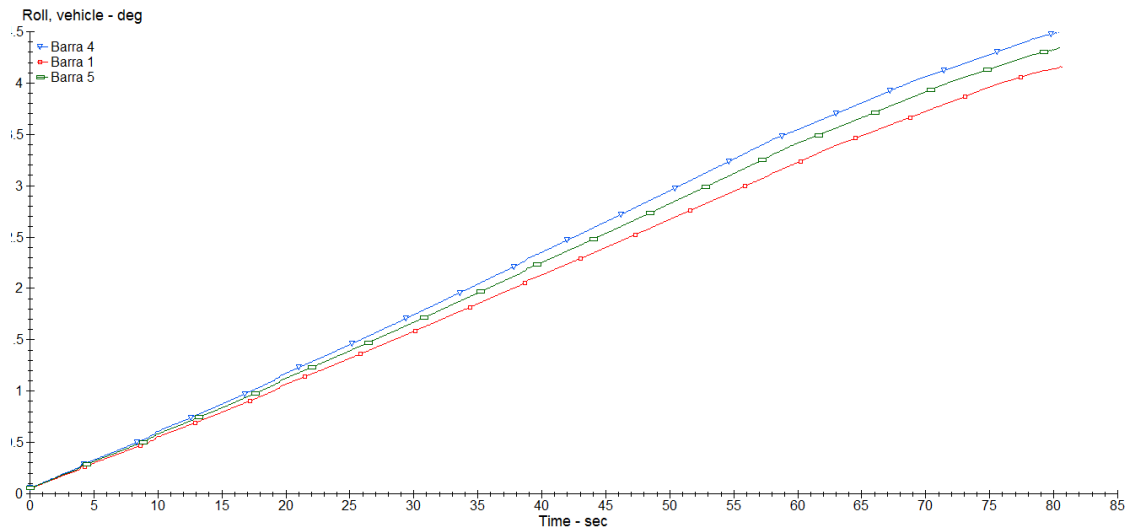


Figura 8.3 Gráfico do ângulo de rolagem

### 8.3 RESULTADOS DAS SIMULAÇÕES PARA AS MOLAS MENOS RÍGIDAS

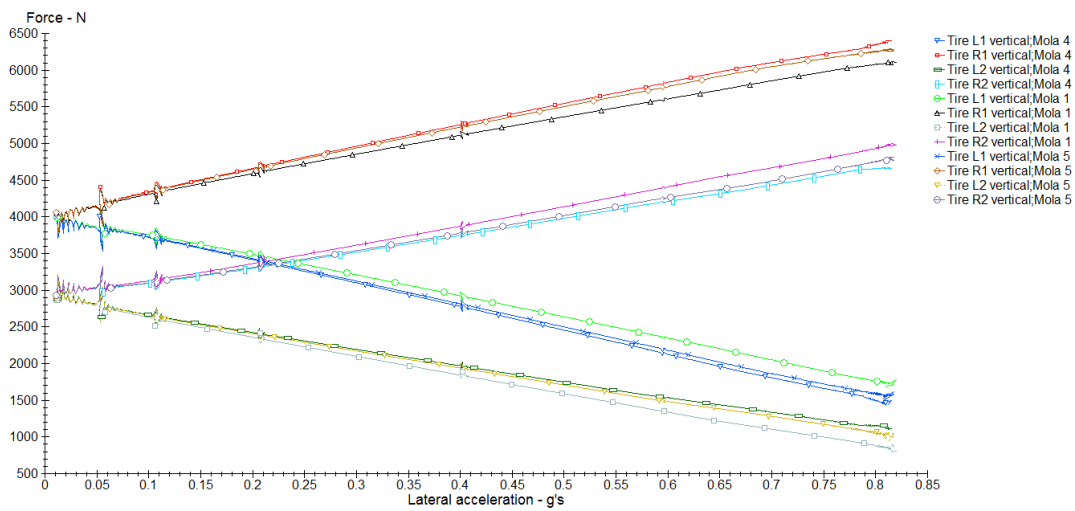


Figura 8.4 Gráfico com a variação da força normal

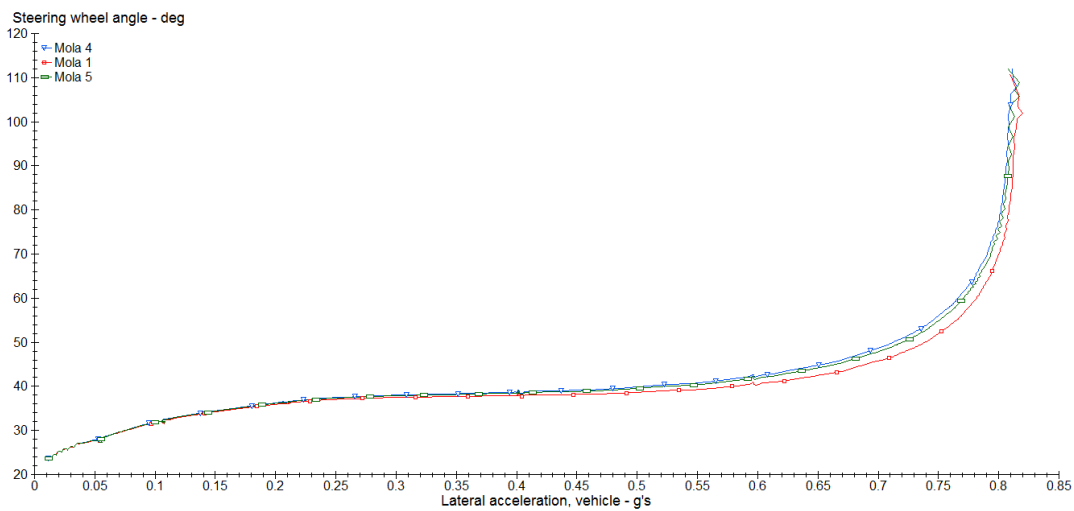


Figura 8.5 Gráfico do ângulo do volante.

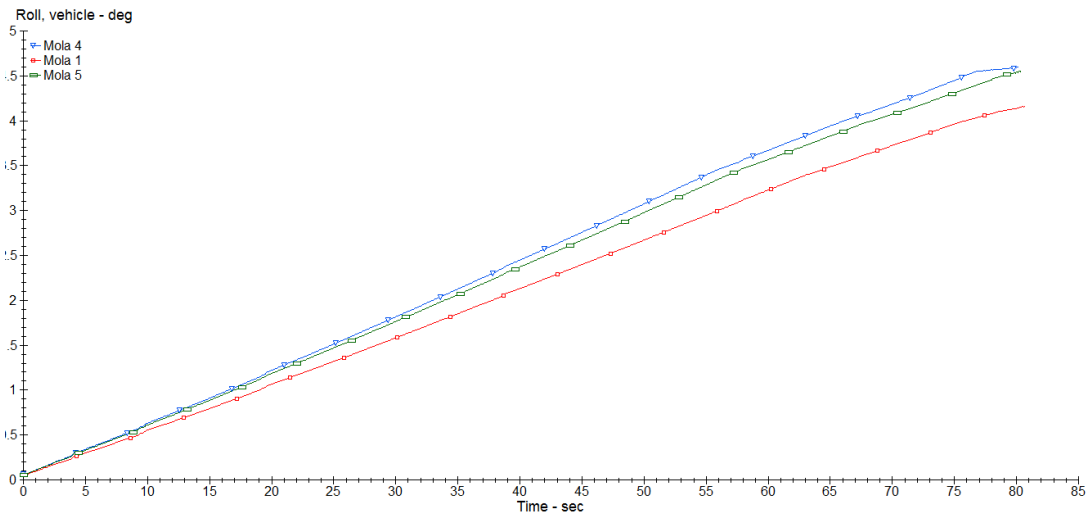


Figura 8.6 Gráfico do ângulo de rolagem

## 8.4 RESULTADO DAS SIMULAÇÕES PARA CAMBAGENS POSITIVAS

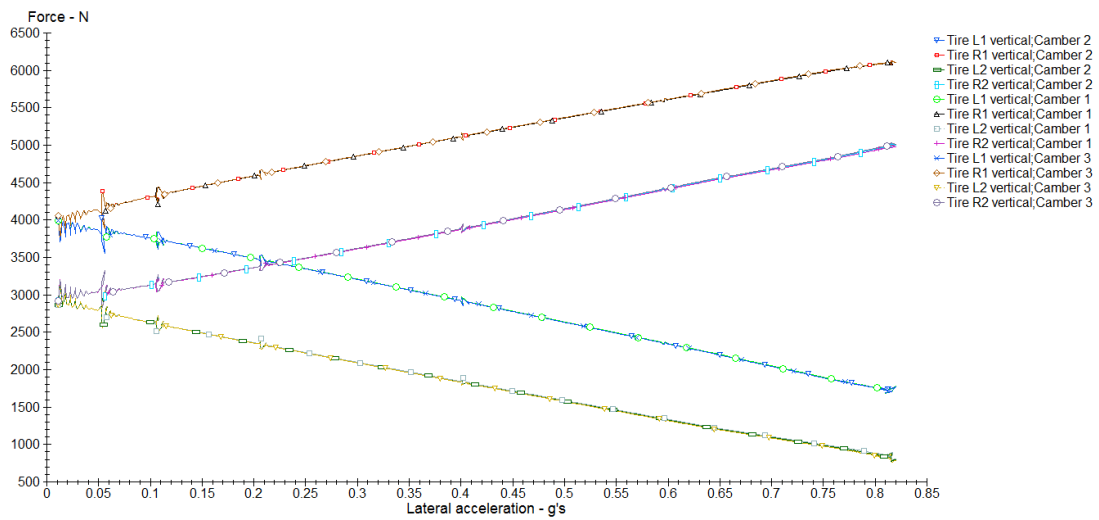


Figura 8.7 Gráfico com a variação da força normal

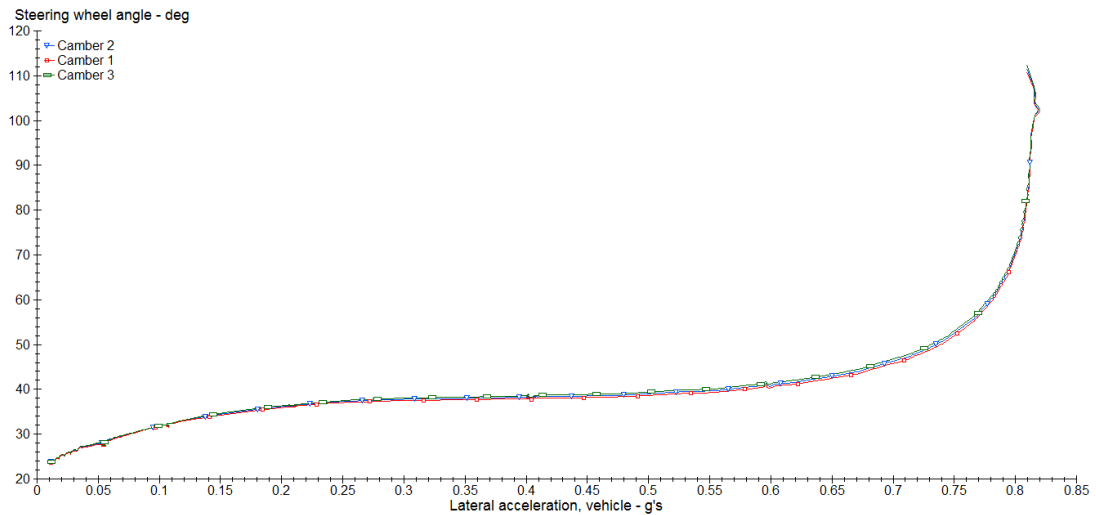


Figura 8.8 Gráfico do ângulo do volante

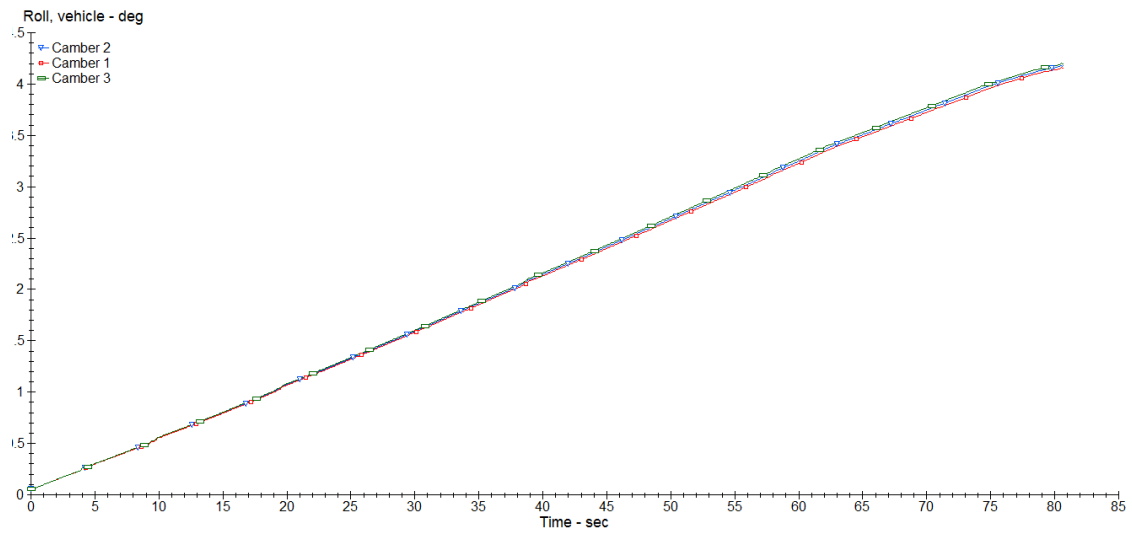


Figura 8.9 Gráfico do ângulo de rolagem

## 8.5 RESULTADO DAS SIMULAÇÕES PARA CONVERGÊNCIAS MAIORES

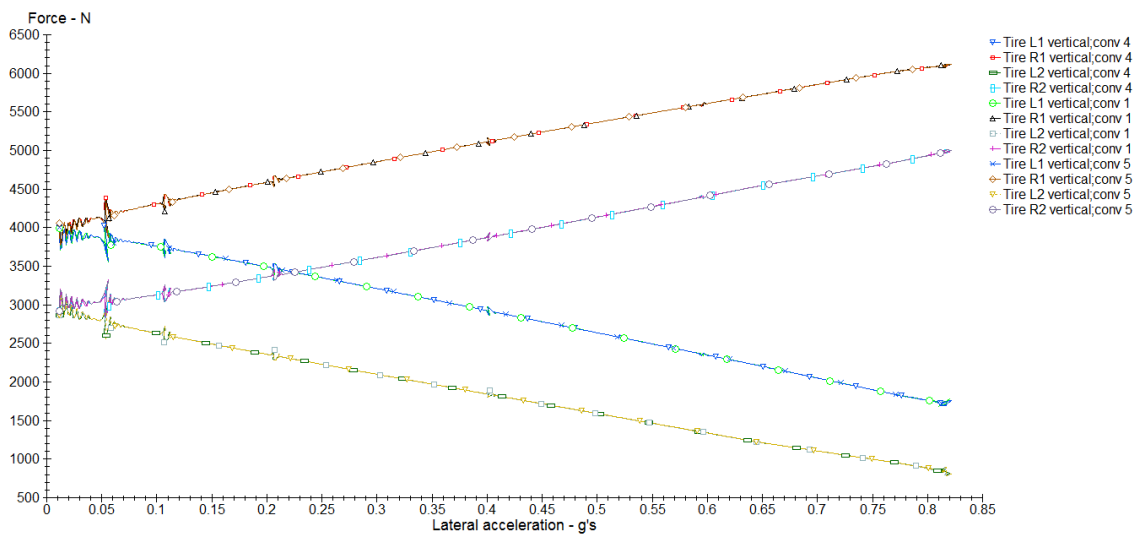


Figura 8.10 Gráfico com a variação da força normal

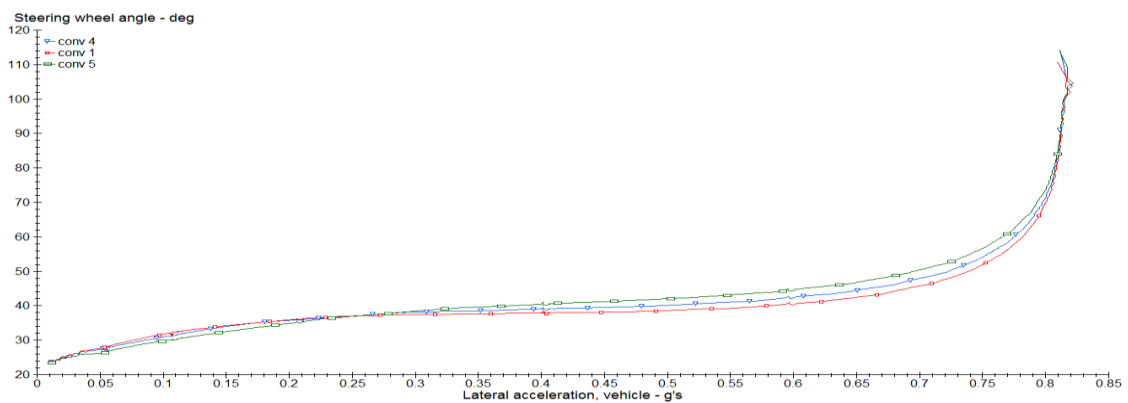
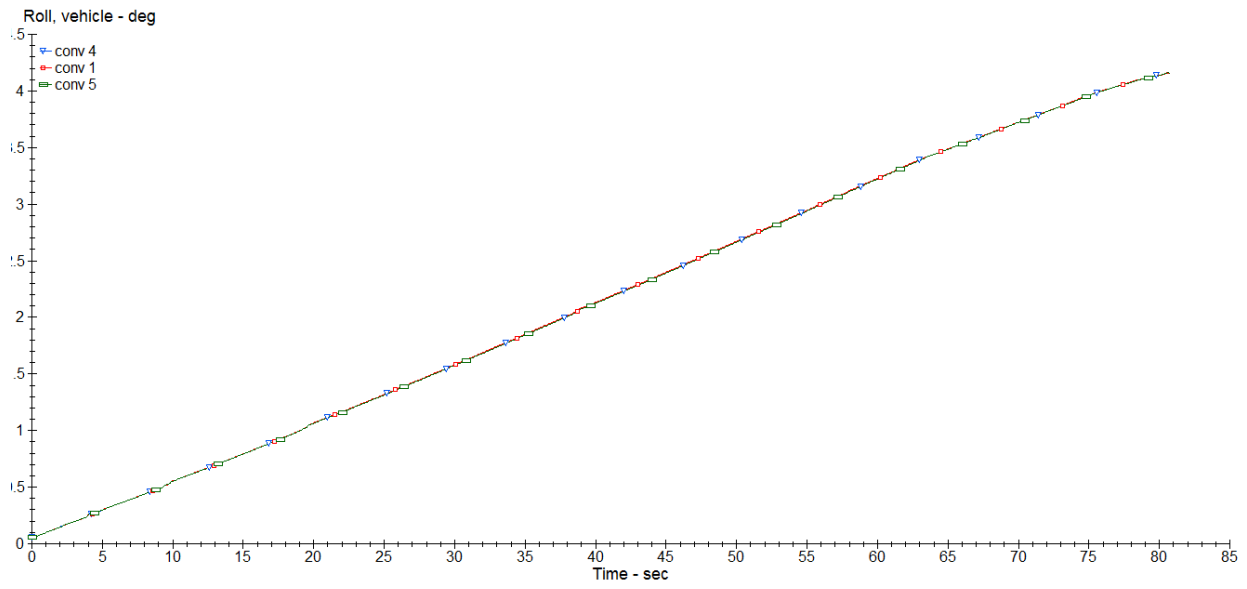


Figura 8.11 Gráfico do ângulo do volante





**Figura 8.12** Gráfico do ângulo de rolagem

## 9.1 GRÁFICOS

Nesse anexo serão apresentados todos os gráficos das simulações da escolha do veículo proposto. Esses gráficos não foram apresentados no Cap. 5, juntamente com os outros, para evitar a poluição do texto.

A configuração de cada simulação encontra-se na Tab. (5.1) do Cap. 5.

### 9.1.1 Escolha do pneu

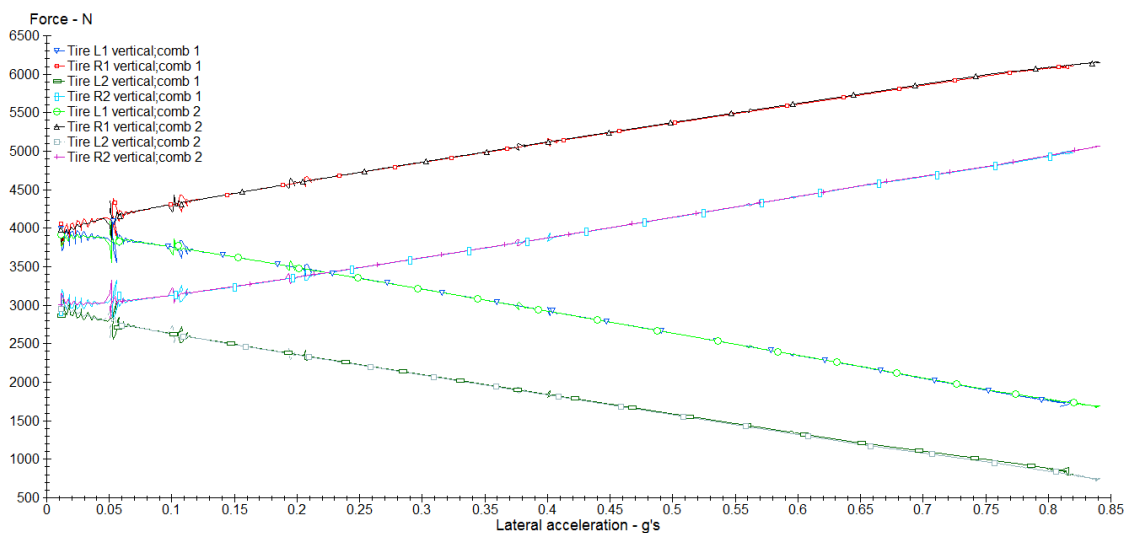


Figura 9.1 Gráfico com a variação da força normal

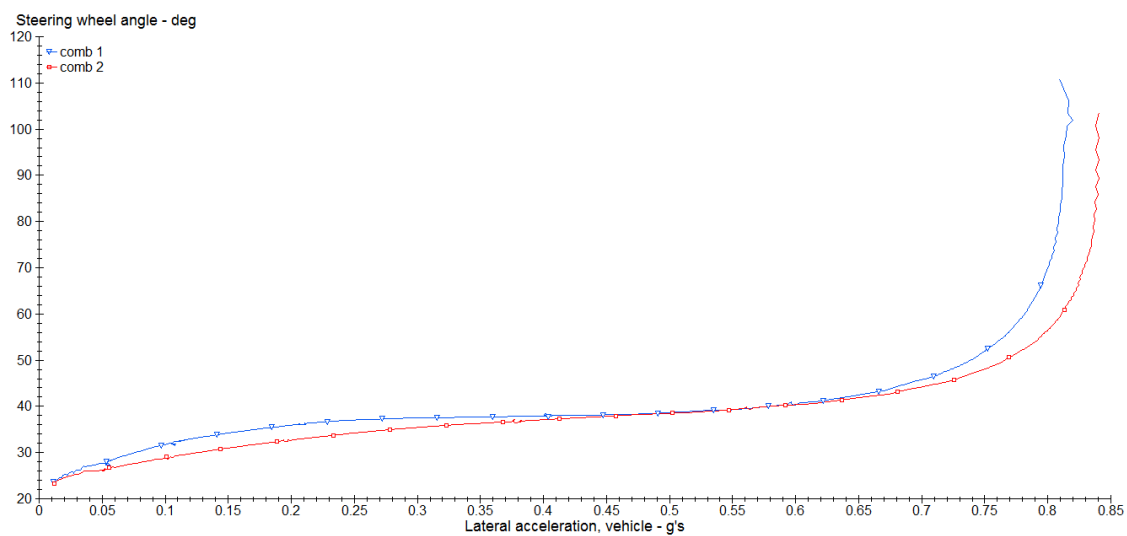


Figura 9.2 Gráfico do ângulo do volante

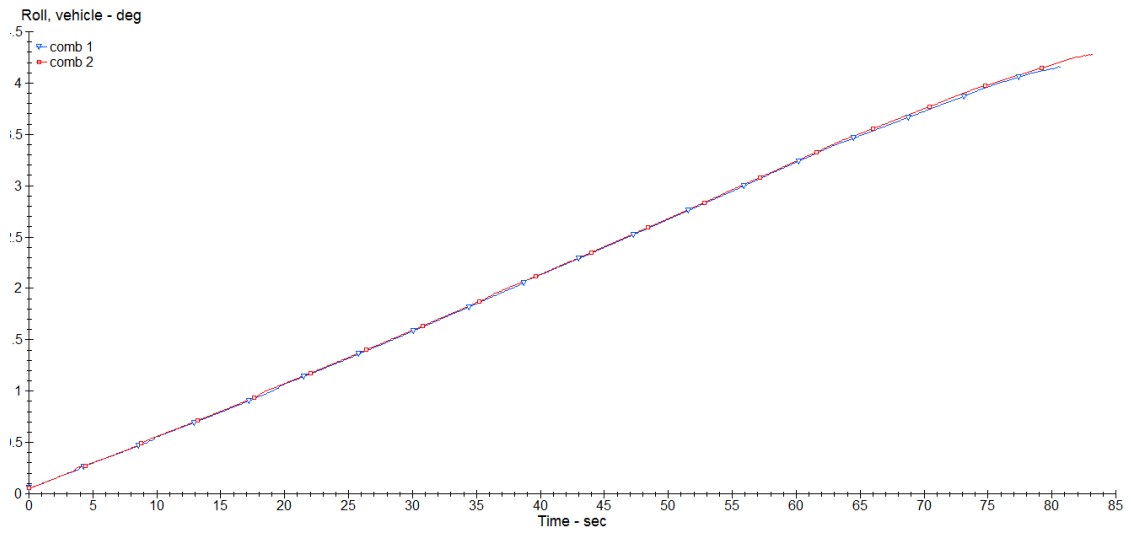


Figura 9.3 Gráfico do ângulo de rolagem

### 9.1.2 Escolha da barra estabilizadora

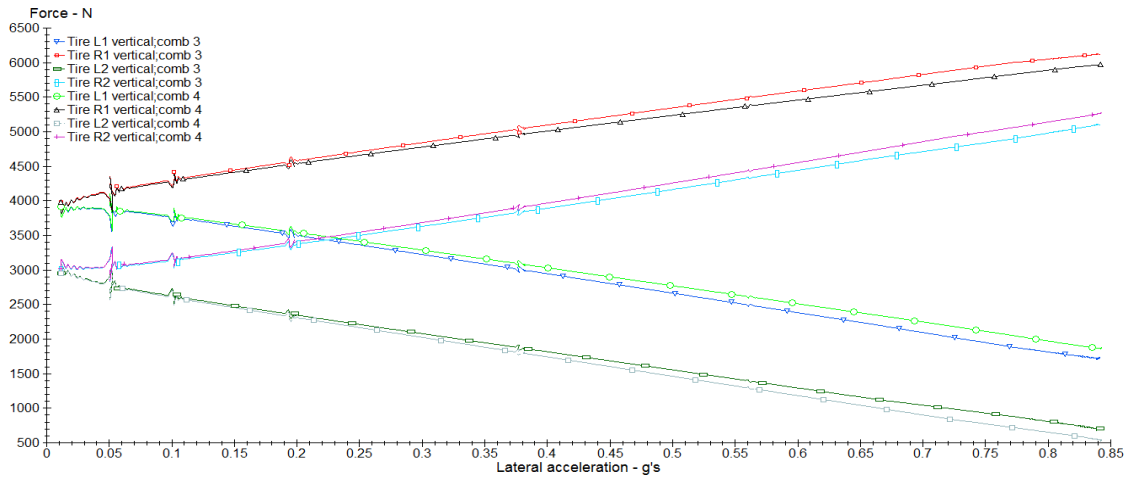


Figura 9.4 Gráfico com a variação da força normal

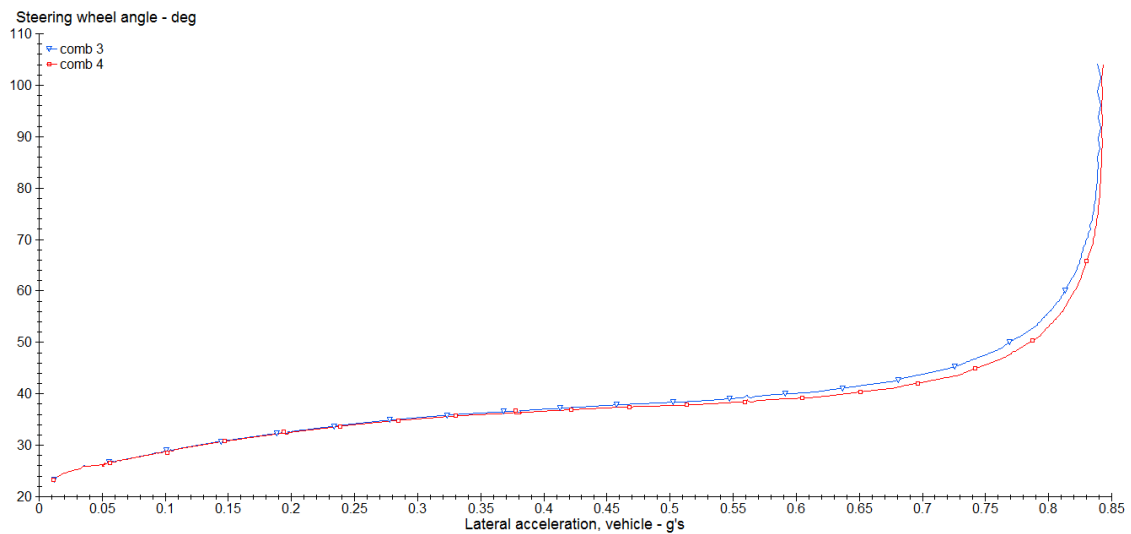


Figura 9.5 Gráfico do ângulo do volante

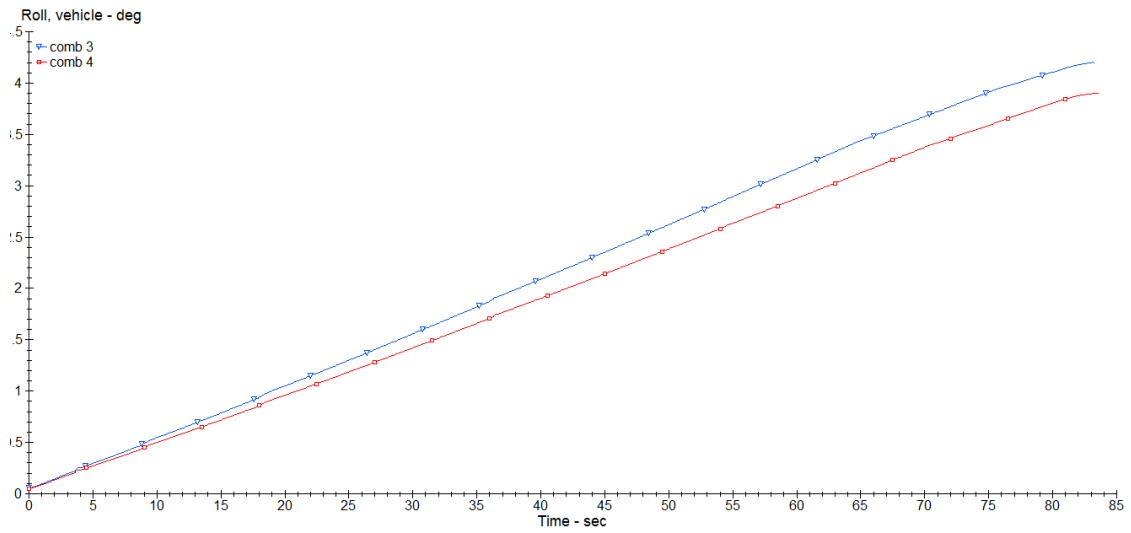


Figura 9.6 Gráfico do ângulo de rolagem

### 9.1.3 Escolha da mola

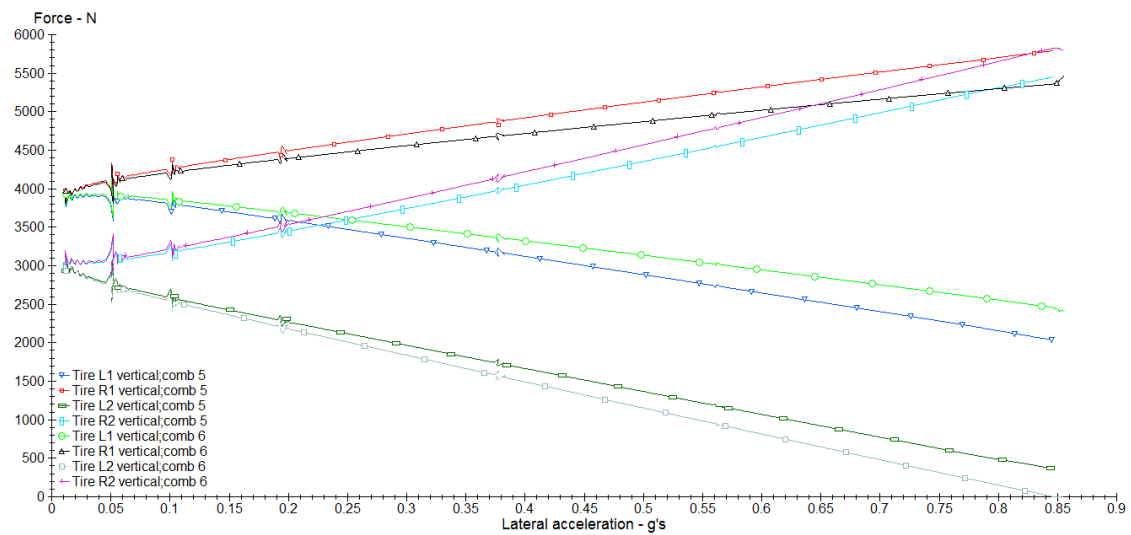


Figura 9.7 Gráfico com a variação da força normal

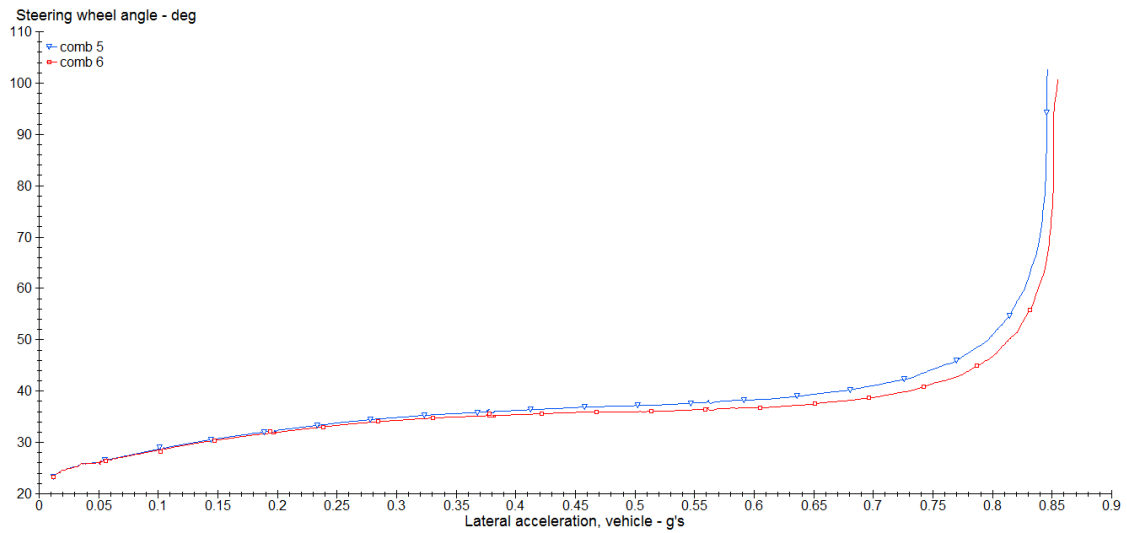


Figura 9.8 Gráfico do ângulo do volante

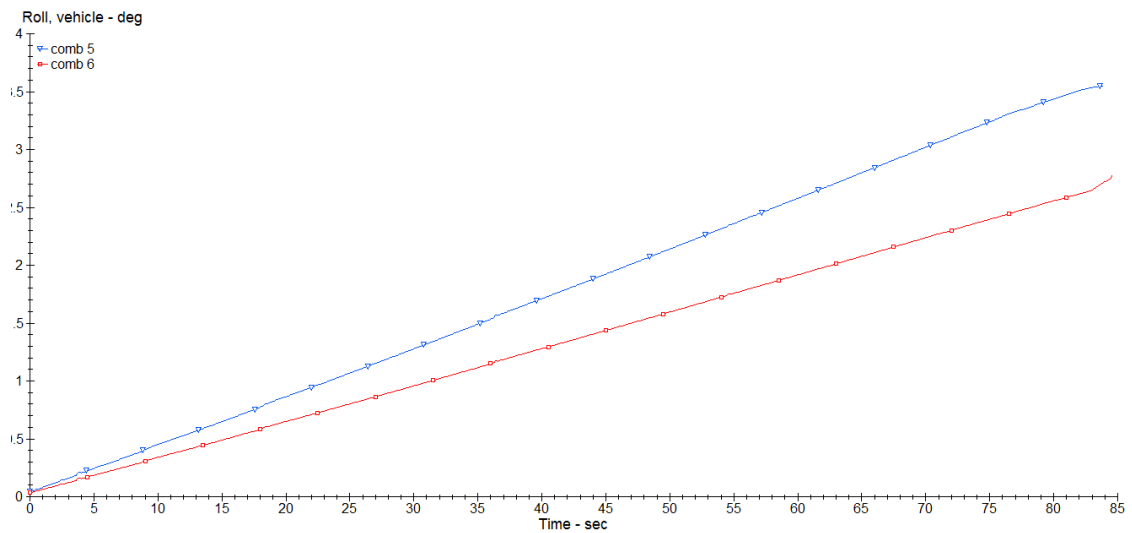


Figura 9.9 Gráfico do ângulo de rolagem

### 9.1.4 Escolha da cambagem

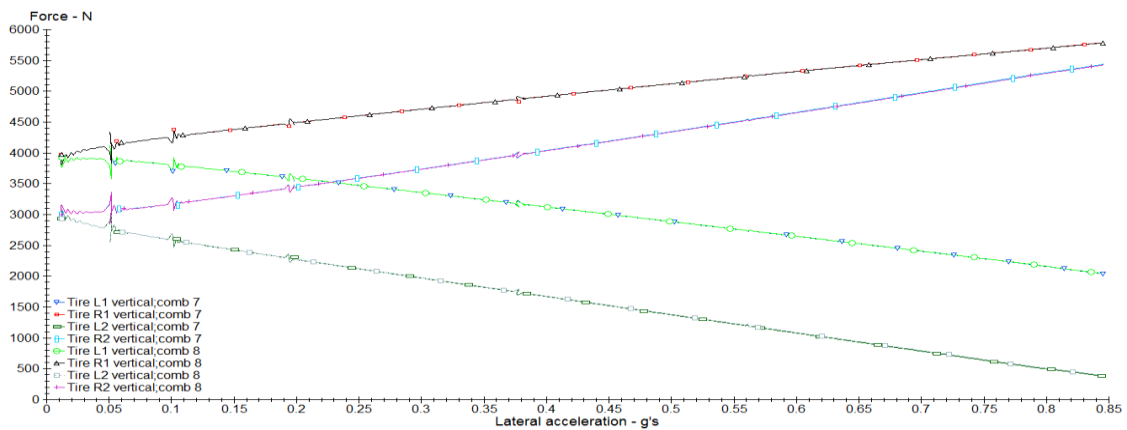


Figura 9.10 Gráfico com a variação da força normal

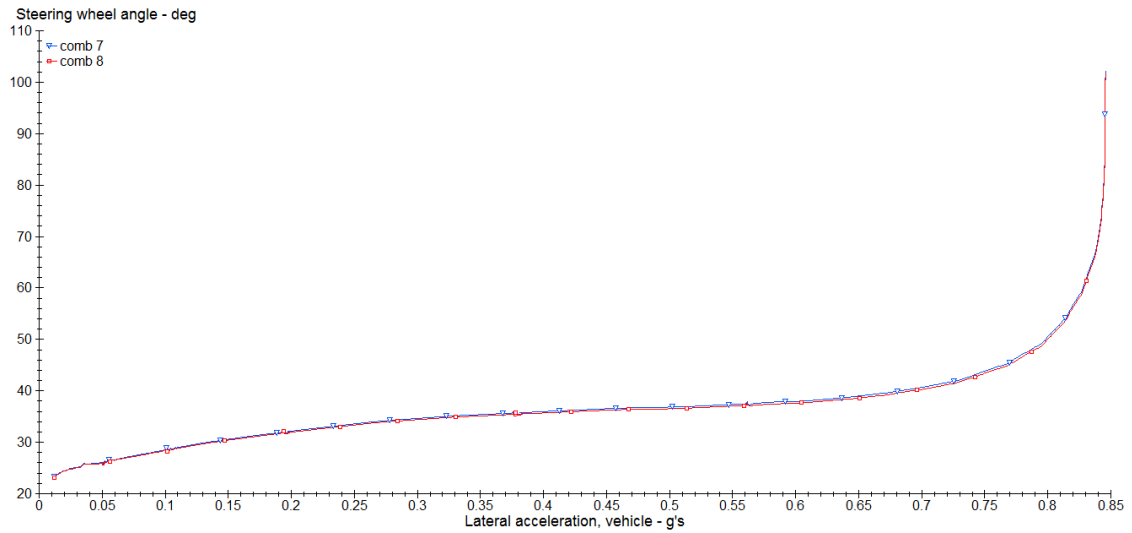


Figura 9.11 Gráfico do ângulo do volante

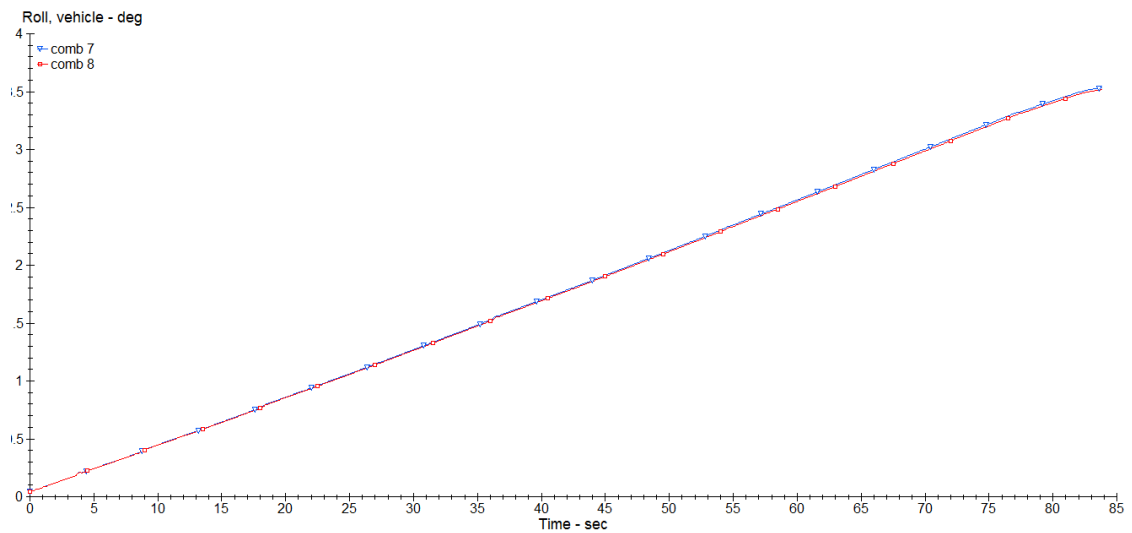


Figura 9.12 Gráfico do ângulo de rolagem

### 9.1.5 Escolha da convergência

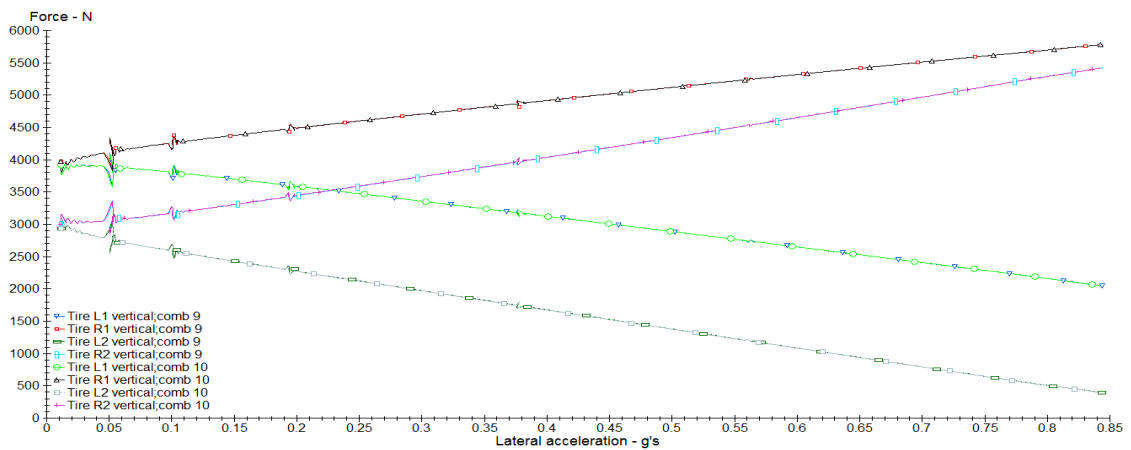


Figura 9.13 Gráfico com a variação da força normal

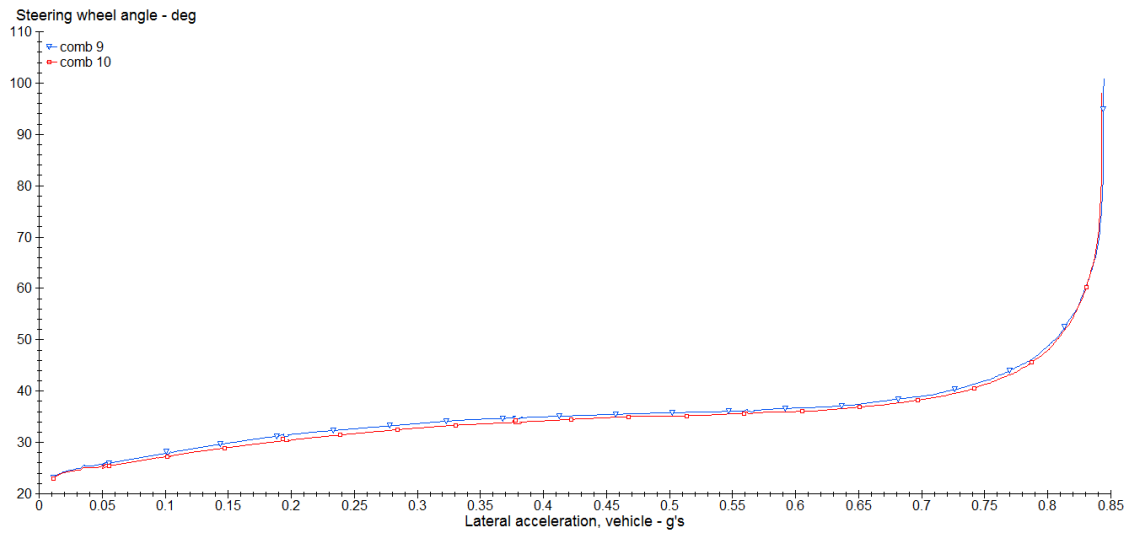


Figura 9.14 Gráfico do ângulo do volante

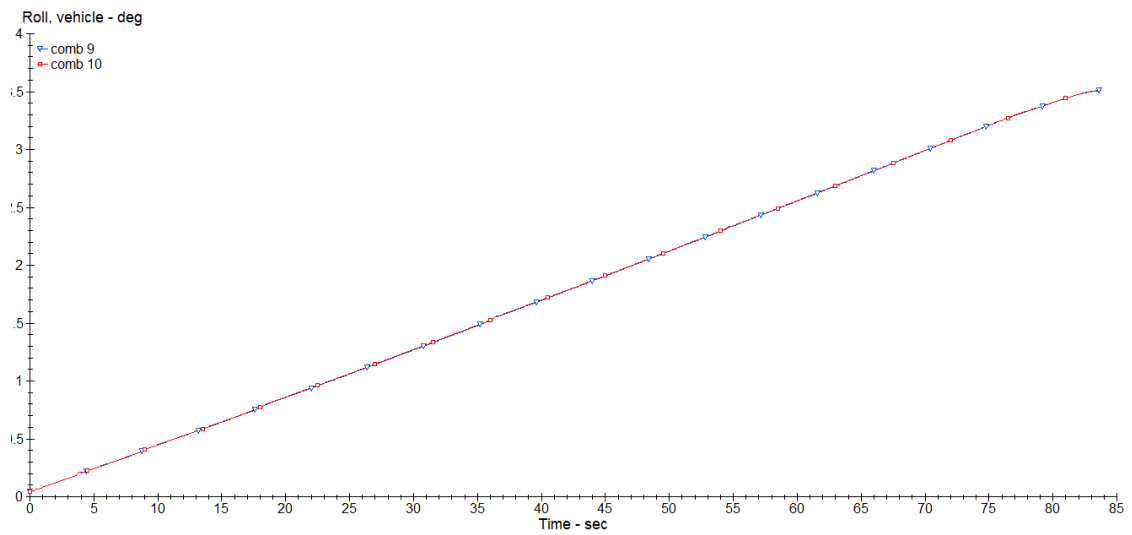


Figura 9.15 Gráfico do ângulo de rolagem