

ESSE EXEMPLAR CORRESPONDE A REDAÇÃO FINAL DA
TESE DEFENDIDA POR **MARCELO MICHELETTI**
..... E APROVADA
PELA COMISSÃO JULGADORA EM **15 / 07 / 2011**

ORIENTADOR

UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA
COMISSÃO DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

Marcelo Micheletti

**Análise comparativa da dirigibilidade de um
veículo na sua versão com suspensão elevada
em ambiente multícipos**

Campinas, 2011.

121/2011

Marcelo Micheletti

Análise comparativa da dirigibilidade de um veículo na sua versão com suspensão elevada em ambiente multicorpos

Dissertação apresentada ao Curso de Mestrado da Faculdade de Engenharia Mecânica da Universidade Estadual de Campinas, como requisito para a obtenção do título de Mestre em Engenharia Automobilística.

Área de Concentração: Dinâmica

Orientador: Prof.Dr. Pablo Siqueira Meirelles

Campinas, 2011.

FICHA CATALOGRÁFICA ELABORADA PELA
BIBLIOTECA DA ÁREA DE ENGENHARIA E ARQUITETURA - BAE - UNICAMP

M582a Micheletti, Marcelo
Análise comparativa da dirigibilidade de um veículo
na sua versão com suspensão elevada em ambiente
multicorpos / Marcelo Micheletti. --Campinas, SP: [s.n.],
2011.

Orientador: Pablo Siqueira Meirelles.
Dissertação de Mestrado (Profissional) -
Universidade Estadual de Campinas, Faculdade de
Engenharia Mecânica.

1. Automóveis - Dinâmica. 2. Simulação por
computador. 3. Automóveis - Molas e suspensão. I.
Meirelles, Pablo Siqueira. II. Universidade Estadual de
Campinas. Faculdade de Engenharia Mecânica. III.
Título.

Título em Inglês: Comparative analysis of vehicle handling behavior in the
version with raised suspension in multibody environment

Palavras-chave em Inglês: Automobiles - Dynamic, Computational simulation,
Automobiles - Springs and suspension

Área de concentração: Dinâmica

Titulação: Mestre em Engenharia Automobilística

Banca examinadora: Jose Maria Campos dos Santos, Belisario Nina Huallpa

Data da defesa: 15-07-2011

Programa de Pós Graduação: Engenharia Mecânica

**UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA
COMISSÃO DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA
DEPARTAMENTO DE MECÂNICA COMPUTACIONAL.**

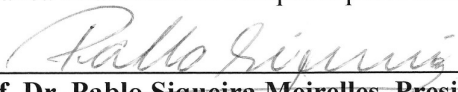
DISSERTAÇÃO DE MESTRADO PROFISSIONAL

**Análise comparativa da dirigibilidade de um
veículo na sua versão com suspensão elevada
em ambiente multicorpos**

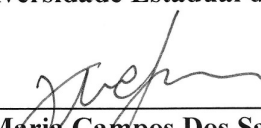
Autor: Marcelo Micheletti

Orientador: Prof. Dr. Pablo Siqueira Meirelles

A Banca Examinadora composta pelos membros abaixo aprovou esta Dissertação:



Prof. Dr. Pablo Siqueira Meirelles, Presidente
Instituição: Universidade Estadual de Campinas



Prof. Dr. Jose Maria Campos Dos Santos
Instituição: Universidade Estadual de Campinas



Prof. Dr. Belisario Nina Huallpa
Instituição: FORD Motor Company - Tatuí Proving Ground

Campinas, 15 de Julho de 2011.

Dedico este trabalho aos meus pais que me apoiaram e incentivaram.

Agradecimentos

Este trabalho não poderia ser terminado sem a ajuda de diversas pessoas às quais presto minha homenagem:

Aos meus pais pelo incentivo em todos os momentos da minha vida.

Ao meu orientador, que me mostrou os caminhos a serem seguidos.

A todos os professores e colegas do departamento, que ajudaram de forma direta e indireta na conclusão deste trabalho.

Aos colegas da turma de dinâmica pela ajuda e incentivo durante o curso e execução deste trabalho.

Aos colegas de empresa dos departamentos de engenharia chassi e engenharia de predições veiculares, que ajudaram de forma direta e indireta na conclusão deste trabalho.

“Nem tudo que se enfrenta pode ser modificado, mas nada pode ser modificado até que seja enfrentado” (Albert Einstein)

Resumo

No projeto de novos veículos automotores as empresas utilizam o conceito de plataformas mundiais visando reduzir os custos de desenvolvimento, possibilitando a criação de diferentes veículos a partir de uma mesma plataforma básica. Alguns modelos conforme características mercadológicas locais requerem a alteração da atitude de suspensão com a utilização de suspensões elevadas e pneus com diâmetro maior. Estas alterações afetam diretamente a dirigibilidade do veículo.

O objetivo deste trabalho é desenvolver uma metodologia de estudo da dinâmica lateral de um veículo identificando as principais características que influenciam no comportamento da dirigibilidade do veículo com suspensão elevada. Foram utilizadas ferramentas computacionais para simulação de sistemas multicorpos onde foram utilizados modelos não lineares de batentes, mancais de suspensão e amortecedores.

Este trabalho demonstra o efeito da alteração de características como ângulo de Ackerman, a relação de direção, a altura do eixo de rolagem, rigidez da barra estabilizadora dianteira e taxa de variação da convergência no comportamento de dirigibilidade de um veículo no estado estacionário e no estado transitório.

Palavras Chave: Automóveis - Dinâmica; Simulação por computador; Automóveis - Molas e suspensão.

Abstract

In the design of new automobile companies use the concept of global platforms to reduce development costs, enabling the creation of different vehicles from the same basic platform. Some models as marketing local features require changing the attitude of suspension with the use of high suspensions and tires with larger diameter. These changes directly affect the behavior of the vehicle handling.

The objective is to develop a methodology to study the lateral dynamics of a vehicle identifying the main characteristics that influence the behavior of driving the vehicle with high suspension. With the aid of computational tools for simulation of multi body systems which were used nonlinear models of bump stops, suspension bushes and shock absorbers.

This work demonstrates the effect of changing characteristics such as Ackerman angle, the steering ratio, the height of the roll center axis, front suspension anti roll bar stiffness and ride steer influence in the behavior of a vehicle driving at steady state and transient state.

Key Words: Automobiles - Dynamic; Computational simulation; Automobiles - Springs and suspension.

Lista de Ilustrações

Figura 1. 1 - Sistema de coordenadas de um veículo.	4
Figura 1. 2 – Ângulos de posicionamento planar de um veículo.	6
Figura 1. 3 – Eixo rígido.	7
Figura 1. 4 - Suspensão independente tipo braço duplo A.	8
Figura 1. 5 - Suspensão independente “ <i>McPherson</i> ”.	9
Figura 1. 6 - Suspensão independente modelo esquemático.	9
Figura 1. 7 – Suspensão traseira do tipo “Quatro barras”.	10
Figura 1. 8 – Tipos de suspensão traseira independente.	10
Figura 1. 9 - Suspensão semi-independente “ <i>Twist beam</i> ”.	11
Figura 1. 10 - Ângulo de convergência.	12
Figura 1. 11 - Ângulo de câster.	13
Figura 1. 12 - Ângulo de câmber.	13
Figura 1. 13 – Geometria do pino mestre.	14
Figura 1. 14 - Sistema de direção típico - pinhão e cremalheira.	16
Figura 1. 15 - Geometria de Ackerman.	16
Figura 1. 16 - Modelo de cinemática para suspensão independente.	17
Figura 1. 17 - Definição esquemática para determinar a posição do centro de rolagem em suspensão do tipo “ <i>McPherson</i> ”.	18
Figura 1. 18 – Definição do eixo de rolagem da carroceria.	19
Figura 1. 19 - Influência do ângulo do eixo de rolagem na dirigibilidade.	19
Figura 1. 20 – “ <i>Foot print</i> ”.	20
Figura 1. 21 – Sistema de coordenadas do pneu padrão SAE.	20
Figura 1. 22 - Deformação em pneu girando sob força lateral.	22
Figura 1. 23 - Exemplo do diagrama da força lateral x ângulo de cambagem para um pneu diagonal.	22
Figura 3. 1 - Estrutura de arquivos ADAMS/CAR.	28
Figura 3. 2 - “ <i>Template</i> ” da suspensão dianteira “ <i>Mc Pherson</i> ”.	29
Figura 3. 3 - Detalhe dos “ <i>Hardpoints</i> ” do braço oscilante.	29
Figura 3. 4 - Diagrama de calibração do amortecedor dianteiro com a velocidade x força.	30
Figura 3. 5 - Diagrama de carga do batente de suspensão dianteiro x deslocamento.	31
Figura 3. 6 - Diagrama de carga do coxim superior da suspensão x deslocamento.	31
Figura 3. 7 - Diagrama de carga do coxim dianteiro da suspensão dianteira x deslocamento.	32
Figura 3. 8 - Diagrama de carga do coxim traseiro da suspensão dianteira x deslocamento.	32
Figura 3. 9 - Subsistema barra estabilizadora dianteira.	33
Figura 3. 10 - Subsistema sistema de direção.	34
Figura 3. 11 - Modelo da suspensão dianteira completa.	35
Figura 3. 12 - Definição do centro de rolagem na suspensão tipo “ <i>Twist beam</i> ”.	36
Figura 3. 13 - Subsistema da suspensão traseira do tipo “ <i>semi-trailing arms</i> ”.	37
Figura 3. 14 - Diagrama de calibração do amortecedor traseiro com a velocidade x força.	38
Figura 3. 15 - Diagrama de carga do batente de compressão traseiro x deslocamento.	38
Figura 3. 16 - Diagrama de carga da bucha utilizada na suspensão traseira x deslocamento.	39
Figura 3. 17 - Subsistema da barra estabilizadora traseira representando o perfil do eixo.	40

Figura 3. 18 - Modelo da suspensão traseira completa.	40
Figura 3. 19 - Modelo veículo completo ADAMS/CAR.	42
Figura 3. 20 - Ajuste do centro de rolagem na suspensão dianteira.	44
Figura 3. 21 - Ajuste do ângulo do pino mestre.	44
Figura 3. 22 - Ajuste da geometria de direção.	45
Figura 3. 23 - Gráfico de curso da suspensão x ângulo de câmbor na suspensão dianteira.	46
Figura 3. 24 - Gráfico de curso da suspensão x comprimento do braço de suspensão virtual na suspensão dianteira.	46
Figura 3. 25 - Gráfico de curso da suspensão x ângulo do pino mestre na suspensão dianteira.	47
Figura 3. 26 - Gráfico do curso da suspensão x bitola na suspensão dianteira.	48
Figura 3. 27 - Gráfico do curso da suspensão x “Scrub radius” na suspensão dianteira.	48
Figura 3. 28 - Gráfico de curso da suspensão x taxa de variação de convergência na suspensão dianteira.	49
Figura 3. 29 - Gráfico de curso da suspensão x variação de convergência.	50
Figura 3. 30 - Gráfico da relação de direção x ângulo no volante de direção na suspensão dianteira.	50
Figura 3. 31 - Gráfico da Diferença de ângulo da roda interna e roda externa (Ângulo de Ackerman).	51
Figura 3. 32 - Gráfico de altura do centro de rolagem x curso na suspensão dianteira.	51
Figura 3. 33 - Gráfico de rigidez torcional total da suspensão dianteira.	52
Figura 3. 34 - Gráfico de curso de suspensão x ângulo de câmbor na suspensão traseira.	53
Figura 3. 35 - Gráfico de curso de suspensão x ângulo de convergência na suspensão traseira.	54
Figura 3. 36 - Gráfico de altura do centro de rolagem x curso na suspensão traseira.	54
Figura 4. 1 - Gráfico de ângulo no volante de direção x aceleração lateral.	57
Figura 4. 2 - Gráfico do Ganho de velocidade de guinada x velocidade longitudinal.	58
Figura 4. 3 - Gráfico de Ângulo de rolagem x Aceleração lateral.	59
Figura 4. 4 - Gráfico de Ângulo de escorregamento x Aceleração lateral.	60
Figura 4. 5 - Tempo de resposta e pico.	62
Figura 4. 6 - Gráfico de ângulo no volante de direção na manobra “ <i>Steep steer</i> ”.	63
Figura 4. 7 - Gráfico de aceleração lateral na manobra “ <i>Step steer</i> ”.	63
Figura 4. 8 - Gráfico de velocidade de guinada na manobra “ <i>Step steer</i> ”.	64
Figura 4. 9 - Gráfico de ângulo de rolagem na manobra “ <i>Step steer</i> ”.	65
Figura 4. 10 - Gráfico de ângulo de escorregamento na manobra “ <i>Step steer</i> ”.	65
Figura 4. 11 - Resultado da análise da aceleração lateral na resposta em frequência.	67
Figura 4. 12 - Resultado da análise da velocidade de guinada na resposta em frequência.	68
Figura 4. 13 - Resultado da análise do ângulo de rolagem na resposta em frequência.	69
Figura 4. 14 - Modificação para alteração do ângulo de Ackerman.	70
Figura 4. 15 - Geometria de direção de Ackerman.	71
Figura 4. 16 - Gráfico comparativo da variação de convergência nas versões para estudo da variação do ângulo de Ackerman.	72
Figura 4. 17 - Gráfico comparativo do “ <i>Ride steer</i> ” nas versões para estudo da variação do ângulo de Ackerman.	72
Figura 4. 18 - Gráfico ângulo de Ackerman para as versões em estudo.	73
Figura 4. 19 - Gráfico da relação de direção para as versões em estudo.	73
Figura 4. 20 - Gráfico de ângulo no volante de direção x aceleração lateral no estudo de variação do ângulo de Ackerman.	74

Figura 4. 21 - Gráfico de Ganho de velocidade de Guinada x velocidade no estudo da variação do ângulo de Ackerman.....	75
Figura 4. 22 - Gráfico de Ângulo de rolagem x Aceleração lateral no estudo da variação do ângulo de Ackerman.....	76
Figura 4. 23 - Gráfico de Ângulo de “ <i>Side Slip</i> ” x Aceleração lateral no estudo da variação do ângulo de Ackerman.....	76
Figura 4. 24 - Gráfico de ângulo no volante de direção no estudo da variação do ângulo de Ackerman.	77
Figura 4. 25 - Gráfico de aceleração lateral no estudo da variação do ângulo de Ackerman.	78
Figura 4. 26 - Gráfico de velocidade de Guinada no estudo da variação do ângulo de Ackerman.	78
Figura 4. 27 - Gráfico do ângulo de rolagem x tempo no estudo da variação do ângulo de Ackerman.	79
Figura 4. 28 - Gráfico de ângulo de escorregamento no estudo da variação do ângulo de Ackerman.	80
Figura 4. 29 - Resultado da análise da aceleração lateral na resposta em frequência.	81
Figura 4. 30 - Resultados da análise da velocidade de guinada na resposta em frequência.	82
Figura 4. 31 - Modificação para alteração da relação de direção.....	83
Figura 4. 32 - Gráfico da variação de convergência para o estudo da variação da relação total de direção.	84
Figura 4. 33 - Gráfico do ângulo de Ackerman para o estudo da variação da relação total de direção.	84
Figura 4. 34 - Gráfico da relação de direção para o estudo da variação da relação total de direção.	85
Figura 4. 35 - Gráfico de ângulo de volante de direção x aceleração lateral no estudo da variação da relação total de direção.	85
Figura 4. 36 - Gráfico de ganho de velocidade guinada x velocidade no estudo da variação de relação de direção.....	86
Figura 4. 37 - Gráfico do ângulo de rolagem x aceleração lateral no estudo da variação de relação de direção.	87
Figura 4. 38 - Gráfico do ângulo de escorregamento x aceleração lateral no estudo da variação de relação de direção.....	87
Figura 4. 39 - Gráfico do ângulo de volante de direção no estudo da variação de relação de direção.	88
Figura 4. 40 - Gráfico de aceleração lateral no estudo da variação de relação de direção.....	89
Figura 4. 41 - Gráfico de velocidade de guinda no estudo da variação de relação total de direção.	90
Figura 4. 42 - Gráfico do ângulo de rolagem no estudo da variação de relação de direção.	90
Figura 4. 43 - Gráfico do ângulo de escorregamento no estudo da variação de relação de direção.	91
Figura 4. 44 - Gráfico de resposta em frequência de aceleração lateral no estudo de variação da relação de direção.....	92
Figura 4. 45 - Gráfico de resposta em frequência da velocidade de guinada no estudo de variação da relação de direção.	93
Figura 4. 46 - Gráfico de resposta em frequência do ângulo de rolagem no estudo de variação da relação de direção.....	94
Figura 4. 47 - Modificação no veículo para variação do centro de rolagem dianteiro.....	95

Figura 4. 48 - Gráfico da altura do centro de rolagem.	95
Figura 4. 49 - Gráfico de Câamber e Taxa de variação do câamber (detalhe) para o estudo da variação da altura do centro de rolagem.	96
Figura 4. 50 - Gráfico do comprimento o braço oscilante virtual (q) no estudo da variação da altura do centro de rolagem.	96
Figura 4. 51 - Gráfico do ângulo do braço oscilante no estudo da variação da altura do centro de rolagem.	97
Figura 4. 52 - Gráfico da aceleração lateral no estudo da variação da altura do centro de rolagem.	97
Figura 4. 53 - Gráfico de Ganho de velocidade de guinada no estudo da variação da altura do centro de rolagem.	98
Figura 4. 54 - Gráfico do ângulo de rolagem no estudo da variação da altura do centro de rolagem.	99
Figura 4. 55 - Gráfico do ângulo de escorregamento no estudo da variação da altura do centro de rolagem.	99
Figura 4. 56 - Gráfico do ângulo no volante de direção no estudo da variação da altura do centro de rolagem.	100
Figura 4. 57 - Gráfico da aceleração lateral no estudo da variação da altura do centro de rolagem.	101
Figura 4. 58 - Gráfico de velocidade de guinada no estudo da variação da altura do centro de rolagem.	101
Figura 4. 59 - Gráfico do ângulo de rolagem no estudo da variação da altura do centro de rolagem.	102
Figura 4. 60 - Gráfico do ângulo de escorregamento no estudo da variação da altura do centro de rolagem.	103
Figura 4. 61 - Gráfico com resposta em frequência de aceleração lateral para o estudo da variação da altura do centro de rolagem.	104
Figura 4. 62 - Gráfico com resposta em frequência de velocidade de guinada para o estudo da variação da altura do centro de rolagem.	105
Figura 4. 63 - Gráfico com resposta em frequência de velocidade de guinada para o estudo da variação da altura do centro de rolagem.	106
Figura 4. 64 - Rigidez torcional gerada nas molas da suspensão.	107
Figura 4. 65 - Gráfico da rigidez torcional com movimento oposto no estudo da variação da rigidez torcional dianteira.	108
Figura 4. 66 - Gráfico de ângulo no volante x aceleração lateral no estudo da variação da rigidez torcional dianteira.	108
Figura 4. 67 - Gráfico de Ganho de velocidade de guinada no estudo da variação da rigidez torcional dianteira.	109
Figura 4. 68 - Gráfico do ângulo de rolagem no estudo da variação da rigidez torcional dianteira.	110
Figura 4. 69 - Gráfico do ângulo de escorregamento no estudo da variação da rigidez torcional dianteira.	110
Figura 4. 70 - Gráfico do ângulo no volante de direção no estudo da variação da rigidez torcional dianteira.	112
Figura 4. 71 - Gráfico da aceleração lateral no estudo da variação da rigidez torcional dianteira.	112

Figura 4. 72 - Gráfico de velocidade de guinada no estudo da variação da rigidez torcional dianteira.	113
Figura 4. 73 - Gráfico do ângulo de rolagem no estudo da variação da rigidez torcional dianteira.	113
Figura 4. 74 - Gráfico do ângulo de escorregamento no estudo da variação da rigidez torcional dianteira.	114
Figura 4. 75 - Gráfico de resposta em frequência para aceleração lateral no estudo de variação de rigidez torcional dianteira.	115
Figura 4. 76 - Gráfico de resposta em frequência para ângulo de rolagem no estudo de variação de rigidez torcional dianteira.	116
Figura 4. 77 - Modelo em curva com ângulos de escorregamento dos pneus.	117
Figura 4. 78 - Alteração na coordenada Z do terminal de direção externo.	118
Figura 4. 79 - Gráfico da taxa de variação do ângulo de convergência no estudo da variação da taxa de convergência.	119
Figura 4. 80 - Gráfico do ângulo de convergência em movimento paralelo no estudo da variação da taxa de convergência.	119
Figura 4. 81 - Gráfico com o ângulo de Ackerman para as versões do estudo da variação da taxa de convergência.	120
Figura 4. 82 - Gráfico da relação de direção para as versões do estudo da variação da taxa de convergência.	120
Figura 4. 83 - Gráfico do Ângulo de volante de direção no estudo da variação da taxa de convergência.	121
Figura 4. 84 - Gráfico de ganho de velocidade de guinada no estudo da variação da taxa de convergência.	122
Figura 4. 85 - Gráfico do ângulo de rolagem no estudo da taxa de convergência na suspensão dianteira.	123
Figura 4. 86 - Gráfico do ângulo de escorregamento no estudo da taxa de convergência na suspensão dianteira.	123
Figura 4. 87 - Gráfico do ângulo de volante no estudo de variação da taxa de convergência.	124
Figura 4. 88 - Gráfico de aceleração lateral no estudo de variação da taxa de convergência dianteira.	125
Figura 4. 89 - Gráfico de velocidade de guinada no estudo de variação da taxa de convergência dianteira.	126
Figura 4. 90 - Gráfico do ângulo de rolagem no estudo de variação da taxa de convergência.	126
Figura 4. 91 - Gráfico do ângulo de escorregamento no estudo de variação da taxa de convergência.	127
Figura 4. 92 - Gráfico com a resposta em frequência da aceleração lateral no estudo de variação da taxa de convergência.	128
Figura 4. 93 - Gráfico com a resposta em frequência da velocidade de guinada no estudo de variação da taxa de convergência.	129
Figura 4. 94 - Gráfico com a resposta em frequência do ângulo de rolagem no estudo de variação da taxa de convergência.	129

Lista de Tabelas

Tabela 3. 1 – Dados básicos do veículo	28
Tabela 3. 2 – Valores de momento de inércia para veículos pequenos.....	41
Tabela 3. 3 - Coordenadas do terminal de direção externo.....	45
Tabela 3. 4 - Tabela com valores da taxa de variação do ângulo de câmber.	47
Tabela 4. 1 – Dados de peso nos eixos do veículo em condição de teste.	55
Tabela 4. 2 – Tabela com resultados da métrica gradiente de subesterço.....	57
Tabela 4. 3 - Tabela com resultados da métrica ganho de velocidade de guinada.....	58
Tabela 4. 4 - Tabela com resultados da velocidade característica.	58
Tabela 4. 5 - Tabela com resultados do gradiente de rolagem.....	59
Tabela 4. 6 - Tabela com resultados das métricas relacionadas com ângulo de escorregamento. .	60
Tabela 4. 7 – Comparativo de resultados para estado estacionário.....	61
Tabela 4. 8 - Resultados das métricas para velocidade de guinada na manobra “ <i>Step steer</i> ”	64
Tabela 4. 9 - Resultados da métrica para ângulo de rolagem na manobra “ <i>Step steer</i> ”	65
Tabela 4. 10 – Resultados das métricas para estado transitório com resposta no tempo.	66
Tabela 4. 11 - Tabela com coordenadas das versões para estudo do ângulo de Ackerman.	71
Tabela 4. 12 - Tabela com métrica do gradiente de subesterço no estudo de variação do ângulo de Ackerman.	74
Tabela 4. 13 - Tabela com métricas de velocidade de guinada no estudo da variação do ângulo de Ackerman.	75
Tabela 4. 14 - Tabela com métricas complementares para estado estacionário.....	76
Tabela 4. 15 - Tabela com métricas no estado estacionário para o estudo da variação do ângulo de Ackerman.	77
Tabela 4. 16 - Resultados das métricas relacionadas com velocidade de guinada no estado transitório.	79
Tabela 4. 17 - Resultados da métrica ângulo de rolagem no estudo da variação do ângulo de Ackerman.	79
Tabela 4. 18 - Resultados da métrica ângulo de escorregamento no estudo da variação do ângulo de Ackerman.	80
Tabela 4. 19 - Resultados para estado estacionário no estudo da variação do ângulo de Ackerman.	81
Tabela 4. 20 - Coordenadas dos “ <i>hardpoints</i> ” alterados no estudo de variação da relação de direção.	83
Tabela 4. 21 - Tabela com resultados do gradiente de subesterço no estudo da variação da relação de direção.	85
Tabela 4. 22 - Resultados das métricas velocidade de guinada no estudo de variação da relação de direção.	86
Tabela 4. 23 - Resultados das métricas de estado estacionário no estudo de variação da relação de direção.	88
Tabela 4. 24 - Resultados nas métricas de velocidade de guinada no estudo da variação de relação de direção.	89
Tabela 4. 25 - Resumo de resultados das métricas no estado transitório no estudo da variação da relação de direção.....	91

Tabela 4. 26 - Resultados da métrica de gradiente de subesterço no estudo da variação da altura do centro de rolagem.	98
Tabela 4. 27 - Resultado das métricas para velocidade de guinada no estudo da variação da altura do centro de rolagem.	98
Tabela 4. 28 - Resultados das métricas para ângulo de rolagem e Ângulo de escorregamento no estudo da variação da altura do centro de rolagem.	99
Tabela 4. 29 - Resultados das métricas para estado estacionário no estudo da variação da altura do centro de rolagem.	100
Tabela 4. 30 - Resultado para métricas de velocidade de guinada no estudo da variação da altura do centro de rolagem.	102
Tabela 4. 31 - Resultados das métricas no estado transitório no estudo da alteração da altura do centro de rolagem.	103
Tabela 4. 32 - Tabela com valores de rigidez em função do diâmetro da barra estabilizadora. ..	107
Tabela 4. 33 - Resultados da métrica gradiente de subesterço no estudo da variação da rigidez torcional dianteira.	108
Tabela 4. 34 - Resultados nas métricas de velocidade de guinada no estudo da variação da rigidez torcional dianteira.	109
Tabela 4. 35 - Resultados das métricas do ângulo de escorregamento no estudo da variação da rigidez torcional dianteira.	111
Tabela 4. 36 - Resultados das métricas em estado estacionário no estudo da variação da rigidez torcional dianteira.	111
Tabela 4. 37 - Resultado das métricas de velocidade de guinada no estudo da variação da rigidez torcional.	113
Tabela 4. 38 - Resultado para ângulo de rolagem no estudo da variação da rigidez torcional. ...	114
Tabela 4. 39 - Resultado da métrica para ângulo de escorregamento no estudo da variação rigidez torcional.	114
Tabela 4. 40 - Resumo das métricas do estado transitório no estudo da variação da rigidez torcional dianteira.	115
Tabela 4. 41 - Tabela com as coordenadas do terminal externo de direção no estudo de variação da taxa de convergência.	118
Tabela 4. 42 - Resultados da métrica de gradiente de subesterço no estudo da taxa de convergência.	121
Tabela 4. 43 - Resultados das métricas para ganho de velocidade de guinada no estudo da variação da taxa de convergência.	122
Tabela 4. 44 - Resultados das métricas para ângulo de rolagem e de escorregamento no estudo de variação da taxa de convergência.	123
Tabela 4. 45 - Resultados das métricas para estado estacionário no estudo da variação da taxa de convergência.	124
Tabela 4. 46 - Resultados nas métricas de velocidade de guinada no estudo de variação da taxa de convergência.	126
Tabela 4. 47 - Resultados das métricas para estado transitório no estudo da variação na taxa de convergência dianteira.	127

Lista de Abreviaturas e Siglas

Letras Latinas

A – Distancia perpendicular entre a junta da barra estabilizadora e a fixação no chassi	[pol]
a- Balanço dianteiro	[m]
B – Distancia entre a dobra do corpo principal da barra estabilizadora	[pol]
b – Balanço traseiro	[m]
C – Distancia angular entre a junta da barra estabilizadora e a dobra do corpo principal da barra estabilizadora	[pol]
D – Diâmetro da barra estabilizadora	[pol]
K - Rigidez da barra estabilizadora	[Lbf/pol]
L - Entre eixos	[mm]
n – Projeção horizontal no solo do braço virtual da suspensão	[mm]
p - Velocidade de rolamento “ <i>Roll</i> ”	[°/s]
q - Velocidade de arfagem “ <i>Pitch</i> ”	[°/s]
r – Velocidade de guinada “ <i>Yaw</i> ”	[°/s]
T – Tempo	[s]
R – Raio da curva	[m]
u - Velocidade avante	[km/h]
v - Velocidade lateral	[m/s]
w – Velocidade normal	[m/s]
X – Eixo de coordenada longitudinal	[m]
Y – Eixo de coordenada lateral	[m]
Z – Eixo de coordenada vertical	[m]

Letras Gregas

α - Ângulo de deriva	[°]
β - Ângulo de escorregamento lateral “ <i>Sideslip</i> ”	[°]
δ – Ângulo de esterçamento na roda	[°]
ψ – Ângulo de Posição	[°]
γ - Ângulo de cambagem	[°]
ν – Ângulo da trajetória	[°]
ϕ – Ângulo de rolagem “ <i>Roll</i> ”	[°]

Subscritos

a – Tempo de resposta
b – Tempo de resposta do pico
f – Dianteiro
r - Traseiro

Abreviações

ADAMS – Automatic Dynamic Analysis of Mechanical Systems

bt – Bitola	[mm]
-------------	------

CAL – Laboratório de Aeronáutica de Cornell

CG – Centro de gravidade da massa suspensa

F _x - Força longitudinal	[N]
-------------------------------------	-----

F _y - Força lateral	[N]
--------------------------------	-----

F _z - Força normal	[N]
-------------------------------	-----

Jx - Momento de inércia no eixo x	[kgm ²]
Jy - Momento de inércia no eixo y	[kgm ²]
Jz - Momento de inércia no eixo z	[kgm ²]
ISO – International Standard Office	
IC – Centro instantâneo de rotação da suspensão	
hBo – Altura do centro de gravidade da massa suspensa	[mm]
hIC – Altura do centro instantâneo de rotação da suspensão	[mm]
hRC – Altura do centro de rolagem	[mm]
Mx - Momento de rolagem	[Nm]
My - Momento de arfagem	[Nm]
Mz - Momento de guinada	[Nm]
MATLAB - Matrix Laboratory	
MSC – MSC Software Corporation	
NHTSA – National Highway Traffic Safety Administration	
RC - Centro instantâneo de rolagem	
S1 – Mancal de suspensão dianteiro na suspensão dianteira	
S2 – Mancal de suspensão traseiro na suspensão dianteira	
SAE – Society of Automotive Engineers	
SR – Deslocamento frontal do pino mestre	[mm]
ΔhBo – Distancia entre eixo de rolagem e centro de gravidade da massa suspensa	[mm]

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO	1
1.1 Dinâmica Veicular.....	2
1.2 Sistema de coordenadas veicular.....	3
1.3 Suspensão Veicular	7
1.4 Ângulos relativos do pneu.....	11
1.5 Geometria de direção	14
1.6 Sistema de Direção.....	15
1.7 Eixo de rolagem e Centro instantâneo de rolagem.....	17
1.8 Características do pneu.....	20
 2 REVISÃO DA LITERATURA.....	 23
 3 MODELAGEM TEÓRICA.....	 27
3.1 Suspensão dianteira	28
3.2 Suspensão traseira	35
3.3 Testes utilizados na avaliação da dirigibilidade de um veículo	42
3.4 Modificação no modelo referencia para elevação da suspensão em 40 mm.....	43
3.5 Análises de elastocinemática da suspensão traseira.....	52
 4 SIMULAÇÕES E ANÁLISES DOS RESULTADOS.....	 55
4.1 Análise no estado estacionário	55
4.2 Análise no estado transitório	61
4.3 Análise da variação do parâmetro “Ângulo de Ackerman”	70
4.4 Análise da variação do parâmetro “Relação de direção”	83
4.5 Análise da variação do parâmetro “Altura do centro de rolagem da suspensão dianteira”	94
4.6 Análise da variação do parâmetro “Rigidez torcional dianteira”	106
4.7 Análise da variação do parâmetro “Taxa de variação de convergência dianteira”	117
 5 CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS.....	 130
 REFERÊNCIAS	 133

1 INTRODUÇÃO

O desenvolvimento dos veículos automotores foi atentado sempre pelo aumento de sua segurança tanto aos ocupantes do veículo bem como com transeuntes das vias de tráfego. Pode se caracterizar a segurança de um veículo automotor em duas condições distintas. A segurança passiva, através de componentes que devem proteger os ocupantes do veículo bem como transeuntes das vias (pedestres e ocupantes de outros veículos) após acontecer o acidente. Podem ser citados alguns itens como “*air bag*”, cintos de segurança, apoios de cabeça, coluna de direção retrátil, estruturas deformáveis, barras de proteção lateral, vidros laminados e mais recentemente conceitos construtivos na parte frontal do veículo visando proteger os pedestres de atropelamentos.

E a segurança ativa, onde seus componentes possuem a função de tentar evitar o acidente. O comportamento dinâmico de um veículo automotor é uma das partes mais importante na segurança ativa no veículo, pois de acordo com Georg Rill (2008) a combinação veículo, motorista e meio ambiente constitui um sistema complexo onde a interação dos três é significativa.

Na análise do comportamento dinâmico de um veículo automotor é preciso simplificar as variáveis através de parametrizações de manobras e condições de ambiente. Mesmo assim é possível quantificar apenas uma pequena parte das combinações entre veículo, motorista e ambiente. Os dados obtidos servem para melhorar as características de desempenho dinâmico dos veículos automotores, porém sem poder evitar 100% dos acidentes.

Neste trabalho busca-se analisar determinados parâmetros da geometria de uma suspensão automotiva buscando conhecer sua influência na dinâmica lateral, ou seja, seu comportamento de dirigibilidade. Na busca deste objetivo utilizamos manobras normalizadas extraído das mesmas resultados em métricas baseadas nas principais características de dirigibilidade. Os estudos existentes utilizam em sua maior parte modelos com três graus de liberdade além de simplificações tais como linearização de modelos. Os modelos matemáticos permitem no seu equacionamento que alguns parâmetros possam ser estudados de forma isolada, porém esta condição não é obtida na prática, pois diversos parâmetros de suspensão são definidos em função dos pontos cinemáticos da suspensão. No modelo deste estudo, utilizando o software comercial

MD ADAMS/CAR, que permite a definição da cinemática de suspensão através da entrada dos pontos geométricos da suspensão desta forma reproduzindo as dificuldades enfrentadas para ajustar determinado parâmetro da suspensão.

A utilização de plataformas mundiais com o objetivo de reduzirem os custos de desenvolvimento limita as modificações possíveis no projeto da suspensão dos novos veículos. Alguns modelos conforme características mercadológicas locais requerem a alteração da atitude de suspensão com a utilização de suspensões elevadas e pneus com diâmetro maior. Estas alterações impactam diretamente no comportamento de dirigibilidade do veículo, pois alteram a altura do centro de gravidade da massa suspensa do veículo, além de diversos fatores característicos da suspensão (altura do centro de rolagem da suspensão, ângulo do eixo de rolagem, taxas de variação de convergência, taxas de variação de câmbio, entre outros).

O objetivo deste trabalho é desenvolver uma metodologia de estudo da dinâmica lateral de um veículo identificando as principais características que influenciam no comportamento da dirigibilidade do veículo com a suspensão elevada, sem a pretensão de definir parâmetros ideais e sim determinar a tendência e a sensibilidade de cada parâmetro estudado na dirigibilidade do veículo. Assim os valores utilizados na variação dos parâmetros de suspensão foram estabelecidos com objetivo de verificar a tendência característica no resultado de dirigibilidade. Pois este trabalho não tem o objetivo de definir valores ótimos e sim determinar tendências de comportamento de acordo com a modificação dos parâmetros. O comportamento de dirigibilidade de um veículo é uma combinação de resultados objetivos associados a resultados de avaliações subjetivas, e esta associação está diretamente baseada nas métricas e avaliações das movimentações do veículo.

1.1 Dinâmica Veicular

A dinâmica veicular é uma parte da engenharia que estuda as ações e reações de um veículo utilizando a mecânica clássica como ferramenta. Nosso foco de estudo neste trabalho são os veículos automotores suportados por rodas e pneus. A dinâmica veicular é o resultado da interação entre motorista, veículo, carregamento e o ambiente. A dinâmica veicular lida com a

melhoria da segurança ativa e do conforto de um veículo automotor. No estudo da dinâmica veicular utilizam-se as ferramentas de cálculos computacionais, procedimentos de testes experimentais, além das informações de campo.

Nesta interação, o motorista tem como interface os comandos do veículo (volante de direção, pedais de acelerador, freio e embreagem e alavanca de mudança de marchas) onde o volante de direção é o principal comando que afeta a dinâmica lateral de um veículo. Já como reação ou “*feedback*”, o veículo fornece informações para o motorista na forma de vibrações, ruídos e informações dos instrumentos. O ambiente interage com as reações do motorista através de suas condições de clima, tráfego e pista. Portanto a reação de um motorista se torna extremamente complexa. Na busca de resultados objetivos nos testes e simulações utilizam-se normas para manobras, onde o piloto de testes experimentais segue condições de reações padronizadas nos comandos do veículo, assim permitindo que um “motorista ideal” possa ser utilizado nas simulações.

1.2 Sistema de coordenadas veicular

Em um determinado momento, o veículo é submetido a uma única força agindo em um determinado local e direção. As chamadas forças externas ou aplicadas são responsáveis por manter uma velocidade ou causar uma aceleração neste veículo. Esta força pode ser gerada nos pneus, devido à aerodinâmica ou gravidade. Os componentes dos veículos são controlados por diferentes leis físicas. Estas forças separadas atuam em diferentes localizações e direções relativas ao veículo. Assim para calcular as acelerações e velocidades nas direções de interesse no veículo se faz necessário definir um sistema de coordenadas.

O sistema de coordenadas utilizada neste trabalho é o definido pela “*Society of Automotive Engineers*” (SAE), entidade internacional associada na disseminação de informações e padronizações desde o início do desenvolvimento dos veículos automotores, o seu uso facilita a comunicação e uniformidade entre as literaturas técnicas.

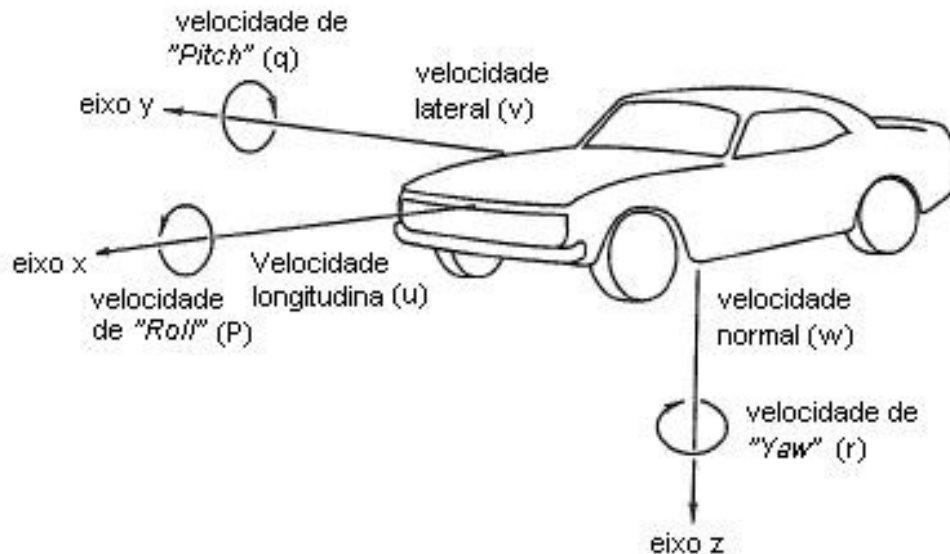


Figura 1. 1 - Sistema de coordenadas de um veículo.
Fonte: Milliken e Milliken, 1995.

Dois sistemas de coordenadas básicos são definidos: Sistema de coordenadas fixo a terra e o sistema de coordenadas do veículo.

O sistema de coordenadas fixo a terra, indicado através das letras maiúsculas é fixo ao solo com as letras X – Y – Z são usados para definir as três principais direções, X e Y são horizontais e Z é vertical para baixo. Este sistema de coordenadas é utilizado quando necessário referenciar o movimento do veículo em relação a um ponto fixo.

O sistema de coordenadas do veículo tem a sua origem na engenharia aeronáutica. A principal razão para a utilização deste sistema de coordenadas é porque ele é fixo ao veículo e se movimenta junto ao veículo, assim as propriedades de inércia permanecem constantes.

Nos estudos de estabilidade e controle lateral as perturbações de interesse no veículo são: Velocidade avante (u), Velocidade lateral (v), Velocidade de guinada ou “Yaw” (r) e Velocidade de rolamento ou “Roll” (p), conforme apresentado na figura 1.1.

Os movimentos verticais (w) e de arfagem ou “Pitch” (q) no estudo do movimento lateral planar são negligenciados. Assim as chamadas equações de movimento lateral são definidas em termos de (v), (r) e (p).

Assim mais alguns termos são definidos através do sistema de coordenadas, apresentado na figura 1.2:

- Aceleração longitudinal: é a componente do vetor de aceleração do veículo na direção do eixo x.
- Aceleração lateral: é a componente do vetor aceleração do veículo na direção perpendicular ao eixo x e paralelo ao plano do solo. No estado estacionário a aceleração lateral é igual ao produto da aceleração centrípeta pelo cosseno do ângulo de escorregamento ou “*Sideslip*” do veículo. O termo é descrito na seqüência do capítulo. Como em testes os valores do ângulo de escorregamento são pequenos, na prática os valores de aceleração centrípeta podem ser considerados como a aceleração lateral.
- Aceleração normal: é a componente do vetor aceleração do veículo na direção do eixo z.
- Aceleração centrípeta: é o componente do vetor aceleração do veículo perpendicular à direção tangente ao movimento e paralela com o plano do solo.
- Posição angular (ψ): é o ângulo entre o eixo x do veículo e o eixo X do sistema de coordenadas inercial.
- Ângulo de escorregamento lateral ou “*Sideslip*” (β): é o ângulo entre o eixo x do veículo e a direção do vetor velocidade instantâneo.
- Direção da trajetória (ν): é o ângulo entre a direção do vetor velocidade instantâneo e o eixo X do sistema de coordenadas inercial.

A direção da trajetória é a somatória da posição angular e o ângulo de escorregamento lateral “*Sideslip*”.

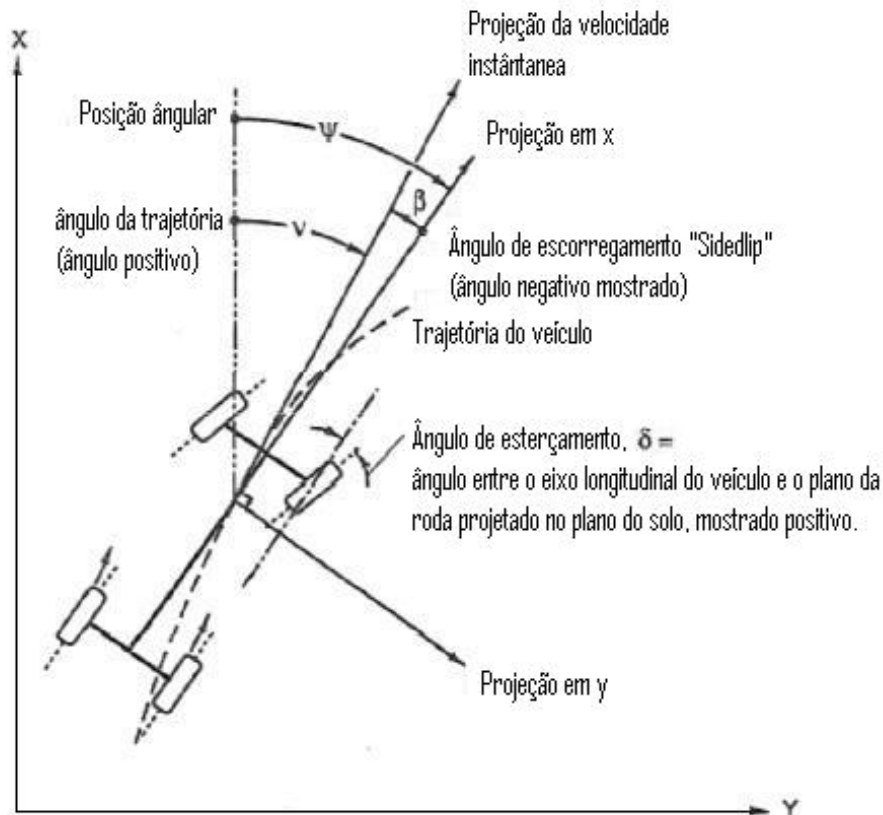


Figura 1. 2 – Ângulos de posicionamento planar de um veículo.
Fonte: Milliken e Milliken, 1995.

- Ângulo de rolagem do veículo: é o ângulo entre o eixo y do sistema de coordenadas do veículo e o plano do solo.
- Ângulo de arfagem do veículo: é o ângulo entre o eixo x do sistema de coordenadas do veículo e o plano do solo.

As forças e momentos do sistema podem ser resumidos nos termos abaixo. As forças externas agindo no veículo podem ser somadas e concentradas em um vetor resultante de força com origem no centro de gravidade do veículo.

- Força longitudinal (F_x): componente do vetor de força na direção do eixo x no sistema de coordenadas do veículo.
- Força lateral (F_y): componente do vetor de força na direção do eixo y no sistema de coordenadas do veículo.
- Força normal (F_z): componente do vetor de força na direção do eixo z no sistema de coordenadas do veículo.

Os momentos por sua vez também são combinados e seu momento resultante pode ser discretizado nos seguintes componentes.

- Momento de rolagem (M_x): componente do vetor de momento responsável pela tendência de rotação no eixo x do sistema de coordenadas do veículo.
- Momento de arfagem (M_y): componente do vetor de momento responsável pela tendência de rotação no eixo y do sistema de coordenadas do veículo.
- Momento de guinada (M_z): componente do vetor de momento responsável pela tendência de rotação no eixo z do sistema de coordenadas do veículo.

1.3 Suspensão Veicular

A suspensão é o elemento que conecta a roda com a carroceria do veículo, controlando os possíveis movimentos relativos entre as rodas e a carroceria. De acordo com os ângulos e posições das rodas, as mesmas são responsáveis por guiar o veículo na sua trajetória de movimento. A maneira mais simples para conectar um par de rodas num veículo seria montá-los nas extremidades opostas de um eixo rígido, como na Figura 1.3.

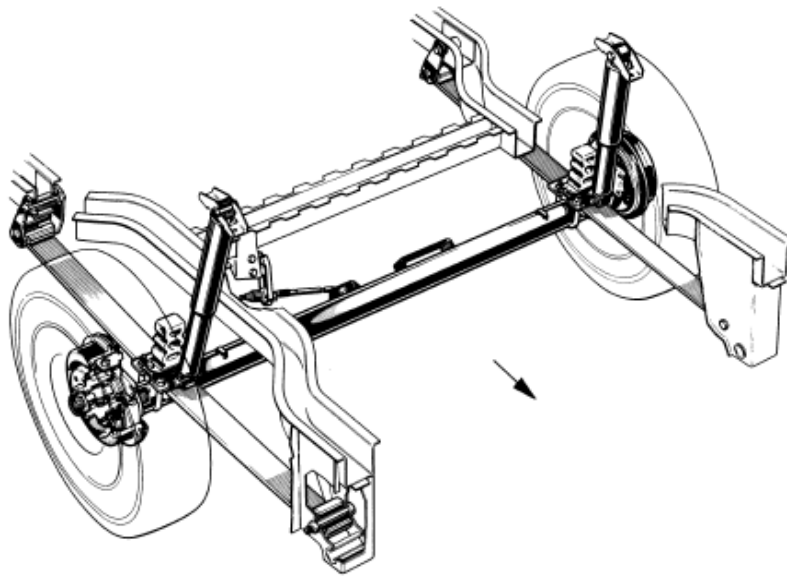


Figura 1. 3 – Eixo rígido.
Fonte: Reimpell, Stoll e Betzler, 1986.

O eixo rígido deve estar fixo à carroceria na condição que os movimentos de translação no eixo z, assim como o movimento de rotação no eixo x sejam possíveis. Entretanto, não são permitidos os movimentos de translação lateral e longitudinal, além de não permitir rotação no eixo z. A suspensão com uma conexão rígida entre as rodas esquerda e direita é chamada de suspensão dependente.

A suspensão independente foi introduzida para permitir o movimento de uma roda para cima ou para baixo sem afetar a roda oposta. Existem muitas formas e desenhos de suspensões independentes. No entanto, duplo braço A e a suspensão “*McPherson*” são as suspensões com a maior utilização na indústria.

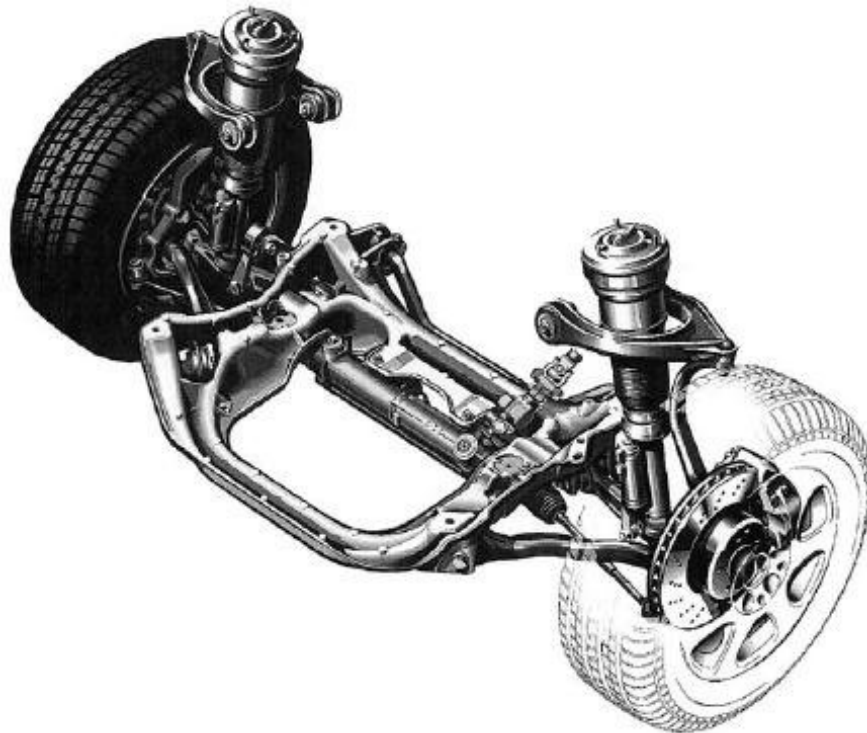


Figura 1. 4 - Suspensão independente tipo braço duplo A.
Fonte: Reimpell, Stoll e Betzler, 1986.

A suspensão do tipo “*McPherson*” é um desenvolvimento da suspensão braço duplo A, onde a ligação transversal superior é substituída por um ponto de pivô no painel da carroceria.

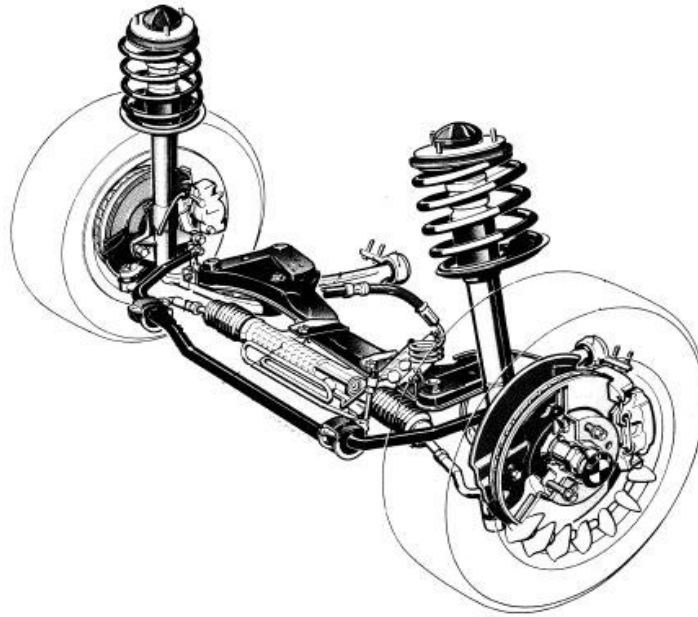


Figura 1. 5 - Suspensão independente “McPherson”.
Fonte: Reimpell, Stoll e Betzler, 1986.

Cinematicamente, um mecanismo de suspensão de braço duplo A é uma ligação de quatro barras com o chassi como o solo, e a roda como barra acoplada. A suspensão “McPherson” é um mecanismo deslizante invertido que tem o chassi como o solo e a roda como barra acoplada.

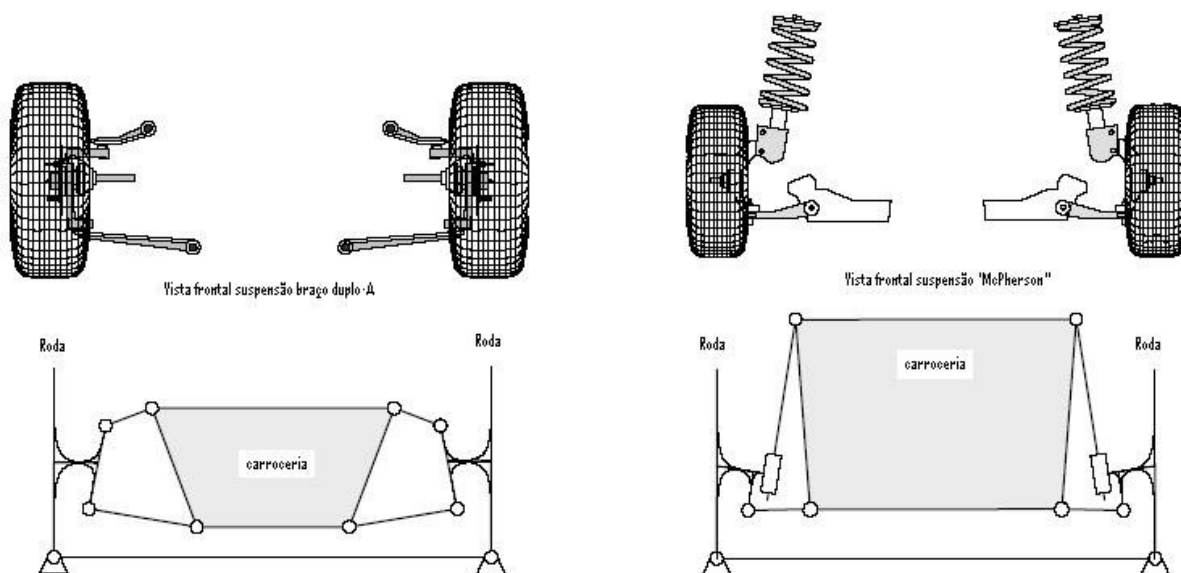


Figura 1. 6 - Suspensão independente modelo esquemático.
Fonte: Reza N. Jazar, 2008.

Pode se utilizar no eixo traseiro dos veículos tanto suspensões do tipo rígido como do tipo independente. A versão mais simples para suspensão traseira seguindo o mesmo princípio aplicado no eixo dianteiro seria conectar as duas rodas através de um eixo rígido. Como exemplos podem ser citados os modelos “*Hotchkiss*”, “*quatro barras*” e “*DeDion*”.

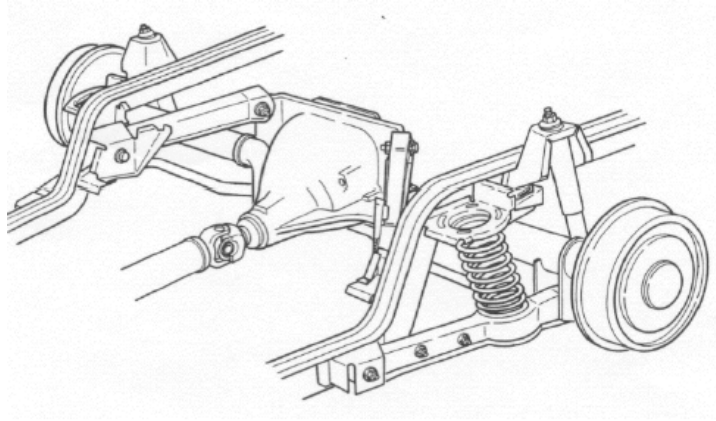


Figura 1. 7 – Suspensão traseira do tipo “Quatro barras”.
Fonte: Thomas D. Gillespie, 1992.

No caso de suspensões independentes no eixo traseiro, podemos utilizar além das versões de suspensão braço duplo A e “*McPherson*”, ou conforme a figura 1.8 suspensões com braços longitudinais “*Trailing Arms*” (a) ou “*Semi-trailing Arms*” (b).

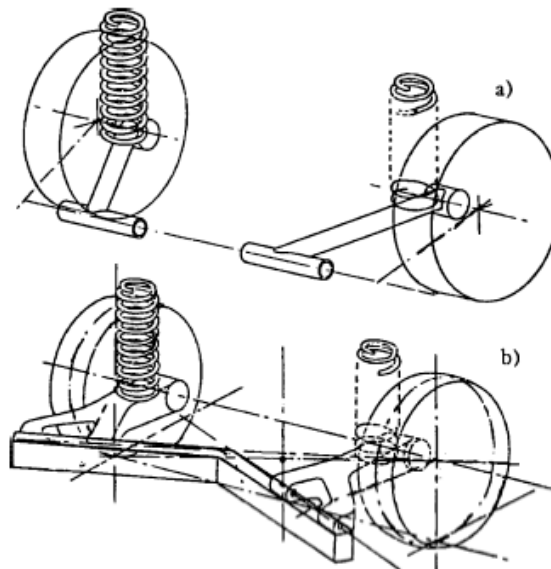


Figura 1. 8 – Tipos de suspensão traseira independente.
Fonte: Reimpell, Stoll e Betzler, 1986.

A suspensão do tipo semi independente ou “*Twist beam*” pode ser descrita a partir dos anos 70 como o novo design para eixos traseiros, e ainda hoje é utilizada na maioria dos veículos pequenos e médios com tração no eixo dianteiro. Esta suspensão consiste basicamente de dois braços longitudinais que estão soldados através de um perfil de torção. Esta suspensão possui características de suspensão do tipo rígida em movimentos paralelos e características de suspensão independente para movimentos alternados.



Figura 1. 9 - Suspensão semi-independente “*Twist beam*”.
Fonte: Reimpell, Stoll e Betzler, 1986.

1.4 Ângulos relativos do pneu

Existem três principais parâmetros de alinhamento das rodas que influenciam a dinâmica do veículo: convergência, ângulo do cáster e ângulo de câmbio.

O ângulo de convergência é o ângulo no plano paralelo ao solo entre a direção de cada roda e o plano da linha de centro do veículo. Os ajustes de convergência afetam o desempenho em três principais características: desgaste de pneus, estabilidade em linha reta, e dirigibilidade no estado transiente em entrada de curvas. Quando um par de rodas está ajustada de forma que a borda

frontal esta apontada para si mesma, este par de rodas possui convergência. Se as bordas frontais estão apontando para fora, este par de rodas esta divergente. A convergência aumenta a estabilidade direcional e a divergência aumenta a resposta de esterçamento. Conforme Milliken e Milliken (2005) uma vez que a convergência (valores positivos) faz que o esterçamento fique mais lento no contorno de curvas, a divergência (valores negativos) transforma o veículo para um comportamento de dirigibilidade instável.

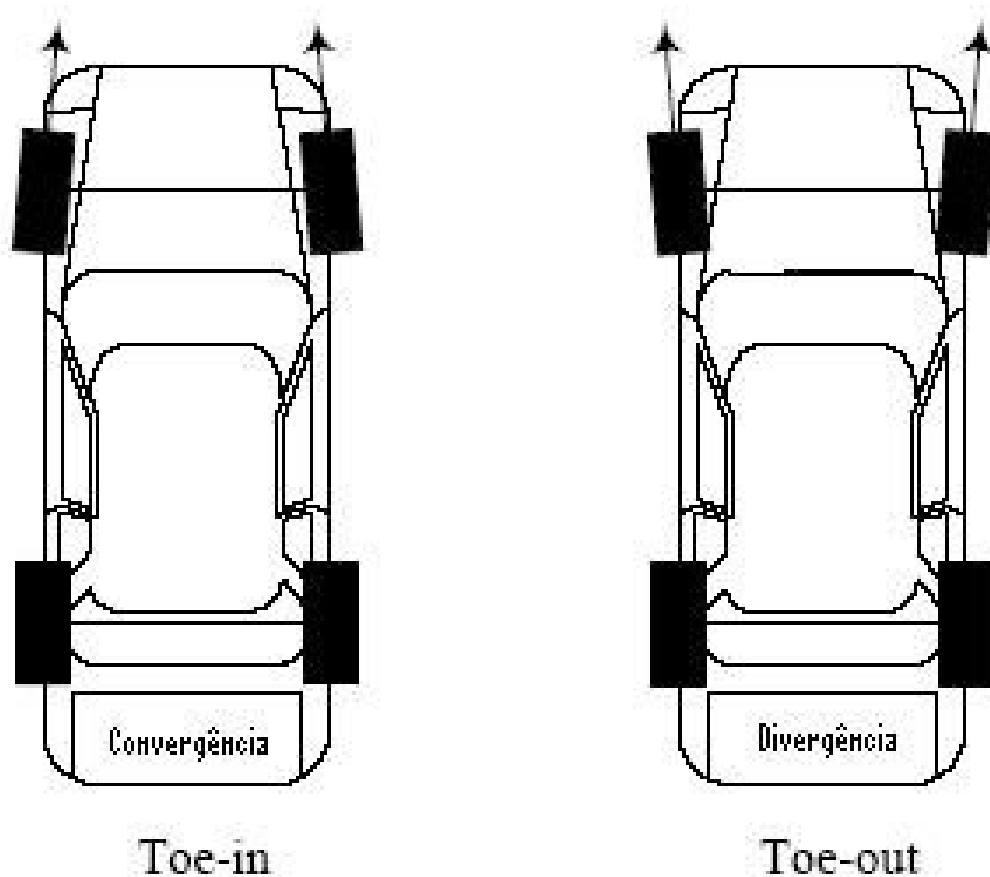


Figura 1. 10 - Ângulo de convergência.
Fonte: Reza N. Jazar, 2008.

O ângulo de cáster, conforme ilustrado na figura 1.11 é o ângulo de inclinação em vista lateral do eixo de direção da suspensão. O cáster positivo favorece o auto-alinhamento do volante de direção depois de uma curva e alinha os pneus dianteiros de forma mais rápida. O cáster positivo apresenta a tendência de alinhar os pneus quando o veículo se movimenta para frente.

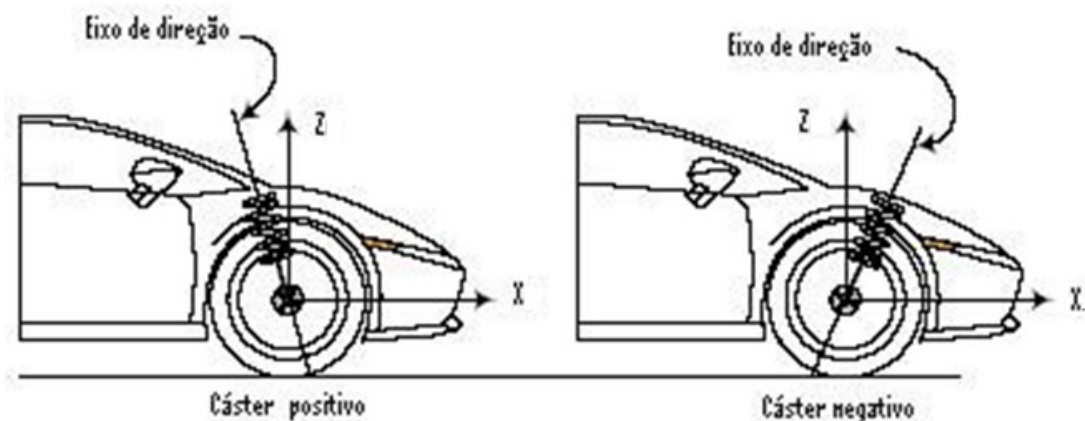


Figura 1. 11 - Ângulo de câster.
Fonte: Reza N. Jazar, 2008.

Durante o esterço o câster faz com que a frente do veículo suba e desça, entretanto, enquanto um lado sobe o outro desce. Isso acaba ocasionando uma diferença das forças normais sobre cada roda.

De acordo com Smith (1974), o câster é parâmetro que mais influência para obtermos uma melhor estabilidade direcional. Estabilidade direcional é a habilidade que um veículo possui em andar em linha reta com a mínima correção de esterçamento feita pelo condutor.

O ângulo de câmber (γ) é o ângulo relativo entre a roda e a linha vertical, perpendicular ao solo, quando em vista pela frente ou traseira do veículo. A força lateral que um pneu consegue gerar é diretamente dependente do ângulo relativo com o solo.

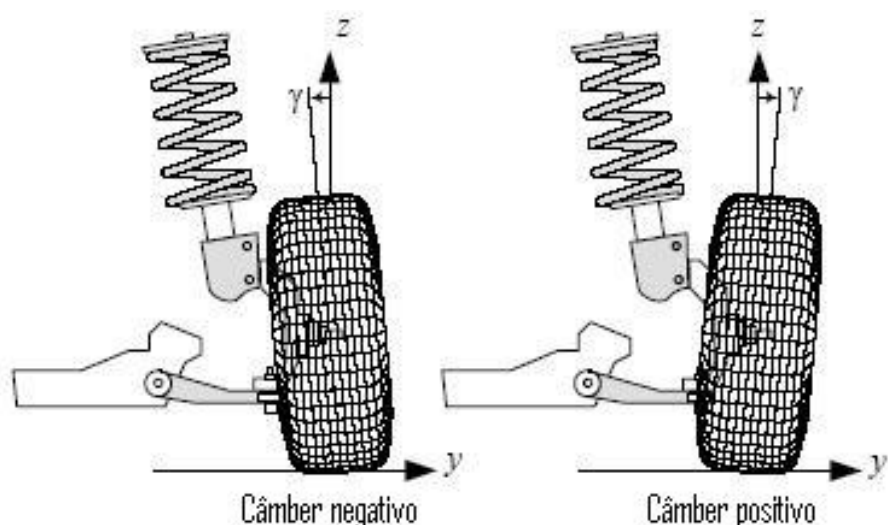


Figura 1. 12 - Ângulo de câmber.
Fonte: Reza N. Jazar, 2008.

O aumento do câmbor durante o rolamento da roda produz força lateral, por isso é importante o seu ajuste para garantir a máxima área de contato do pneu com o solo em qualquer situação de trabalho de suspensão ou rolagem do veículo.

1.5 Geometria de direção

A geometria de direção é definida com as coordenadas da suspensão e em função da relação entre alguns pontos principais podemos caracterizar alguns parâmetros como eixos de rotação (pino mestre) e projeções no solo (Rasto mecânico, deslocamento frontal do pino mestre). Pino mestre é o eixo de rotação do esterçamento das rodas. É definido por uma linha imaginária que passa pelos centros de articulação inferior e superior da suspensão.

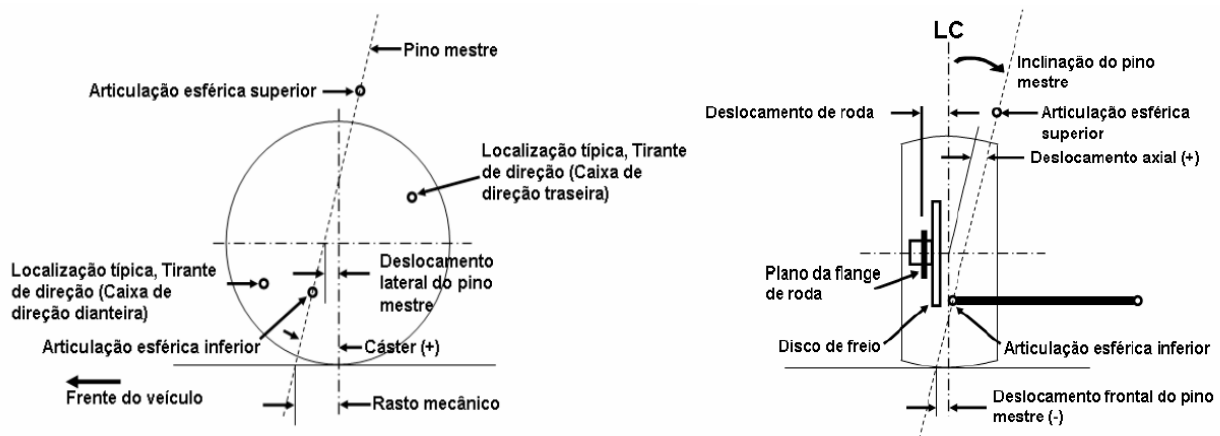


Figura 1. 13 – Geometria do pino mestre.
Fonte: Milliken e Milliken, 1995.

Este eixo define outros dois parâmetros importantes, o braço a terra e o deslocamento axial que serão descritos posteriormente. Em vista lateral o ângulo definido pelo pino mestre é o ângulo de câster. Nesta vista são definidos mais dois parâmetros, o deslocamento do pino mestre e o rasto mecânico.

O deslocamento frontal do pino mestre é a distância projetada no solo entre o eixo pino mestre e o centro do pneu em vista frontal, sendo seu termo em inglês “*Scrub Radius*” o mais

utilizado na dinâmica veicular. Na sua definição podemos dividir a banda de rodagem do pneu pelo seu centro em duas parcelas, o lado externo e o lado interno, quando a intersecção do pino mestre e o solo esta localizada para o lado externo do pneu consideramos o deslocamento frontal do pino mestre negativo. Esta dimensão com valor negativo tende a estabilizar a trajetória retilínea do veículo em condições de atrito diferentes entre um lado e o outro do veículo, principalmente para veículos com tração dianteira.

O deslocamento axial é a distância horizontal do centro do pneu ao eixo pino mestre na vista frontal. Para valores positivos, que acontece quase na totalidade dos veículos, faz com que a frente do veículo levante levemente no momento do esterçamento. Isto ajuda no retorno de volante para manobras de baixa velocidade (abaixo de 15 km/h).

O deslocamento lateral do pino mestre é distância horizontal do centro do pneu ao eixo pino mestre em vista lateral, muito comum em veículos com duas rodas. Alterando o valor do deslocamento do pino mestre é possível alterar o torque de auto-alinhamento gerado pelo cáster, desta forma é possível ter altos valores de cáster sem o aumento exagerado do torque de auto-alinhamento.

O rasto mecânico é a distância projetada no solo entre o pino mestre e o centro do pneu em vista lateral, como pode ser visto na figura 1.13. O rasto mecânico gera uma força de auto-alinhamento na direção e é diretamente proporcional à força no volante de direção.

1.6 Sistema de direção

O design do sistema de direção tem uma grande influência na resposta direcional do veículo. A função do sistema de direção é esterçar as rodas direcionais, que podem ser as rodas dianteiras, traseiras ou ambas, de acordo com um comando dado no volante de direção.

Os ângulos de esterçamento são alterados pela geometria de suspensão, e no caso dos veículos com sistema de direção e tração no eixo dianteiro, temos os ângulos e reações do sistema de direção também afetadas pelas reações do sistema de trem de potência.

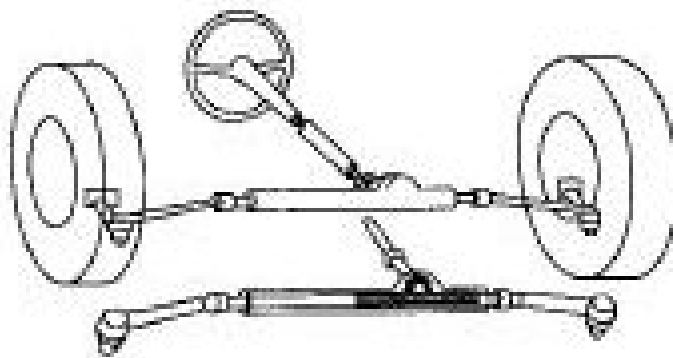


Figura 1. 14 - Sistema de direção típico - pinhão e cremalheira.
Fonte: Thomas Gillespie, 1992.

O sistema de direção transforma o movimento de rotação do volante de direção em movimento de translação nas barras de direção. Normalmente a cinemática deste mecanismo não forma um paralelogramo, mas sim forma um trapézio buscando se aproximar ao que chamamos de geometria de Ackerman, no qual a roda interna da curva esterça um ângulo maior que o da roda externa da curva garantindo o não escorregamento das rodas do veículo na curva.

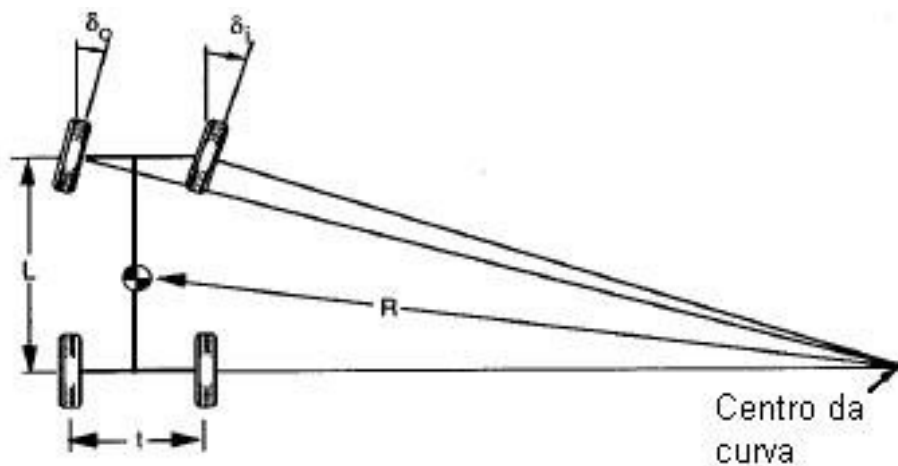


Figura 1. 15 - Geometria de Ackerman.
Fonte: Thomas Gillespie, 1992.

O correto design de um sistema de direção é função do entre eixos e da bitola do eixo de direção do veículo. Através de análises nos triângulos formados pela geometria de direção podemos verificar os ângulos de esterçamento corretos requeridos para a geometria de Ackerman.

As principais alterações nos ângulos de esterçamento são caracterizadas por modificação da convergência, ora no movimento paralelo no fenômeno conhecido como “*Bump steer*”, ora no

movimento oposto alternado no conhecido “*Roll steer*”. A geometria Ackerman é válida para curvas em baixa velocidade onde não temos o escorregamento dos pneus. Quando tratamos de manobras envolvendo curvas em alta velocidade onde temos o escorregamento dos pneus “*Sideslip*”, o comportamento da geometria de Ackerman não direciona ao melhor compromisso, pois conhecemos que devido à transferência lateral de carga as rodas internas da curva possuem uma força normal menor, e se analisarmos os diagramas de comportamento dos pneus notamos que um ângulo de deriva menor é necessário quando a força normal é pequena para obter uma mesma força lateral.

1.7 Eixo de rolagem e Centro instantâneo de rolagem

O eixo de rolagem é a linha instantânea na qual a carroceria (massa suspensa) de um veículo rotaciona em relação ao solo. O eixo de rolagem de um veículo é determinado conectando o centro instantâneo de rolagem (RC) da suspensão dianteira com o centro instantâneo de rolagem da suspensão traseira. Para determinarmos o centro instantâneo de rolagem da suspensão dianteira ou traseira, precisamos considerar a suspensão dianteira desconectada da suspensão traseira. Assim podemos determinar o centro instantâneo de rolagem da carroceria do veículo em relação ao solo. Na figura 1.16 apresentamos a forma geométrica de definição do centro de rolagem para suspensão do tipo independente.

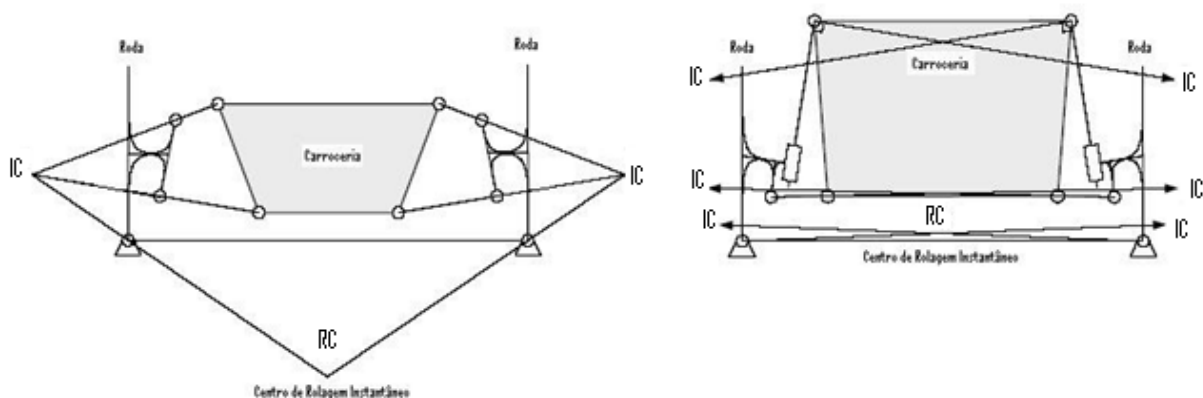


Figura 1. 16 - Modelo de cinemática para suspensão independente.
Fonte: Reza N. Jazar, 2008.

De acordo com a norma alemã DIN 70 000, o centro de rolagem do corpo é o ponto no plano vertical resultante da interseção das linhas que passam pelo centro da roda no contato com

o solo e o qual em que as forças transversais podem ser exercidas sobre a massa suspensa sem que ângulos de rolagem ocorram. Com a posição dos centros de rolagem, dianteiro e traseiro, e o ângulo da linha que os conecta, temos a definição do eixo de rolagem, que é de importância decisiva para as propriedades de dirigibilidade. A altura dos centros de rolagem determina tanto as transferências de carga nos eixos, bem como entre os eixos e, portanto, as propriedades de dirigibilidade do veículo através das propriedades do pneu.

Quando um veículo inclina a carroceria na curva, a elastocinemática da suspensão pode se movimentar de tal forma que as rodas fiquem com um ângulo de esterçamento, este fenômeno é conhecido como “*Roll steer*”. Este parâmetro na suspensão é afetado com a altura do centro de rolagem da suspensão.

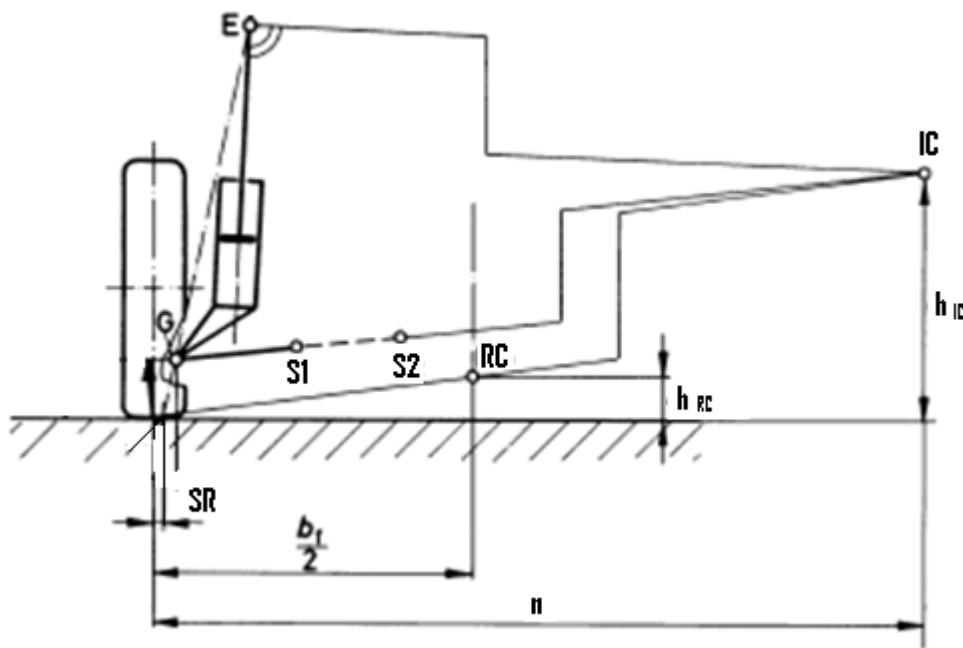


Figura 1. 17 - Definição esquemática para determinar a posição do centro de rolagem em suspensão do tipo “*McPherson*”. Fonte: Reimpell, Stoll e Betzler, 1986.

Conforme podemos verificar o centro de rolagem de um eixo RC é definido através da intersecção das projeções do braço oscilante da suspensão e a linha imaginária do pino mestre, ponto IC, e a intersecção das linhas de conexão dos pontos IC-esquerdo com IC-direito com o centro de contato dos pneus no solo determina o centro de rolagem do eixo.

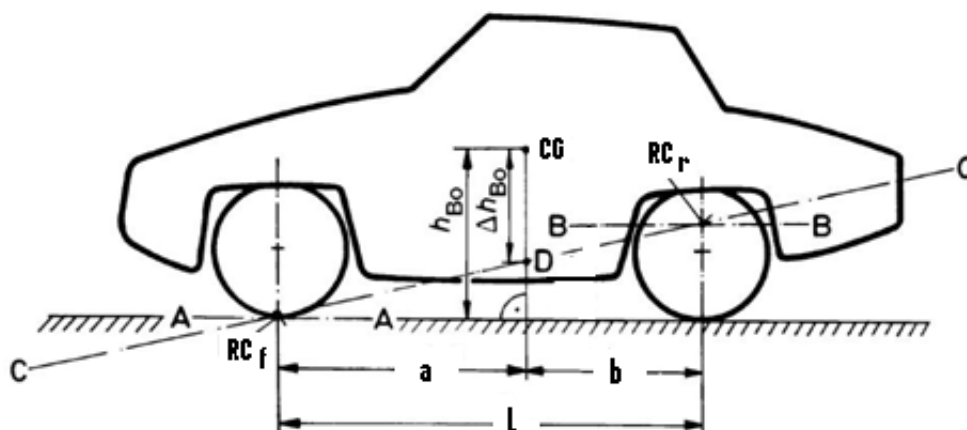


Figura 1. 18 – Definição do eixo de rolagem da carroceria.
Fonte: Reimpell, Stoll e Betzler, 1986.

Conforme a figura 1.18 a definição do eixo de rolagem da carroceria pode ser descrito como a linha de conexão entre centro de rolagem dianteiro “RCf” e traseiro “RCr” determinando o eixo de rolagem da carroceria, linha imaginaria “C-C”. A inclinação do eixo de rolagem é determinante no comportamento do veículo, conforme demonstrado na figura 1.19, este fato é gerado em função da transferência de carga entre os eixos, dianteiro e traseiro.

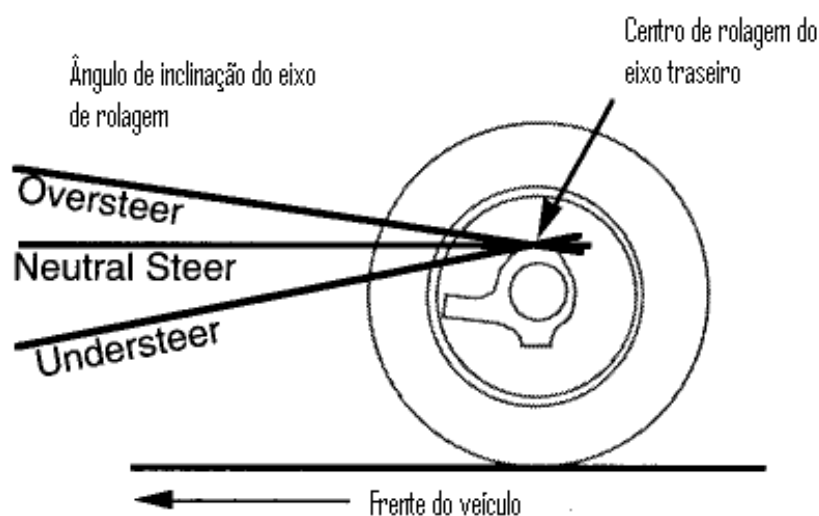


Figura 1. 19 - Influência do ângulo do eixo de rolagem na dirigibilidade.
Fonte: Thomas Gillespie, 1992.

1.8 Características do pneu

As forças que aceleram um veículo no plano horizontal são originadas principalmente nos pneus. Os pneus são a fonte primária de geração das forças e momentos que determinam a dirigibilidade de um veículo. A área de contato, “*Foot print*” é a área da banda de rolagem do pneu que esta em contato com o solo.

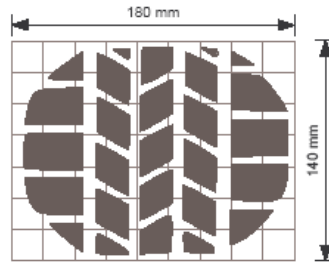


Figura 1. 20 – “*Foot print*”.
Fonte: Georg Rill, 2009.

O pneu possui um sistema de coordenadas local, apresentamos o padronizado SAE.

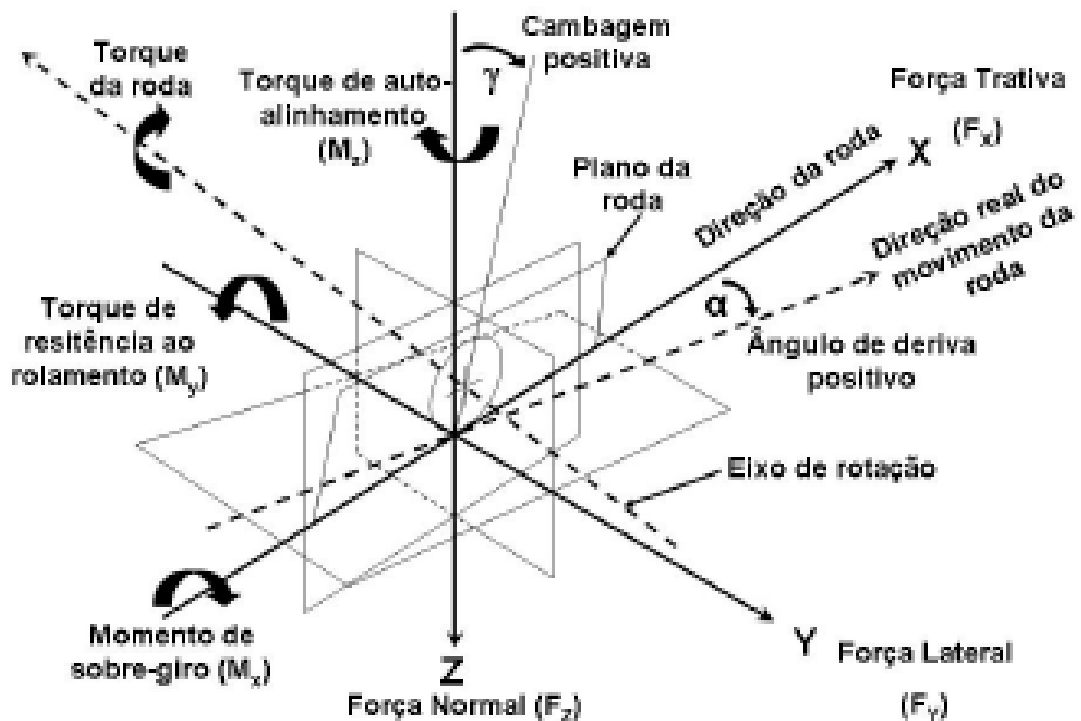


Figura 1. 21 – Sistema de coordenadas do pneu padrão SAE.
Fonte: Thomas Gillespie, 1992.

Onde temos as principais definições:

- **Plano da roda:** plano central do pneu com direção normal ao eixo de rotação.
- **Centro da roda:** intersecção do eixo de rotação e o plano da roda.
- **Centro de contato do pneu:** intersecção do plano da roda e a projeção do eixo de rotação no plano do solo.
- **Raio do pneu carregado:** é a distancia do centro de contado do pneu com o centro da roda.
- **Força longitudinal (F_x):** componente da força agindo no pneu paralelo à intersecção do plano da roda com o plano do solo.
- **Força lateral (F_y):** componente da força no plano do solo e normal à intersecção do plano da roda como plano do solo.
- **Força normal (F_z):** componente da força entre pneus e o solo, é sempre perpendicular ao solo.
- **Momento de sobre-giro (M_x):** é o momento que age nos pneus pelo solo em torno da intersecção do plano central da roda com o plano do solo.
- **Torque de resistência ao rolamento (M_y):** é o momento que age nos pneus pelo solo em torno de uma normal à intersecção do plano da roda com o plano do solo.
- **Torque de auto-alinhamento (M_z):** é o momento que age no pneu pelo solo que é normal ao plano do solo. Surge como resultante das forças geradas em torno do pino mestre, resultando em convergência ou divergência durante a movimentação do veículo.
- **Ângulo de deriva (α):** ao submeter um pneu a forças laterais durante o rolamento, o pneu escorrega para o lado, ilustrado na figura 1.22. Um ângulo é gerado entre a direção que a roda aponta e a direção da trajetória. Este ângulo é conhecido como ângulo de deriva. Durante a rotação do pneu os elementos da banda ao entrarem em contato com o solo, na região denominada área de impressão do pneu no solo, tendem a seguir a trajetória do movimento e com isso acabam se deformando lateralmente. Este processo acaba gerando forças laterais e ocorre até o limite de aderência entre pneu e solo, a partir deste ponto ocorre o escorregamento e o elemento em questão sai da região da área de impressão.

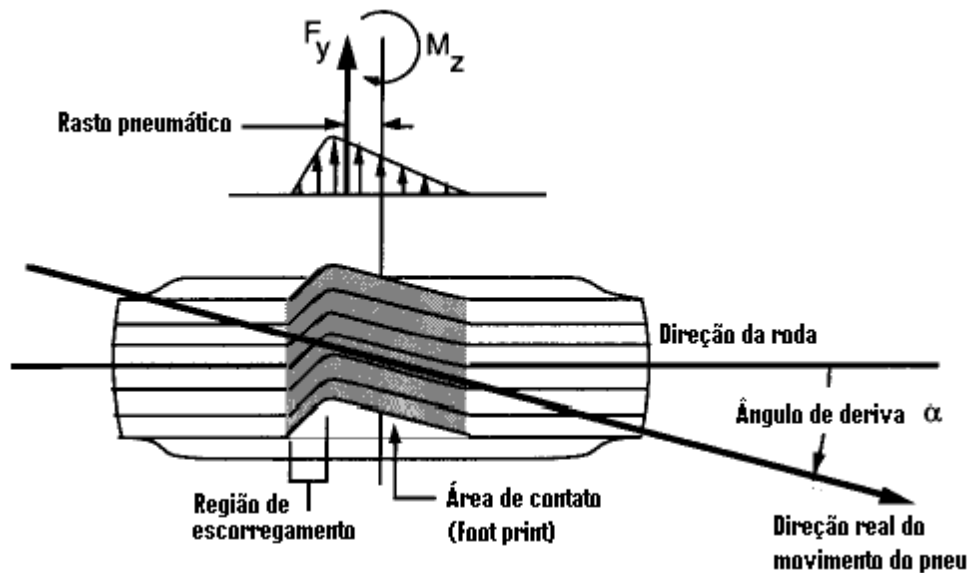


Figura 1. 22 - Deformação em pneu girando sob força lateral.
Fonte: Thomas Gillespie, 1992.

- **Força de cambagem:** Outra forma de gerar força lateral em um pneu vem da rolagem em função do aumento do ângulo de câmbor. Com este, uma força conhecida como força da cambagem é produzida. O ângulo de inclinação é definido a partir da perpendicular do plano do solo, os valores positivos correspondem à orientação com o topo da roda inclinada para dentro do veículo.

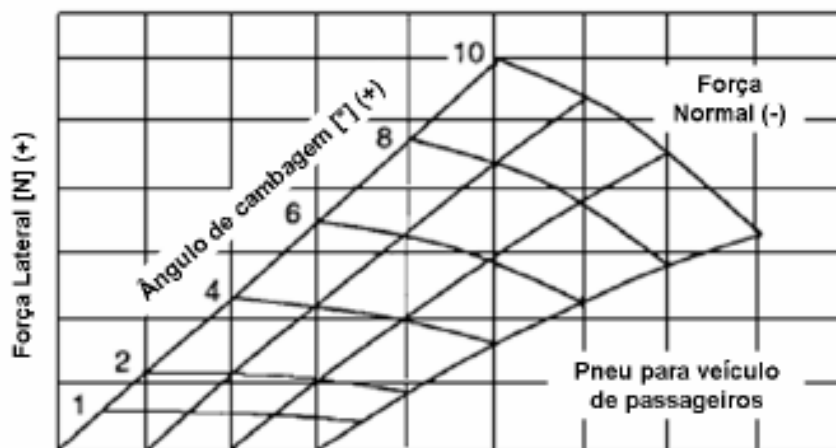


Figura 1. 23 - Exemplo do diagrama da força lateral x ângulo de cambagem para um pneu diagonal.
Fonte: Thomas Gillespie, 1992.

2 REVISÃO DA LITERATURA

O comportamento de dirigibilidade vem sendo estudado desde os primórdios dos veículos automotores, início do século XX, porém somente a partir dos anos 50 encontramos estudos utilizando técnicas aplicadas na bastante desenvolvida dinâmica de controle de aeronaves. A literatura citada neste trabalho busca identificar a evolução em temas que direcionaram o estudo da dinâmica lateral na dirigibilidade de veículos automotores.

MILLIKEN e WITHCOMB (*General Introduction to a Programme of Dynamic Research*, 1956): Esta publicação desenvolvida no Laboratório de Aeronáutica de Cornell (C.A.L.) é o primeiro de uma série de seis trabalhos desenvolvidos sobre a dinâmica de veículos automotores. Neste primeiro trabalho é apresentado um histórico de desenvolvimento relacionado ao comportamento de dirigibilidade de veículos automotores desde seu início no começo do século até os anos 50, são traçados comparativos com o desenvolvimento de aeronaves.

SEGEL (*Theoretical Prediction and Experimental Substantiation of the Response of the Automobile to Steering Control*, 1956): a segunda publicação da série mencionada anteriormente, com uma discussão e modelamento matemático com um modelo linearizado com três graus de liberdade e a sua validação através de testes experimentais em campo de provas.

WITHCOMB e MILLIKEN (*Design Implications of a General Theory of Automobile Stability and Control*, 1956): Neste trabalho é utilizado um sistema com dois graus de liberdade no estudo do movimento lateral do veículo, eliminando o movimento de rolagem “Roll”. Seguindo o padrão adotado na publicação de SEGEL, utiliza modelo linearizado, pequenos ângulos e amplitudes além de um modelo do tipo bicicleta com as rodas na linha de centro do veículo. Inicialmente estuda as características no estado estacionário. O estado transitório é analisado utilizando o modelo com dois graus de liberdade simplificados para somente um grau de liberdade, analisando de forma independente cada grau de liberdade e assim determinando qual exerce a maior influência quando combinados. Nas análises utiliza dois modelos bem distintos quanto a características um modelo do tipo sedan de passageiros e um modelo esportivo.

SATCHELL (*The Design of Trailing Twist Axles*, 1981): O autor apresenta a suspensão traseira do tipo “Twist Beam” como um design de eixo traseiro que deve ter sua utilização bastante usual nos veículos com tração dianteira, demonstrar o seu funcionamento bem como as principais funções dos componentes deste eixo.

A publicação de GILLESPIE (*Fundamentals of Vehicle Dynamics*, 1992) pode ser considerada um marco na dinâmica veicular pois a partir desta publicação verificamos uma maior difusão da teoria em cursos de graduação de engenharia mecânica: Nesta publicação o autor aborda o estudo da dinâmica lateral iniciando com o estudo de curvas em estado estacionário, em sistema aberto e contornadas em baixa velocidade (primeira marcha), quando os pneus não precisam gerar força lateral e depois curvas contornadas em alta velocidade, quando os pneus precisam gerar força lateral. É apresentada a métrica de avaliação de dirigibilidade mais comum, o coeficiente de subesterço “*understeer grad*”, bem como outras métricas de avaliação como o ganho de velocidade de guinada “*Yaw rate*” e ângulo de deriva “*Sideslip*”. No início a análise é feita com modelos bidimensionais no movimento planar e após modelos tridimensionais considerando o movimento de rolagem, eixo de rolagem da suspensão, variação de cambagem e esterçamento por rolagem “*Roll steer*”. É dedicado um capítulo completo ao estudo do comportamento ao capotamento com referências ao estado transiente e influências no atraso de resposta. Neste capítulo é apresentado a condição de colisão lateral em um obstáculo onde a energia cinética é convertida para energia potencial elevando o centro de gravidade até uma condição de capotamento. É apresentada a condição dos índices de capotamento nos acidentes.

McGUAN e PINTAR (*Flexible Vehicle Simulation*, 1993): trabalho apresentado na conferência mundial da empresa MSC em 1993, temos um estudo na utilização de corpos flexíveis na plataforma de multicorpos ADAMS, através de modelos gerados no software MSC/NASTRAN e convertidos pelo tradutor ADAMS/FEA. A comparação foi feita utilizando uma manobra padronizada, troca de faixa simples “*Lane change manouver*” com a verificação do ângulo de câmbio no modelo do veículo utilizando componentes rígidos e no modelo utilizando o braço de suspensão flexível. Com a utilização de corpos flexíveis, podemos quantificar os efeitos de sua flexibilidade na dinâmica veicular e assim utilizar os valores de rigidez como objetivos no desenvolvimento futuro.

CROLLA, CHEN, WHITEHEAD e ALSTEAD (*Vehicle Handling Assessment Using a Combined Subjective-Objective Approach*, 1998): o entendimento da co-relação entre medições objetivas e avaliações subjetivas é o objetivo neste trabalho, que utiliza uma grande pesquisa experimental em campo de provas com motoristas avaliadores experientes e veículos conhecidos, onde foram realizados testes com diversas configurações permitindo reproduzir uma grande quantidade de variáveis nas métricas obtidas através da aquisição de dados instrumentados. O

cruzamento dos dados obtidos através das métricas selecionadas e as perguntas direcionadas possibilitaram através de estatísticas traçarem paralelos entre opiniões subjetivas e dados objetivos.

SHARP (*Some Contemporary Problems in Road Vehicle Dynamics*, 1999): este trabalho apresenta um quadro para discussão, pesquisa e desenvolvimento do sistema de chassi automotivo do complicado sistema de interação motorista e veículo.

WARD (*A Generic Suspension Model for Middle Class Passenger Vehicles*, 2001): Neste trabalho é identificado que para o desenvolvimento de novos veículos e na sua avaliação em dinâmica veicular são necessários muitos dados e a preparação de modelos complexos que na maioria das vezes necessita de uma carga de trabalho extensa demandando tempo e custos. Na tentativa de desenvolver um modelo de suspensão genérico com poucos parâmetros de entrada foi verificado que os comportamentos nas simulações não convergiram para um resultado satisfatório.

FORKENBROCK e GARROT (*Phase IV and NHTSA's Light Vehicle Dynamic Rollover Propensity Research*, 2003): o principal objetivo no trabalho foi definir as manobras mais adequadas para uso no sistema de ranqueamento do governo no teste de resistência ao capotamento, varias manobras foram avaliadas com um determinado numero de veículos e seus resultados comparados em quesitos como objetividade, repetibilidade, execução, capacidade discriminatória e validação.

SVENSON e HAC (*Influence of Chassis Control Systems on Vehicle Handling and Rollover Stability*, 2005) estudam a influência de sistemas ativos no comportamento do veículo em dirigibilidade e condição de capotamento utilizando testes experimentais com um veiculo instrumentado num campo de testes. No trabalho ele apresenta e qualifica as manobras mais significativas para obter uma métrica clara na avaliação dos sistemas. As manobras utilizadas são caracterizadas por serem em sistema aberto com ênfase na condição transiente “*Ramp steer*” e “*Steep steer*”. As manobras serão apresentadas em detalhe no capítulo 4.

Em FERNANDES, PASSOS, MELLO e PERES (*New Approach to Improve Steering Response Development Using Bode Diagrams*, 2005) o trabalho tem o objetivo de definir novas métricas de avaliação da resposta do sistema de direção com uma maior relação com os relatórios subjetivos dos pilotos de testes experimentais. Neste trabalho é evidenciada com a utilização de

diagramas de Bode que a avaliação de velocidade de resposta de um veículo esta associada à fase de resposta e não somente a amplitude do ganho dos coeficientes de avaliação de dirigibilidade.

RILL (*Vehicle Modeling by Subsystems*, 2006): Neste trabalho é apresentado um conceito de modelamento de veículo por subsistema, onde o autor apresenta inicialmente a influência da carroceria rígida ou flexível, a concepção e modelamento de uma suspensão traseira do tipo mola parabólica e um subsistema de transmissão.

MAVROS (*On the objective assessment and quantification of transient-handling response of a vehicle*, 2007): este artigo apresenta uma nova metodologia para avaliação objetiva e quantificação da resposta de um veículo em manobras no estado transitório, utilizando um modelo linearizado com dois graus de liberdade e modelo tipo “bicicleta”, rodas localizadas na linha de centro do veículo.

MARTINS (Simulação Dinâmica de um Veículo sob Diferentes Geometrias de Direção, 2010) estuda o comportamento dinâmico de um veículo do tipo formula SAE sob diferentes geometrias de direção geradas com uma rotina do programa MATLAB. Estas geometrias possuem porcentagens de Ackerman diferentes. Os modelos são analisados em manobras normalizadas utilizando o programa MD-ADAMS/CAR e testes experimentais. Neste estudo o autor permite o reposicionamento da caixa de direção no veículo.

3 MODELAGEM TEÓRICA

No desenvolvimento deste trabalho iniciamos com uma análise do comportamento de dirigibilidade de um veículo referência e o consideramos como padrão e objetivo.

Num primeiro passo alteramos a atitude do veículo elevando a suspensão em 40 mm. Assim diversos parâmetros básicos da suspensão são alterados devido as modificações nos pontos cinemáticos da suspensão, os parâmetros alterados serão descritos no capítulo. Esta versão de suspensão recebe o nome de “Elevada 40 mm básico”.

No segundo passo alteramos a geometria desta suspensão com o objetivo de aproximar os valores dos parâmetros básicos para valores próximos aos encontrados na versão referência, sem elevação.

Na fase final com o objetivo de identificar os parâmetros com maior influência no comportamento do veículo, utilizando o modelo corrigido, chamado neste trabalho como “Elevado 40 mm referência” modificamos determinados parâmetros, isolando o efeito do parâmetro em estudo e graduando seu efeito no comportamento de dirigibilidade. Os parâmetros escolhidos neste estudo foram:

- Porcentagem do ângulo de Ackerman
- Relação total de direção
- Altura do centro de rolagem dianteiro
- Rigidez da barra estabilizadora da suspensão dianteira
- Taxa de variação de convergência da suspensão dianteira

Estes parâmetros foram escolhidos devido à possibilidade real de alteração num veículo com plataforma mundial a partir dos quais é possível desenvolver versões especiais.

O modelo matemático utilizado neste trabalho foi desenvolvido no programa comercial para simulações multicorpos MD-ADAMS/CAR, na qual ADAMS/CAR é uma versão customizada para modelagem, simulação e análise de veículos automotores e seus subsistemas.

O modelo multicorpos desenvolvido é formado pelos subsistemas: suspensão dianteira, sistema de direção, suspensão traseira, massa suspensa e pneus dianteiros e traseiros. Os modelos desses subsistemas são apresentados a seguir. A estrutura de arquivo no ADAMS/CAR segue uma hierarquia como na figura 3.1.

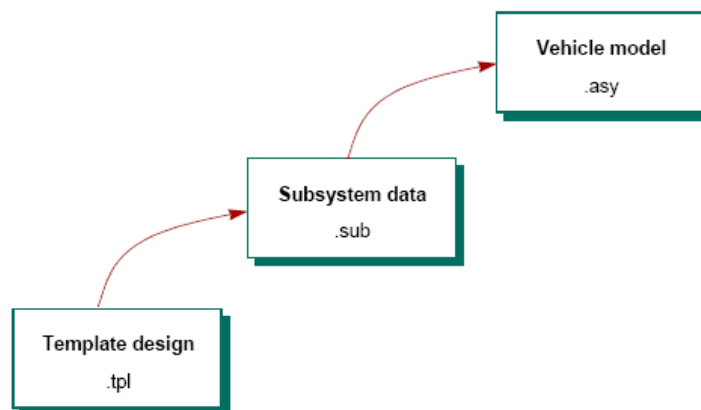


Figura 3. 1 - Estrutura de arquivos ADAMS/CAR.
Fonte: ADAMS/CAR Training guide, 2006.

No estudo dos parâmetros de suspensão são alterados os pontos cinemáticos, ou seja, os “*Hardpoints*” nos respectivos subsistemas, utilizando o mesmo “*template*”, ou modelo matemático básico. Assim, os valores de massa, momento de inércia e características de juntas são mantidas inalteradas para os diversos modelos em análise garantindo isenção da influência dos modelos nos resultados das análises.

Tabela 3. 1 – Dados básicos do veículo

	Eixo dianteiro	Eixo traseiro
Massa Total [kg]	678	486
Massa não suspensa [kg]	78	60
Massa suspensa [kg]	600	426
Entre-eixo [mm]	2465	

Conforme a tabela 3.1, verificamos a distribuição de pesos nos eixos, da mesma forma os valores de massa não suspensa, ou seja, a massa referente aos componentes da suspensão.

3.1 Suspensão dianteira

A suspensão dianteira é definida por uma suspensão independente do tipo “*McPherson*”, com barra estabilizadora conectada diretamente aos amortecedores. O modelo da suspensão dianteira no ambiente ADAMS/CAR pode ser visto na figura 3.2 e é formado pelos seguintes corpos: braços oscilantes, suporte da suspensão, amortecedor estrutural, barras de direção, molas, batentes, mancais de suspensão e semi-eixos.

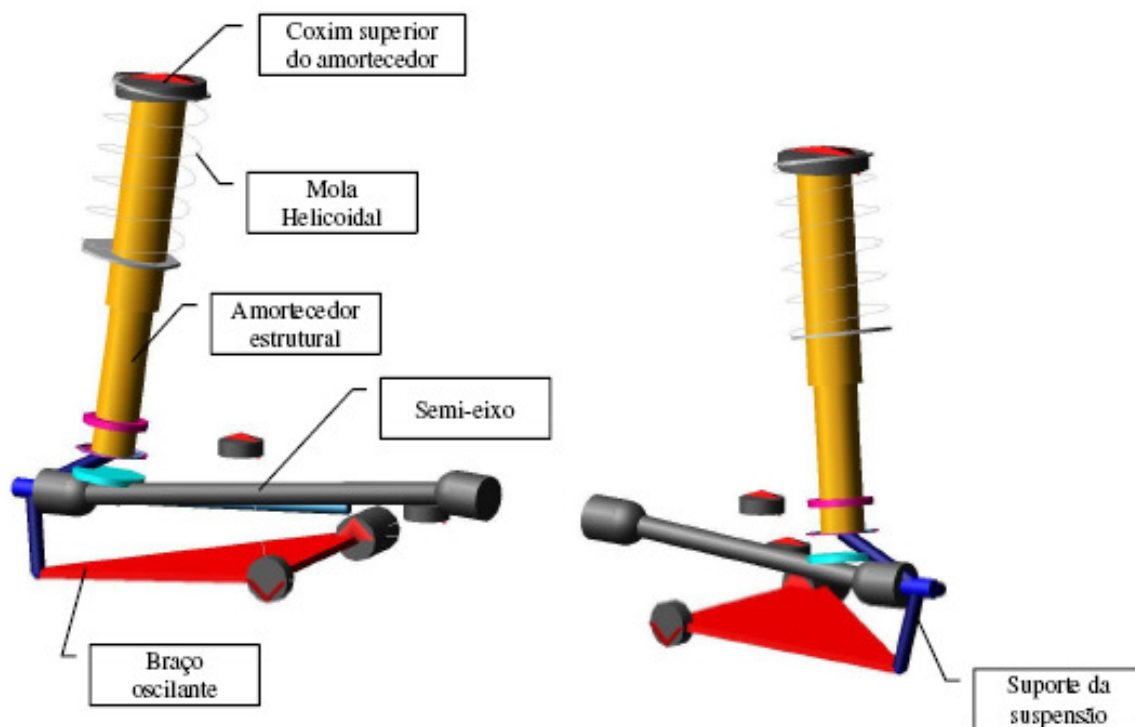


Figura 3. 2 - “Template” da suspensão dianteira “Mc Pherson”.

Os braços oscilantes possuem seus três pontos cinemáticos ou “*Hardpoints*” definidos pelo mancal dianteiro, mancal traseiro (no nosso caso um mancal de conforto com característica não linear) e a junta esférica externa. Sua massa esta concentrada no centro de gravidade da peça.

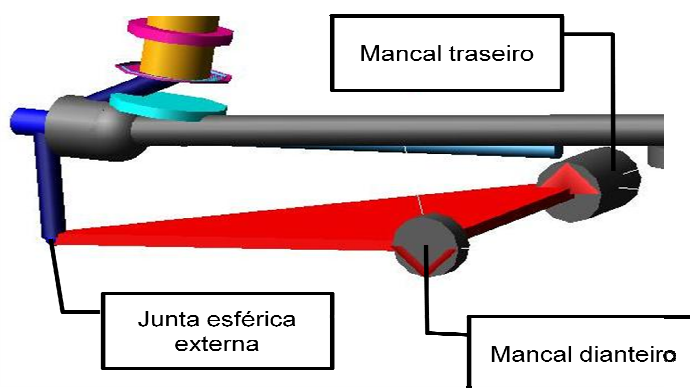


Figura 3. 3 - Detalhe dos “Hardpoints” do braço oscilante.

O suporte da suspensão é definido pelos “*Hardpoints*” da junta esférica externa, o centro da roda, a base do amortecedor e o terminal de direção externo. A massa do conjunto é resultado da

soma das massas dos componentes: manga de eixo, rolamento, disco de freio, cavalete de freio e junta homocinética externa.

O conjunto amortecedor, mola helicoidal, batente e coxim superior da suspensão têm a massa concentrada também no suporte de suspensão e cada componente possui a sua curva de calibração própria.

A curva de calibração do amortecedor apresenta uma característica não linear e possui comportamento distinto na tração e na compressão. Este comportamento pode ser obtido com a combinação de componentes no sistema de válvulas do amortecedor.

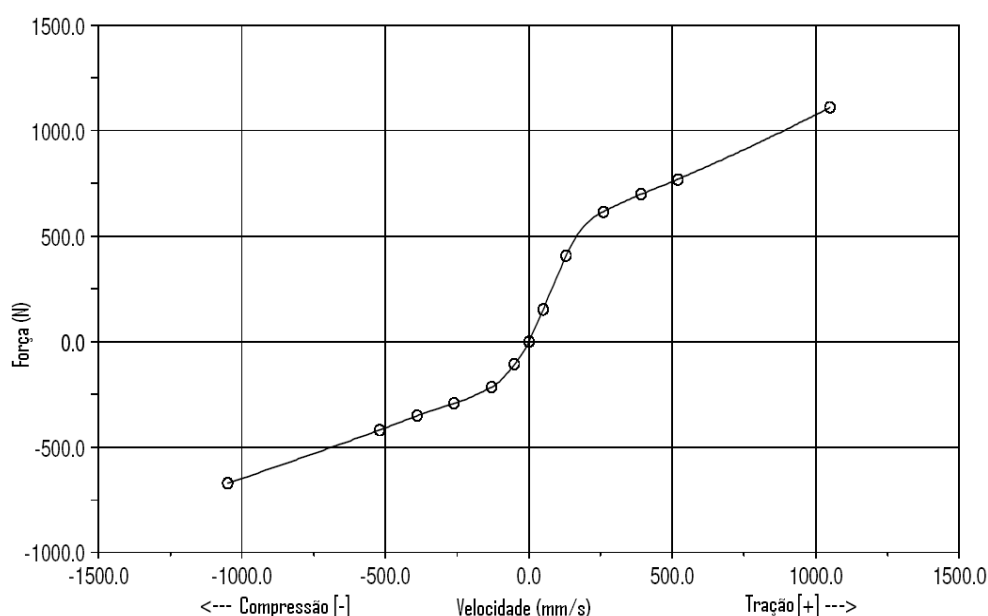


Figura 3. 4 - Diagrama de calibração do amortecedor dianteiro com a velocidade x força.

A mola helicoidal dianteira possui rigidez linear com valor 21N/mm e o seu comprimento em vazio ajustado para suportar a massa suspensa dianteira na atitude correta de cada versão do modelo do veículo, versão referencia e versão elevada 40 mm.

O batente de compressão apresenta diagrama curso por força com característica não linear e está posicionado para garantir o curso da suspensão de projeto com 85 mm de curso da condição de repouso ate o bloqueio no batente de suspensão. No curso de abertura de suspensão o amortecedor possui um batente de tração interno o qual esta posicionado para garantir um curso de 60mm.

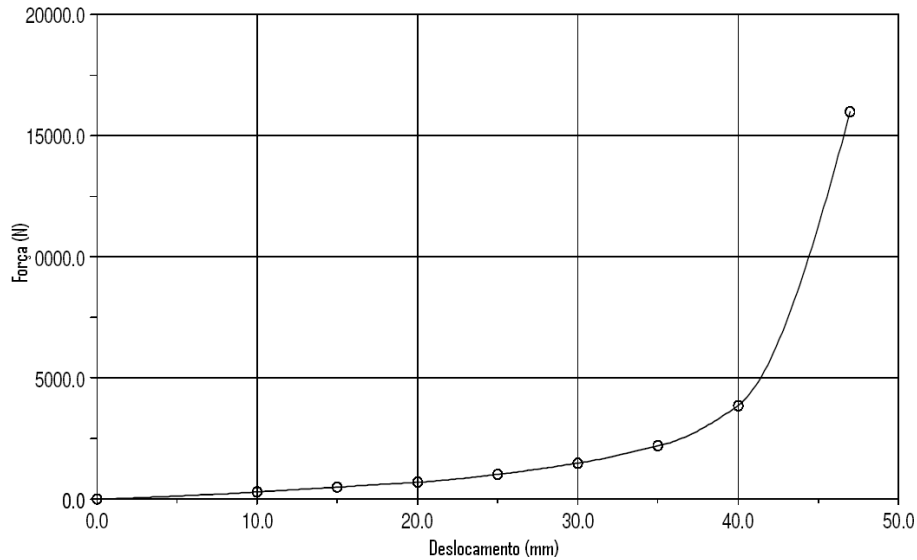


Figura 3. 5 - Diagrama de carga do batente de suspensão dianteiro x deslocamento.

O coxim superior da suspensão apresenta uma construção que permite comportamento de rigidez não linear para as forças verticais, com atuação no conforto e rigidez linear para cargas radiais. O coxim superior da suspensão pode ter a construção permitindo rigidez independente para a fixação do amortecedor e para o apoio da mola com resultados mais eficientes no conforto do veículo, também é possível construção assimétrica permitindo calibração da rigidez lateral diferente da rigidez longitudinal.

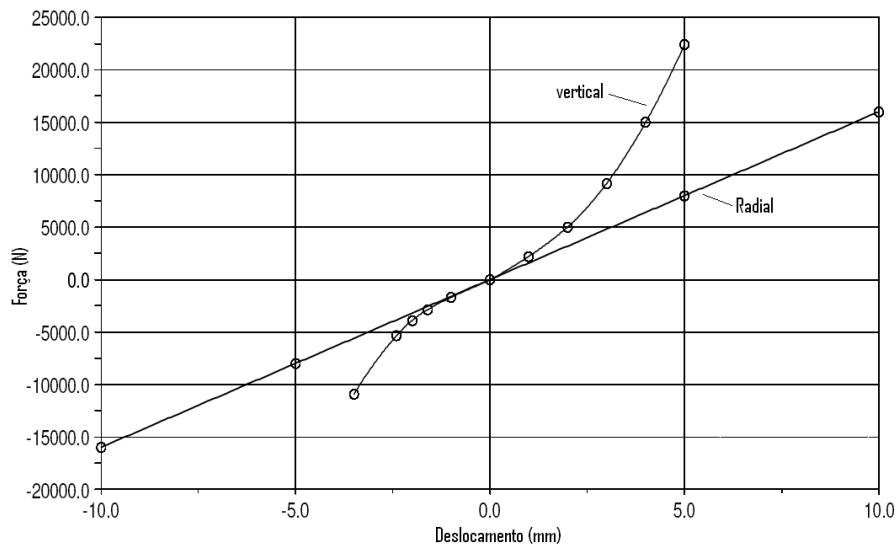


Figura 3. 6 - Diagrama de carga do coxim superior da suspensão x deslocamento.

O braço oscilante possui dois mancais com o corpo rígido que representa a carroceria do veículo, o coxim dianteiro com características lineares e o coxim traseiro com características não lineares definidas para melhor comportamento de conforto, possuindo características adequadas para aceleração, frenagem e absorção de impactos nos movimentos verticais.

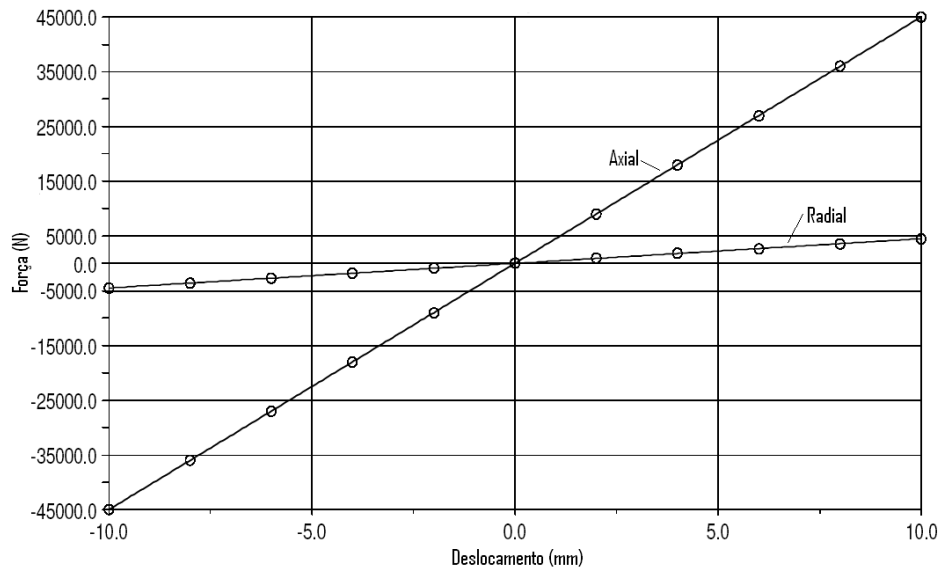


Figura 3. 7 - Diagrama de carga do coxim dianteiro da suspensão dianteira x deslocamento.

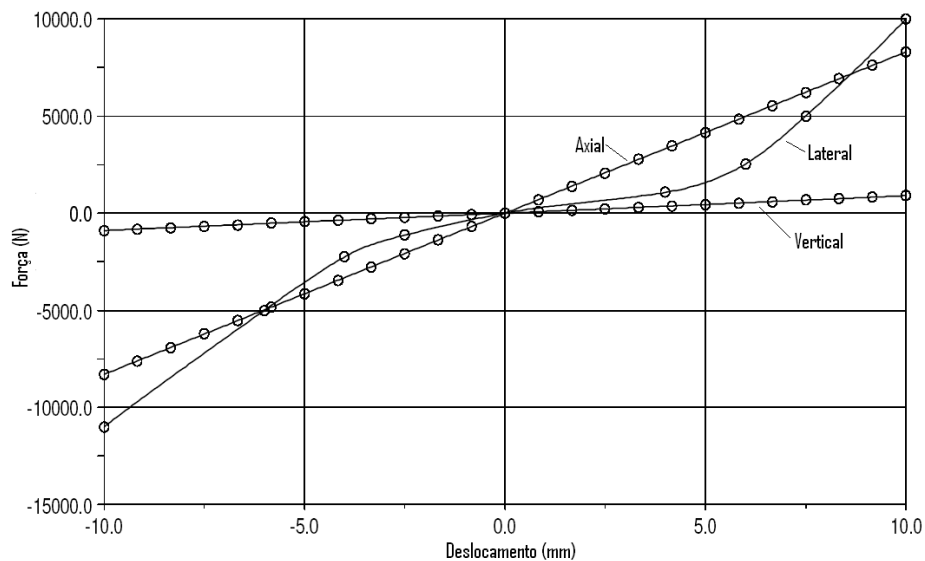
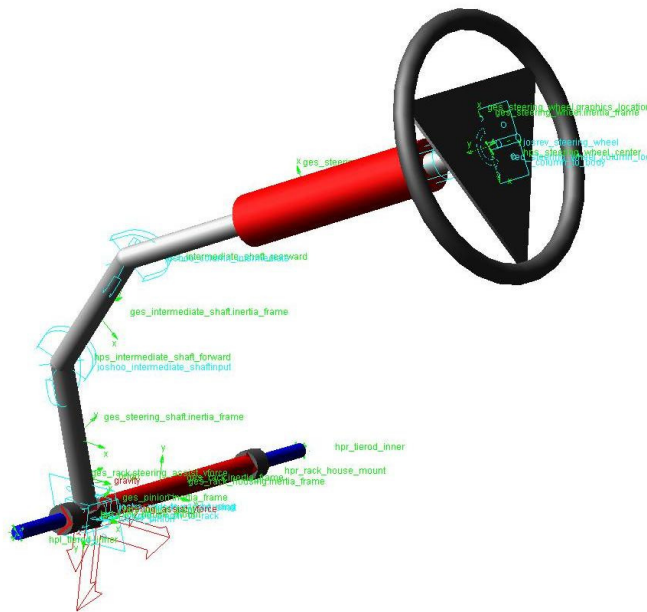


Figura 3. 8 - Diagrama de carga do coxim traseiro da suspensão dianteira x deslocamento.

Downloaded from <http://ajphaphysiol.physiology.org/> by guest on September 11, 2012

K - rigidez da barra estabilizadora em força/deslocamento (Lbf/pol);

O subsistema de direção é formado pela coluna de direção e a caixa de direção do tipo pinhão e cremalheira, modelados em corpos rígidos com suas respectivas juntas. Os coxins de fixação da caixa no subchassi possuem rigidez 4,5KN/mm (referencia ADAMS/CAR).



A montagem dos subsistemas descritos com um conjunto de roda-pneu rígido, rigidez vertical 210KN/mm e diâmetro estático 297,5mm definem o sistema suspensão dianteira apresentado na figura 3.12 e utilizada nas análises elastocinemáticas com movimento paralelo das rodas e com movimento alternado das rodas.

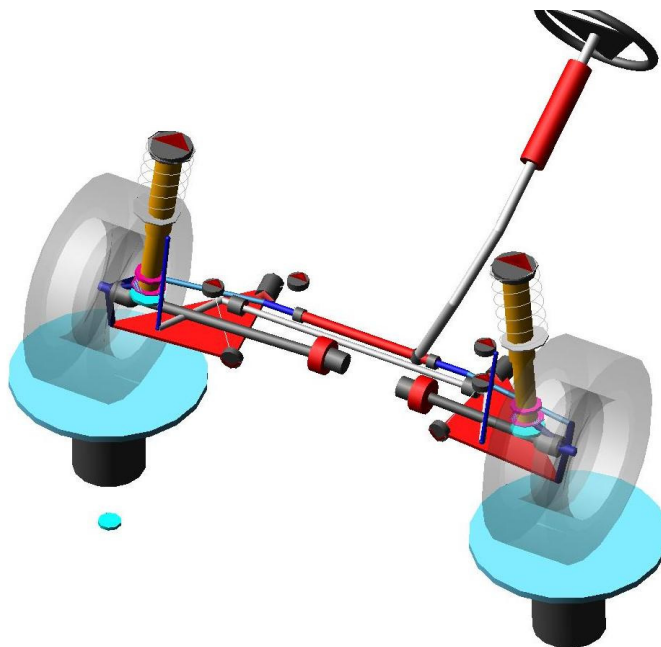


Figura 3. 11 - Modelo da suspensão dianteira completa.

Este modelo matemático pode ser alterado na atitude de suspensão aumentando ou abaixando a altura do veículo modificando o comprimento livre da mola de suspensão, bem como também pode ser alterado em características de cinemática modificando as coordenadas dos “*Hardpoints*” das juntas cinemáticas.

3.2 Suspensão traseira

A suspensão traseira do veículo em estudo é do tipo “*Twist beam*” conforme figura 1.9 onde temos os braços longitudinais conectados por um perfil de torção.

No trabalho apresentado por Satchell (1981), é apresentada a suspensão do tipo “*Twist beam*” como a tendência para veículos com tração dianteira. Neste trabalho é apresentada a analogia geométrica entre a suspensão “*Twist beam*” e a suspensão “*Semi-trailing arm*” apresentada na figura 1.8. Assim foi desenvolvido um modelo simplificado constituído de uma suspensão do tipo “*Semi-trailing arm*” apresentado na figura 3.13 e uma barra estabilizadora posicionada no eixo de rotação do perfil original da suspensão “*Twist beam*”, figura 3.18, este posicionamento visa reproduzir o mesmo comportamento elastocinemático de um eixo “*Twist beam*”.

O centro de rolagem de uma suspensão do tipo “*Twist beam*” é determinado na linha de centro dos mancais com o chassi quando em movimento paralelo e pela linha definida pelo mancal e a intersecção da linha de torção do perfil com o plano central do veículo, muito similar à definição de centro de rolagem de uma suspensão do tipo “*Semi Trailing arm*”. Assim no modelo simplificado os mancais do braço são posicionados na mesma linha de referência.

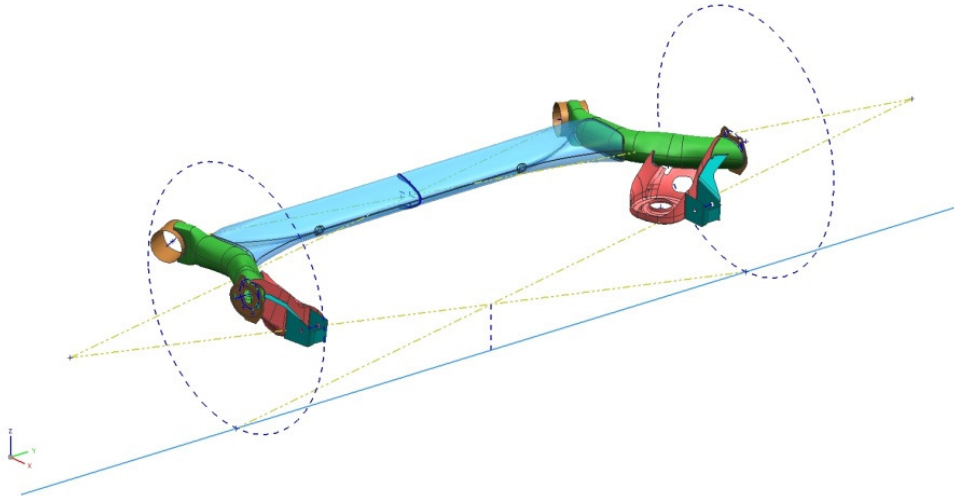


Figura 3. 12 - Definição do centro de rolagem na suspensão tipo “*Twist beam*”.

A rigidez torcional do eixo é representada por uma barra estabilizadora posicionada na mesma linha geométrica do centro de cisalhamento do perfil original bem como sua rigidez, a conexão da barra ao eixo é representada na ponta do eixo, garantindo a mesma relação de instalação do eixo original.

Os demais componentes do eixo como molas, amortecedores e batentes são posicionados conforme projeto original garantindo as relações de instalação no sistema.

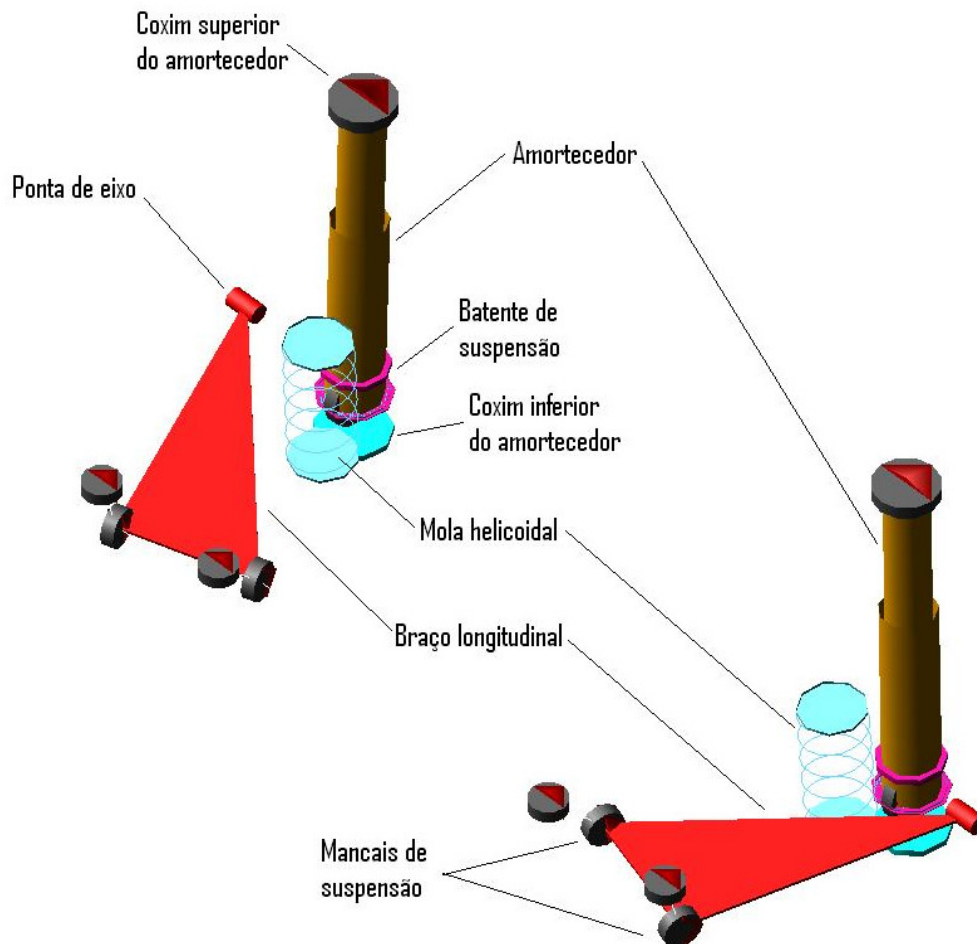


Figura 3. 13 - Subsistema da suspensão traseira do tipo “*semi-trailing arms*”.

O amortecedor traseiro da mesma forma que o amortecedor dianteiro, apresenta característica não linear de amortecimento pois a taxa de amortecimento apresenta variação com a velocidade além do comportamento diferenciado em tração e compressão.

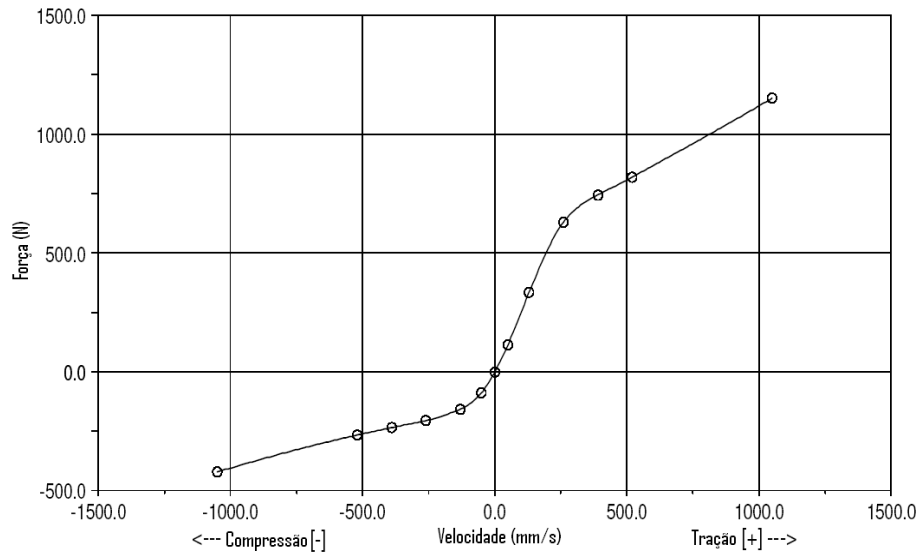


Figura 3. 14 - Diagrama de calibração do amortecedor traseiro com a velocidade x força.

O batente de compressão apresenta diagrama força com característica não linear e esta posicionado para garantir o curso da suspensão de projeto com 128 mm de curso da condição de repouso ate o bloqueio no batente de compressão da suspensão. De forma análoga a suspensão dianteira o amortecedor traseiro possui internamente um batente de tração, limitando o curso de abertura de suspensão. Na suspensão do modelo em estudo o curso de abertura ou “*Rebound*” esta limitado em 60mm.

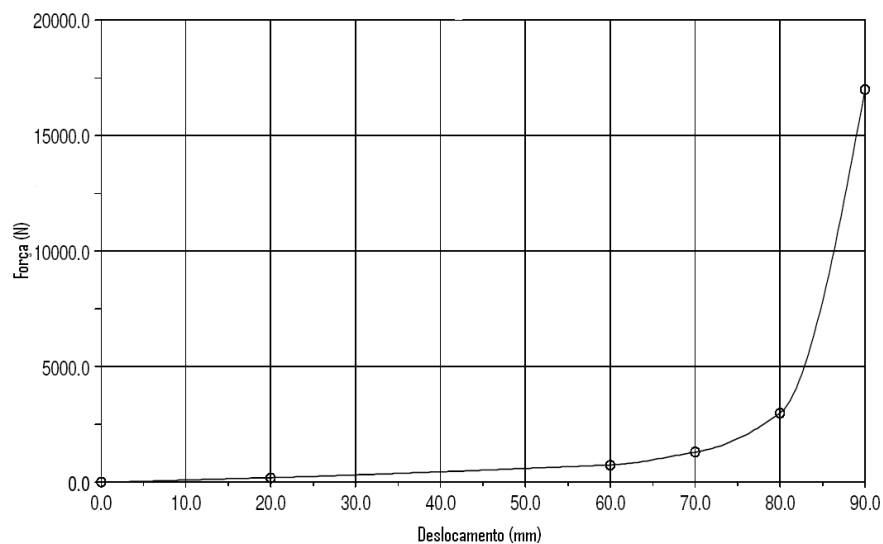


Figura 3. 15 - Diagrama de carga do batente de compressão traseiro x deslocamento.

A mola helicoidal traseira possui rigidez linear com valor 24N/mm e o seu comprimento em vazio ajustado para suportar a massa suspensa traseira na atitude correta de cada versão do modelo do veículo, versão referencia e versão elevada 40 mm.

Os mancais da suspensão traseira com comportamento linear são da própria biblioteca do ADAMS/CAR e estão orientados conforme orientação do mancal do eixo original, seu diagrama característico com sua curva radial e axial é representado na figura 3.17.

Este mancal apresenta comportamento diferenciado nos deslocamentos axiais em relação aos movimentos radiais garantindo devido à rigidez axial superior uma maior rigidez lateral ao sistema e mantendo ao mesmo tempo a transmissão de vibrações do solo para o veículo em limites adequados.

Devido a simplificação no modelo de suspensão traseiro utilizamos dois mancais no eixo “*semi-trailing arm*” porem utilizamos a rigidez axial que cada mancal em serie a metade da rigidez axial do mancal original do eixo “*Twist beam*”.

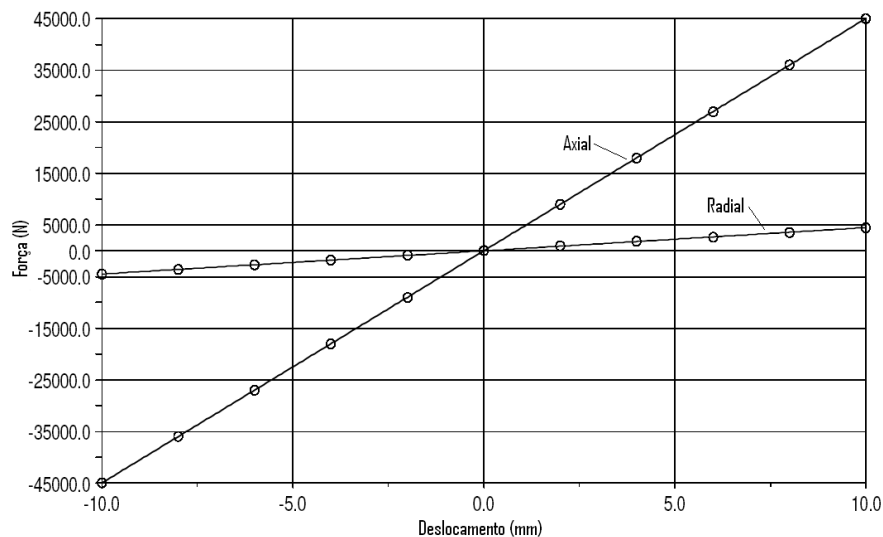


Figura 3. 16 - Diagrama de carga da bucha utilizada na suspensão traseira x deslocamento.

Utilizando o mesmo conceito de subsistema de barra estabilizadora simplificada, representamos o perfil com rigidez 10N/mm.

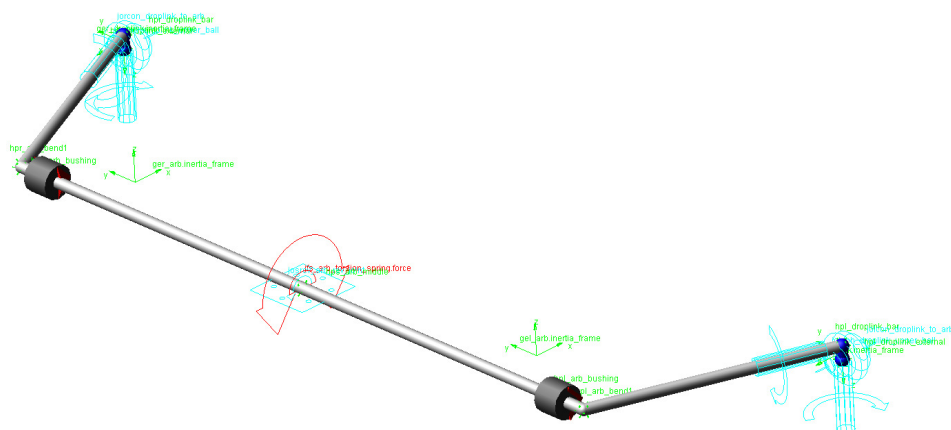


Figura 3. 17 - Subsistema da barra estabilizadora traseira representando o perfil do eixo.

A massa não suspensa dos componentes considerando sistema de freio traseiro, braços longitudinais esta representada nos braços oscilantes e ponta de eixo, a massa do perfil do eixo “*Twist beam*” esta representado na barra estabilizadora.

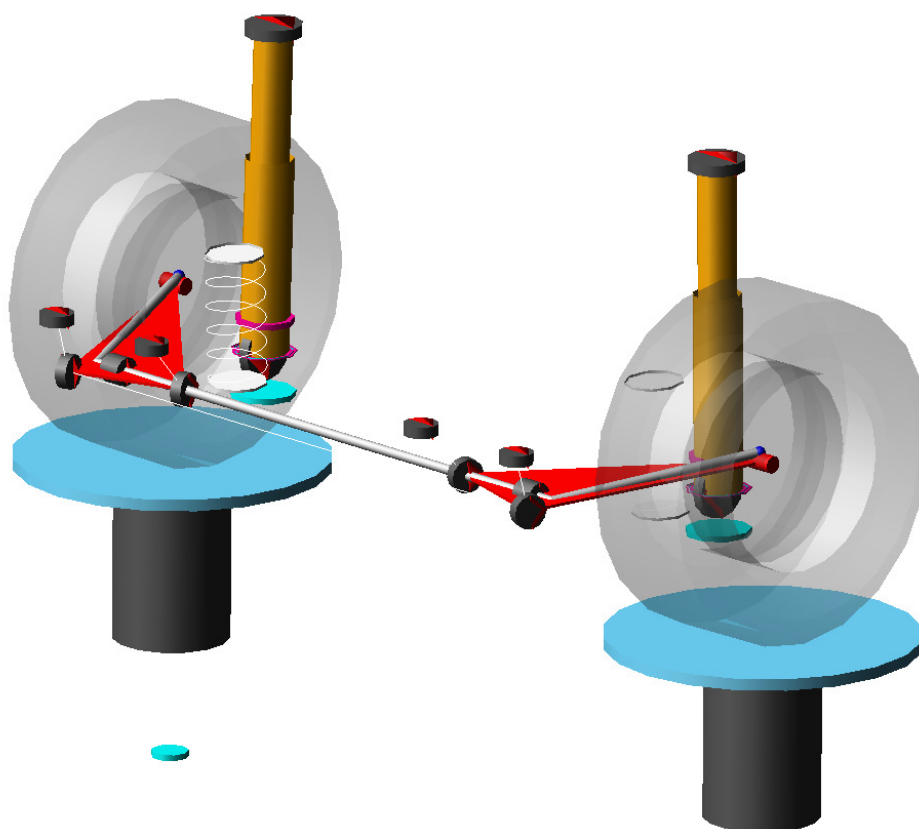


Figura 3. 18 - Modelo da suspensão traseira completa.

Os resultados obtidos na elastocinemática em movimento alternado com o modelo simplificado foram compatíveis com os resultados encontrados em simulações com modelos em elementos finitos. Um comparativo será apresentado junto com os resultados de elastocinemática do modelo do eixo traseiro.

O modelo para análises de dinâmica lateral no software ADAMS/CAR exige que mais subsistemas sejam preparados, como o objetivo deste trabalho é obter resultados relativos entre os modelos, foram utilizados modelos disponíveis na biblioteca do software.

O modelo de pneu utilizado na suspensão dianteira e traseira em todos os modelos analisados é parte da biblioteca de pneus do ADAMS/CAR, na medida 195/65 R15 e com o modelamento usando a formula mágica, modelo matemático desenvolvido por “*Pacejka*” onde diversos coeficientes experimentais buscam representar o comportamento dos pneus. O modelo utilizado apresenta formulação no formato “PAC-2002”, sendo recomendado para análises de dirigibilidade de veículos.

A carroceria e componentes de acabamento interno do veículo estão representados por uma massa concentrada no centro de gravidade da massa suspensa.

O momento de inércia, apresentado na tabela 3.2 recomendado para veículos da classe pequena na referencia “*The Automotive Chassi*”, Giancarlo Genta, 2009, p.803 representa com fidelidade os momentos de inércia encontrados em veículos desta classe.

Tabela 3. 2 – Valores de momento de inércia para veículos pequenos.

Momento de inércia	
Jx [kgm ²]	960
Jy [kgm ²]	2058
Jz [kgm ²]	2663

Complementando o modelo do veículo completo utilizamos um subsistema, motor e transmissão genéricos fornecidos no pacote de “*templates*” básicos do programa ADAMS/CAR e foi adotado no modelo completo um sistema de freios somente como torque, pois nas avaliações de dinâmica lateral não utilizamos o sistema de freios.

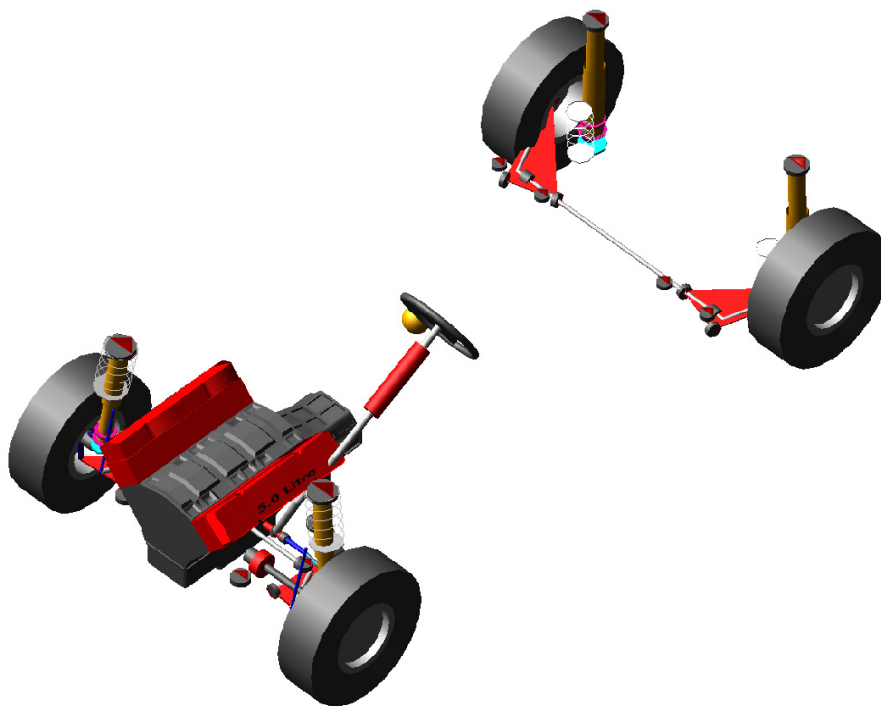


Figura 3. 19 - Modelo veículo completo ADAMS/CAR.

3.3 Testes utilizados na avaliação da dirigibilidade de um veículo

Existem muitos testes para avaliação da dirigibilidade de veículos e estes testes podem ser divididos nas categorias:

- Testes com circuito aberto, com respostas do veículo para um determinado controle de entrada;
- Testes em circuito fechado, onde a interação entre motorista e veículo é avaliada, pois durante as manobras é permitido correções no comando de entrada;
- Avaliações subjetivas onde os motoristas avaliam o comportamento do veículo em pistas de teste e uma seleção de manobras.

As manobras por sua vez são divididas em dois grupos distintos:

- Manobras no estado estacionário, onde avaliamos o comportamento do veículo de forma quasi-estática, extraindo gradientes de comportamento;

- Manobras no estado transiente, onde avaliamos a reação do veículo no início da manobra verificando a velocidade de resposta.

A grande maioria das manobras foi definida por desenvolvedores de veículos ou entidades governamentais com uma evolução através dos anos. A maioria das manobras em circuito aberto ou fechado possui normalização através de organizações (SAE, ISO), porém as manobras para avaliação subjetiva geralmente são próprias para cada desenvolvedor de veículos.

Não existe um acordo geral em quais testes vão descrever a melhor maneira de avaliar a condição de dirigibilidade. Muitos testes são utilizados pela indústria automobilística, cada um buscando um objetivo próprio assim, para o trabalho aqui apresentado selecionamos manobras normalizadas e com maior utilização nas referências bibliográficas visando permitir uma maior compreensão.

As manobras selecionadas são normalizadas pela organização ISO, nas normas ISO-4138 manobras em estado estacionário e ISO-7401 manobras em estado transiente:

- Teste de esterçamento em curva com raio constante, nesta manobra realizada em superfície plana com condição de atrito conhecida o veículo em raio de curvatura conhecido acelera a sua velocidade longitudinal e corrige o ângulo de esterçamento buscando manter o raio de curva constante;
- Teste de esterçamento com entrada degrau ou “*Step steer*”, nesta manobra um valor de ângulo do volante de direção determinado para atingir um valor de aceleração lateral escolhido é executado num período curto atingindo uma taxa de esterçamento superior a 400°/s.
- Teste de esterçamento com entrada senoidal ou “*Swept steer*” variando a frequência de esterçamento entre 0,2Hz e 5Hz, esta análise própria para regime transitório buscando o modo de resposta do sistema de direção.

3.4 Modificação no modelo referencia para elevação da suspensão em 40 mm

A versão elevada básica consiste na alteração conjunto mola amortecedor para que o centro de gravidade do veículo seja elevado em 40 mm. No eixo dianteiro devido à construção da suspensão “*Mc Pherson*” alguns parâmetros são alterados afetando seu desempenho. Na

suspensão traseira devido a sua construção as correções na mola, amortecedor e valores de cambagem e convergência inicial determinam o comportamento similar.

Assim para preparação do modelo da suspensão dianteira com a versão elevada com parâmetros corrigidos precisa de alterações em alguns “*Hardpoints*” para ajusta determinados parâmetros para valores encontrados no modelo de suspensão do veículo referência:

- Alteração da coordenada Z nos mancais do braço oscilante em 20 mm para baixo com o objetivo de ajustar o centro de rolagem para 40 mm mais alto que a versão referência.

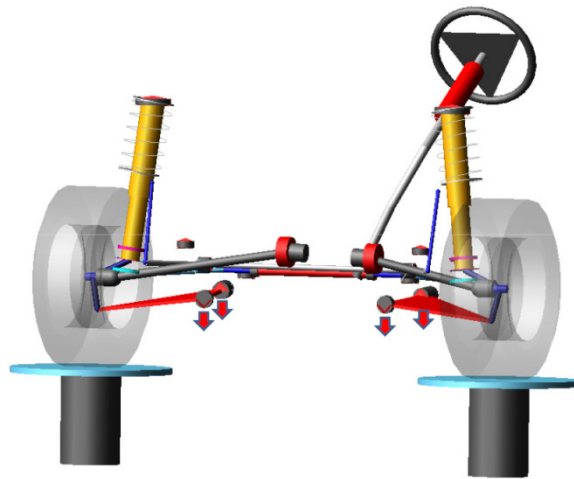


Figura 3. 20 - Ajuste do centro de rolagem na suspensão dianteira.

- Alteração na posição do terminal esférico do braço oscilante para correção do ângulo do pino mestre, e o deslocamento frontal do pino mestre com o deslocamento na coordenada Y em 13,5mm.

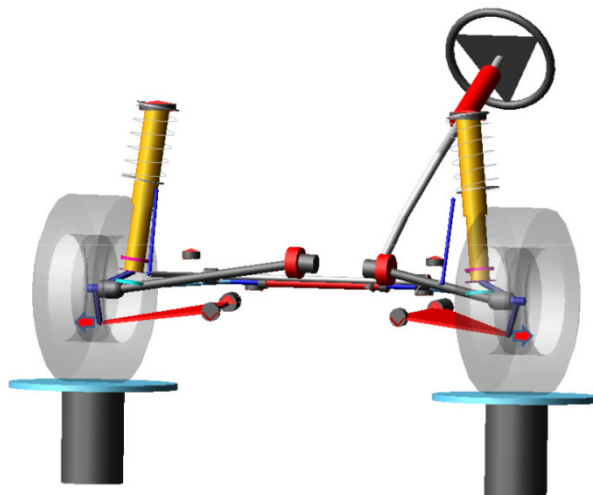


Figura 3. 21 - Ajuste do ângulo do pino mestre.

- Alteração no centro da roda devido ao braço oscilante deslocado.
- Alteração do terminal de direção externo para a correção do ângulo de Ackerman, relação de direção, e taxa de variação de convergência, modificando a coordenada do “Hardpoint” em XYZ conforme a tabela 3.3.

O terminal de direção externo indicado na figura 3.22, posicionado no suporte de suspensão é o “*Hardpoint*” com maior liberdade para alteração num veículo com plataforma mundial.

Tabela 3. 3 - Coordenadas do terminal de direção externo.

	X	Y	Z
Elevado Básico	90.2	±648.3	-41.4
Elevado Referência	91.5	±652.5	-16

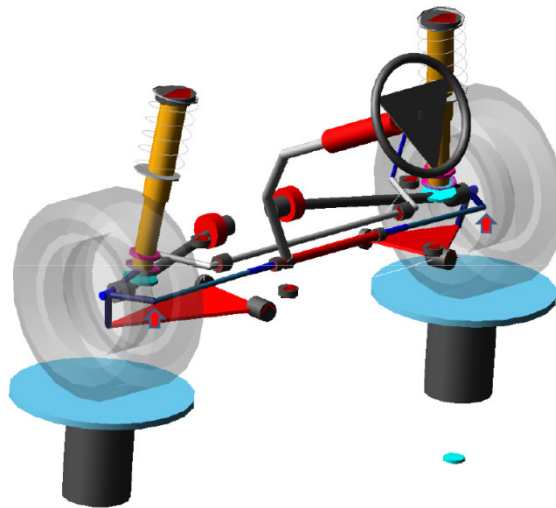


Figura 3. 22 - Ajuste da geometria de direção.

Com as alterações descritas ajustamos a geometria de suspensão e obtemos os resultados de elasto-cinemática na versão referência para os estudos dos parâmetros isolados. As análises utilizadas foram limitadas no curso de suspensão de 60mm total, pois nos estudos de dinâmica lateral os movimentos verticais da suspensão não ultrapassam estes valores no regime linear.

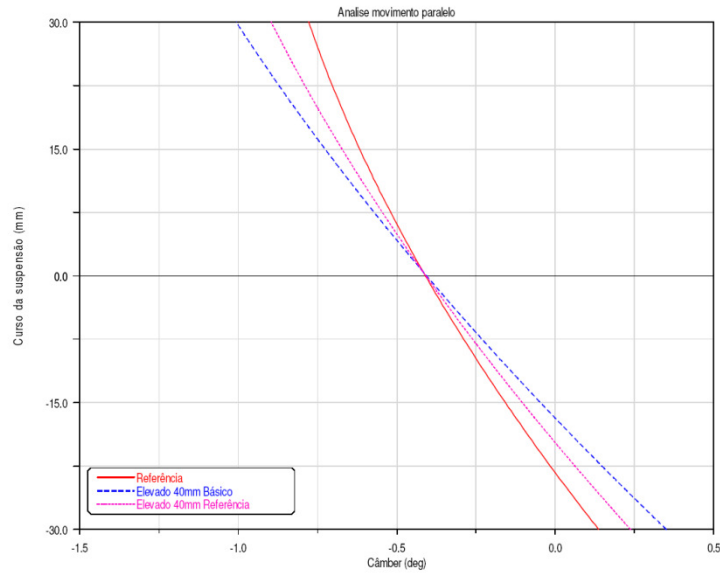


Figura 3. 23 - Gráfico de curso da suspensão x ângulo de câmbio na suspensão dianteira.

A variação do ângulo de câmbio está diretamente ligada ao comprimento do braço de suspensão virtual definido pela intersecção do braço oscilante de suspensão e um plano perpendicular ao pino mestre da suspensão, apresentado na figura 1.17. Como na versão “Elevado 40mm Básico” temos a alteração do ângulo do braço oscilante (aumento do ângulo), o comprimento do braço de suspensão virtual é reduzido, assim aumentando a taxa de variação do ângulo de câmbio.

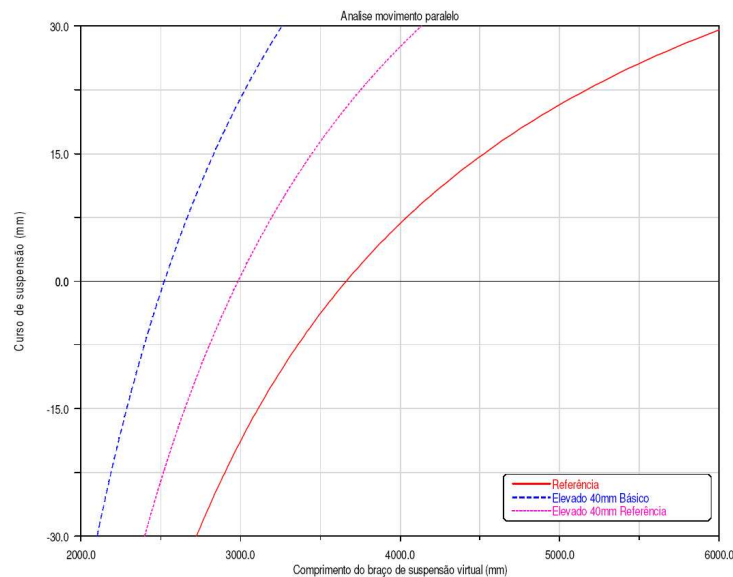


Figura 3. 24 - Gráfico de curso da suspensão x comprimento do braço de suspensão virtual na suspensão dianteira.

Tabela 3. 4 - Tabela com valores da taxa de variação do ângulo de câmber.

Modelo	Taxa de variação de Câmber		Comprimento do Braço de suspensão virtual	
	[min/10mm]		[mm]	
Referência	9.14	Ref	3662	Ref
Elevado 40mm Básico	13.46	+47%	2517	-31%
Elevado 40mm Referência	11.34	+24%	2990	-18%

A correção aplicada no modelo Elevado 40mm Referência obriga na utilização de um conjunto braço oscilante e terminal esférico com comprimento maior, com limitações físicas, proximidade do disco de freio e de dimensionamento limitadas, resistência a fadiga da carcaça do terminal esférico.

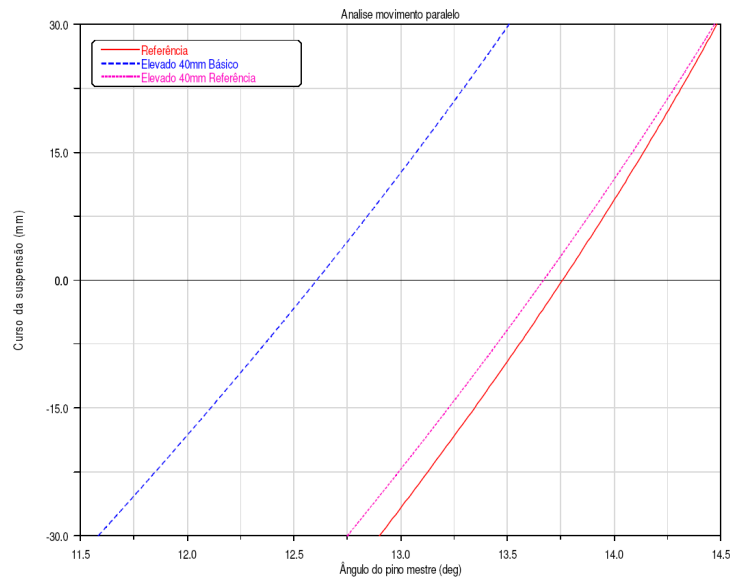


Figura 3. 25 - Gráfico de curso da suspensão x ângulo do pino mestre na suspensão dianteira.

A alteração no terminal esférico modificando a bitola do veículo corrige o valor do ângulo do pino mestre para valores próximos ao ângulo do pino mestre inicial do projeto. Porém esta alteração aumenta a bitola do veículo, modificação que apresenta impacto visual no veículo.

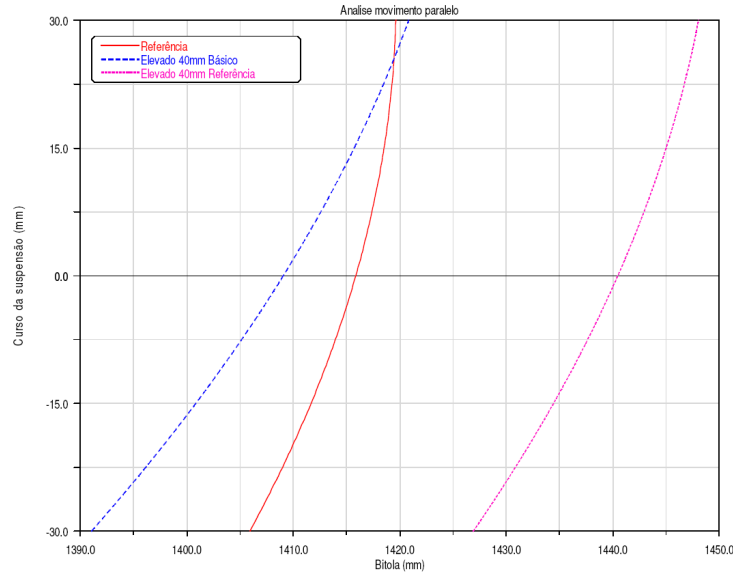


Figura 3. 26 - Gráfico do curso da suspensão x bitola na suspensão dianteira.

Um parâmetro importante na avaliação deste gráfico é a variação total de bitola no curso da suspensão, onde na versão sem alterações geométricas “Elevado 40mm Básico” apresenta variação total da bitola no curso de 60mm em 27,5mm, 54,2% superior ao apresentado no veículo referência com 12,4mm de variação de bitola e 28% superior ao apresentado pela versão “Elevado 40mm Referência” com 19,5mm de variação de bitola. A variação de bitola pelo curso de suspensão aumenta o desgaste do pneu do veículo, afeta os valores de ângulo de deriva nos pneus ou “*Slip angle*” além de induzir um amortecimento no movimento vertical devido ao atrito do pneu no solo.

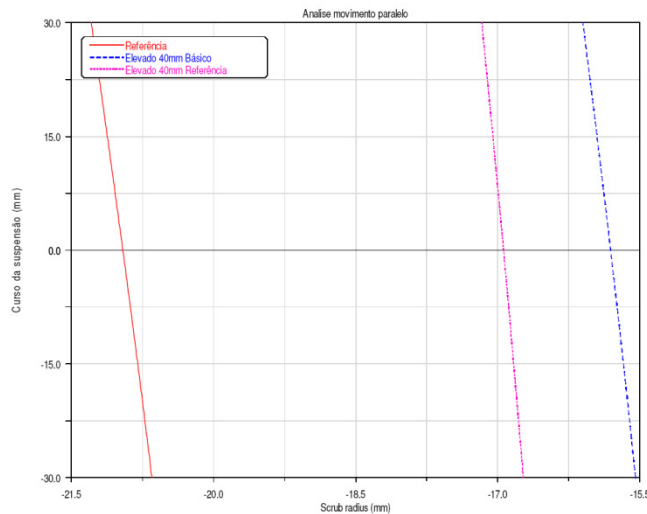


Figura 3. 27 - Gráfico do curso da suspensão x “Scrub radius” na suspensão dianteira.

Na avaliação do “*Scrub radius*” na suspensão dianteira temos uma redução na distancia da projeção no solo de 20,9mm para 16,9mm na versão “Elevada 40mm Referência”, esta alteração apresenta impacto reduzindo o momento de realinhamento do pneu. A alteração acontece devido a movimentação do terminal esférico para correção do ângulo o pino mestre e para manter o conjunto cubo de roda e rolamento com “package” é necessário o aumento de bitola. Com esta combinação de alteração temos uma nova condição de projeção no solo “*Scrub Radius*”.

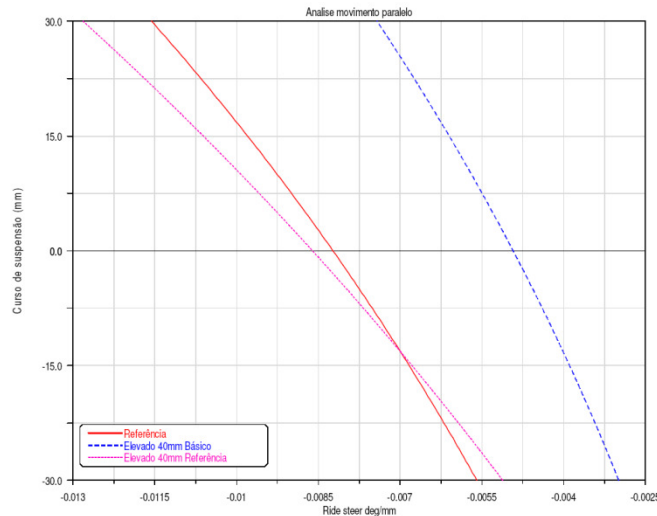


Figura 3. 28 - Gráfico de curso da suspensão x taxa de variação de convergência na suspensão dianteira.

A variação da convergência no curso da suspensão é um fator que também pode ser analisado através da taxa de variação da convergência ou “*Ride steer*”, que é a variação do esterçamento por roda na movimentação da suspensão sem a entrada no volante.

No estudo do contorno de curvas em alta velocidade, onde entendemos alta velocidade valores com aceleração lateral acima de $1,0 \frac{m}{s^2}$ temos que o fator principal que pode influenciar ao ângulo de deriva dos pneus, é o ângulo de convergência do mesmo. Na análise em movimento paralelo verificamos que a geometria definida para o modelo Referência, quando elevado em 40mm apresenta uma alteração, reduzindo a sua variação de convergência no curso de suspensão. O modelo com suspensão elevada referência apresenta taxa de variação próxima ao modelo referência, assim podemos isolar os efeitos resultantes da alteração da taxa de convergência no estudo dos parâmetros escolhidos.

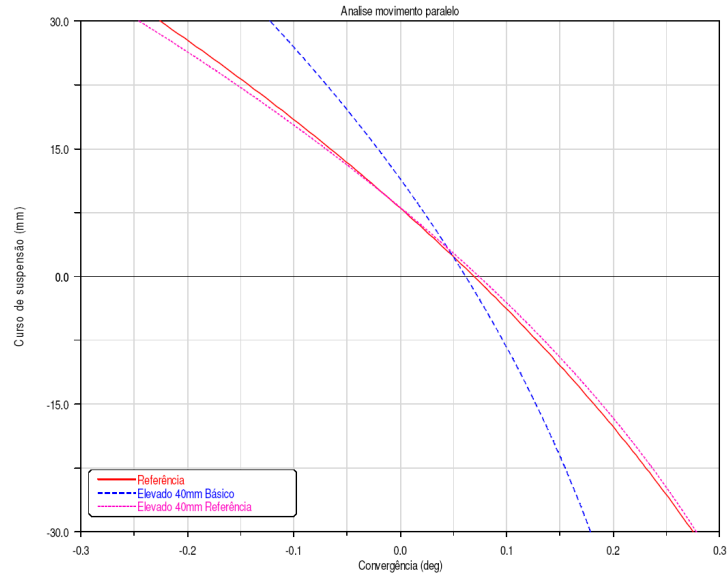


Figura 3. 29 - Gráfico de curso da suspensão x variação de convergência.

A alteração da taxa de convergência é obtida com a modificação do ponto cinemático do terminal externo de direção.

A relação de direção nos três modelos foi mantida a mesma com o valor 16.7:1, devido à manutenção do comprimento no braço de direção da manga de eixo e a relação de engrenamento da caixa de direção, conforme apresentado na figura 3.30.

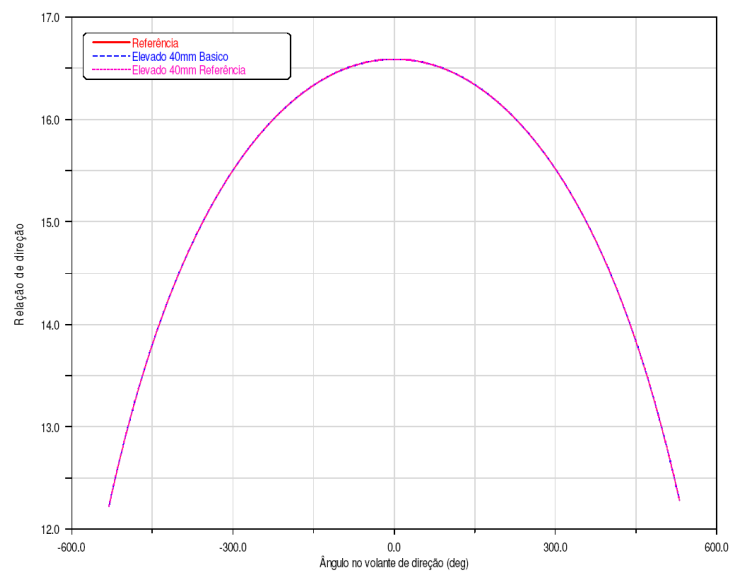


Figura 3. 30 - Gráfico da relação de direção x ângulo no volante de direção na suspensão dianteira.

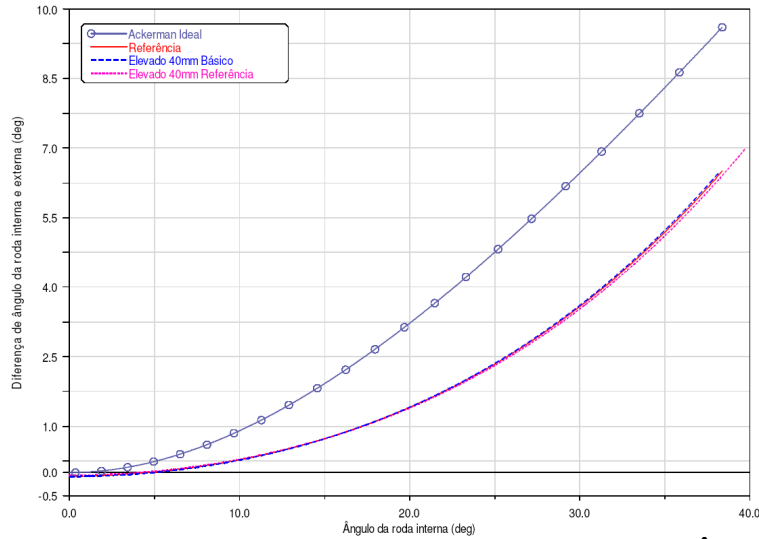


Figura 3. 31 - Gráfico da Diferença de ângulo da roda interna e roda externa (Ângulo de Ackerman).

A modificação no modelo com suspensão elevada corrige o valor do ângulo para valores iguais modificando o ponto cinemático do terminal externo de direção. Na versão com elevação na suspensão sem alterações nos componentes temos uma diferença nos valores de esterçamento máximo e a sua diferença ligeiramente maior entre roda interna e roda externa da curva. Esta situação é encontrada devido à nova projeção dos braços de direção da manga de eixo combinados com a bitola reduzida devido à elevação de suspensão.

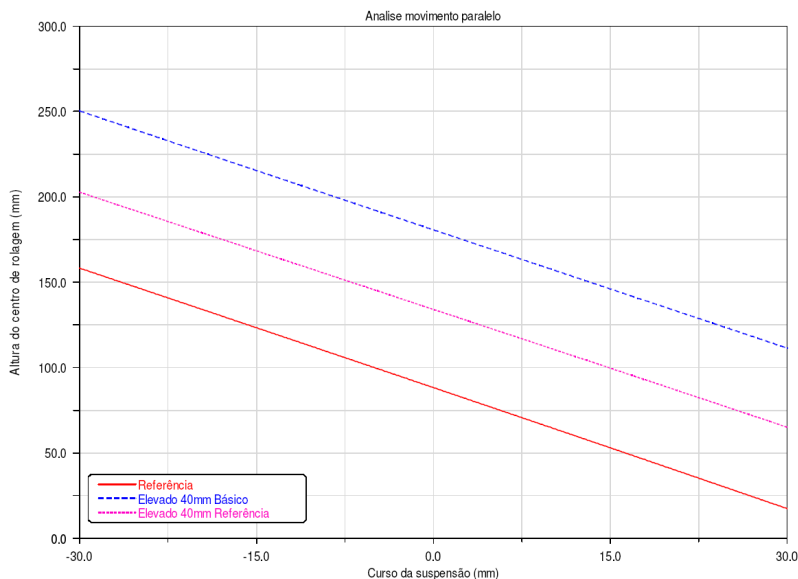


Figura 3. 32 - Gráfico de altura do centro de rolagem x curso na suspensão dianteira.

A altura do centro de rolagem depende principalmente do ângulo do braço da suspensão, ou seja, da relação de posição entre o terminal esférico externo e os mancais de suspensão no chassi.

Com o objetivo de manter a relação entre altura do centro da massa suspensa e o eixo de

rolamento do veículo reposicionamos o centro de rolamento da suspensão dianteira para um valor 40mm maior que o encontrado no veículo referência. Esta alteração é obtida através da modificação da coordenada Z dos mancais do braço de suspensão no chassi.

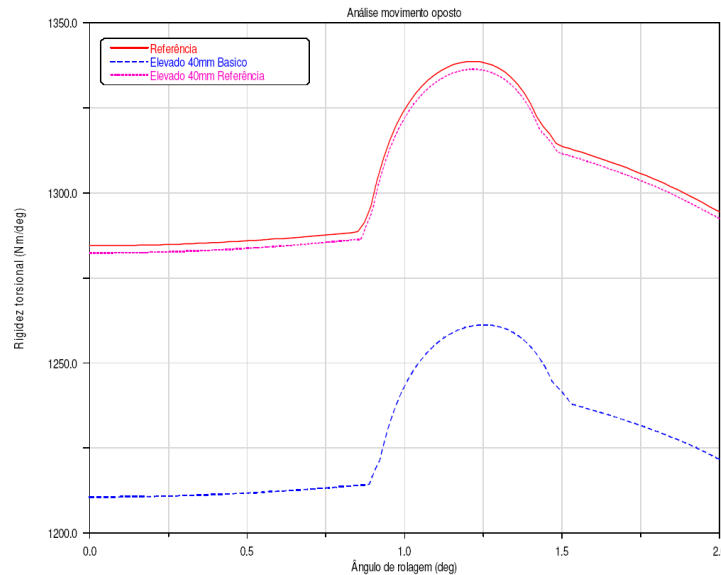


Figura 3. 33 - Gráfico de rigidez torcional total da suspensão dianteira.

No veículo elevado sem alterações geométricas temos uma redução na rigidez torcional devido ao fator de instalação que altera a rigidez na roda relacionada ao ângulo e comprimento do braço de controle imaginário (definido na Figura - 1.17, variável n) e a bitola do veículo.

Notamos uma descontinuidade no valor da rigidez do sistema, esta se deve ao contato da mola auxiliar (batente de compressão).

3.5 Análises de elastocinemática da suspensão traseira

Os resultados da elastocinemática na suspensão traseira referência e na sua versão elevada 40 mm apresentam pouca variação nos principais parâmetros, sendo o parâmetro mais afetado a altura do centro de rolagem. Este é afetado porque na sua definição geométrica o principal parâmetro utilizado é a coordenada de fixação do braço de suspensão com a carroceria.

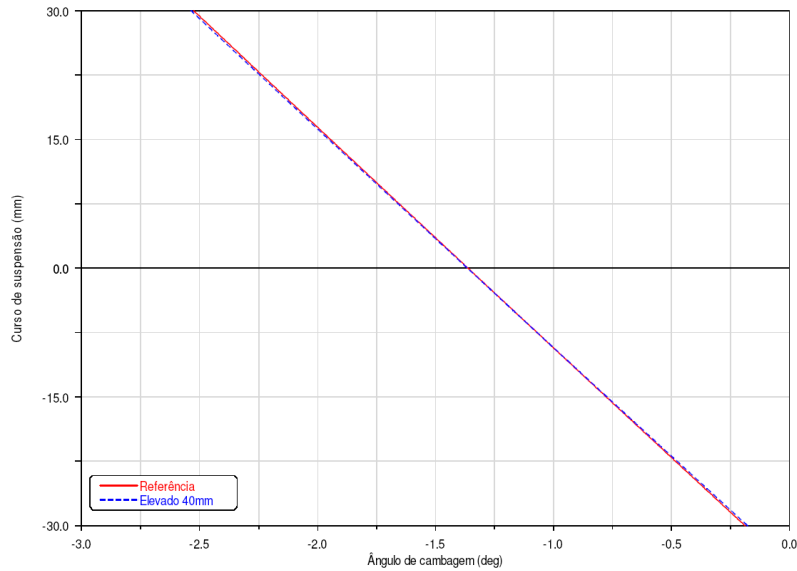


Figura 3. 34 - Gráfico de curso de suspensão x ângulo de câmbio na suspensão traseira.

O ângulo de câmbio na suspensão traseira do tipo “*Twist Beam*” apresenta a variação quase nula quando em movimento paralelo, porém quando solicitada em movimento alternado apresenta um comportamento similar ao de uma suspensão do tipo “*Semi-trailing arm*”. A suspensão traseira apresenta um movimento similar ao movimento alternado quando solicitada nas manobras de dirigibilidade. A alteração geométrica para elevação da suspensão traseira em 40mm não apresenta efeito na taxa de variação do ângulo de câmbio, porém o ângulo de câmbio inicial deve ser corrigido no veículo estático. Na prática esta correção exige uma nova condição de usinagem do flange do eixo traseiro.

Nosso foco de estudo está direcionado na dirigibilidade do veículo, assim podemos aproximar os resultados obtidos no modelo com suspensão do tipo “*Semi-trailing arm*” aos resultados com uma suspensão do tipo “*Twist Beam*”.

O mesmo comportamento apresentado na variação do ângulo de câmbio é encontrado nos valores do ângulo de convergência, conforme apresentado no gráfico da figura 3.35.

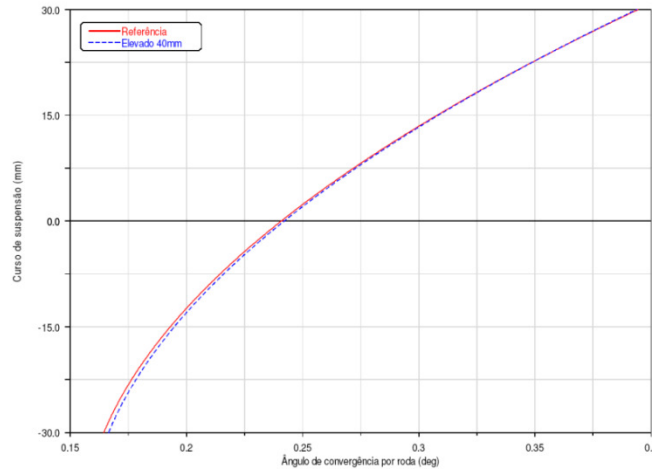


Figura 3. 35 - Gráfico de curso de suspensão x ângulo de convergência na suspensão traseira.

A altura do centro de rolagem traseiro é alterada diretamente com a elevação do veículo, porém não possui uma relação 1:1, e isto é em função da posição do perfil de torção do eixo “*Twist beam*” e no modelo representado pelo mancal interno do braço da suspensão.

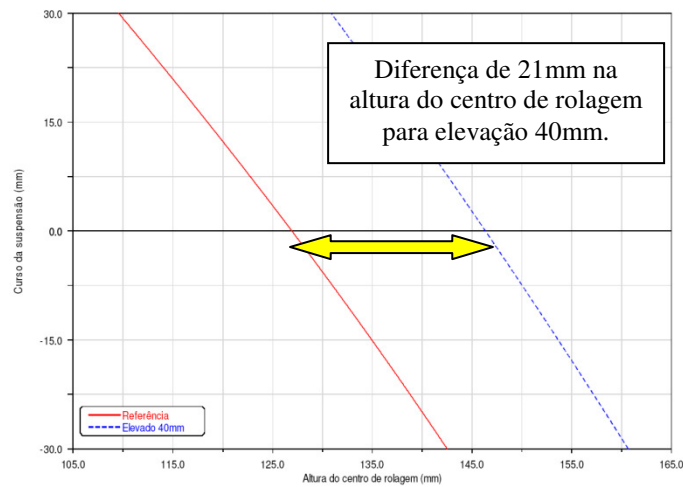


Figura 3. 36 - Gráfico de altura do centro de rolagem x curso na suspensão traseira.

Os resultados de medição de elastocinemática de uma suspensão do tipo “*Twist beam*” no movimento alternado apresentam taxa de variação do ângulo de câmbor (28min/10mm) e (3,3min/10mm) para o ângulo de convergência. O modelo apresentado possui taxas de variação (22,5min/10mm) para ângulo de câmbor e (2,2min/10mm) para convergência demonstrando uma aproximação de resultados.

4 SIMULAÇÕES E ANÁLISES DOS RESULTADOS

Buscando maior similaridade de resultados com testes reais o modelo matemático utilizado nas simulações foi corrigido no valor da massa suspensa do veículo, devido ao acréscimo do motorista e dos equipamentos de instrumentação. O centro de gravidade da massa suspensa também foi corrigido em função do posicionamento dos equipamentos de instrumentação no veículo real.

Tabela 4. 1 – Dados de peso nos eixos do veículo em condição de teste.

	<i>Veículo vazio</i>	<i>Veículo teste</i>
Massa suspensa dianteira [kg]	600	684
Massa suspensa traseira [kg]	426	492
Altura do centro de gravidade [mm]	570	590

4.1 Análise no estado estacionário

O estudo de dinâmica lateral se inicia com a análise das características de comportamento no estado estacionário, assim utilizamos uma manobra normalizada conhecida como esterçamento com curva em raio constante, uma manobra do tipo circuito aberto e com comportamento estacionário.

Os parâmetros da simulação seguem as normas aplicadas conforme ISO-4138:

- Raio constante em 100m;
- Tempo de estabilização para início da manobra 5s;
- Taxa de incremento de aceleração lateral de 0.1m/s^2 , onde na norma é solicitado um valor máximo permitido de 0.2m/s^2 ;
- Faixa de verificação até $0.7g$ de aceleração lateral para manter a simulação no trecho linear de comportamento;

Teoricamente, as características do estado estacionário devem ser determinadas em função da aceleração centrípeta, a qual é perpendicular a direção do movimento. No estado estacionário a aceleração lateral e centrípeta se difere somente pelo cosseno do ângulo de escorregamento ou “*Side Slip*” e na maioria dos casos o ângulo de escorregamento é pequeno, assim podemos

considerar a aceleração lateral igual à aceleração centrípeta. Quando valores superiores a 5° são encontrados no ângulo de escorregamento é recomendado corrigir a aceleração centrípeta para se obter a aceleração lateral.

Existe uma grande quantidade de métricas e gráficos para processar os dados obtidos neste teste, estas métricas foram desenvolvidas através de convenções por muitos anos e cada dado obtido pode ser normalizado como, por exemplo, dividindo-se o ângulo no volante de direção pela relação de direção.

Um método comum de tratamento dos dados obtidos é a derivada dos gradientes das curvas de ângulos, de taxas de variação e acelerações. Neste trabalho, as métricas utilizadas para avaliação do estado estacionário são:

- Gradiente de subesterço, ângulo do volante de direção dividido pela aceleração lateral;
- Ganho da velocidade de guinada “Yaw” é o máximo encontrado no gráfico de “Yaw rate/ ângulo de volante” x velocidade longitudinal;
- Velocidade característica é a velocidade longitudinal onde encontramos o máximo ganho da velocidade de “Yaw” (r) na qual o ângulo de esterçamento no volante de direção necessário para realizar a curva é duas vezes o valor do ângulo de Ackerman;
- Gradiente de ângulo de rolamento “Roll”, ângulo de rolamento (ϕ) dividido pela aceleração lateral;
- Gradiente de “Side Slip” é o ângulo de “Side Slip” (β) dividido pela aceleração lateral;
- Máximo ângulo de “Side Slip” (β) no teste, ou seja, em 0.7g

A principal métrica avaliada neste estudo o gradiente de subesterço representa a característica de comportamento do veículo onde quanto maior o gradiente, maior a tendência do veículo sair na tangente da curva e assim determinando a tendência onde o veículo seja mais controlável no limite de desempenho pois apenas reduzindo a velocidade e ou aumentando o ângulo no volante de direção, ações de um motorista comum, o veículo retorna a trajetória original.

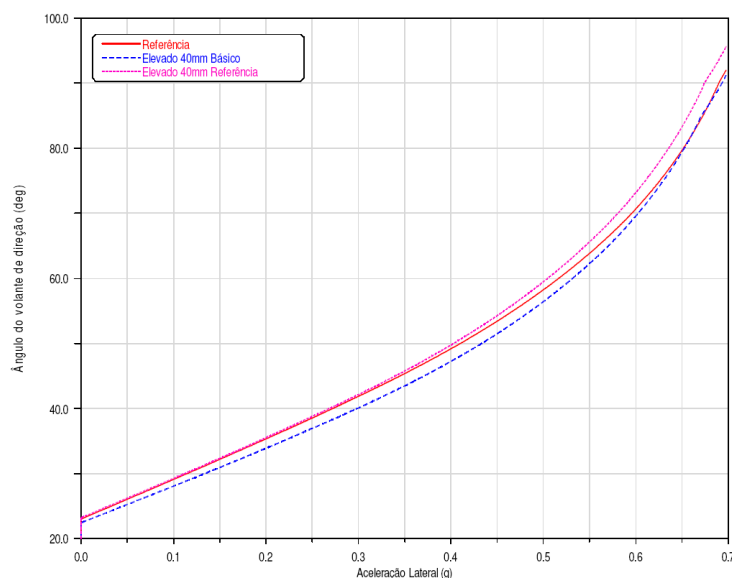


Figura 4. 1 - Gráfico de ângulo no volante de direção x aceleração lateral.

O gradiente de subesterço é obtido através da linearização no trecho de aceleração lateral entre 0.4g e 0.6g, trecho onde as aproximações utilizadas nos modelos de pneu permitem um resultado representativo.

Tabela 4. 2 – Tabela com resultados da métrica gradiente de subesterço

Métricas para Estado Estacionário	Ref	Elevado 40	Elevado Ref
Gradiente de Subesterço [$^{\circ}/g$]	69.25	66.95	71.18

No estudo utilizamos o veículo com a suspensão original como referencia, notamos que a devido a elevação do veículo em 40mm, alguns parâmetros da suspensão são alterados afetando diretamente o gradiente de subesterço, com uma redução em 3,32% no gradiente de subesterço na versão somente elevada. Na versão com correções buscando ajustar os parâmetros do veículo elevado em 40mm com os parâmetros do veículo referência verificamos uma recuperação no gradiente de subesterço com um valor 2,7% maior que o obtido no veículo referência e 6,32% maior que o obtido na versão somente elevada em 40mm, ou seja os parâmetros utilizados no veículo referência se aplicados no veículo elevado resultam no valo de gradiente de subesterço desejado.

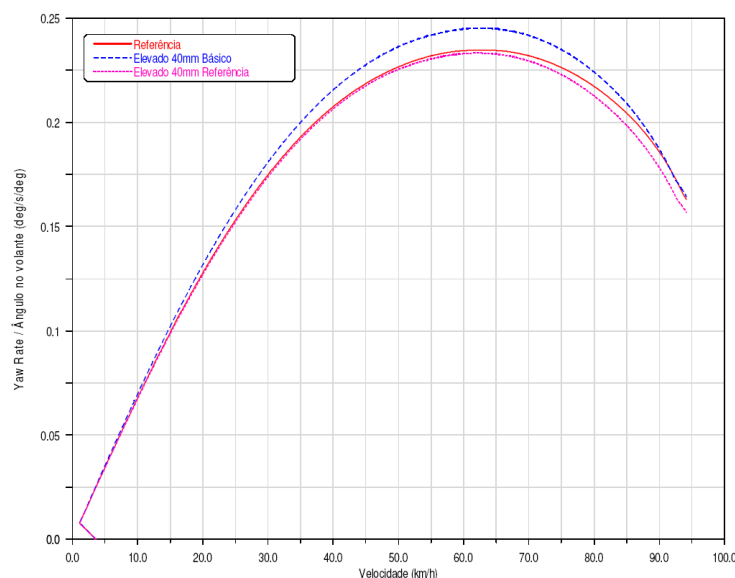


Figura 4. 2 - Gráfico do Ganho de velocidade de guinada x velocidade longitudinal.

Tabela 4. 3 - Tabela com resultados da métrica ganho de velocidade de guinada.

Métricas para Estado Estacionário	Ref	Elevado 40	Elevado Ref
Ganho de velocidade de guinada [$^{\circ}/s/^{\circ}$]	0.235	0.245	0.233

Nesta métrica, apresentada na figura 4.2 com resultados na tabela 4.3 pode notar que a versão elevada referência apresenta o menor ganho de velocidade de guinada o que determina um comportamento mais lento na manobra e também mais previsível para o motorista comum. Nesta métrica também notamos a influencia dos parâmetros de suspensão os quais quando alterados na versão somente elevada em 40mm apresenta um aumento no ganho de velocidade de guinada.

Tabela 4. 4 - Tabela com resultados da velocidade característica.

Métricas para Estado Estacionário	Ref	Elevado 40	Elevado Ref
Velocidade característica [km/h]	63.6	63.5	63.2

A velocidade característica é totalmente relacionada com o ângulo de Ackerman do veículo não apresenta diferenças significativas, pois o valor encontrado para o ângulo de Ackerman nas versões difere somente em 2.8%, a seguir na análise isolada da influência do ângulo de Ackerman nas métricas do veículo vamos podemos quantificar o valor de alteração necessário para influenciar de forma significativa a velocidade característica do veículo.

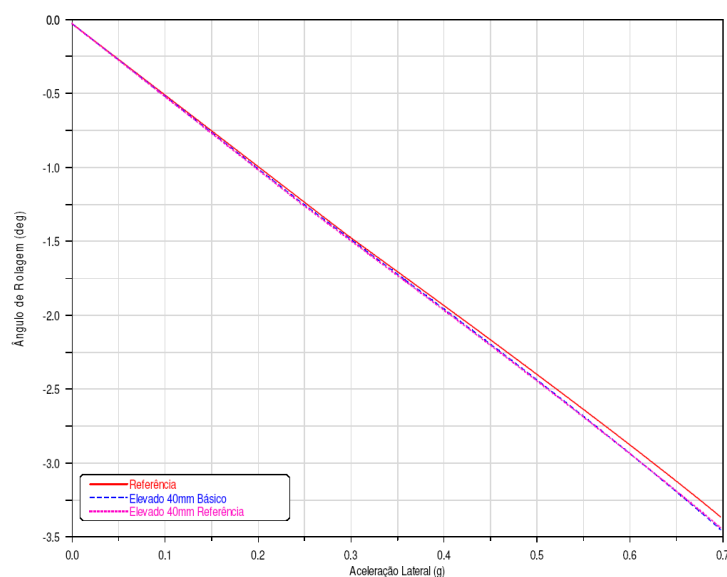


Figura 4. 3 - Gráfico de Ângulo de rolagem x Aceleração lateral.

Tabela 4. 5 - Tabela com resultados do gradiente de rolagem.

Métricas para Estado Estacionário	Ref	Elevado 40	Elevado Ref
Gradiente de rolamento [$^{\circ}/g$]	4.675	4.795	4.77

O gradiente de rolagem esta diretamente relacionado com a altura do centro de gravidade da massa suspensa, eixo de rolagem do veículo e rigidez torcional da suspensão. Na versão elevada 40mm sem alterações de parâmetros temos a maior diferença, 2.6% devido à elevação do centro de gravidade em 40mm, mas também pela redução em 5.5% da rigidez torcional da suspensão dianteira resultante da alteração do fator de instalação das molas definido pelo comprimento do braço virtual lateral da suspensão.

No caso da versão com modificações de parâmetros, “Elevado 40mm Referência” temos a influência direta do aumento de 40mm na altura do centro de gravidade da massa suspensa do veículo com um aumento no gradiente de rolagem em 2%.

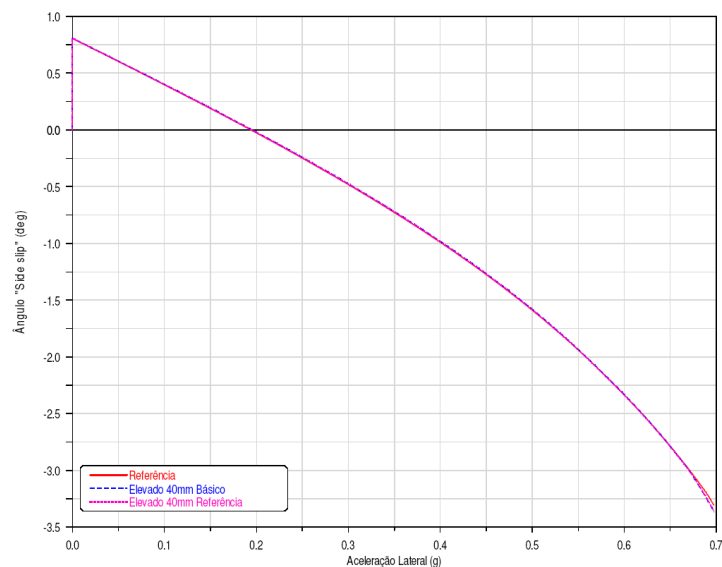


Figura 4. 4 - Gráfico de Ângulo de escorregamento x Aceleração lateral.




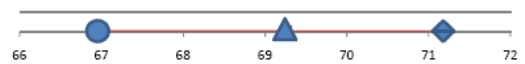



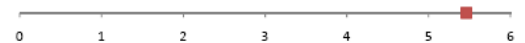

Não foram identificadas diferenças significativas nas métricas relacionadas com o ângulo de escorregamento, o que demonstra pequena sensibilidade a variações nos parâmetros modificados.

Tabela 4. 6 - Tabela com resultados das métricas relacionadas com ângulo de escorregamento.

Métricas para Estado Estacionário	Ref	Elevado 40	Elevado Ref
Ângulo de escorregamento em 0,7g [°]	-3.31	-3.37	-3.36
Gradiente do ângulo de escorregamento [°/g]	5.46	5.46	5.46

Agrupando todos os resultados obtidos para o estudo em estado estacionário podemos verificar na tabela 4.7 que aplicar os parâmetros de suspensão do veículo referência no veículo com suspensão elevada em 40mm proporciona resultados nas métricas de avaliação próximos.

Tabela 4. 7 – Comparativo de resultados para estado estacionário.

Métricas para Estado Estacionário	Referência	Elevado 40	Elevado Ref	Escala
				
Gradiente de Subesterço [%/g]	69.25	66.95	71.18	
Ganho de Velocidade de guinada [°/s/°]	0.235	0.245	0.233	
Velocidade característica [km/h]	63.6	63.5	63.2	
Gradiente de rolamento [%/g]	4.675	4.795	4.77	
Gradiente do ângulo de escorregamento [%/g]	5.46	5.46	5.46	
Ângulo de escorregamento em 0,7g [°]	-3.31	-3.37	-3.36	

4.2 Análise no estado transitório

A manobra utilizada na simulação para avaliação no estado transitório tem o objetivo de avaliar a agilidade do veículo, podemos analisar o comportamento do veículo com a resposta no tempo e através da resposta em frequência. Neste trabalho vamos utilizar duas manobras distintas para avaliar a resposta no tempo e a resposta em frequência. Na simulação para análise da resposta no tempo é dado um ângulo de volante com uma taxa de incremento igual ou superior a 400°/s para atingir a aceleração lateral 4m/s², esta manobra é conhecida como entrada degrau ou “*Step steer*”.

Os parâmetros da simulação seguem as normas aplicadas conforme ISO-7401:

- Velocidade constante, controlada eletronicamente em 100km/h;
- Tempo de estabilização para início da manobra 3s;
- Taxa de incremento de esterçamento 600°/s, na norma é solicitado um mínimo em 400°/s;

Na análise de resultados nesta manobra verificamos as seguintes métricas:

- O tempo de resposta a qual é o atraso de tempo entre o instante com 50% do ângulo no volante de direção e o tempo onde atingimos 90% do valor esperado para velocidade de guinada do valor atingido para o estado estacionário;

- O tempo necessário até atingir o pico de valor de velocidade de guinada partindo do instante com 50% do ângulo no volante de direção;
- O valor ultrapassado em relação ao esperado em estado estacionário, conhecido como “*Overshoot*”;
- O ângulo de escorregamento no estado estacionário;
- O ângulo de rolagem no estado estacionário.

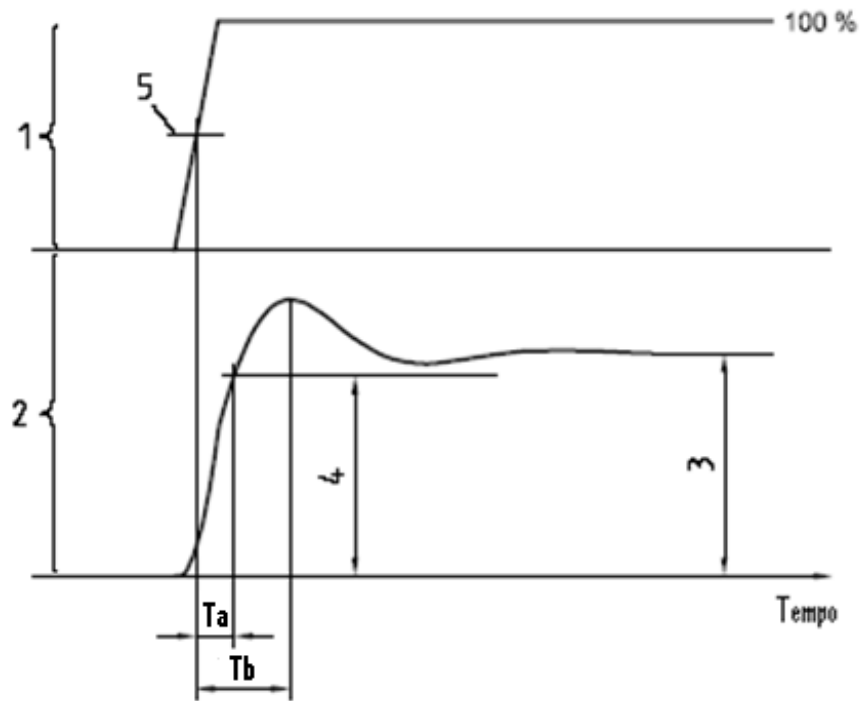


Figura 4. 5 - Tempo de resposta e pico.
Fonte: ISO-7401, 2003.

Legenda:

1 - Ângulo no volante de direção

2 – Respostas no movimento do veículo, “Yaw rate”, ângulo de “*Side Slip*” e ângulo de rolagem

3 - Estado estacionário, “Yaw rate”, ângulo de “*Side Slip*” e ângulo de rolagem

4 - 90% do estado estacionário de “Yaw rate”

5 - 50% do ângulo no volante de direção

Ta – Tempo de resposta para 90% do estado estacionário

Tb – Tempo de resposta do pico

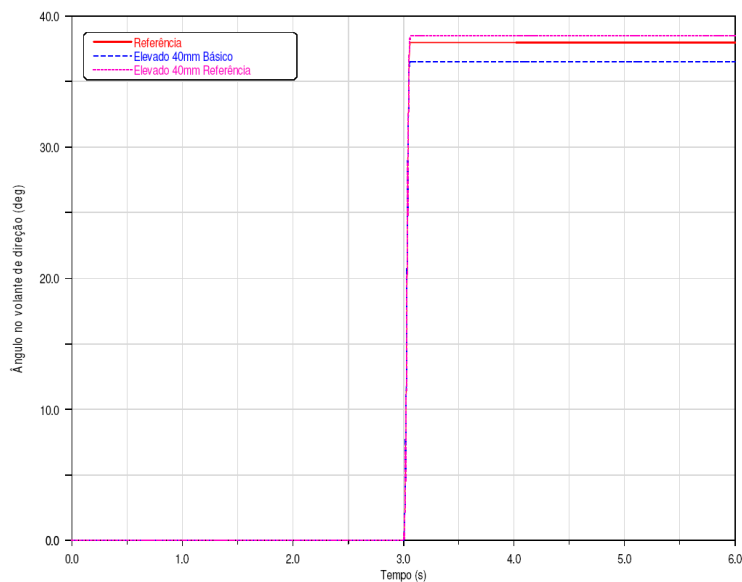


Figura 4. 6 - Gráfico de ângulo no volante de direção na manobra “Steep steer”.

O ângulo de entrada no volante de direção é ajustado para cada versão de veículo com o objetivo de atingir a aceleração lateral na estabilização, estado estacionário de 0.4g, devido ao gradiente de subesterço de cada versão encontramos os valores 38° para a versão referência, 36.5° para a versão elevada 40mm básica e 38.5° para a versão elevada 40mm referência com o gradiente de subesterço maior.

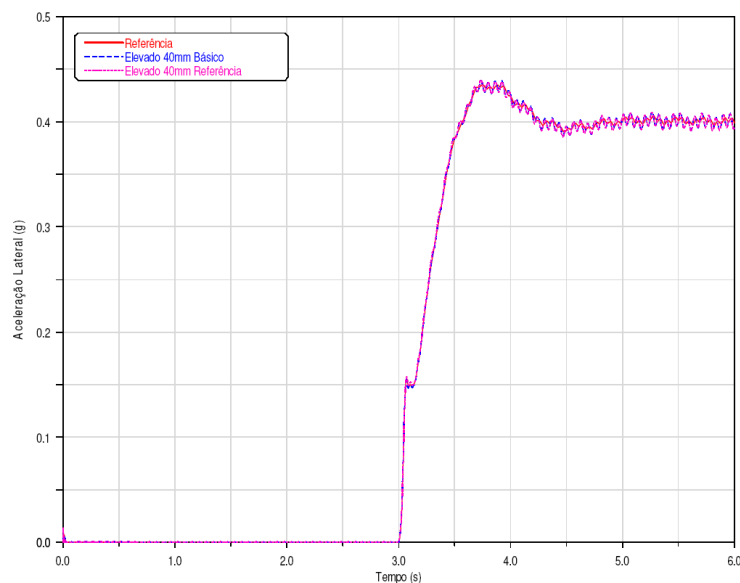


Figura 4. 7 - Gráfico de aceleração lateral na manobra “Step steer”.

Conforme o gráfico da figura 4.7, nas três versões analisadas o valor de aceleração lateral atingido no estado estacionário é igual a 0.4g, o que garante a padronização para comparação entre as versões em estudo.

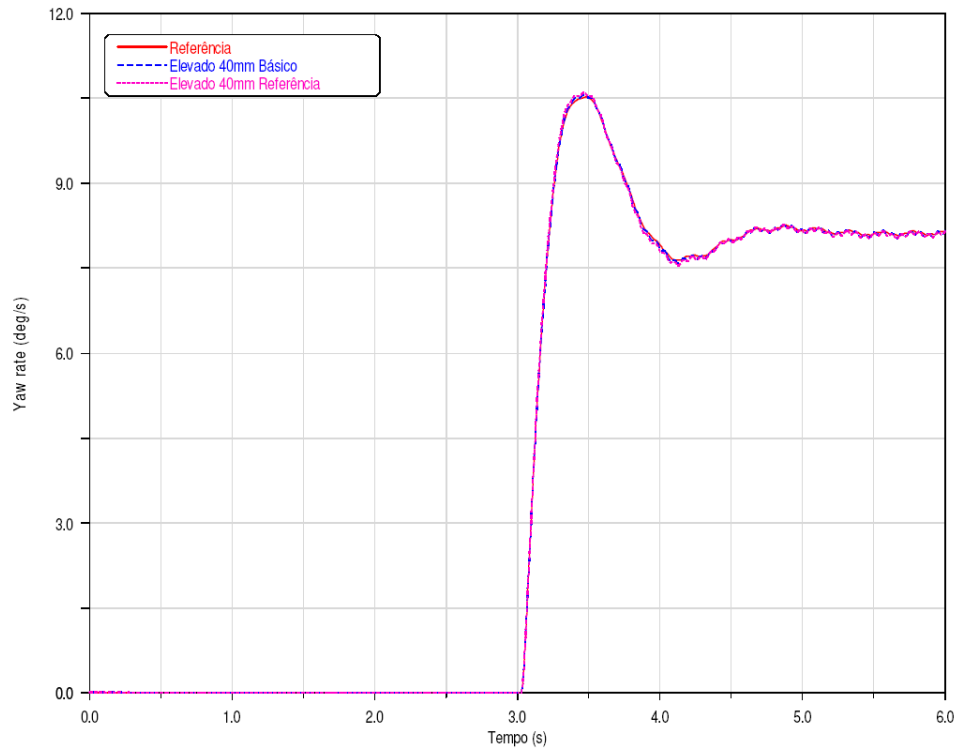


Figura 4. 8 - Gráfico de velocidade de guinada na manobra “Step steer”.

As versões elevadas apresentam comportamento com resposta mais rápida além de “Overshoot” maior, conforme gráfico da figura 4.8 e dados da tabela 4.8, o que demonstra uma tendência para um veículo menos seguro quanto a velocidade das reações do veículo em manobras de emergência.

Tabela 4. 8 - Resultados das métricas para velocidade de guinada na manobra “Step steer”.

Métricas para Estado Transitório (tempo)	Ref	Elevado 40	Elevado Ref
Tempo de resposta até pico [s]	0.452	0.437	0.433
Tempo de resposta até 90% [s]	0.168	0.169	0.164
Overshoot [%]	28.8	29.3	29.7

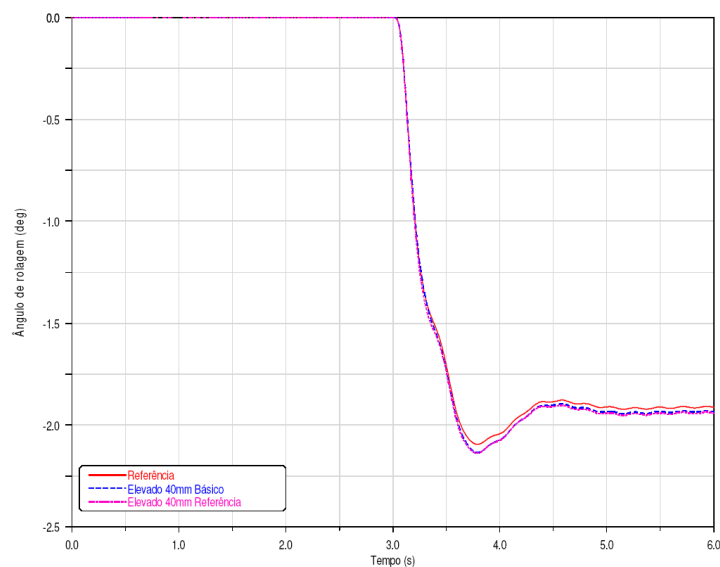


Figura 4. 9 - Gráfico de ângulo de rolagem na manobra “Step steer”.

Tabela 4. 9 - Resultados da métrica para ângulo de rolagem na manobra “Step steer”.

Métricas para Estado Transitório (tempo)	Ref	Elevado 40	Elevado Ref
Ângulo de rolagem no estado estacionário [°]	1.91	1.94	1.94

Na avaliação da métrica para ângulo de rolagem encontramos um valor de estabilização 1.6% maior nos veículos com elevação de suspensão, totalmente relacionado com altura do centro de gravidade da massa suspensa, no tempo de resposta não encontramos diferenças significativas, entretanto com o valor de “*Overshoot*” ligeiramente maior nos veículos elevados.

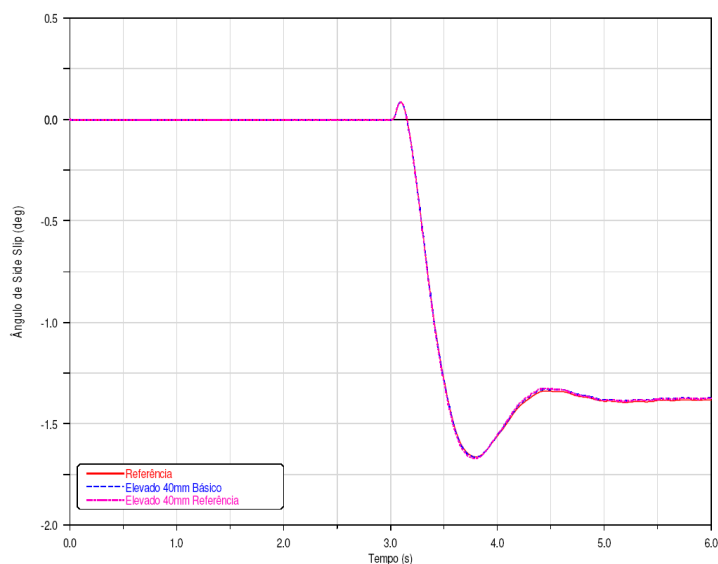


Figura 4. 10 - Gráfico de ângulo de escorregamento na manobra “Step steer”.

Os valores obtidos na análise do ângulo de escorregamento não representaram diferenças significativas nestas três versões, de forma muito similar os encontrado na análise no estado estacionário, avaliando o gráfico também não encontramos diferenças no tempo de resposta.

Tabela 4. 10 – Resultados das métricas para estado transitório com resposta no tempo.

Métricas para Estado Transitório (tempo)	Referência	Elevado 40	Elevado Ref	Escala
Tempo de resposta até pico [s]	0.452	0.437	0.433	
Tempo de resposta até 90% [s]	0.168	0.169	0.164	
Overshoot [%]	28.8	29.3	29.7	
Ângulo de rolagem [°]	1.91	1.94	1.94	
Ângulo de escorregamento [°]	-1.39	-1.38	-1.38	

Os valores encontrados nas métricas analisados demonstram que os veículos na versão elevada apresentam um desempenho menos seguro. Na versão elevada sem alterações para atingir a mesma aceleração lateral em estado estacionário precisa de um menor valor de ângulo no volante de direção além de apresentar um tempo de resposta menor e maior “overshoot” o que torna a manobra menos segura para um motorista comum. As alterações na versão elevada 40mm buscando os parâmetros de elastocinemática do veículo referência não resultam em aumento no tempo de resposta do veículo elevado mantendo os resultados para as métricas no estado transitório fora de uma condição adequada, assim alguns parâmetros definidos para um veículo com suspensão na atitude normal com um comportamento adequando na dirigibilidade não são os recomendados para um veículo com sua suspensão elevada.

Buscando um maior detalhamento no comportamento de dirigibilidade utilizamos uma simulação em estado transitório com análise da resposta em frequência, utilizando uma entrada no volante de direção de forma de um sinal senoidal constantemente variado para atingir a aceleração lateral $4m/s^2$ em estado estacionário, esta manobra é conhecida como entrada senoidal continuamente variada ou “Swept steer”.

Os parâmetros da simulação também seguem as normas aplicadas conforme ISO-7401:

- Velocidade constante, controlada eletronicamente em 100km/h;
- Tempo de estabilização para início da manobra 5s;
- Faixa de análise do teste entre 0.2Hz e 5Hz;
- Ângulo do volante de direção obtido na manobra “*Step Steer*” para 4m/s².

As métricas analisadas nesta simulação são apresentadas utilizando diagramas de Bode, com funções de ganho e fase por frequência, o sinal de entrada é o ângulo no volante de direção e o sinal de saída é a aceleração lateral, a velocidade de guinada e ângulo de rolagem.

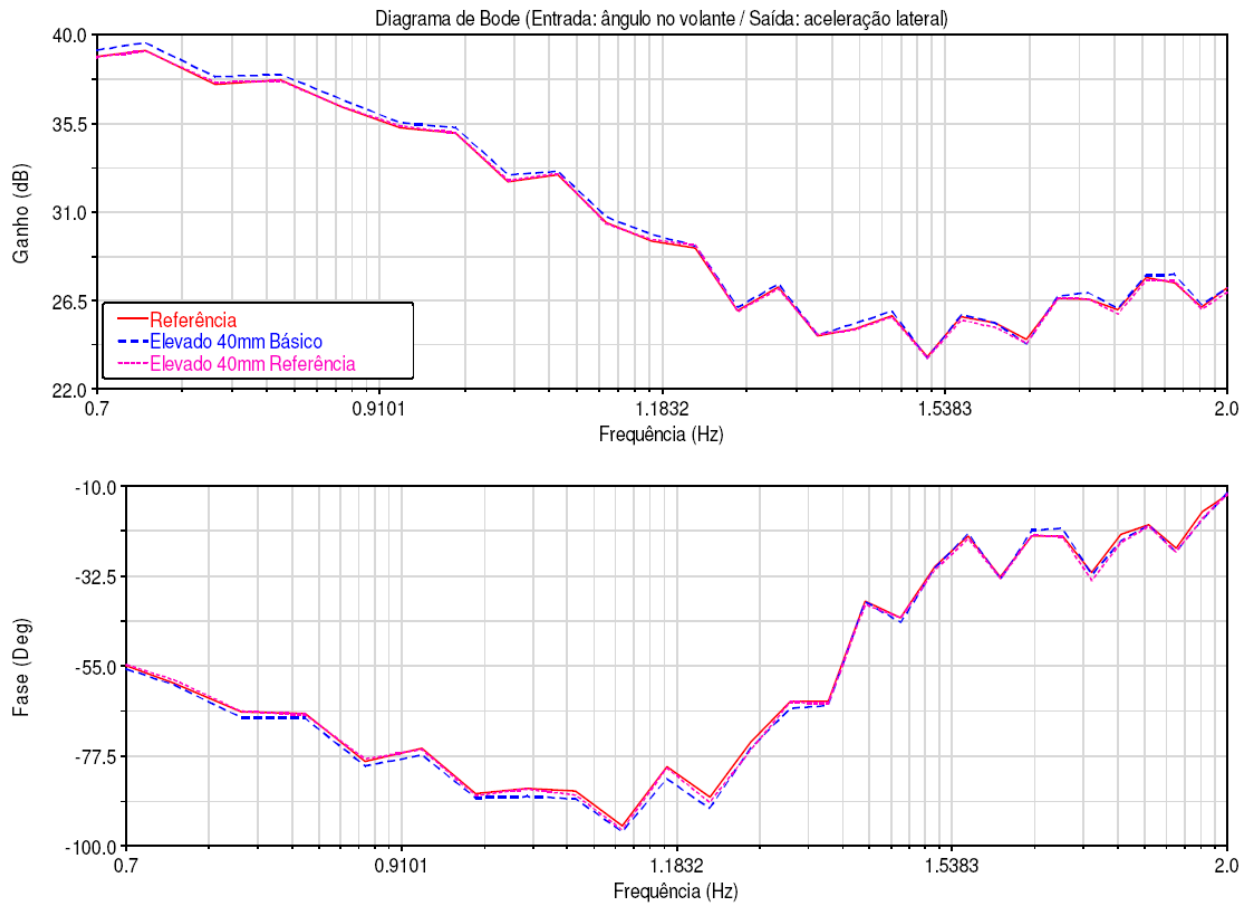


Figura 4. 11 - Resultado da análise da aceleração lateral na resposta em frequência.

A versão elevada 40mm sem modificações de parâmetros, “Elevado 40mm Básico”, apresenta resultados para aceleração lateral com o ganho ligeiramente superior (0.5dB), porem com um ângulo de fase maior (5°). Já o modelo com suspensão elevada 40mm e parâmetros

corrigidos demonstrou um comportamento bastante similar ao encontrado no veículo de referência.

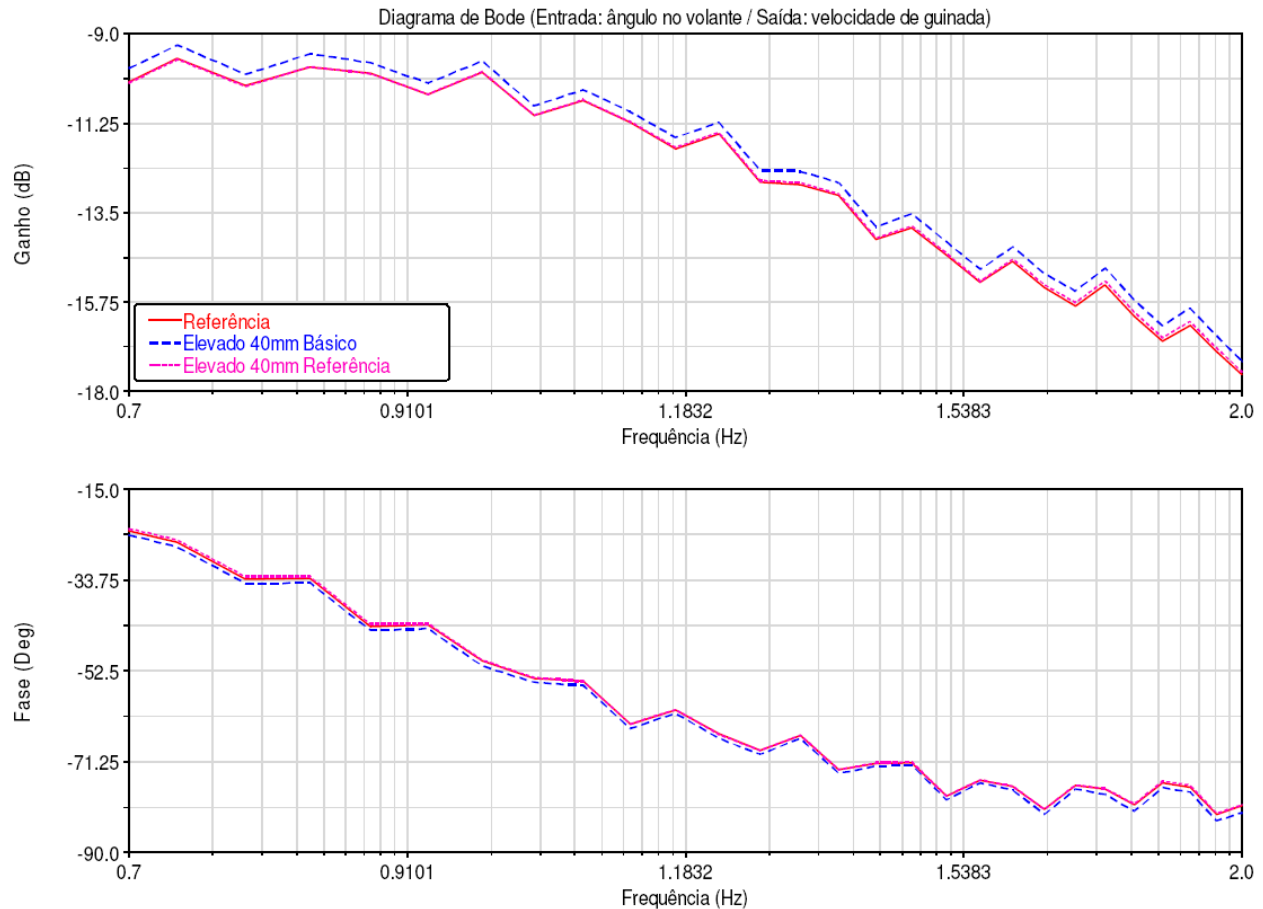


Figura 4. 12 - Resultado da análise da velocidade de guinada na resposta em frequência.

Na avaliação dos resultados de velocidade de guinada encontramos novamente um comportamento similar tanto do ganho como da fase para o modelo com suspensão elevada 40mm e parâmetros corrigidos com os resultados encontrados no modelo de referência. A versão com suspensão elevada 40mm sem alterações de parâmetros apresentou resultados de ganho ligeiramente inferiores além de ângulo de fase ligeiramente superior.

Avaliando os resultados para ângulo de rolagem verificamos no gráfico da figura 4.13, verificamos que o valor de ganho aumenta progressivamente do modelo com suspensão elevada sem alterações passando pelo modelo com suspensão elevada e parâmetros corrigidos finalizando com o maior ganho para o modelo com suspensão referência, deve-se destacar que a variação máxima próxima a 1dB. Nos valores de ângulo de fase encontramos uma diferença próxima a 5°

com o modelo elevado sem alterações com o menor ângulo de fase e os modelos referência e elevado com parâmetros alterados com resultados próximos.

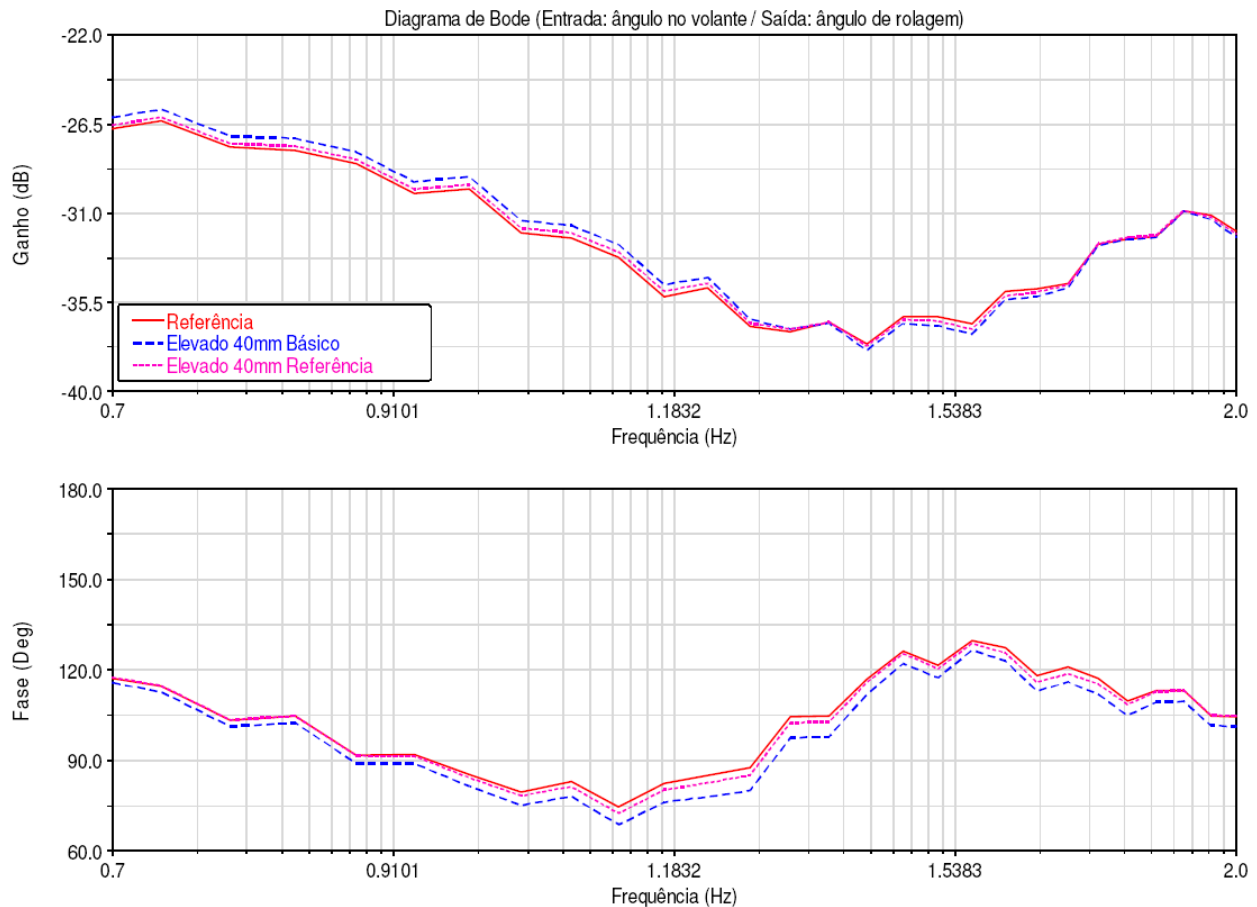


Figura 4. 13 - Resultado da análise do ângulo de rolagem na resposta em frequência.

Os resultados encontrados nos três parâmetros analisados na resposta em frequência demonstram que o veículo com suspensão elevada sem alterações apresenta resposta mais rápida verificado principalmente em função do menor ângulo de fase na avaliação do ângulo de rolagem, conforme metodologia proposta por Fernandes (2005). As alterações aplicadas no veículo com suspensão elevada aproximam o comportamento do veículo elevado para o comportamento do veículo de referência.

Buscando compreender de forma mais detalhada o efeito de cada alteração de parâmetro de forma isolada no comportamento de dirigibilidade de veículos elevados realizamos simulações utilizando a mesma metodologia utilizada na avaliação dos três modelos referência, elevado e elevado com alterações de parâmetros.

A definição de sensibilidade de cada parâmetro no comportamento do veículo pode ajudar a determinar a sequência para as alterações no desenvolvimento de novos veículos elevados, além de criar as faixas de variação para cada parâmetro.

4.3 Análise da variação do parâmetro “Ângulo de Ackerman”

O ângulo de Ackerman pode ser alterado com a modificação do “*Hardpoint*” do terminal de direção externo, com a modificação da manga de eixo e da barra de direção.

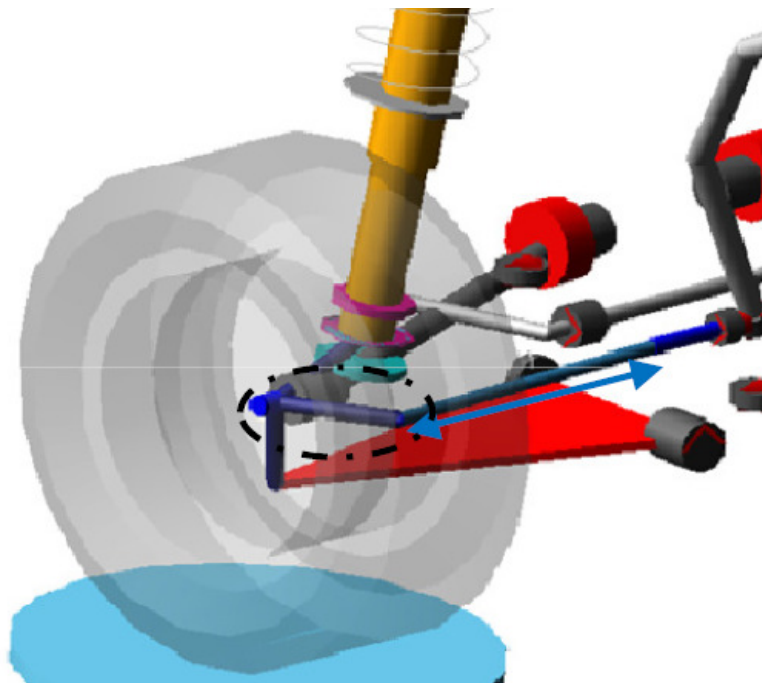


Figura 4. 14 - Modificação para alteração do ângulo de Ackerman.

O ângulo de Ackerman pode ser definido através da diferença entre os ângulos interno e externo das rodas na curva, esta diferença é gerada em função da geometria do mecanismo formado pela caixa de direção e seus braços articulados e o braço de direção na manga de eixo. Para modificar o ângulo de “Ackerman” de um veículo precisamos alterar esta geometria formada modificando o terminal externo do braço articulado da caixa de direção, principalmente modificando sua coordenada Y, utilizando a vista de topo, conforme figura 4.15, podemos aumentar o ângulo de Ackerman aproximando do eixo dianteiro a intersecção das projeções do braço de direção da manga de eixo ou reduzir o ângulo de Ackerman afastando do eixo dianteiro a intersecção das projeções.

Quando alteramos a posição do “*Hardpoint*” do terminal de direção externo precisamos corrigir a relação de direção modificando o comprimento do braço de direção e seu posicionamento vertical para corrigir a variação de convergência na movimentação de suspensão.

Tabela 4. 11 - Tabela com coordenadas das versões para estudo do ângulo de Ackerman.

Tabela com dados do modelo				
Versão	Coordenadas do Hardpoint			Ângulo de Ackerman
	X	Y	Z	
Elevado 40mm Referência	91.5	±652.5	-16	6.4°
Ackerman VA	91.2	±665.5	-17.5	3.2°
Ackerman VB	93.1	±642	-15	9.6°

O ângulo de Ackerman ideal para o veículo elevado pode ser verificado no gráfico da figura 4.18 e graficamente pode ser definida como na figura 4.15.

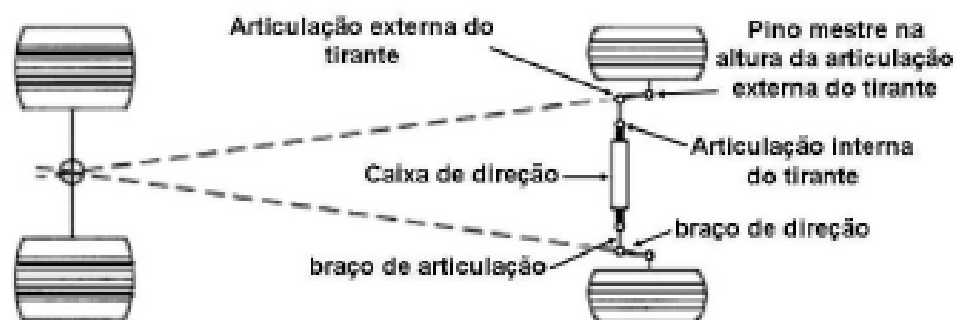


Figura 4. 15 - Geometria de direção de Ackerman.
Fonte: Milliken e Milliken, 1995.

Conforme planejado com a alteração deste parâmetro de forma controlada ainda foram mantidos os demais resultados de elastocinemática da suspensão dianteira, verificado nas figuras 4.16, 4.17 e 4.19.

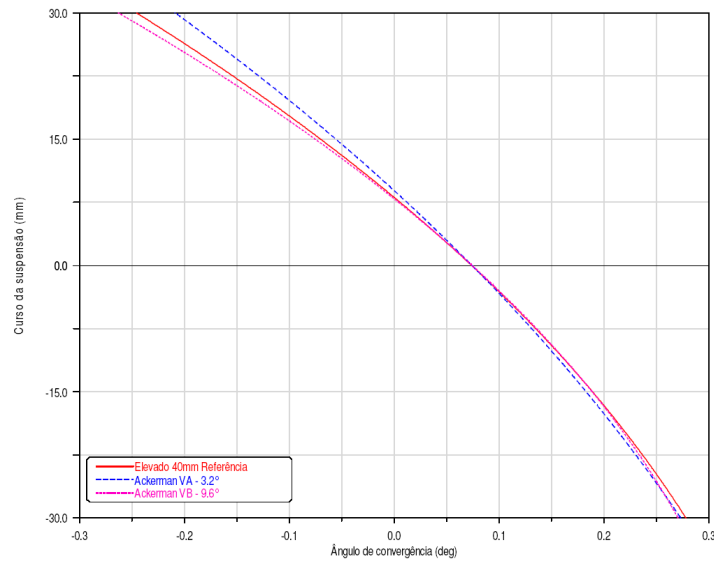


Figura 4. 16 - Gráfico comparativo da variação de convergência nas versões para estudo da variação do ângulo de Ackerman.

O resultado encontrado no parâmetro “*Ride steer*”, taxa de variação da convergência em função do movimento paralelo da suspensão demonstra que os três modelos apresentam taxas próximas com a diferença máxima em 0.001, o “*Ride steer*” apresenta uma tendência para aumento da taxa para curso acima de 30mm.

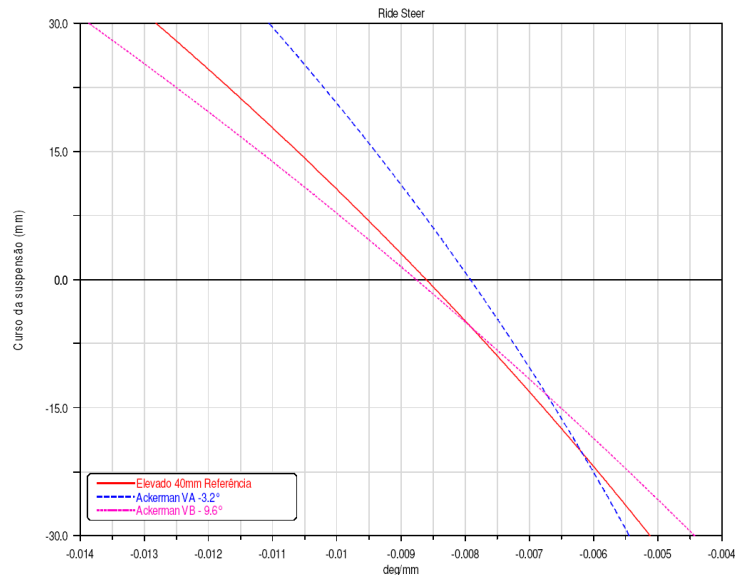


Figura 4. 17 - Gráfico comparativo do “*Ride steer*” nas versões para estudo da variação do ângulo de Ackerman.

O ângulo de Ackerman pode ser verificado com o comparativo da diferença nos ângulos das rodas interna e externa, conforme apresentado no gráfico da figura 4.18.

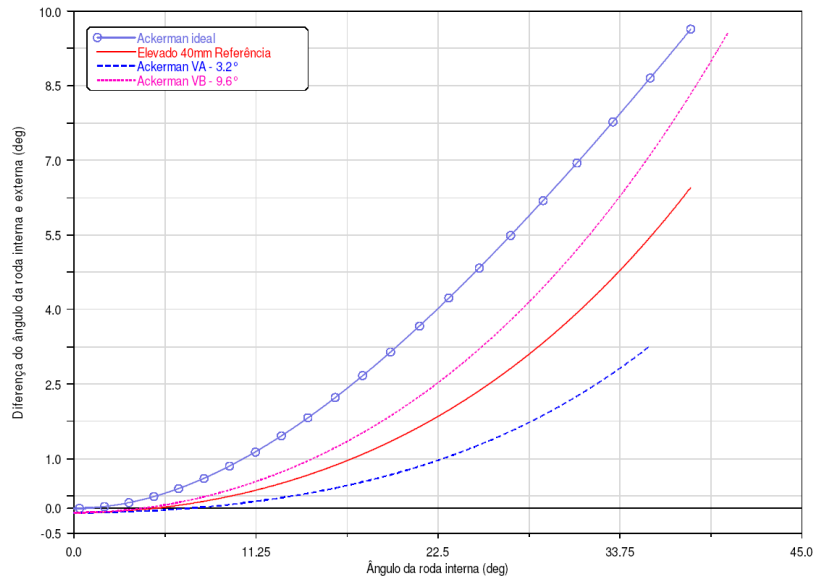


Figura 4. 18 - Gráfico ângulo de Ackerman para as versões em estudo.

Na figura 4.19 é possível verificar que a relação de direção é mantida a mesma para todas as versões neste estudo, a relação de direção é formada pela relação de engrenamento da caixa de direção e a relação da geometria de direção (pino mestre, braço de direção, braços articulados da caixa de direção).

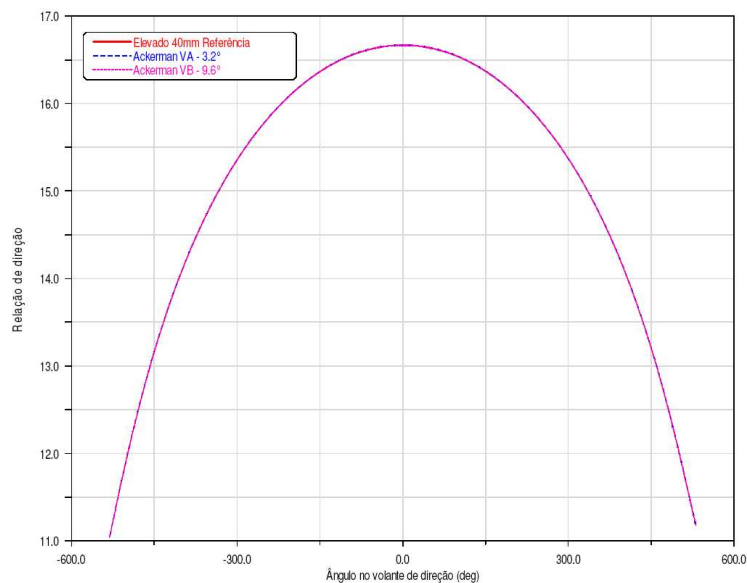


Figura 4. 19 - Gráfico da relação de direção para as versões em estudo.

Com a utilização das mesmas simulações do estudo das versões elevadas, criando uma metodologia avaliamos o efeito e sensibilidade do parâmetro ângulo de Ackerman na dirigibilidade. Com a manobra curva em raio constante para verificação no estado estacionário e

uma entrada tipo degrau para estudo do comportamento transitório no tempo e sinal senoidal continuamente variado para estudo do comportamento transitório no campo da frequência.

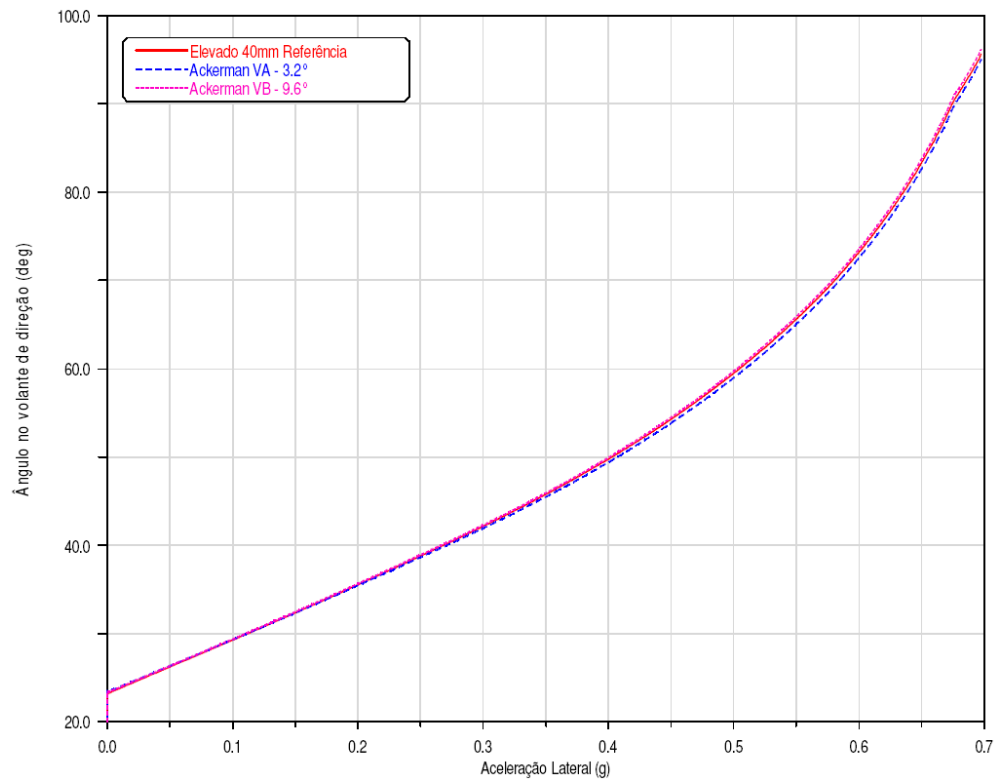


Figura 4. 20 - Gráfico de ângulo no volante de direção x aceleração lateral no estudo de variação do ângulo de Ackerman.

Tabela 4. 12 - Tabela com métrica do gradiente de subesterço no estudo de variação do ângulo de Ackerman.

Métricas para Estado Estacionário	Elevado Ref	VA	VB
Gradiente de Subesterço [°/g]	71.18	69.91	71.57

O gradiente de subesterço está relacionado com o ângulo de Ackerman diretamente, quanto maior o ângulo de Ackerman maior o gradiente de subesterço. Porém a sensibilidade é pequena, pois se precisa de 50% de aumento no ângulo de Ackerman para alterar o gradiente em 0.55%.

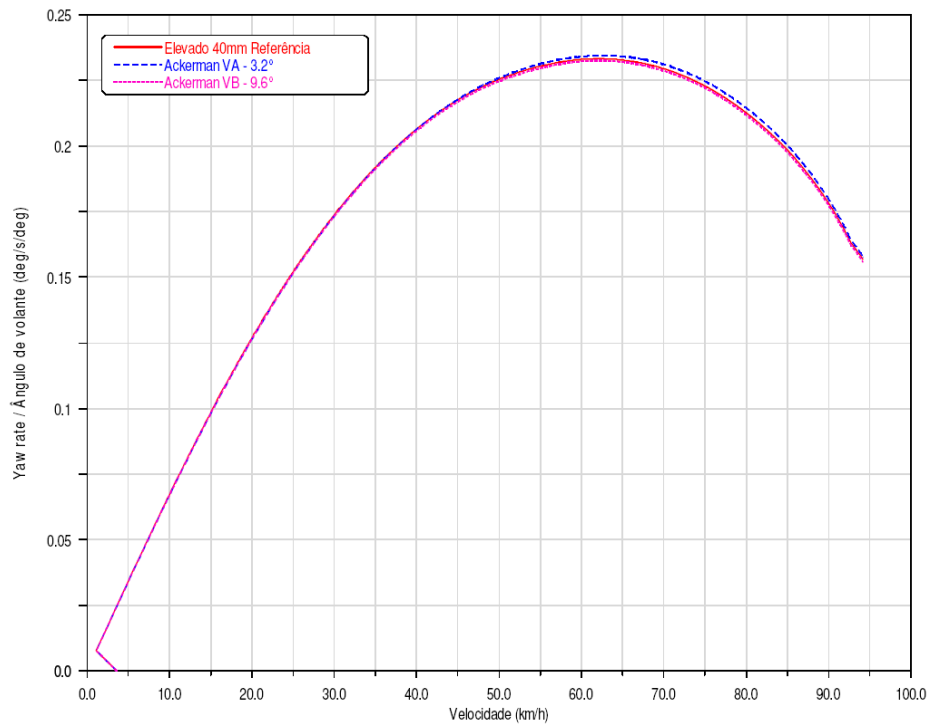


Figura 4. 21 - Gráfico de Ganho de velocidade de Guinada x velocidade no estudo da variação do ângulo de Ackerman.

Tabela 4. 13 - Tabela com métricas de velocidade de guinada no estudo da variação do ângulo de Ackerman.

Métricas para Estado Estacionário	Elevado Ref	VA	VB
Ganho de velocidade de guinada [$^{\circ}/s/^{\circ}$]	0.233	0.234	0.232
Velocidade característica [km/h]	63.2	63.6	61.9

No estudo das métricas ganho de velocidade de guinada e velocidade característica, nota-se novamente a pequena influência apresentada pelo ângulo de Ackerman, esta característica pode ser verificada no fato dos inúmeros estudos de dinâmica lateral planar onde a principal simplificação é a utilização de modelos com construção tipo “bicicleta”, ou seja, ignorando a diferença de esterçamento entre roda interna e externa da curva.

Conforme apresentado no capítulo 1, o veículo quando contorna curvas em velocidade apresenta escorregamento entre as rodas gerando o conhecido ângulo de deriva ou “*Slip angle*”, principal responsável pelas forças laterais que direcionam o veículo nas curvas.

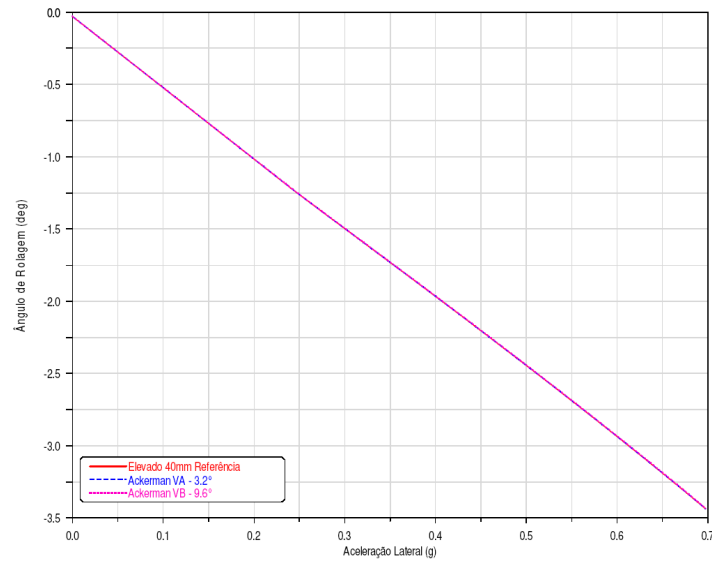


Figura 4. 22 - Gráfico de Ângulo de rolagem x Aceleração lateral no estudo da variação do ângulo de Ackerman.

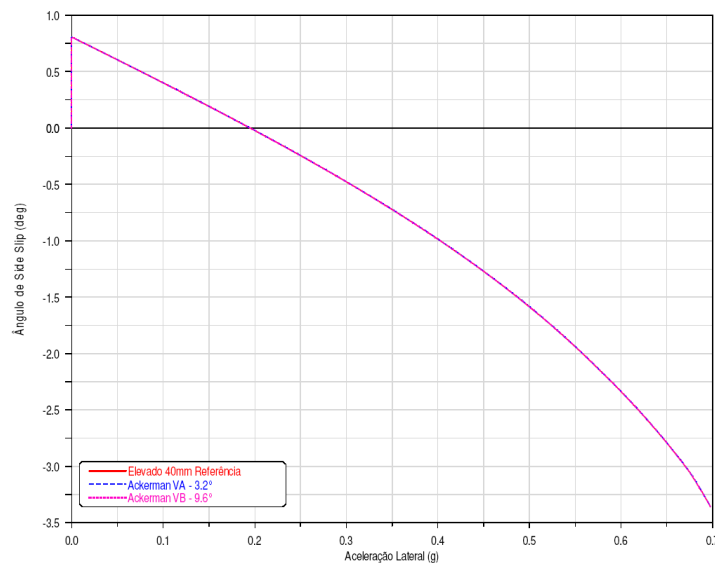






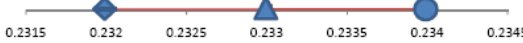

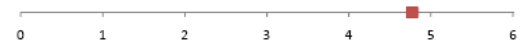
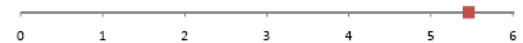
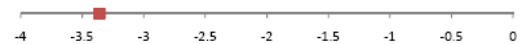
Figura 4. 23 - Gráfico de Ângulo de “Side Slip” x Aceleração lateral no estudo da variação do ângulo de Ackerman.

Tabela 4. 14 - Tabela com métricas complementares para estado estacionário.

Métricas para Estado Estacionário	Elevado Ref	VA	VB
Gradiente de rolamento [°/g]	4.77	4.77	4.77
Gradiente de ângulo de escorregamento [°/g]	5.46	5.46	5.46
Angulo de escorregamento em 0,7g [°]	-3.36	-3.36	-3.36

Notamos que as métricas não foram afetadas pela alteração do ângulo de Ackerman no estudo em estado estacionário.

Tabela 4. 15 - Tabela com métricas no estado estacionário para o estudo da variação do ângulo de Ackerman.

Métricas para Estado Estacionário	Elevado Ref	VA	VB	Escala
				
Gradiente de Substerço [°/g]	71.18	69.91	71.57	
Ganho de Velocidade de guinada [°/s/°]	0.233	0.234	0.232	
Velocidade característica [km/h]	63.2	63.6	61.9	
Gradiente de rolamento [°/g]	4.77	4.77	4.77	
Gradiente do ângulo de escorregamento [°/g]	5.46	5.46	5.46	
Ângulo de escorregamento em 0,7g [°]	-3.36	-3.36	-3.36	

Não se nota diferenças significativas no estudo em estado estacionário, mas a tendência encontrada direciona para menor o ângulo de Ackerman maior a tendência de substerço do veículo, portanto passamos para a avaliação no estado transitório buscando diferenças nas respostas do veículo.

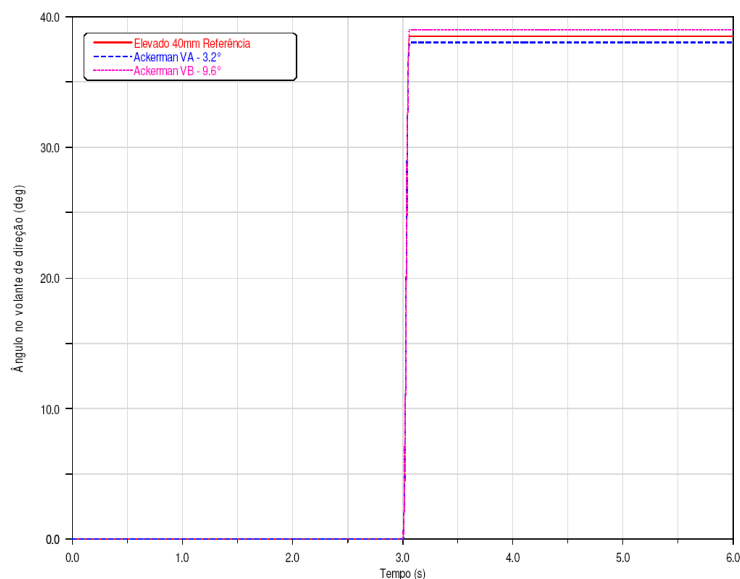


Figura 4. 24 - Gráfico de ângulo no volante de direção no estudo da variação do ângulo de Ackerman.

Buscando atingir em estado estacionário a aceleração lateral de 0.4g, cada versão possui um valor de ângulo de volante de direção bem como tempo de entrada do ângulo, pois a velocidade de entrada esta padronizada em 600°/s.

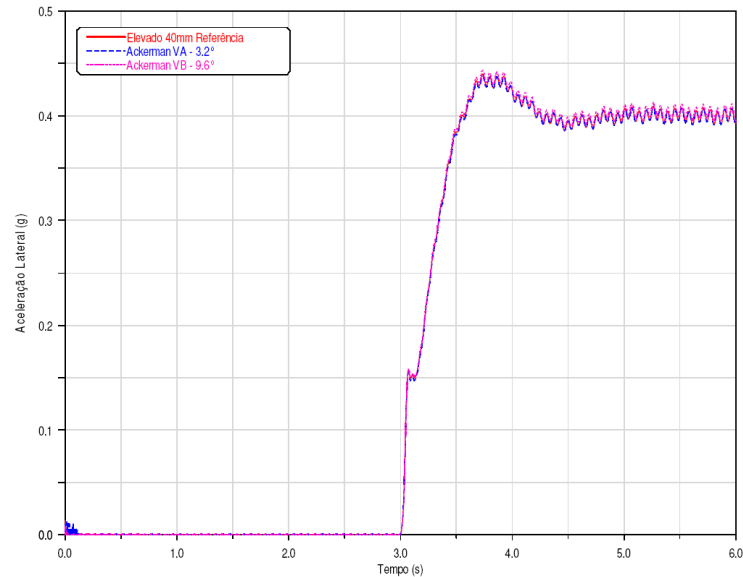


Figura 4. 25 - Gráfico de aceleração lateral no estudo da variação do ângulo de Ackerman.

O valor da aceleração lateral após estabilização, já em estado estacionário da manobra é igual para todas as versões. Esta condição garante a padronização permitindo a comparação das diferentes versões com ângulo de Ackerman.

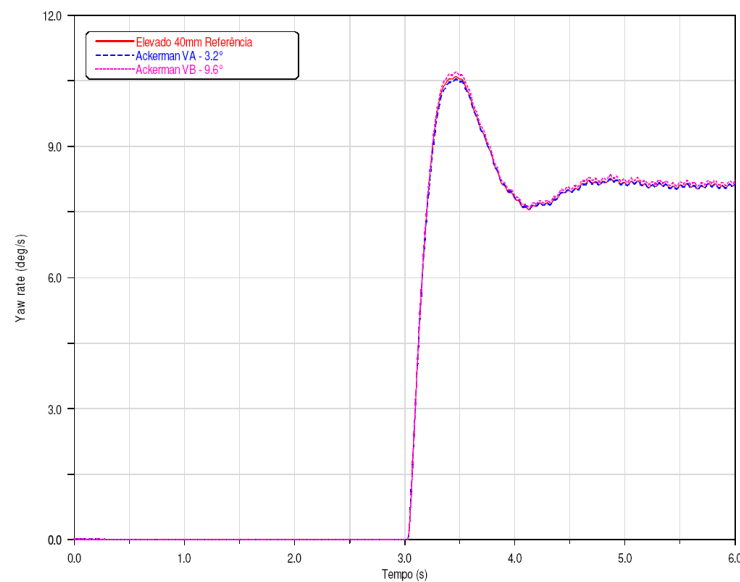


Figura 4. 26 - Gráfico de velocidade de Guinada no estudo da variação do ângulo de Ackerman.

Nas métricas ligadas a velocidade de guinada nota-se a influência do ângulo de Ackerman relacionado a tempo de resposta do veículo, o parâmetro ângulo de Ackerman apresenta grande influência nas avaliações subjetivas da dirigibilidade de um veículo.

Tabela 4. 16 - Resultados das métricas relacionadas com velocidade de guinada no estado transitório.

Métricas para Estado Transitório (tempo)	Elevado Ref	VA	VB
Tempo de resposta até pico [s]	0.433	0.439	0.436
Tempo de resposta até 90% [s]	0.164	0.165	0.161
Overshoot [%]	29.7	29.8	28.8

O tempo de resposta para 90% do valor de estado estacionário na velocidade de guinada é 1,86% menor do que na versão com maior ângulo de Ackerman, porém com um “*Overshoot*” 3% menor.

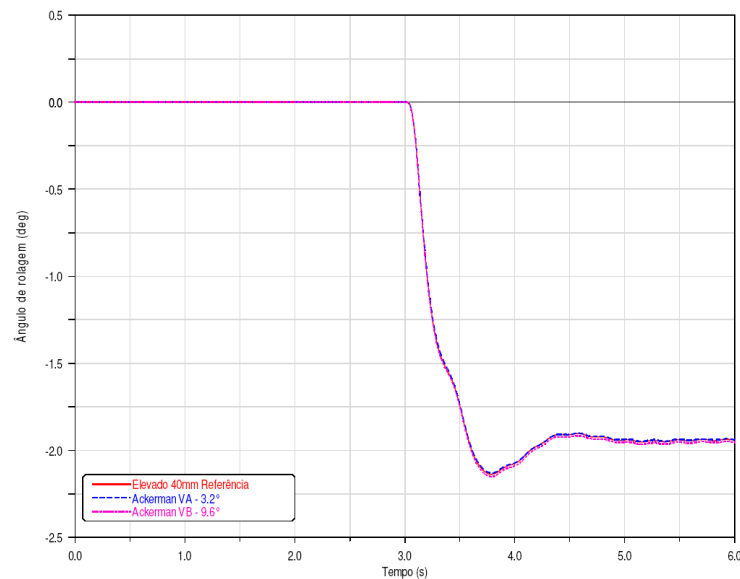


Figura 4. 27 - Gráfico do ângulo de rolagem x tempo no estudo da variação do ângulo de Ackerman.

Tabela 4. 17 - Resultados da métrica ângulo de rolagem no estudo da variação do ângulo de Ackerman.

Métricas para Estado Transitório (tempo)	Elevado Ref	VA	VB
Ângulo de rolagem no estado estacionário [°]	1.94	1.94	1.95

O ângulo de rolagem apresenta uma pequena diferença no valor de estabilização, porém os valores de “*Overshoot*” e tempo de resposta seguem a mesma característica apresentada no comportamento da velocidade de guinada.

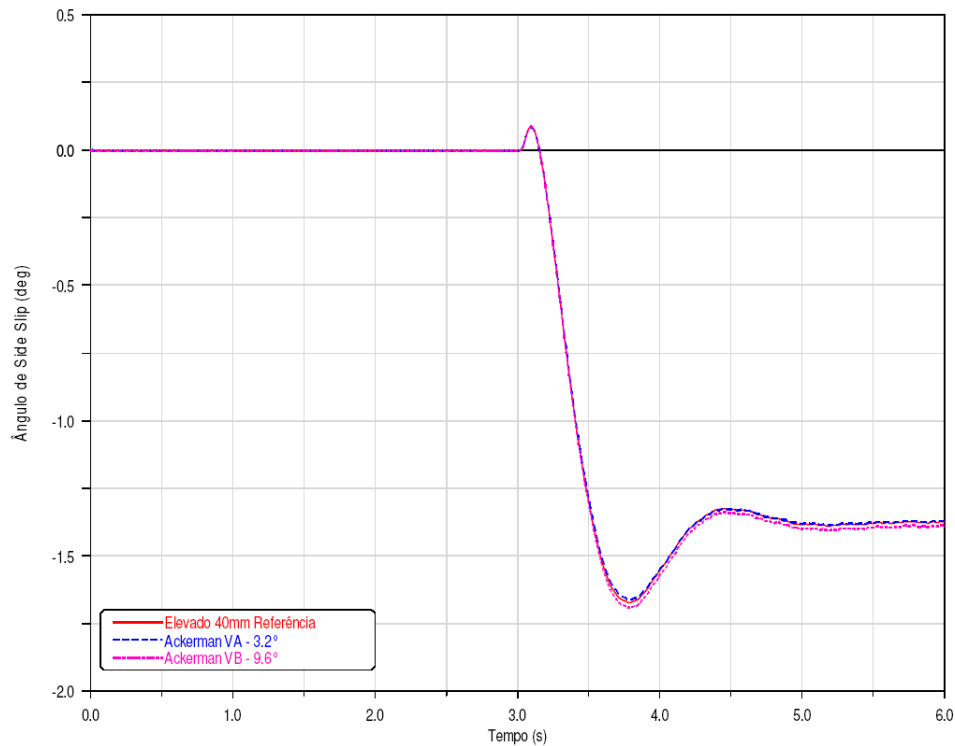


Figura 4. 28 - Gráfico de ângulo de escorregamento no estudo da variação do ângulo de Ackerman.

O ângulo de escorregamento é diretamente relacionado com o ângulo de Ackerman, com aumento no valor de estabilização para a versão com maior ângulo de Ackerman além de menor tempo de resposta, figura 4.28, demonstrando um veículo mais rápido nas reações.

Tabela 4. 18 - Resultados da métrica ângulo de escorregamento no estudo da variação do ângulo de Ackerman.

Métricas para Estado Transitório (tempo)	Elevado Ref	VA	VB
Ângulo de escorregamento [°]	-1.38	-1.38	-1.40

Os resultados combinados apresentados na tabela 4.19 confirmam a tendência de um veículo com respostas mais rápidas para a versão com maior ângulo de Ackerman.

Tabela 4. 19 - Resultados para estado estacionário no estudo da variação do ângulo de Ackerman.

Métricas para Estado Transitório (tempo)	Elevado Ref	VA	VB	Escala
	▲	●	◆	
Tempo de resposta até pico [s]	0.433	0.439	0.432	
Tempo de resposta até 90% [s]	0.164	0.165	0.161	
Overshoot [%]	29.7	29.8	28.8	
Ângulo de rolagem [°]	1.94	1.94	1.95	
Ângulo de escorregamento [°]	-1.38	-1.38	-1.40	

Nas avaliações do estado transitório com resposta em frequência podemos verificar um comportamento similar para as três versões.

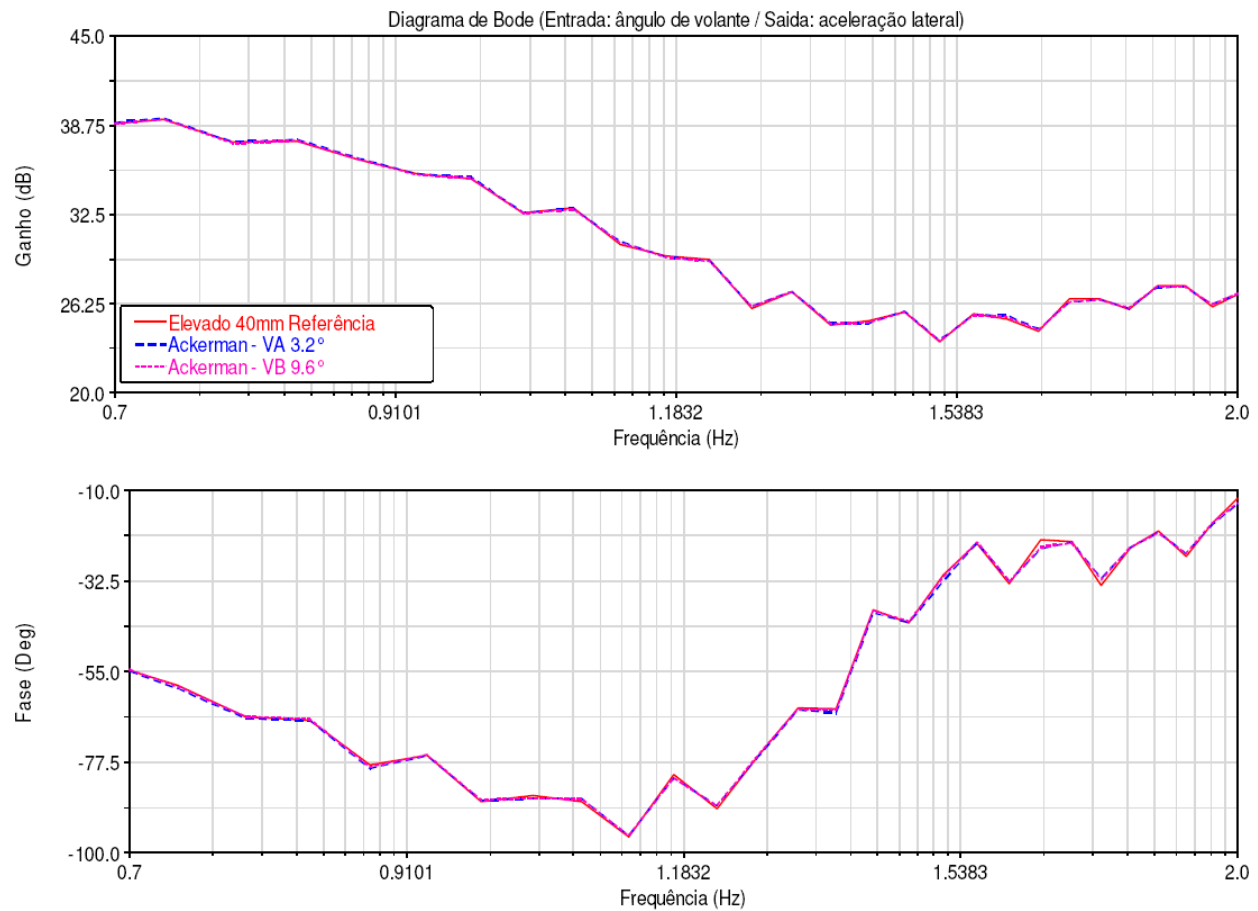


Figura 4. 29 - Resultado da análise da aceleração lateral na resposta em frequência.

A análise com resposta em frequência para a métrica velocidade de guinada verificou uma pequena diferença no ganho para a versão com maior ângulo de Ackerman.

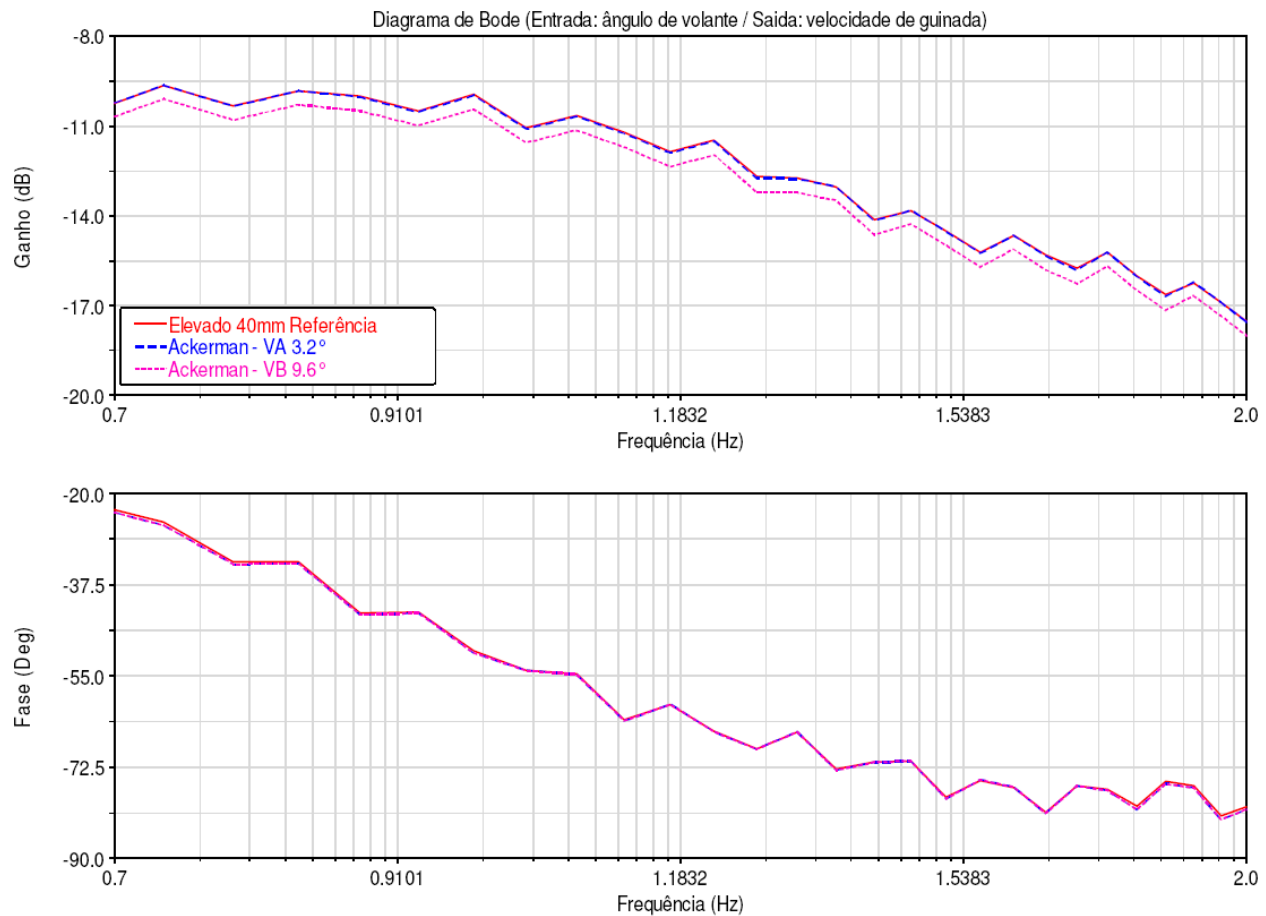


Figura 4. 30 - Resultados da análise da velocidade de guinada na resposta em frequência.

O comportamento para o ângulo de rolagem não apresenta diferença na resposta em frequência.

Na avaliação do ângulo de Ackerman, verificamos que o mesmo não apresenta grande influência nas métricas no estado estacionário, com o gradiente de subesterço o maior afetado pelo parâmetro, já no estado transitório verificamos respostas no tempo menores para o veículo com maior ângulo de Ackerman o que determina que quando buscamos um veículo mais rápido de reações devemos aumentar o ângulo de Ackerman. As avaliações do estado transitório com resposta em frequência não direcionam os resultados de forma nítida.

4.4 Análise da variação do parâmetro “Relação de direção”

A relação de direção total é combinação da relação da caixa de direção e a relação definida pela geometria de suspensão, com modificação no “*Hardpoint*” do terminal de direção externo, porém agora alterando o comprimento do braço de direção na manga de eixo.

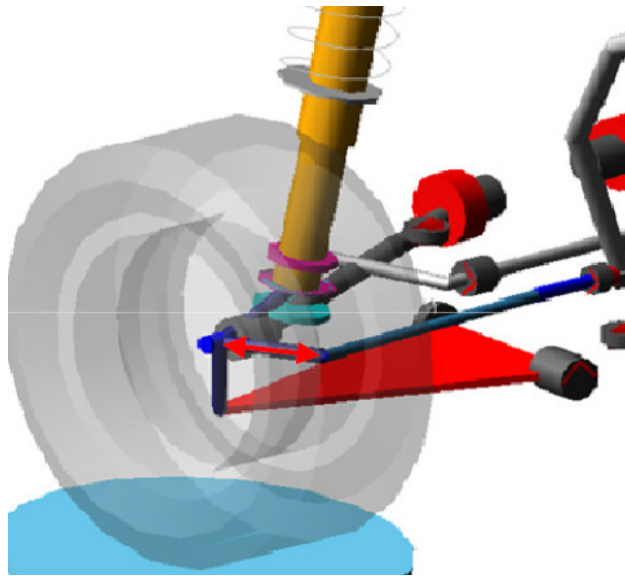


Figura 4. 31 - Modificação para alteração da relação de direção.

Tabela 4. 20 - Coordenadas dos “*hardpoints*” alterados no estudo de variação da relação de direção.

Hardpoint	X	Y	Z	Relação de Direção
Elevado 40mm Referência	91.5	±652.5	-16.0	16.7
VC Relação de direção	65.1	±662	-19.3	13.5
VD Relação de direção	117.8	±640	-11.2	20

A geometria de direção foi modificada variando a relação total de direção, porém mantendo sem alteração a taxa de variação de convergência e ângulo de Ackerman. Esta condição é satisfeita e demonstrada na tabela 4.20 com a modificação das três coordenadas do “*hardpoint*” do terminal de direção externo, onde a coordenada X influencia principalmente a relação de direção, a coordenada Y influencia o ângulo de Ackerman e a coordenada Z a taxa de variação de convergência. A influência nas coordenadas é acoplada, assim cada uma afeta todos os parâmetros, porém com sensibilidade diferente.

No estudo de elastocinemática é possível verificar a influência e aplicar as correções necessárias para isolar o parâmetro de estudo relação de direção.

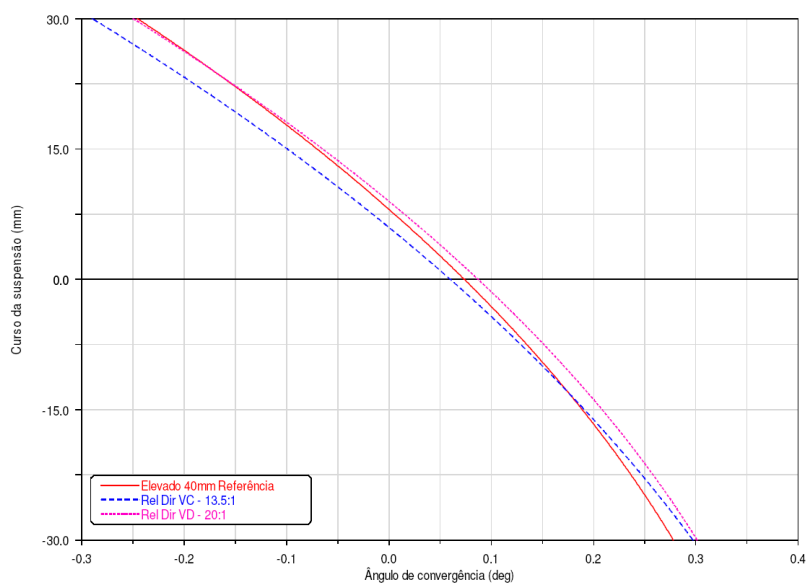


Figura 4.32 - Gráfico da variação de convergência para o estudo da variação da relação total de direção.

A taxa de variação do ângulo de convergência, figura 4.32 esta na faixa de tolerância onde sua influência no comportamento do veículo não compromete os resultados no estudo da variação de relação de direção.

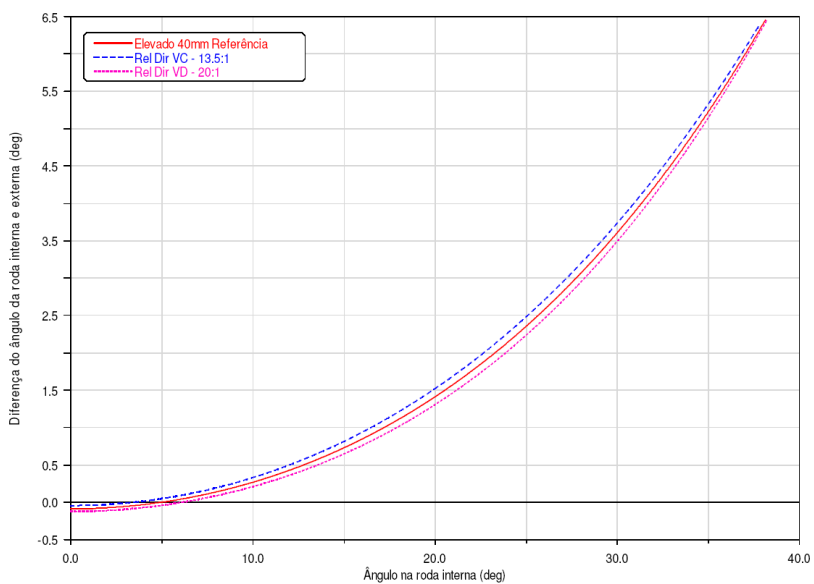


Figura 4.33 - Gráfico do ângulo de Ackerman para o estudo da variação da relação total de direção.

No estudo anterior foi verificado que o ângulo de Ackerman apresenta uma pequena influência nos resultados das métricas, mesmo assim a variação apresentada nos modelos não representa influência no resultado deste estudo.

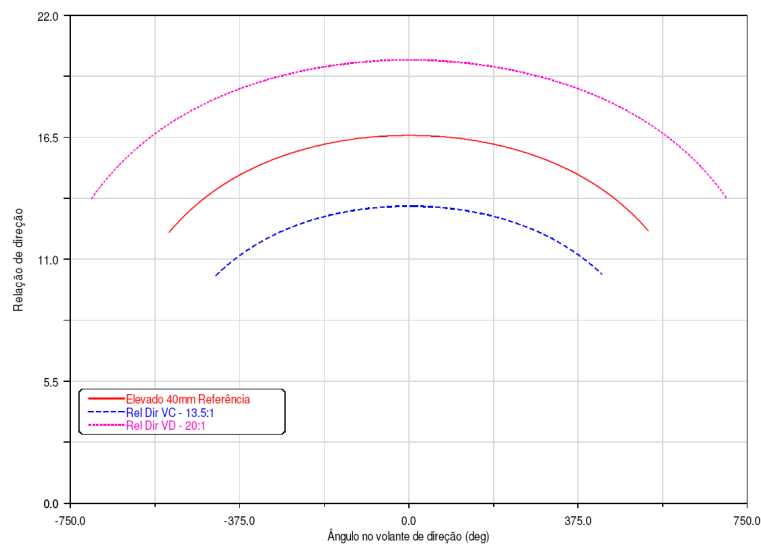


Figura 4. 34 - Gráfico da relação de direção para o estudo da variação da relação total de direção.

Na figura 4.34 verificamos que a relação de direção total foi alterada conforme as propostas, com valores próximos a um veículo esportivo com relação mais direta na versão VC e valor próximo a um veículo de carga com relação mais longa na versão VD. No estudo em estado estacionário utilizando a manobra de curva em raio constante notamos a direta influência no resultado para o gradiente de subesterço, figura 4.35.

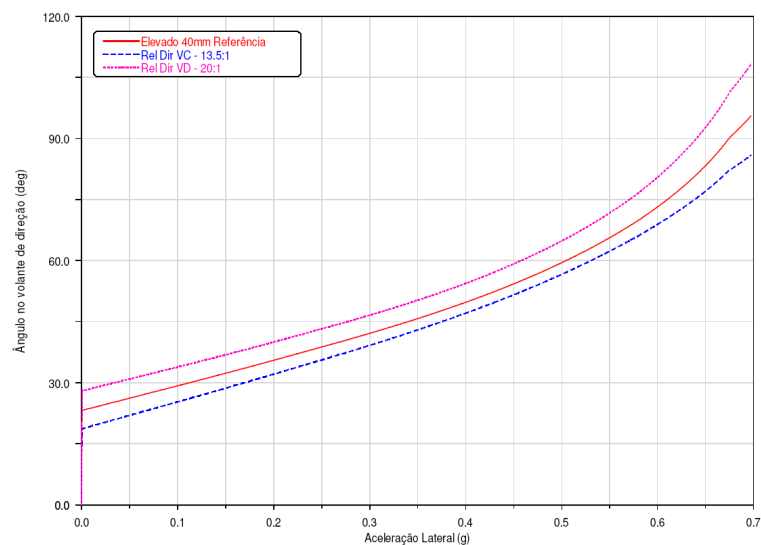


Figura 4. 35 - Gráfico de ângulo de volante de direção x aceleração lateral no estudo da variação da relação total de direção.

Tabela 4. 21 - Tabela com resultados do gradiente de subesterço no estudo da variação da relação de direção.

Métricas para Estado Estacionário	Elevado Ref	VC	VD
Gradiente de Subesterço [$^{\circ}$ /g]	71.18	70.62	74.88

Na análise do gradiente de subesterço verificamos que para maiores valores de relação total de direção temos o gradiente de subesterço maior, ou seja, obrigando o motorista a virar o volante de direção um ângulo maior e essa condição se traduz como um veículo mais lento nas reações.

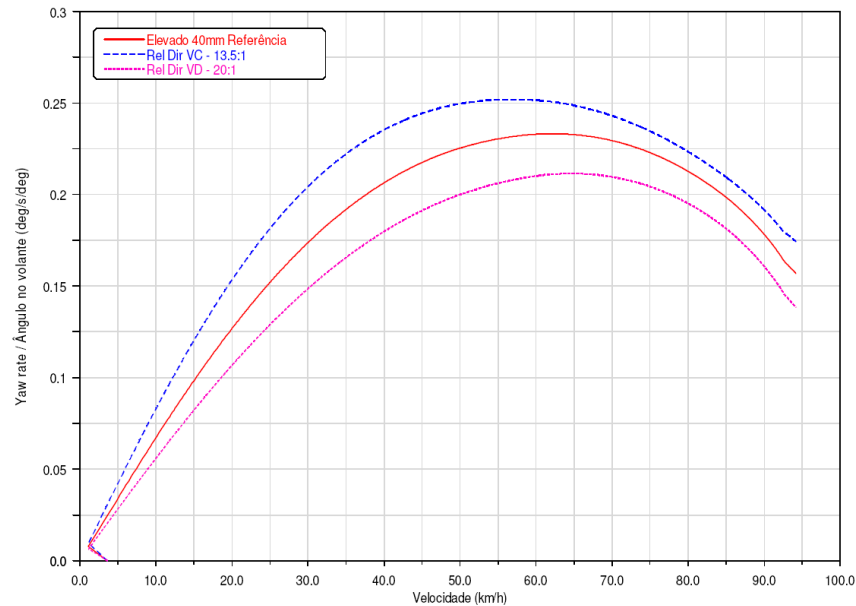


Figura 4. 36 - Gráfico de ganho de velocidade guinada x velocidade no estudo da variação de relação de direção.

O gráfico da figura 4.36 representa de forma clara a influência da relação de direção no comportamento de dirigibilidade, onde o veículo com relação mais direta (VC) tende mais para um comportamento de sobre-esterço, vale lembrar que o veículo não apresenta comportamento sobre-esterçante, e sim uma tendência menos subesterçante. Já o modelo da versão VD nota-se o comportamento contrario, com o veículo aumentando sua característica subesterçante.

Tabela 4. 22 - Resultados das métricas velocidade de guinada no estudo de variação da relação de direção.

Métricas para Estado Estacionário	Elevado Ref	VC	VD
Ganho de guinada [$^{\circ}/s/^{\circ}$]	0.233	0.252	0.211
Velocidade característica [km/h]	63.2	57.6	64.3

A relação de direção apresenta influência inversamente proporcional com relação ao ganho de velocidade de guinada direcionando um veículo com relação de direção mais longa com respostas mais lentas, ou seja, mais previsível. Nota-se também a maior velocidade característica 1.75% maior.

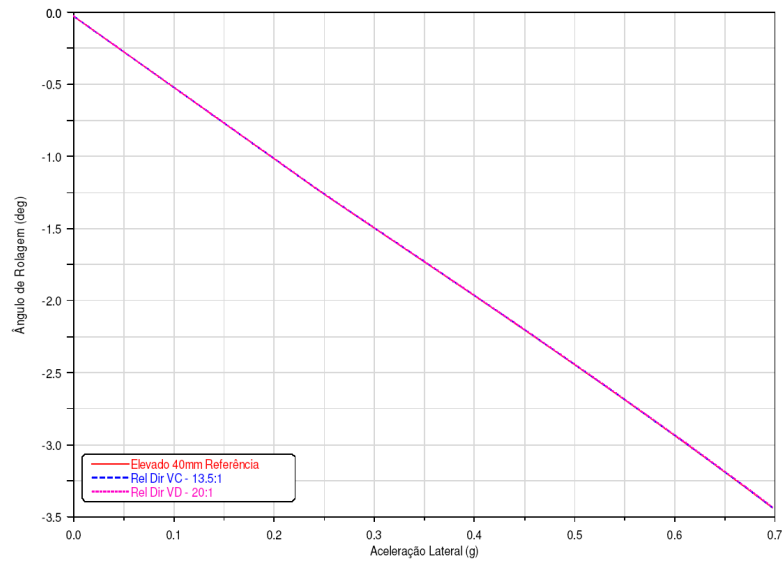


Figura 4. 37 - Gráfico do ângulo de rolagem x aceleração lateral no estudo da variação de relação de direção.

O gradiente de rolagem da carroceria para todas as versões neste estudo apresentaram comportamento similar, mostrando que o ângulo de rolagem do veículo esta relacionado à aceleração lateral, claro que devido a relação de direção própria de cada modelo encontramos ângulos distintos no volante de direção para cada veículo.

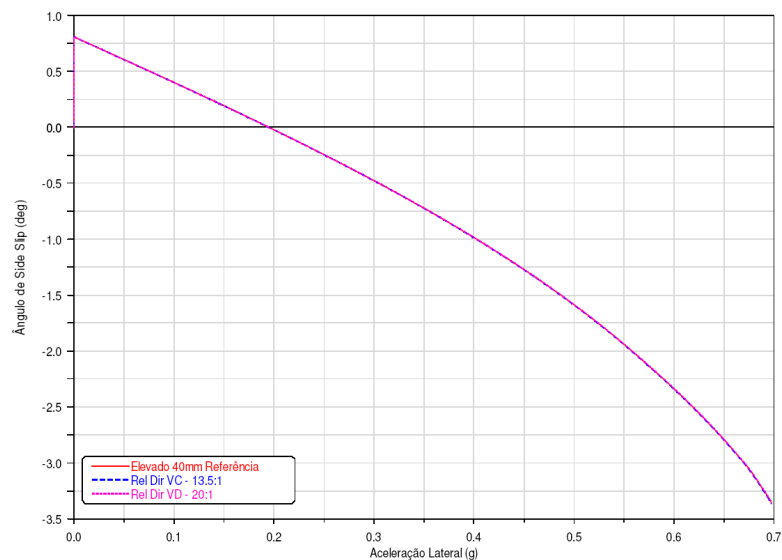



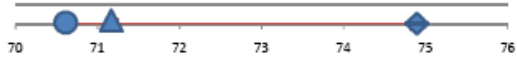

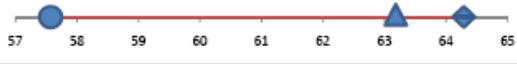
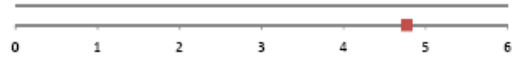
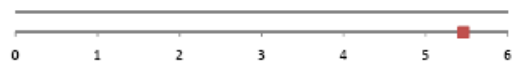
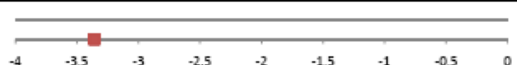


Figura 4. 38 - Gráfico do ângulo de escorregamento x aceleração lateral no estudo da variação de relação de direção.

Na análise do ângulo de escorregamento verificamos o mesmo comportamento apresentado com o ângulo de rolagem.

Tabela 4. 23 - Resultados das métricas de estado estacionário no estudo de variação da relação de direção.

Métricas para Estado Estacionário	Elevado Ref	VC	VD	Escala
				
Gradiente de Substerço [°/g]	71.18	70.62	74.88	
Ganho de Velocidade de guinada [°/s/g]	0.233	0.252	0.211	
Velocidade característica [km/h]	63.2	57.6	64.3	
Gradiente de rolamento [°/g]	4.77	4.77	4.77	
Gradiente do ângulo de escorregamento [°/g]	5.46	5.46	5.46	
Ângulo de escorregamento em 0,7g [°]	-3.36	-3.36	-3.36	

Com os dados obtidos no estudo em estado estacionário, no qual verificamos o comportamento menos subesterçante para a versão com relação de direção mais direta (VC), iniciamos o estudo no estado transitório com a utilização da manobra “*Step steer 0.4g*”, os valores de entrada de ângulo de volante para obter a aceleração lateral padronizada na manobra são obtidas no gráfico da figura 4.35, o tempo de cada entrada é ajustado para manter a velocidade de entrada constante em 600°/s.

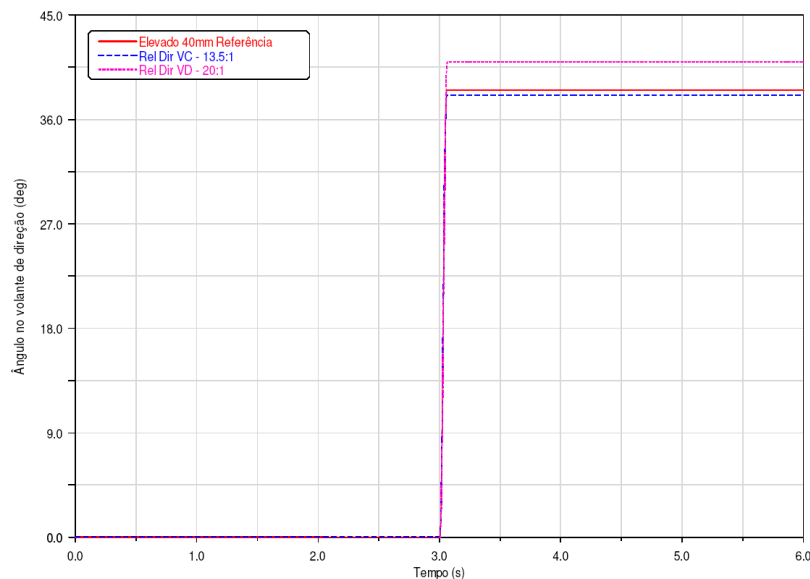


Figura 4. 39 - Gráfico do ângulo de volante de direção no estudo da variação de relação de direção.

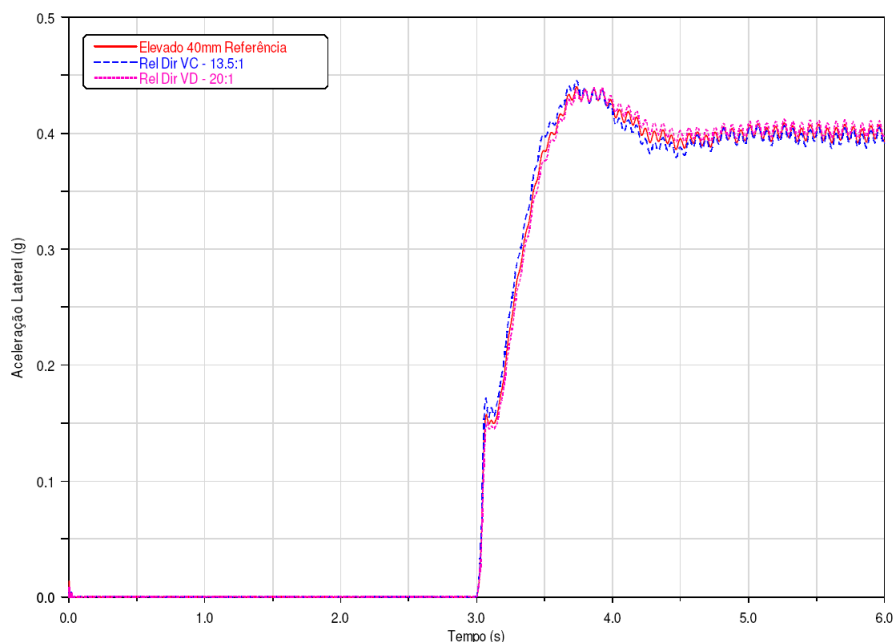


Figura 4. 40 - Gráfico de aceleração lateral no estudo da variação de relação de direção.

A alteração da relação total de direção tem um direto efeito no tempo de resposta da aceleração lateral na análise no estado transitório, verificado no gráfico da figura 4.40 onde a versão VC, com relação de direção mais curta possui tempo de resposta mais curto além de maior valor de “*overshoot*” e a versão com relação de direção mais longa (VD) possui tempo de resposta maior e um “*overshoot*” menor.

Tabela 4. 24 - Resultados nas métricas de velocidade de guinada no estudo da variação de relação de direção.

Métricas para Estado Transitório (tempo)	Elevado Ref	VC	VD
Tempo de resposta até pico [s]	0.433	0.366	0.438
Tempo de resposta até 90% [s]	0.164	0.150	0.168
Overshoot [%]	29.7	33.7	28.6

Verificando-se as métricas propostas, chegamos aos mesmos resultados demonstrados no gráfico de aceleração lateral, com a tendência clara do tempo de resposta para o veículo com relação de direção mais direta como o mais rápido em reações.

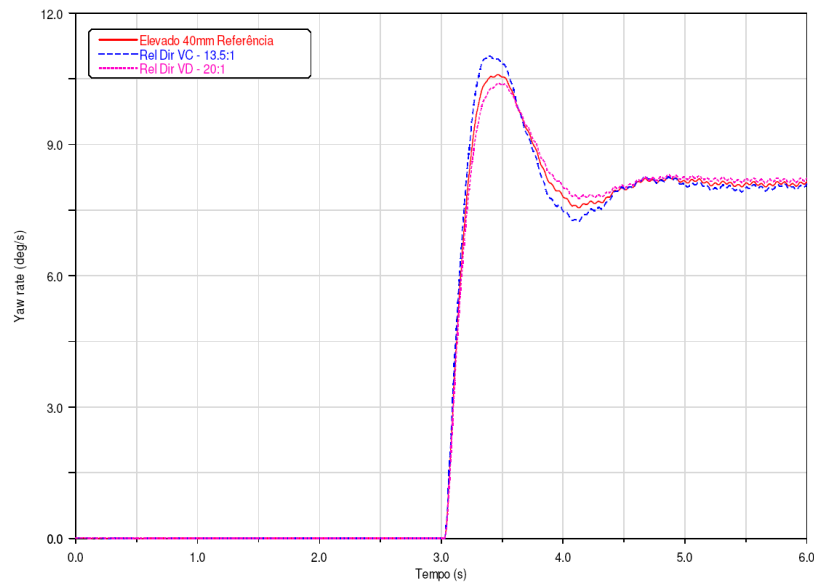


Figura 4. 41 - Gráfico de velocidade de guinda no estudo da variação de relação total de direção.

O parâmetro velocidade de guinada analisado na tabela 4.24 e demonstrado no gráfico da figura 4.41 demonstra que a relação de direção apresenta grande influência nos seus resultados.

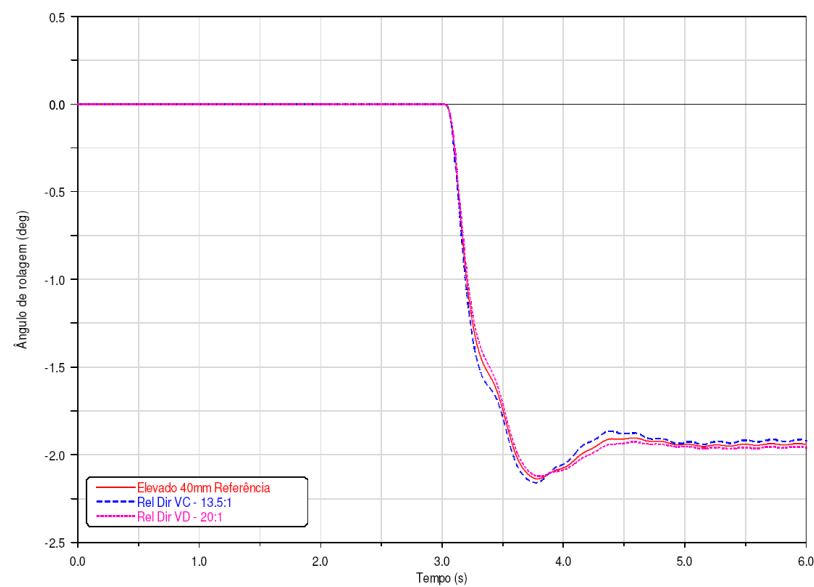


Figura 4. 42 - Gráfico do ângulo de rolagem no estudo da variação de relação de direção.

Notamos que apesar do aumento no tempo de resposta para o ângulo de rolagem no aumento da relação de direção existe um menor valor de “*overshoot*”, o que significa que quando utilizamos relações de direção extremamente longas temos um movimento mais lento, devido ao

tempo de resposta, mas também vamos ter um movimento de rolagem maior no trecho estacionário da manobra.

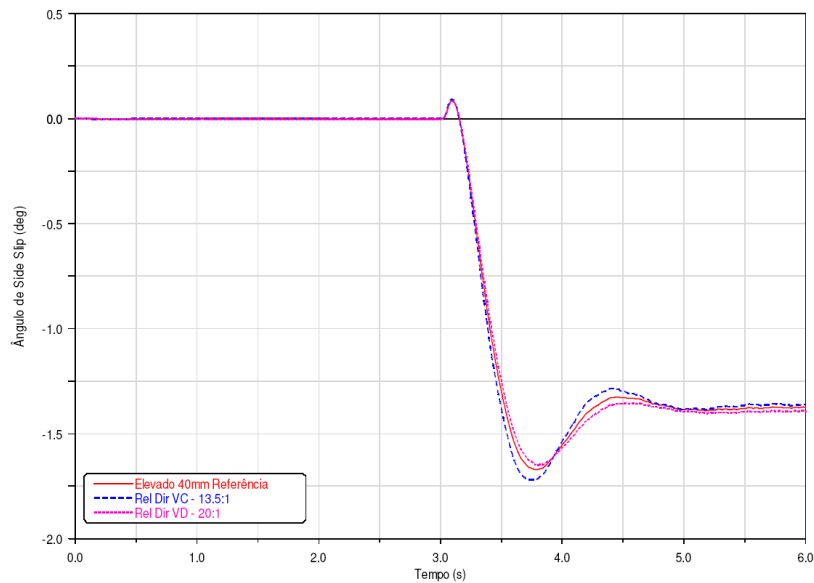


Figura 4. 43 - Gráfico do ângulo de escorregamento no estudo da variação de relação de direção.

O comentário apresentado na avaliação do ângulo de rolagem também pode ser aplicado no ângulo de escorregamento. Ambos demonstrando um comportamento menos subesterçante para a versão com relação de direção mais direta.

Tabela 4. 25 - Resumo de resultados das métricas no estado transitório no estudo da variação da relação de direção.

Métricas para Estado Transitório (tempo)	Elevado Ref	VC	VD	Escala
	▲	●	◆	
Tempo de resposta até pico [s]	0.433	0.366	0.438	0.36 0.37 0.38 0.39 0.4 0.41 0.42 0.43 0.44 0.45
Tempo de resposta até 90% [s]	0.164	0.150	0.168	0.145 0.15 0.155 0.16 0.165 0.17
Overshoot [%]	29.7	33.7	28.6	28 29 30 31 32 33 34
Ângulo de rolagem [°]	1.94	1.92	1.96	1.91 1.92 1.93 1.94 1.95 1.96 1.97
Ângulo de escorregamento [°]	-1.38	-1.36	-1.39	-1.40 -1.39 -1.38 -1.37 -1.36

No estudo de resposta em frequência dos modelos para estudo da influência da relação de direção verificamos o mesmo observado no estudo transitório com resposta no tempo, onde o veículo com relação mais direta (VC) apresenta comportamento mais rápido em respostas, isso pode ser observado pelos resultados de ganho maior além da menor ângulo de fase.

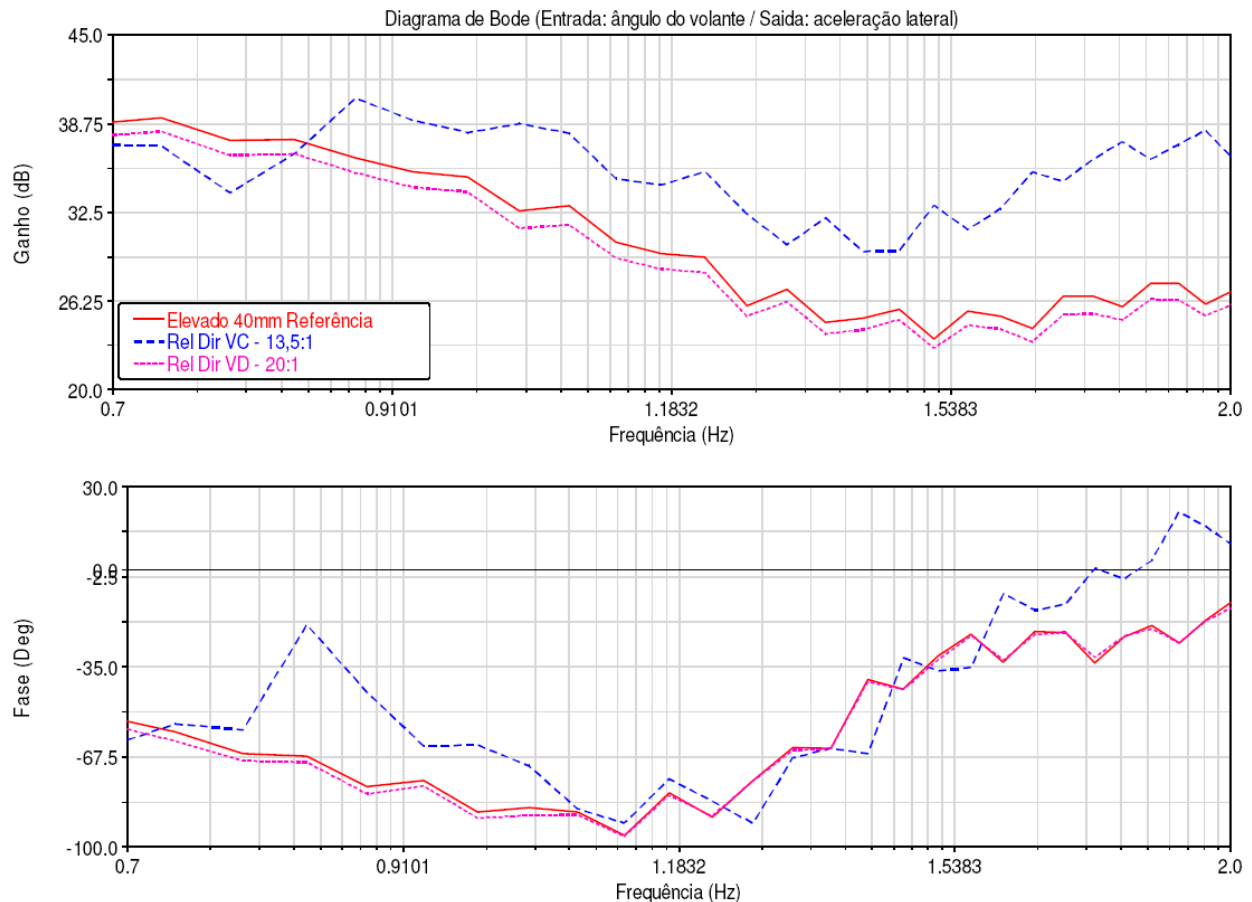


Figura 4. 44 - Gráfico de resposta em frequência de aceleração lateral no estudo de variação da relação de direção.

Notamos que utilizando a relação de direção mais longa (VD) não temos grande influência nos resultados de resposta em frequência, porém no caso da relação mais direta (VC) verificamos uma grande influência tanto no ganho como na fase, quanto menor o ângulo de fase entre entrada e saída, encontramos um veículo com comportamento de dirigibilidade mais rápido. As condições encontradas na avaliação do tempo de resposta para aceleração lateral se repetem na avaliação para velocidade de guinada, figura 4.45.

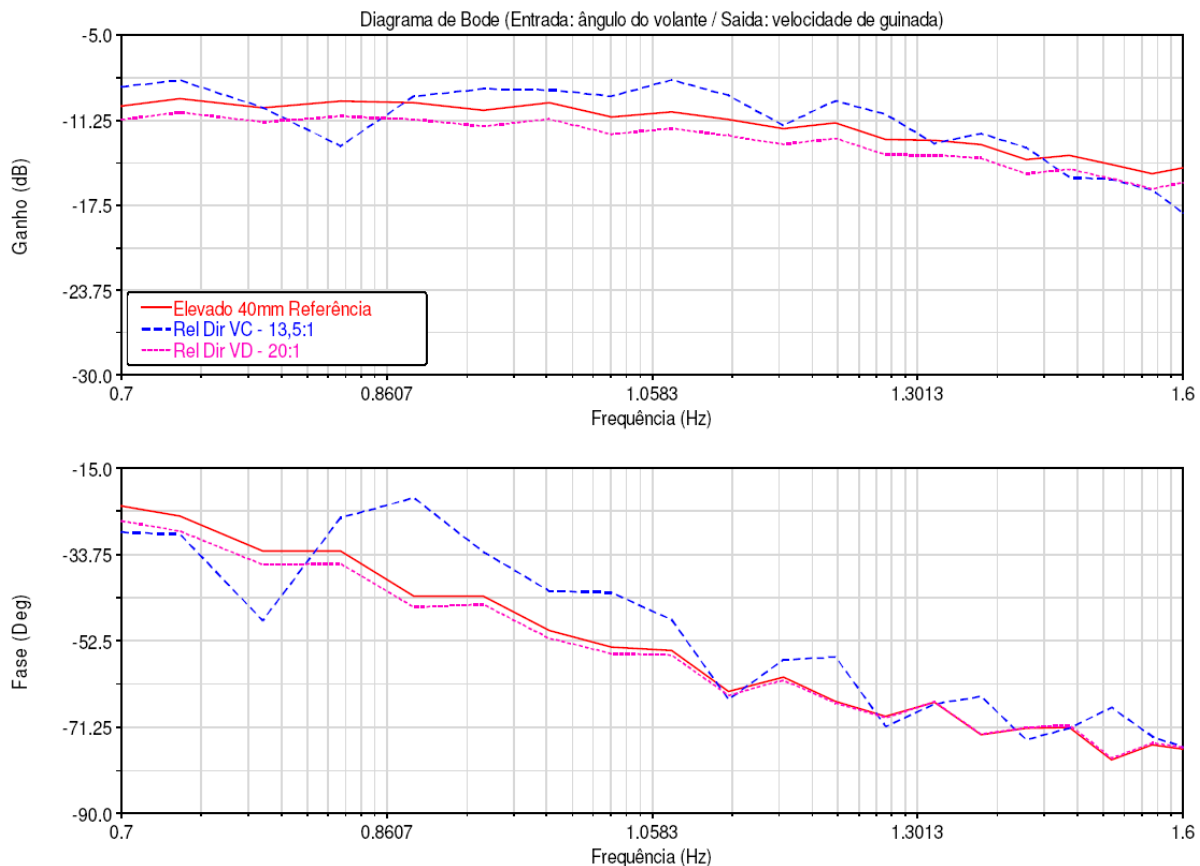


Figura 4. 45 - Gráfico de resposta em frequência da velocidade de guinada no estudo de variação da relação de direção.

Quando verificamos a resposta ao ângulo de rolagem, conforme o estudo proposta por Fernandes (2005) verificou uma condição de menor ganho na versão com relação de direção mais direta pôr seu ângulo de fase é ligeiramente (15° em media) menor, vide figura 4.46.

A relação de direção, de forma diferente ao ângulo de Ackerman, apresentou um comportamento mais influenciado pelos parâmetros escolhido para o projeto, com uma grande sensibilidade.

Um fator não analisado este estudo também muito influenciado pela relação de direção é o esforço de direção, assim relações mais diretas de direção sem um sistema de assistência de esforço podem geram forças de esterçamento muito altas, o que pode tornar o veículo desconfortável.

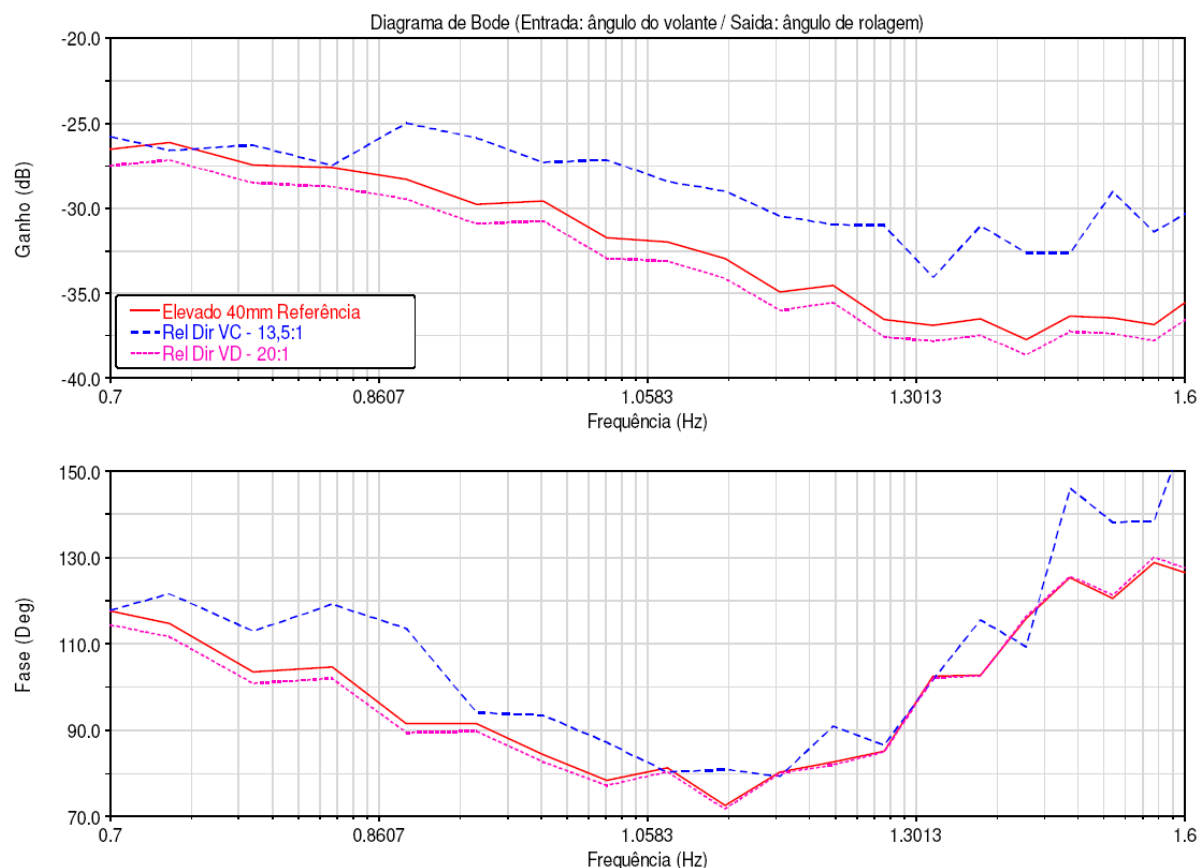


Figura 4. 46 - Gráfico de resposta em frequência do ângulo de rolagem no estudo de variação da relação de direção.

4.5 Análise da variação do parâmetro “Altura do centro de rolagem da suspensão dianteira”

A altura do centro de rolagem na suspensão dianteira afeta diretamente a inclinação do eixo de rolamento do veículo, o que afeta a transferência de forças em manobras além de afetar o braço de momento de rolamento do veículo, pois o centro de rolagem traseiro foi mantido fixo. A alteração é obtida com o deslocamento na coordenada Z dos “*Hardpoints*” dos mancais do braço oscilante fixo à carroceria do veículo, figura 4.47 e 4.48.

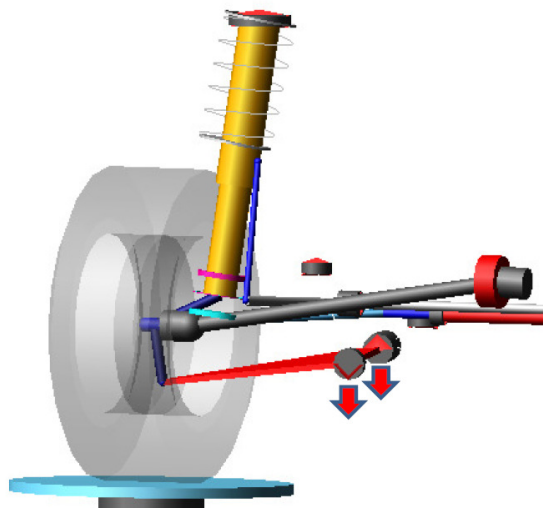


Figura 4. 47 - Modificação no veículo para variação do centro de rolagem dianteiro.

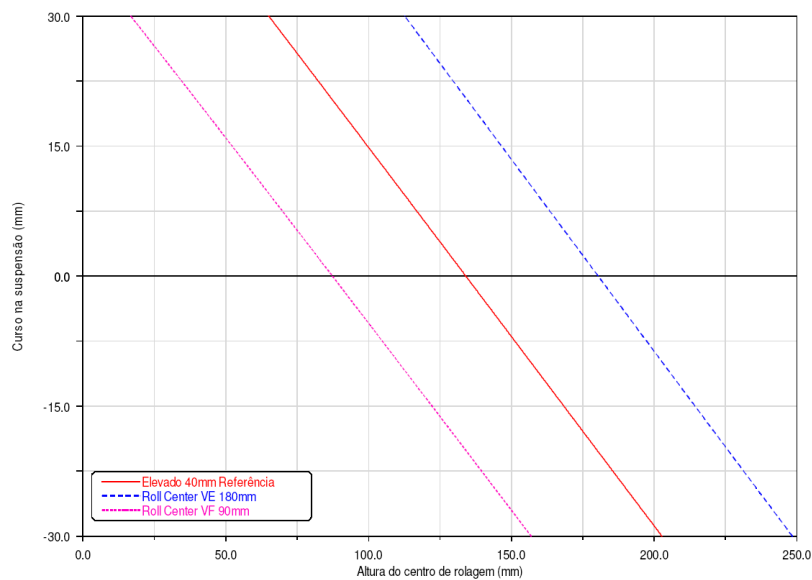


Figura 4. 48 - Gráfico da altura do centro de rolagem.

A alteração do centro de rolagem modificando os “hardpoints” das fixações dos braços de suspensão no veículo tem influência direta no ângulo do braço de suspensão, figura 4.51 e assim o comprimento do braço de suspensão virtual (figura 4.50) definido pelo centro instantâneo de rotação do braço de suspensão e o braço infinito característico da suspensão do tipo “*Mc Pherson*”.

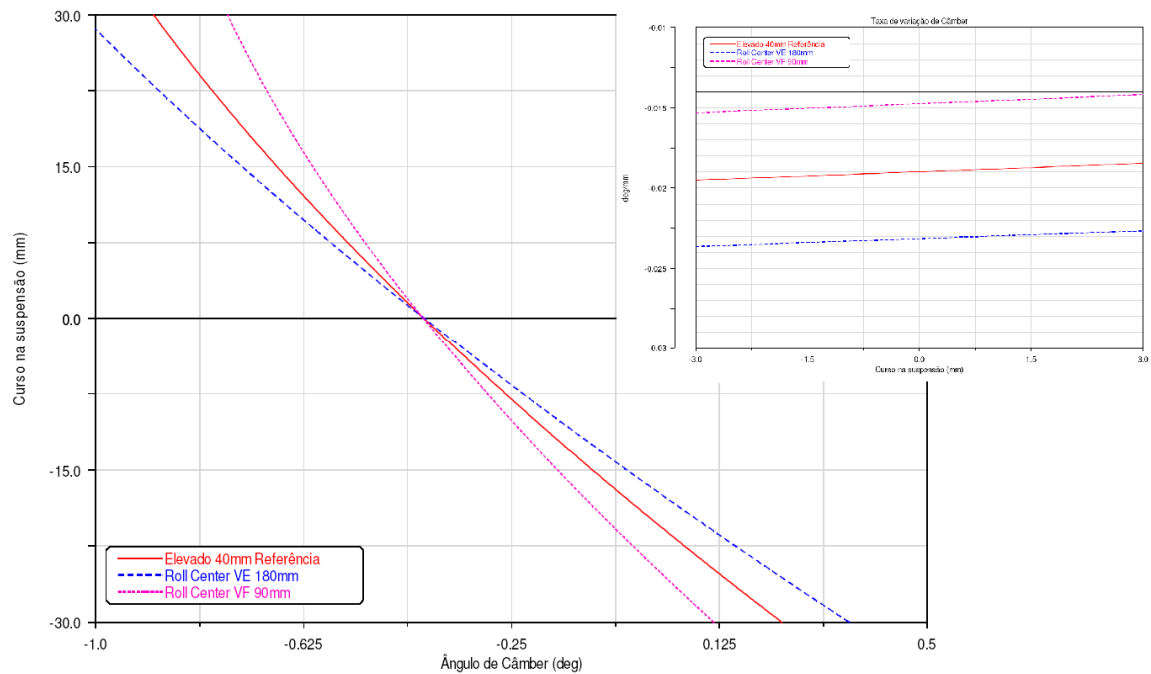


Figura 4. 49 - Gráfico de Câmber e Taxa de variação do câmber (detalhe) para o estudo da variação da altura do centro de rolagem.

O ângulo de câmber, figura 4.49 é diretamente afetado pela modificação no centro de rolagem, porém a força lateral gerada no pneu pelo ângulo de câmber é muito menor que a força lateral gerada pelo ângulo de deriva do pneu. Assim podemos considerar neste estudo que a influência desta variação na taxa de câmber não é significativa para os resultados das métricas de avaliação de dirigibilidade.

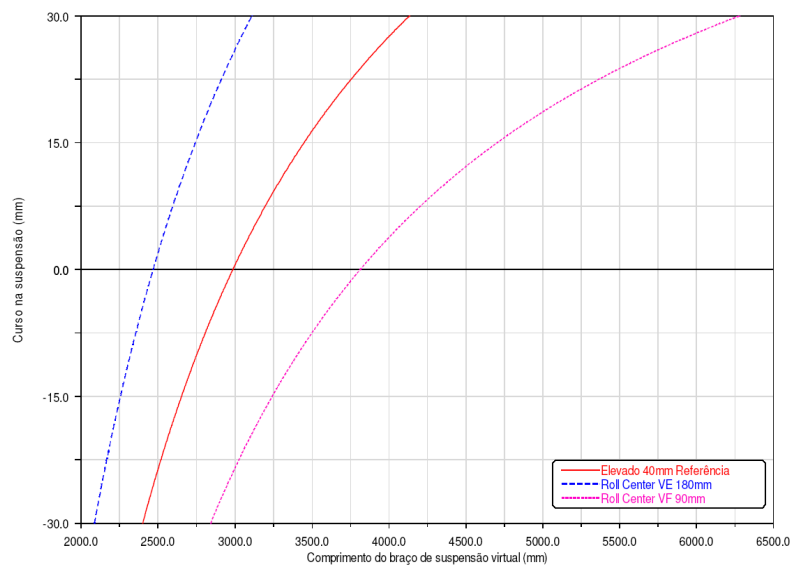


Figura 4. 50 - Gráfico do comprimento o braço oscilante virtual (q) no estudo da variação da altura do centro de rolagem.

A alteração no comportamento de variação do ângulo de câmbor é gerada pela modificação do braço oscilante virtual, em função da modificação do ângulo do braço oscilante da suspensão.

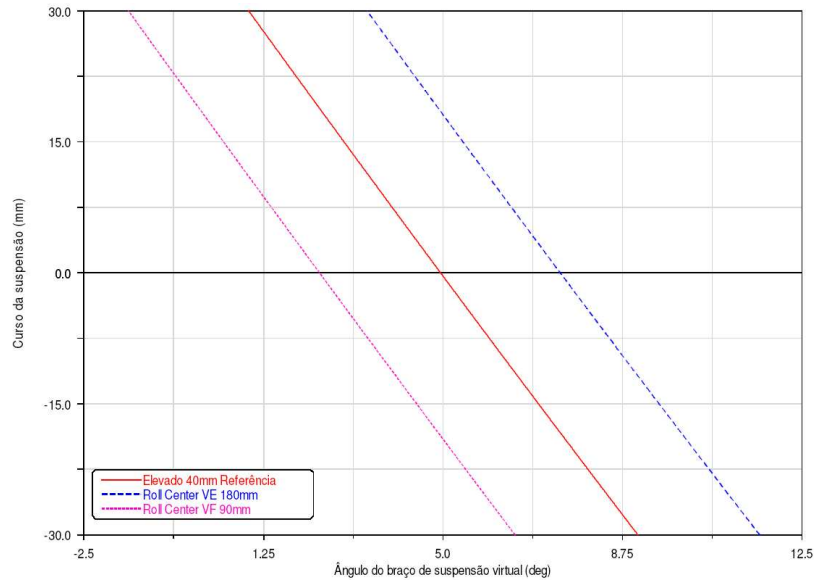


Figura 4. 51 - Gráfico do ângulo do braço oscilante no estudo da variação da altura do centro de rolagem.

Verificados as condições elastocinemáticas das versões com variação na altura do centro de rolagem passamos para a verificação de seu comportamento dinâmico, seguindo a metodologia e avaliando seu comportamento em estado estacionário primeiro.

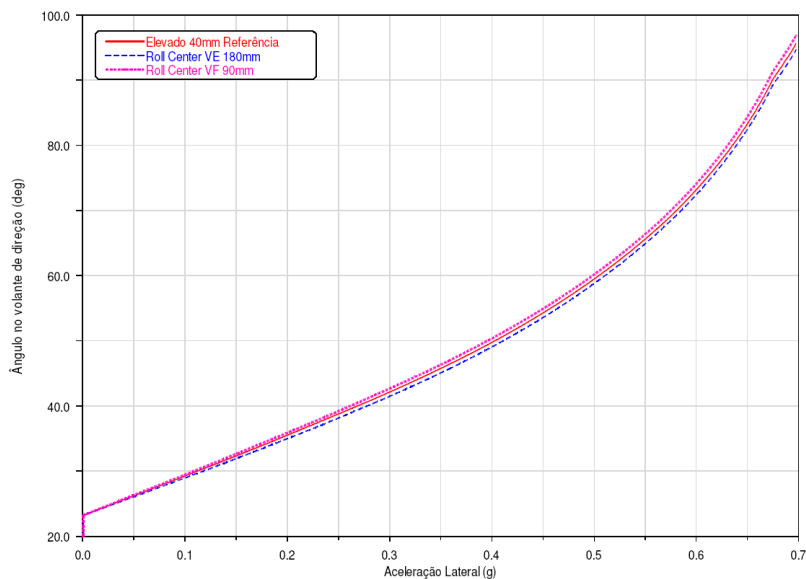


Figura 4. 52 - Gráfico da aceleração lateral no estudo da variação da altura do centro de rolagem.

Tabela 4. 26 - Resultados da métrica de gradiente de subesterço no estudo da variação da altura do centro de rolagem.

Métricas para Estado Estacionário	Elevado Ref	VE	VF
Gradiente de Subesterço [°/g]	71.18	70.29	72.66

A alteração no centro de rolagem dianteira tem influência no gradiente de subesterço, verificado no gráfico da figura 4.52 e detalhado na tabela 4.26, pois altera a transferência de peso entre eixo dianteiro e traseiro com a modificação da inclinação do eixo de rolagem do veículo.

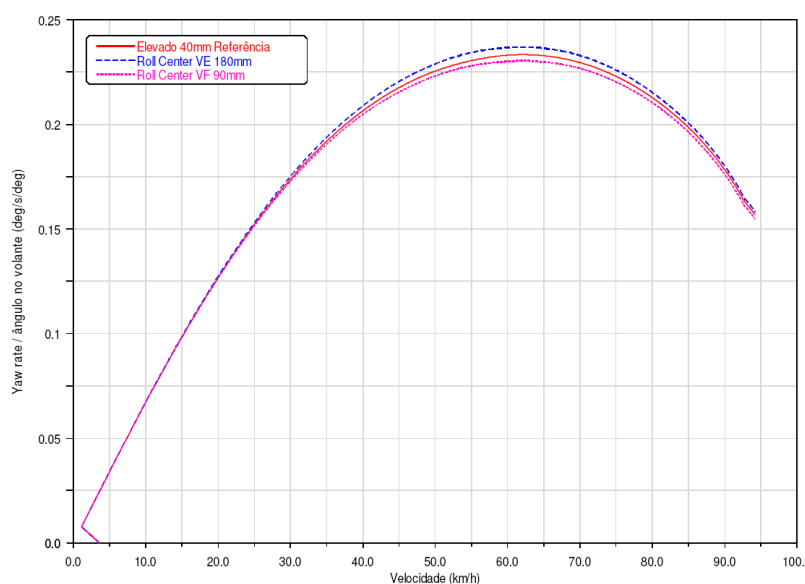


Figura 4. 53 - Gráfico de Ganho de velocidade de guinada no estudo da variação da altura do centro de rolagem.

Na figura 4.53 podemos avaliar a influência da altura do centro de rolagem no comportamento de dirigibilidade, onde de forma discreta (pequena) notamos que de acordo com que abaixamos o centro de rolagem do eixo dianteiro sem alterar o centro de rolagem do eixo traseiro aumentamos a tendência do veículo como subesterçante.

Tabela 4. 27 - Resultado das métricas para velocidade de guinada no estudo da variação da altura do centro de rolagem.

Métricas para Estado Estacionário	Elevado Ref	VE	VF
Ganho de velocidade de guinada [°/s/°]	0.233	0.237	0.230
Velocidade característica [km/h]	63.2	62.1	61.4

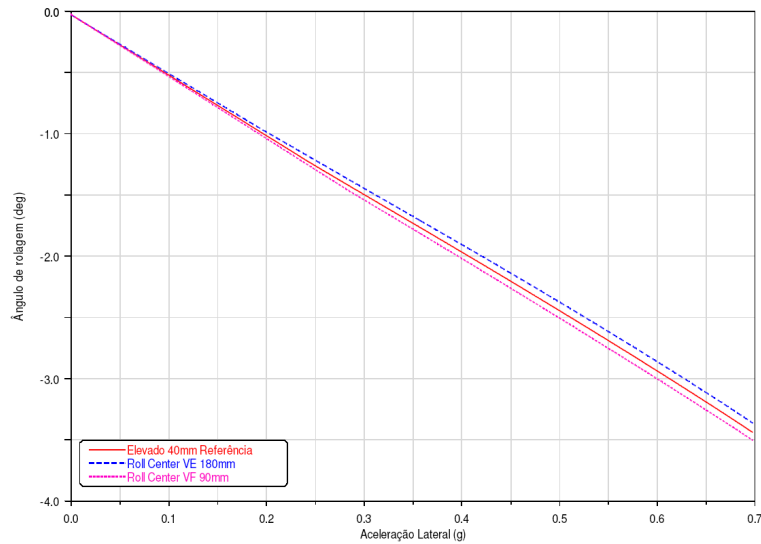


Figura 4. 54 - Gráfico do ângulo de rolagem no estudo da variação da altura do centro de rolagem.

Tabela 4. 28 - Resultados das métricas para ângulo de rolagem e Ângulo de escorregamento no estudo da variação da altura do centro de rolagem.

Métricas para Estado Estacionário	Elevado Ref	VE	VF
Gradiente de rolamento [$^{\circ}/g$]	4.77	4.60	4.90
Gradiente do ângulo de escorregamento [$^{\circ}/g$]	5.46	5.46	5.46
Ângulo de escorregamento em 0,7g [$^{\circ}$]	-3.36	-3.33	-3.38

Conforme o gráfico da figura 4.54, nota-se a alteração no gradiente de rolagem da versão com centro de rolagem dianteiro mais alto (VE), este fato se deve pela alteração do braço de momento entre centro de gravidade da massa suspensa e o eixo de rolagem do veículo, a mesma condição, porém de forma inversa é observada na versão com centro de rolagem mais baixo (VF).

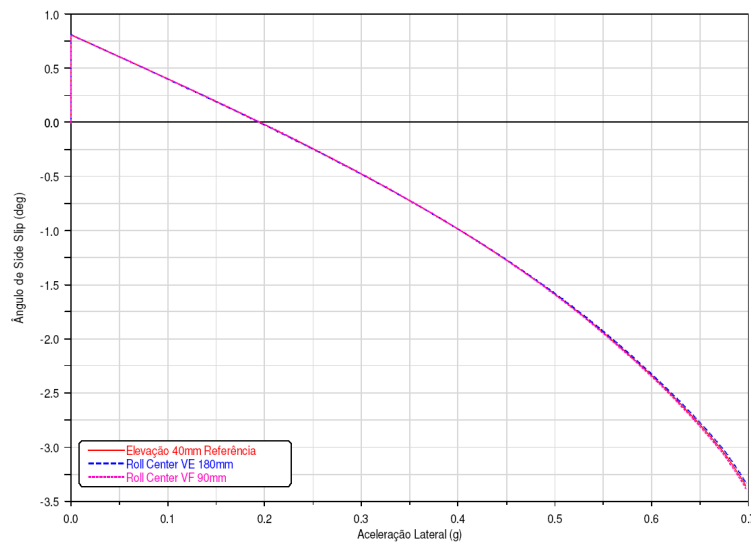




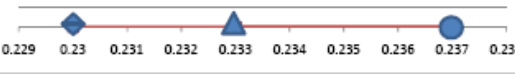


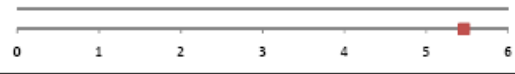



Figura 4. 55 - Gráfico do ângulo de escorregamento no estudo da variação da altura do centro de rolagem.

A alteração no centro de rolagem afeta parâmetros no estado estacionário como gradiente de substerço, velocidade de guinada e gradiente de rolagem.

Tabela 4. 29 - Resultados das métricas para estado estacionário no estudo da variação da altura do centro de rolagem.

Métricas para Estado Estacionário	Elevado Ref	VE	VF	Escala
				
Gradiente de Substerço [°/g]	71.18	70.29	72.66	
Ganho de Velocidade de guinada [°/s/°]	0.233	0.237	0.230	
Velocidade característica [km/h]	63.2	62.1	61.4	
Gradiente de rolamento [°/g]	4.77	4.60	4.90	
Gradiente do ângulo de escorregamento [°/g]	5.46	5.46	5.46	
Ângulo de escorregamento em 0,7g [°]	-3.36	-3.33	-3.38	

A tabela 4.29, resume o comportamento no estado estacionário, onde verificamos que de acordo como abaixamos a altura do centro de rolagem dianteiro o comportamento do veículo passa para menos substerçante além de menor movimento de rolagem.

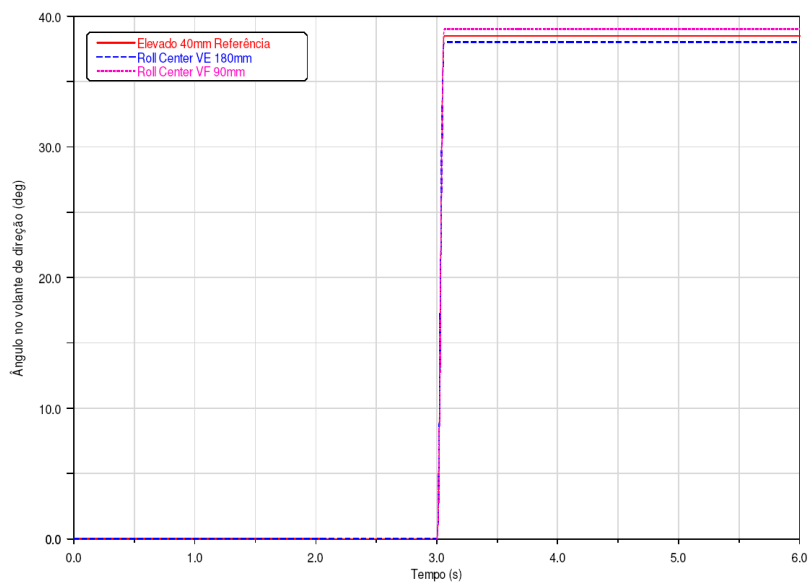


Figura 4. 56 - Gráfico do ângulo no volante de direção no estudo da variação da altura do centro de rolagem.

Como o gradiente de subesterço apresenta uma variação máxima de 3.37% entre a versão com altura do centro de rolagem mais alto para a versão com o centro de rolagem mais baixo, os ângulos de entrada na manobra para estado transitório apresentam pequenas diferenças, visualizado na figura 4.56.

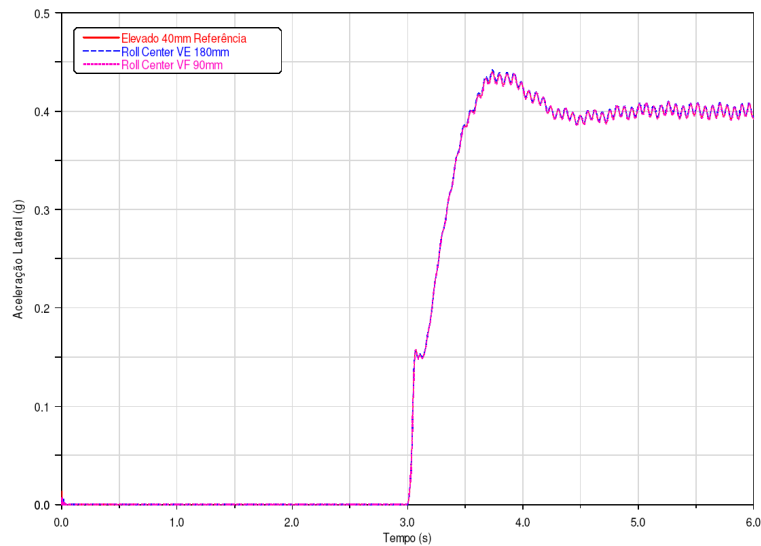


Figura 4. 57 - Gráfico da aceleração lateral no estudo da variação da altura do centro de rolagem.

Notamos que a alteração na altura do centro de rolagem da suspensão dianteira não apresenta influência no tempo de resposta para aceleração lateral, apesar do valor de entrada no volante de direção é diferente para cada versão, com o maior ângulo no volante de direção para o veículo com centro de rolagem dianteiro mais alto.

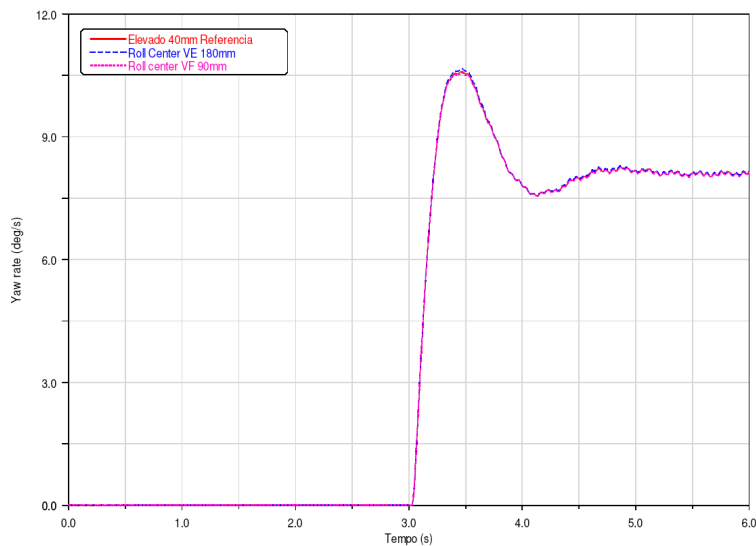


Figura 4. 58 - Gráfico de velocidade de guinada no estudo da variação da altura do centro de rolagem.

Tabela 4. 30 - Resultado para métricas de velocidade de guinada no estudo da variação da altura do centro de rolagem.

Métricas para Estado Transitório (tempo)	Elevado Ref	VE	VF
Tempo de resposta até pico [s]	0.433	0.434	0.436
Tempo de resposta até 90% [s]	0.164	0.164	0.164
Overshoot [%]	29.7	30.4	29.3

Nas métricas relacionadas com a velocidade de guinada no estado transitório não verificamos grandes diferenças, com a maior influência no valor de “overshoot”.

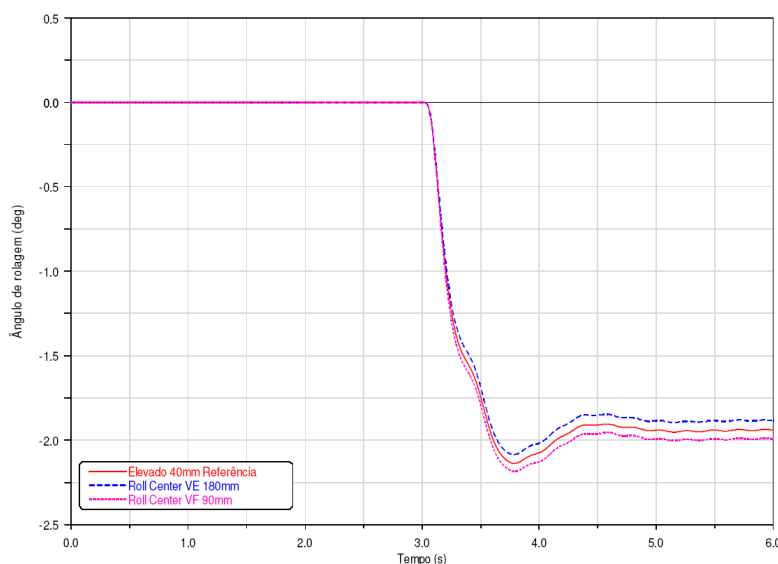


Figura 4. 59 - Gráfico do ângulo de rolagem no estudo da variação da altura do centro de rolagem.

A avaliação do comportamento de rolagem demonstra que a altura do centro de rolagem tem direta ação com o ângulo de rolagem após a estabilização do movimento bem como quanto ao tempo de resposta, a versão com altura do centro de rolagem mais baixo apresenta o maior ângulo e o menor tempo de resposta, fato totalmente relacionado ao maior braço de momento formado entre o eixo de rolagem do veículo e o centro da massa suspensa do veículo.

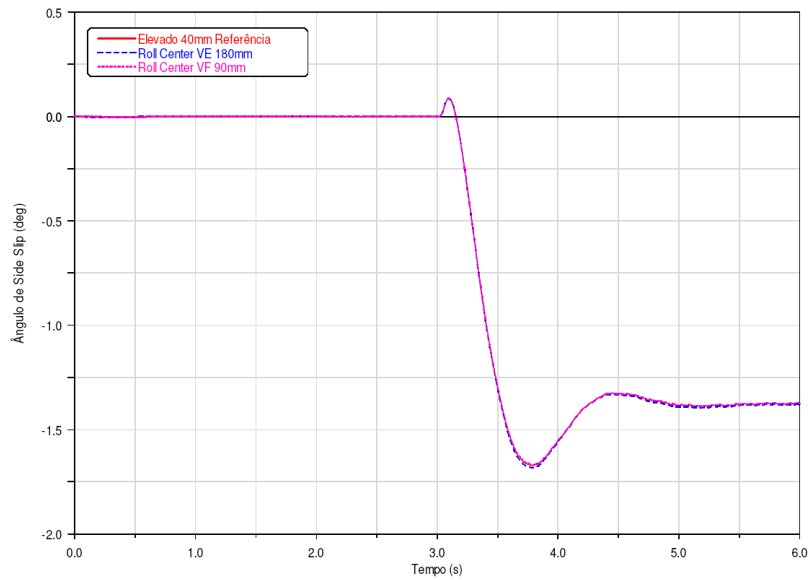


Figura 4. 60 - Gráfico do ângulo de escorregamento no estudo da variação da altura do centro de rolagem.

O ângulo de escorregamento não demonstra influência significativa na alteração da altura do centro de rolagem dianteiro, o ângulo de escorregamento esta relacionado com o gradiente de substerço.

Tabela 4. 31 - Resultados das métricas no estado transitório no estudo da alteração da altura do centro de rolagem.

Métricas para Estado Transitório (tempo)	Elevado Ref	VE	VF	Escala
Tempo de resposta até pico [s]	0.433	0.434	0.436	
Tempo de resposta até 90% [s]	0.164	0.164	0.164	
Overshoot [%]	29.7	30.4	29.3	
Ângulo de rolagem [°]	1.94	1.88	1.99	
Ângulo de escorregamento [°]	-1.38	-1.38	-1.37	

Complementando o estudo do comportamento transitório, utilizamos a manobra de entrada no volante de direção com sinal senoidal e amplitude similar ao ângulo utilizado na manobra de entrada degrau (*Step Steer*), assim verificando a resposta em frequência para aceleração lateral, velocidade de guinada e ângulo de rolagem.

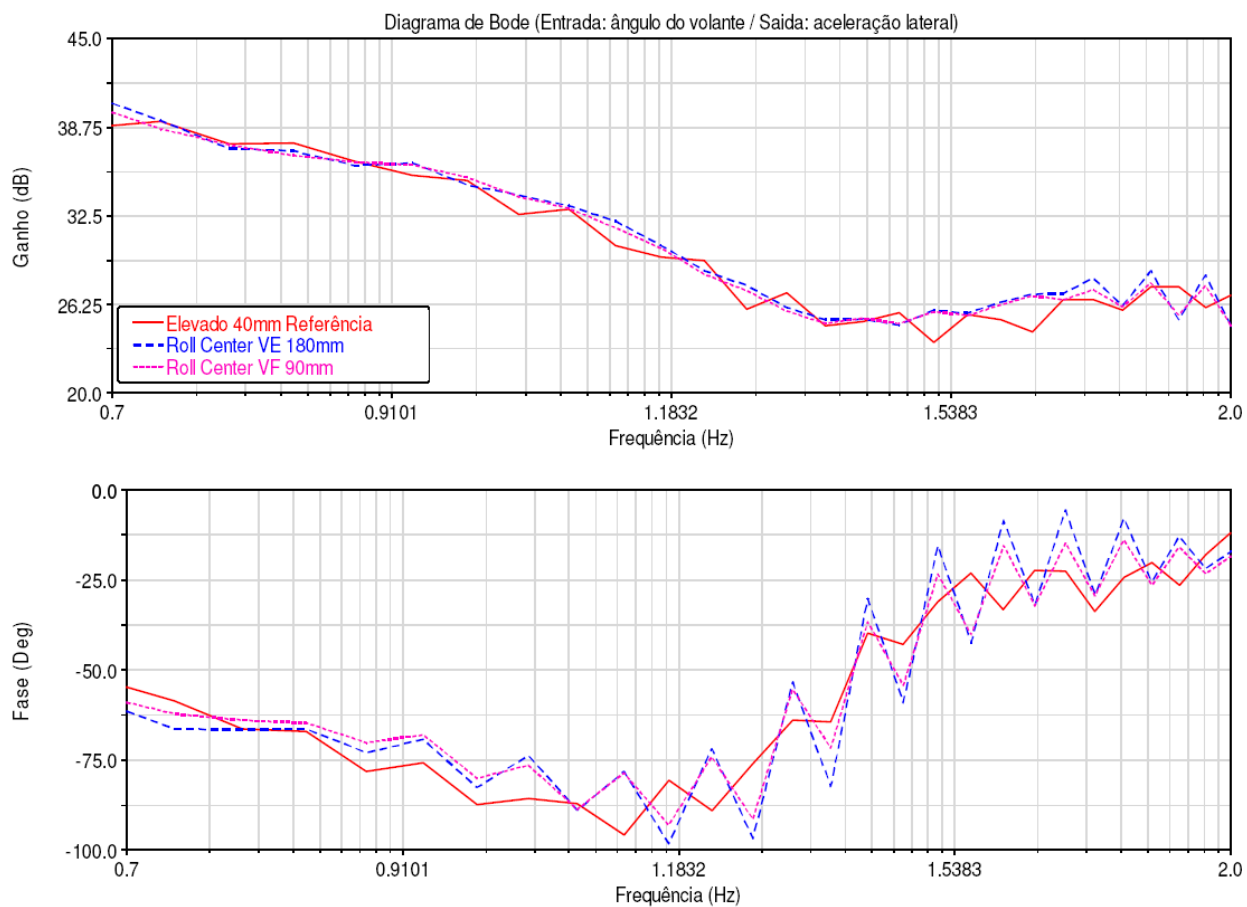


Figura 4. 61 - Gráfico com resposta em frequência de aceleração lateral para o estudo da variação da altura do centro de rolagem.

As duas versões modificadas apresentam para resposta em frequência da aceleração lateral comportamentos próximos e ao mesmo tempo diferentes ao comportamento da versão referência, o que pode demonstrar uma inflexão no comportamento ou seja aumentar a altura do centro de rolagem dianteiro ou abaixar considerando a altura do veículo referência direciona a tendência de comportamento para ligeiramente mais rápido, devido ao ângulo de fase observado no gráfico da figura 4.61.

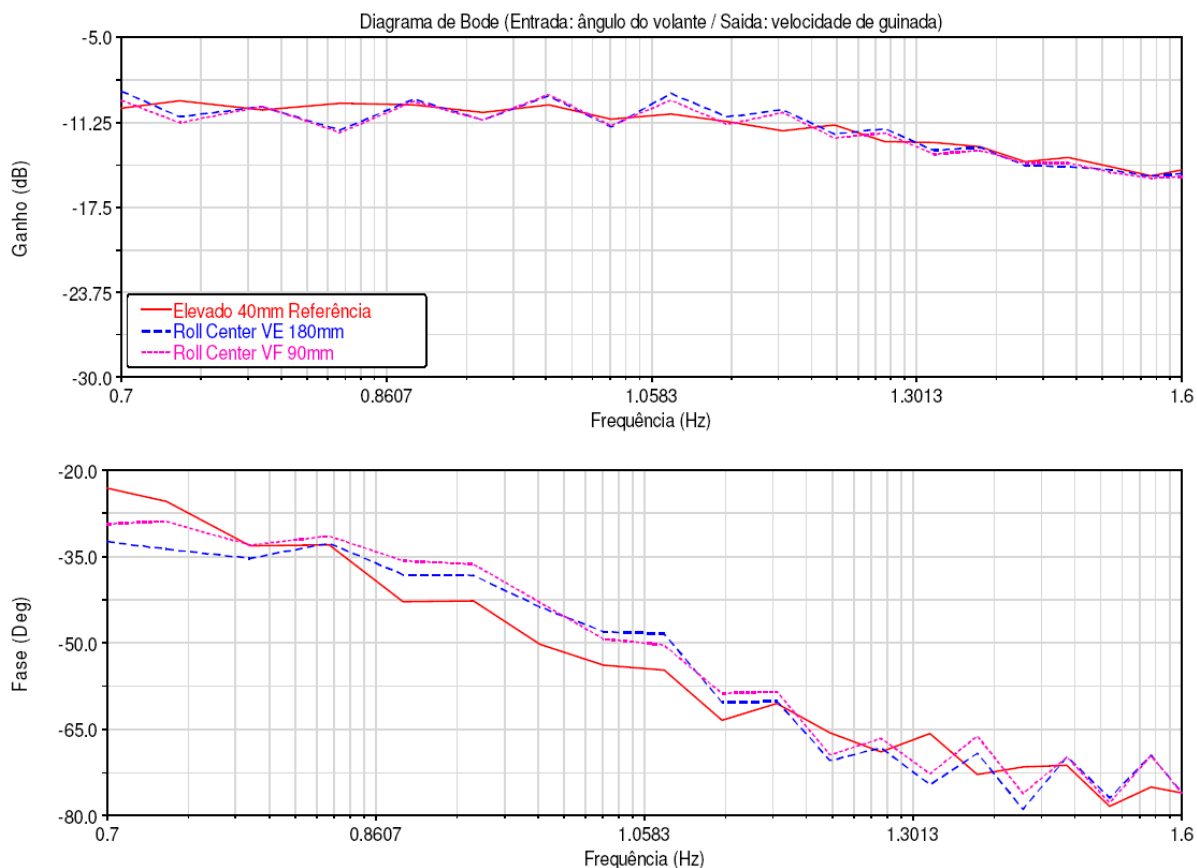


Figura 4. 62 - Gráfico com resposta em frequência de velocidade de guinada para o estudo da variação da altura do centro de rolagem.

O gráfico da figura 4.62, demonstra o mesmo comportamento encontrado na avaliação da resposta em aceleração lateral se repete no comportamento de resposta em velocidade de guinada.

O comportamento em estado estacionário e no estado transitório com resposta em tempo para o ângulo de rolagem, com menor gradiente do ângulo de rolagem e tempo de resposta para a versão com maior altura no centro de rolagem dianteiro, resultados devido ao menor braço de momento formado com o eixo de rolagem nesta condição não se repete no estudo com resposta em frequência pois os dois modelos apresentaram ganho similar ao veículo de referência e ângulo de fase próximo, com os valores oscilando de maior para menor com o aumento da frequência.

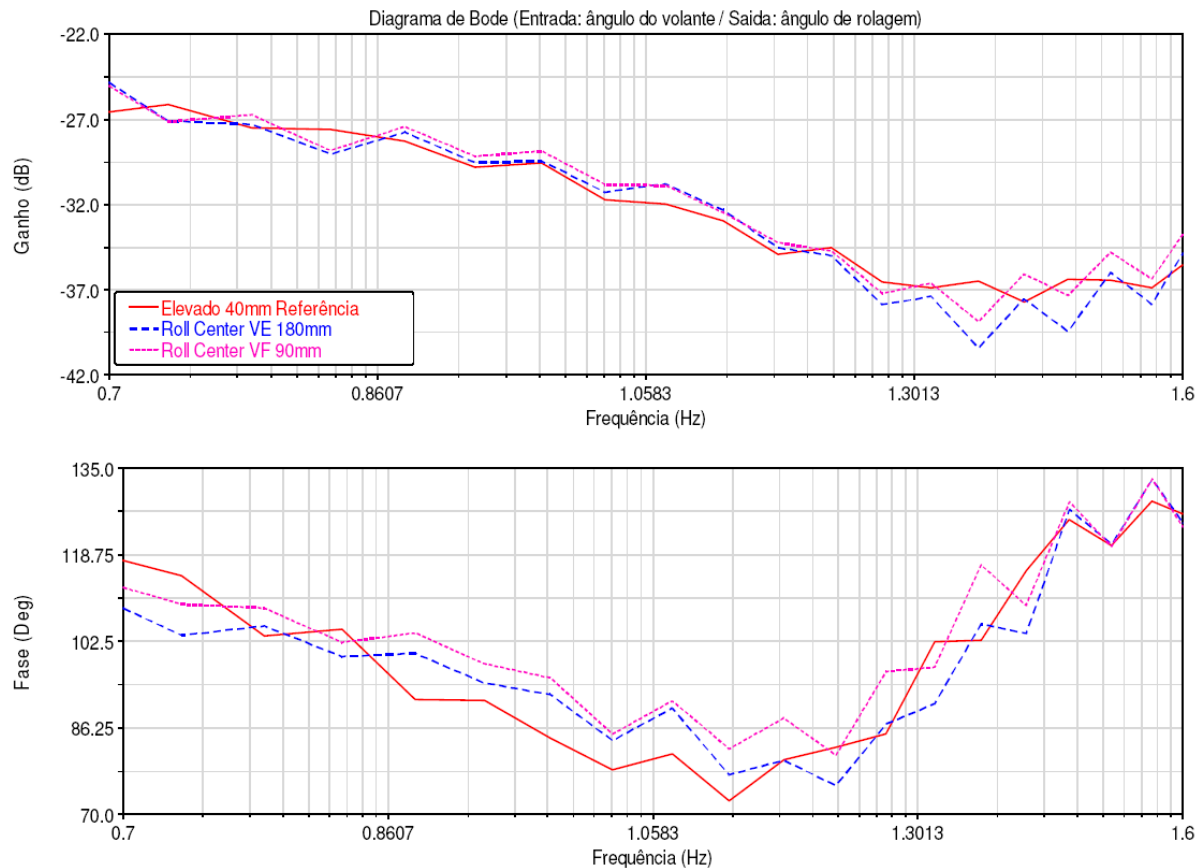


Figura 4. 63 - Gráfico com resposta em frequência de velocidade de guinada para o estudo da variação da altura do centro de rolagem.

4.6 Análise da variação do parâmetro “Rigidez torcional dianteira”

Podemos alterar o valor da rigidez torcional na suspensão dianteira ou alterando a rigidez das molas helicoidais na suspensão esquerda e direita (as molas com rigidez K_s espaçadas em t_s geram o torque T_D , Figura 4.64), mas desta forma comprometendo o conforto nos movimentos verticais, ou podemos alterar o diâmetro da barra estabilizadora afetando somente o comportamento em rolagem do veículo.

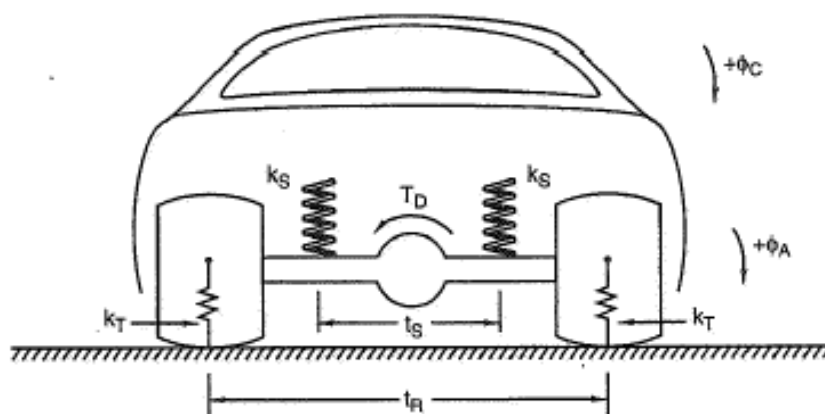


Figura 4. 64 - Rigidez torcional gerada nas molas da suspensão.
Fonte: Milliken e Milliken, 1995, p.698

A opção utilizada neste estudo consiste em alterar o diâmetro da barra estabilizadora dianteira conforme tabela 4.32.

Tabela 4. 32 - Tabela com valores de rigidez em função do diâmetro da barra estabilizadora.

Ø da Barra estabilizadora	Rigidez	
	[N/mm]	[Nmm/°]
17	18.6	11592
20	35.7	22250
23	62.4	38890

A alteração no diâmetro da barra estabilizadora altera somente a rigidez torcional da suspensão dianteira, sem alterações geométricas assim não precisamos verificar parâmetros da elastocinemática.

Conforme o gráfico da figura 4.65, a rigidez torcional dianteira foi alterada de 1282N.m/deg para 892N.m/deg na versão VG com barra estabilizadora com diâmetro 17mm e para 1788N.m/deg para a versão VH com barra estabilizadora com diâmetro 23mm.

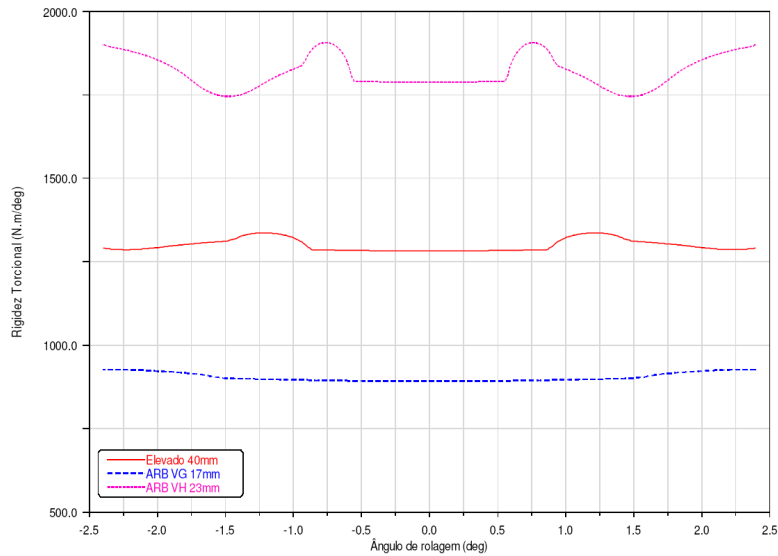


Figura 4. 65 - Gráfico da rigidez torcional com movimento oposto no estudo da variação da rigidez torcional dianteira.

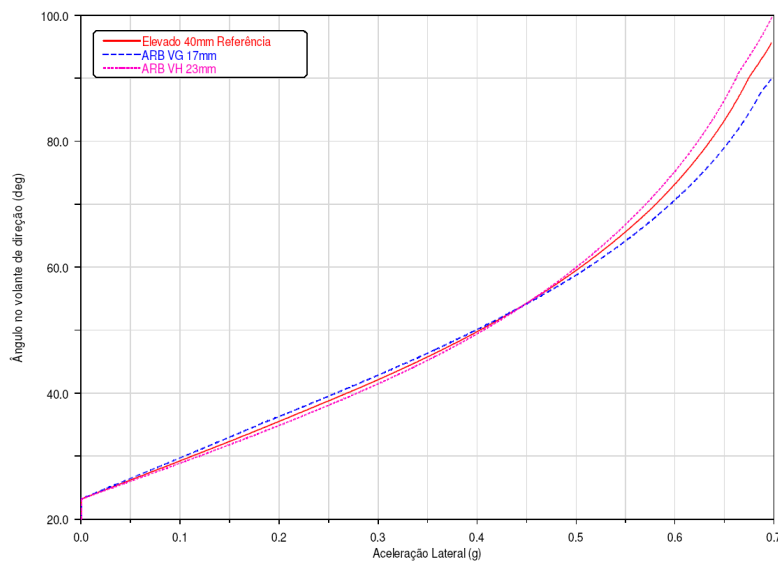


Figura 4. 66 - Gráfico de ângulo no volante x aceleração lateral no estudo da variação da rigidez torcional dianteira.

A rigidez torcional dianteira influencia transferência de carga entre os lados do veículo tem ação na aceleração lateral através da alteração da força normal nos pneus de um lado do veículo, o que pode ser verificado nos valores do gradiente de subesterço, gráfico da figura 4.66.

Tabela 4. 33 - Resultados da métrica gradiente de subesterço no estudo da variação da rigidez torcional dianteira.

Métricas para Estado Estacionário	Elevado Ref	VG	VH
Gradiente de Subesterço [°/g]	71.18	69.70	72.86

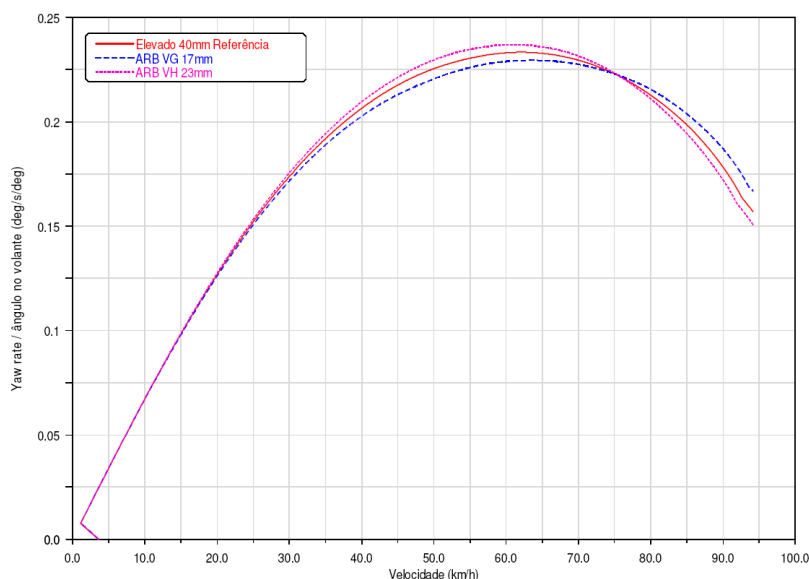


Figura 4. 67 - Gráfico de Ganho de velocidade de guinada no estudo da variação da rigidez torcional dianteira.

Nota-se uma influência no ganho de velocidade de guinada, inclusive com efeito na velocidade característica. A versão com maior rigidez torcional dianteira apresenta velocidade característica menor o que direciona uma característica mais esportiva de dirigibilidade. Com a redução da rigidez torcional notamos a tendência de característica mais subesterçante , apesar do gradiente de subesterço menor nesta versão.

Tabela 4. 34 - Resultados nas métricas de velocidade de guinada no estudo da variação da rigidez torcional dianteira.

Métricas para Estado Estacionário	Elevado Ref	VG	VH
Ganho de velocidade de guinada [$^{\circ}/s/^{\circ}$]	0.233	0.230	0.237
Velocidade característica [km/h]	63.2	63.8	61.6

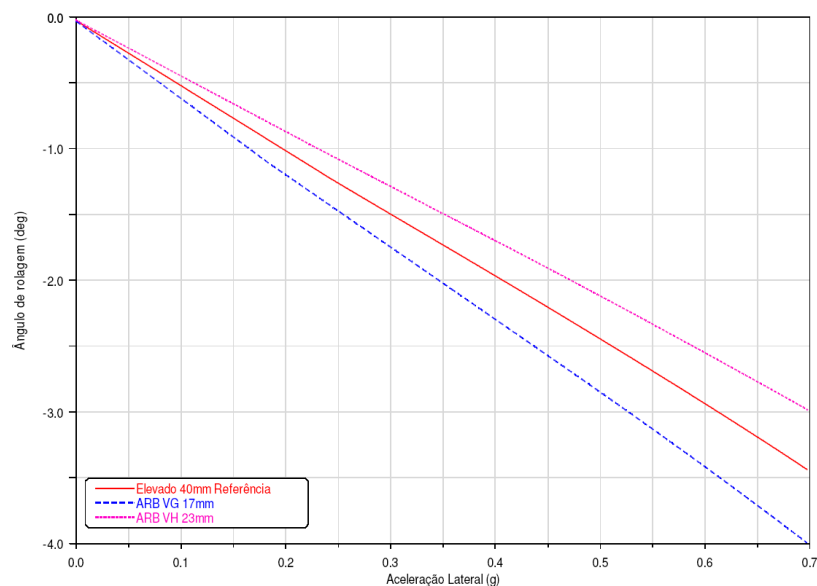


Figura 4. 68 - Gráfico do ângulo de rolagem no estudo da variação da rigidez torcional dianteira.

Métricas para Estado Estacionário	Elevado Ref	VG	VH
Gradiente de rolamento (Roll angle grad) [°/g]	4.77	5.49	4.05

Tabela 5. 1 - Resultados da métrica do ângulo de rolagem no estudo da variação da rigidez torcional dianteira.

O gradiente do ângulo de rolagem demonstra o maior influência no veículo com a variação da rigidez torcional dianteira, a diferença atinge um valor significativo de 15% de aumento com a redução da rigidez e redução em 15% para o aumento da rigidez.

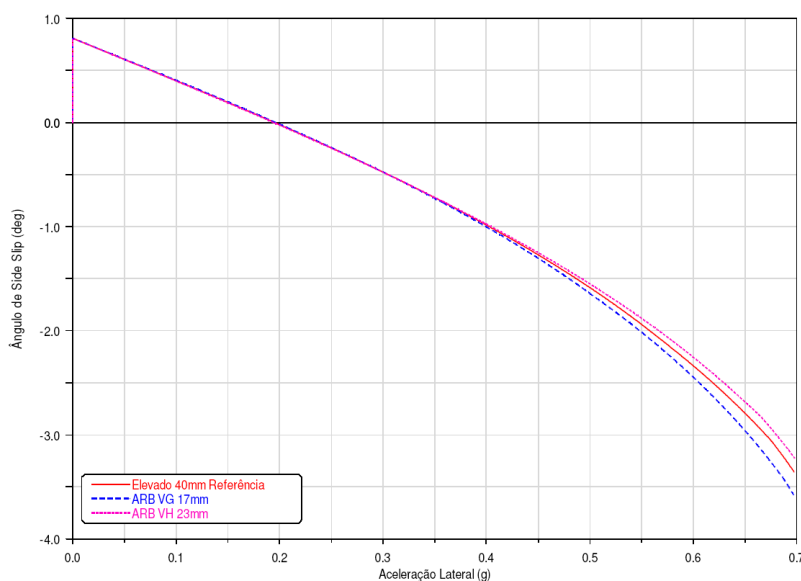





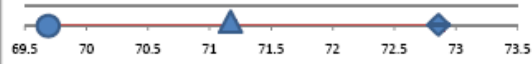

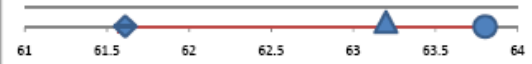
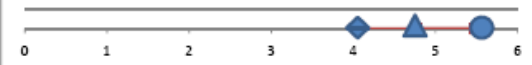
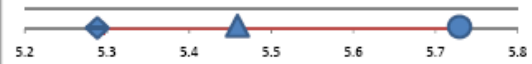
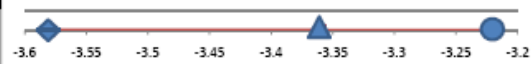
Figura 4. 69 - Gráfico do ângulo de escorregamento no estudo da variação da rigidez torcional dianteira.

Tabela 4. 35 - Resultados das métricas do ângulo de escorregamento no estudo da variação da rigidez torcional dianteira.

Métricas para Estado Estacionário	Elevado Ref	VG	VH
Gradiente de ângulo de escorregamento [°/g]	5.46	5.73	5.29
Ângulo de escorregamento em 0,7g [°]	-3.36	-3.58	-3.22

O ângulo de escorregamento e seu gradiente têm comportamento similar ao apresentado pelo ângulo de rolagem, notamos que na versão com menor rigidez torcional dianteira em situações com aceleração lateral superior a 0.4g o valor do ângulo de escorregamento aumenta em proporções maiores o que evidencia o limite de desempenho da versão.

Tabela 4. 36 - Resultados das métricas em estado estacionário no estudo da variação da rigidez torcional dianteira.

Métricas para Estado Estacionário	Elevado Ref	VG	VH	Escala
				
Gradiente de Subesterço [°/g]	71.18	69.7	72.86	
Ganho de Velocidade de guinada [°/s ²]	0.233	0.230	0.237	
Velocidade característica [km/h]	63.2	63.8	61.6	
Gradiente de rolamento [°/g]	4.77	5.49	4.05	
Gradiente do ângulo de escorregamento [°/g]	5.46	5.73	5.29	
Ângulo de escorregamento em 0,7g [°]	-3.36	-3.58	-3.22	

A rigidez torcional dianteira apresenta impactos nos resultados em estado estacionário desde gradiente de subesterço, velocidade de guinada, ângulo de rolagem e até ângulo de escorregamento.

Devido à simplicidade de implementação, a alteração de rigidez torcional é uma ferramenta adequada para ajuste de comportamento de dirigibilidade de um veículo no estado estacionário, entretanto precisamos avaliar seus efeitos no estado transitório.

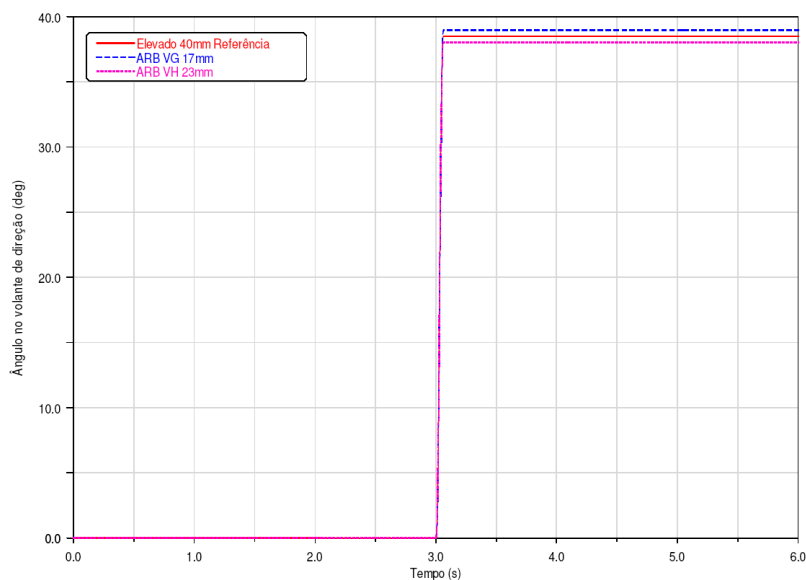


Figura 4. 70 - Gráfico do ângulo no volante de direção no estudo da variação da rigidez torcional dianteira.

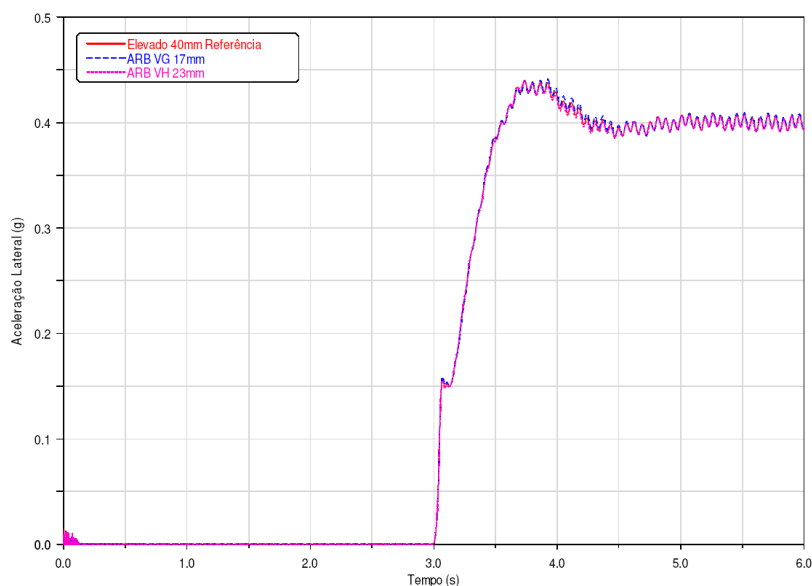


Figura 4. 71 - Gráfico da aceleração lateral no estudo da variação da rigidez torcional dianteira.

Os ângulos de volante utilizados na manobra para estado transitório é verificada no gráfico da figura 4.70, e o resultado de aceleração lateral é imediatamente obtido no gráfico da figura 4.71. A rigidez torcional dianteira somente afeta no tempo de resposta em aceleração lateral quando alterada em valores superiores a 50%.

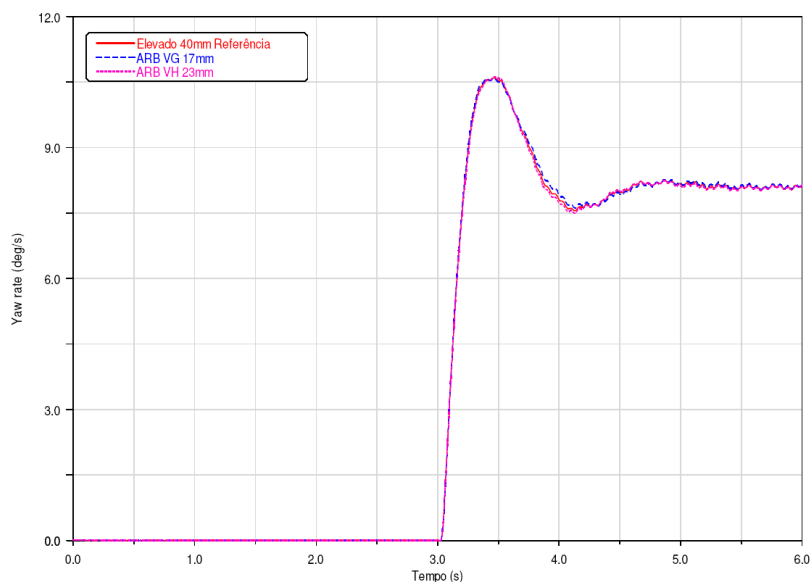


Figura 4. 72 - Gráfico de velocidade de guinada no estudo da variação da rigidez torcional dianteira.

Tabela 4. 37 - Resultado das métricas de velocidade de guinada no estudo da variação da rigidez torcional.

Métricas para Estado Transitório (tempo)	Elevado Ref	VG	VH
Tempo de resposta até pico [s]	0.433	0.432	0.435
Tempo de resposta até 90% [s]	0.164	0.163	0.166
Overshoot [%]	29.7	29.2	30.6

A versão com maior rigidez torcional dianteira (VH) demonstra uma tendência para um tempo de resposta maior o que se traduz em comportamento de dirigibilidade melhor.

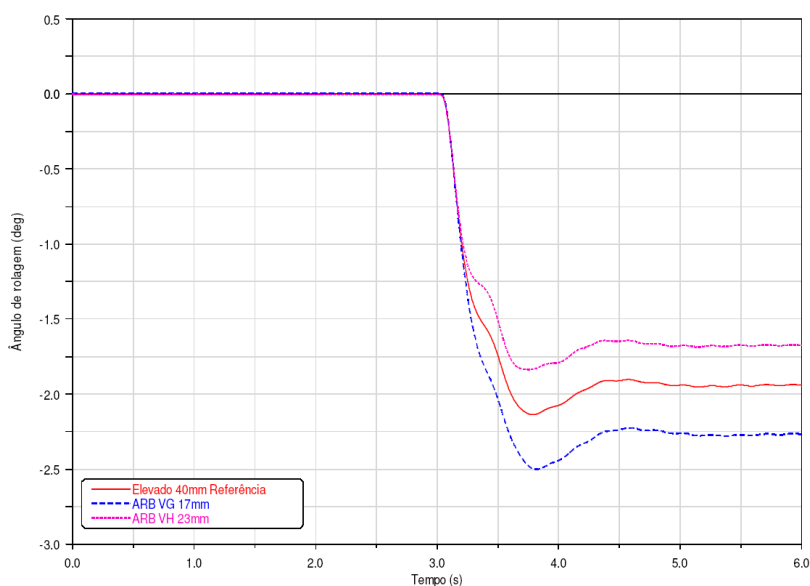


Figura 4. 73 - Gráfico do ângulo de rolagem no estudo da variação da rigidez torcional dianteira.

Tabela 4. 38 - Resultado para ângulo de rolagem no estudo da variação da rigidez torcional.

Métricas para Estado Transitório (tempo)	Elevado Ref	VG	VH
Ângulo de rolagem no estado estacionário [°]	1.94	2.26	1.68

O tempo de resposta no ângulo de rolagem não é alterado de forma significativa, o mesmo ocorrendo com o valor de “*overshoot*”, porém os valores de pico e estado estacionário são respectivamente 16.8% e 16.4% maiores na versão com menor rigidez (VG) que a versão elevada referência. A versão com maior rigidez (VH) apresenta valor em estado estacionário 13.4% menor que o apresentado pela versão elevada referência.

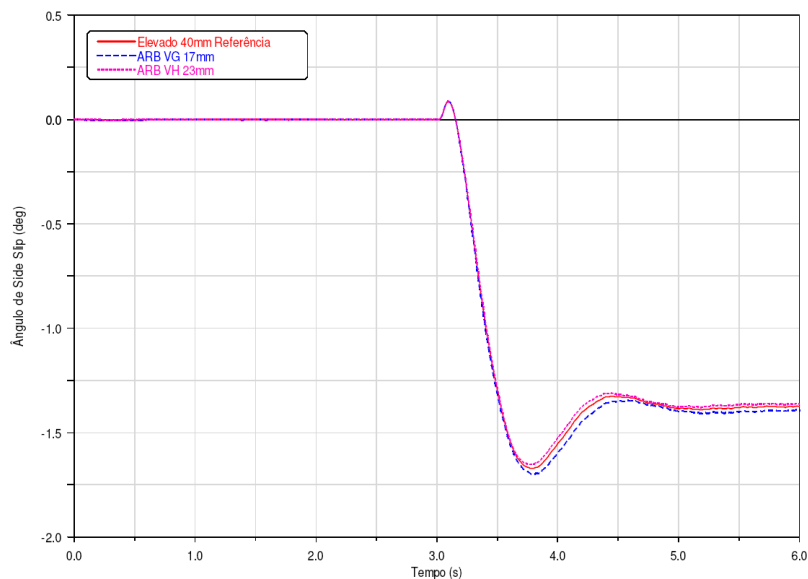


Figura 4. 74 - Gráfico do ângulo de escorregamento no estudo da variação da rigidez torcional dianteira.

Tabela 4. 39 - Resultado da métrica para ângulo de escorregamento no estudo da variação rigidez torcional.

Métricas para Estado Transitório (tempo)	Elevado Ref	VG	VH
Side Slip no estado estacionário [°]	-1.38	-1.41	-1.37

As métricas de tempo relacionadas com o ângulo de escorregamento demonstram um comportamento mais rápido para o veículo com menor rigidez torcional além de um tempo maior para estabilização do movimento.

Tabela 4. 40 - Resumo das métricas do estado transitório no estudo da variação da rigidez torcional dianteira.

Métricas para Estado Transitório (tempo)	Elevado Ref	VG	VH
Tempo de resposta até pico [s]	0.433	0.432	0.435
Tempo de resposta até 90% [s]	0.164	0.163	0.166
Overshoot [%]	29.7	29.2	30.6
Ângulo de rolagem [°]	1.94	2.26	1.68
Ângulo de escorregamento [°]	-1.38	-1.41	-1.37

Escala

Os resultados para estado transitório com resposta no tempo para a avaliação da variação de rigidez torcional dianteira demonstram da mesma forma que para o estado estacionário que é um parâmetro adequado para ajustes de comportamento, pois além de aumentar os resultados dos gradientes para veículo subesterçante também direciona para tempos de resposta mais lentos.

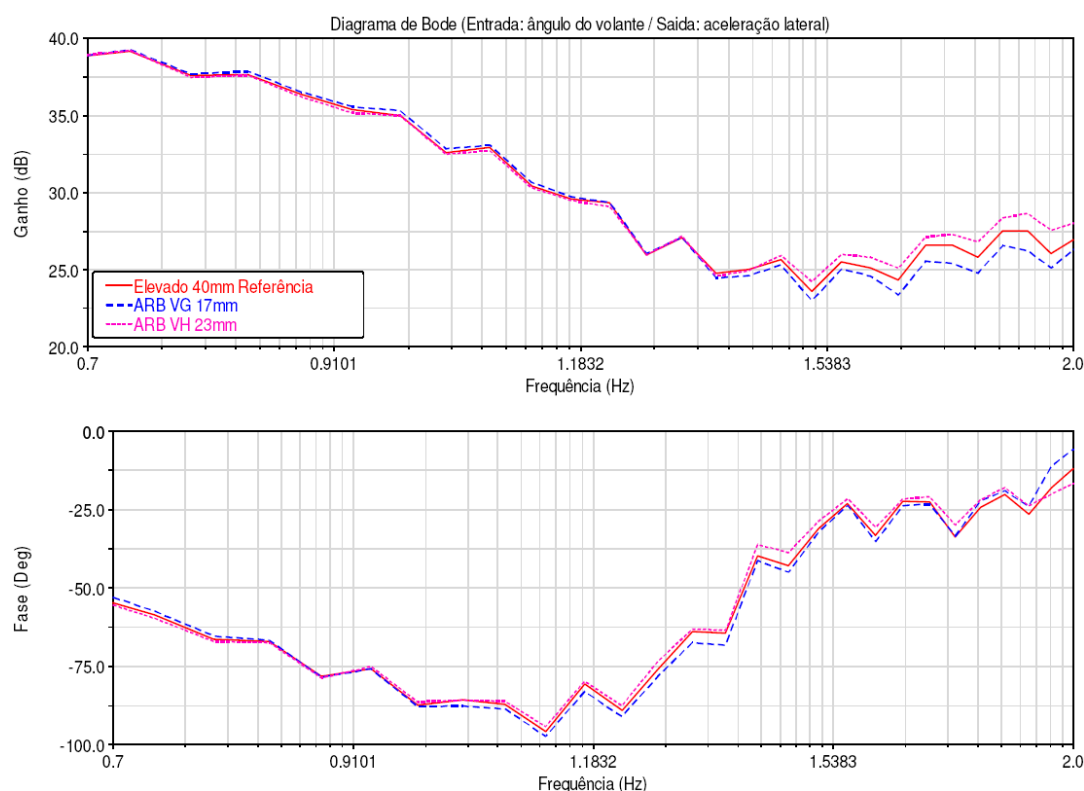


Figura 4. 75 - Gráfico de resposta em frequência para aceleração lateral no estudo de variação de rigidez torcional dianteira.

Os valores de ganho e fase para a versão com maior rigidez (VH) são ligeiramente maiores, o que direciona resposta em aceleração lateral mais lenta, porém com maior amplitude. Na figura 4.76, verificamos que as diferenças relativas à resposta em frequência para ângulo de rolagem, principal resultado afetado pelo parâmetro em estudo.

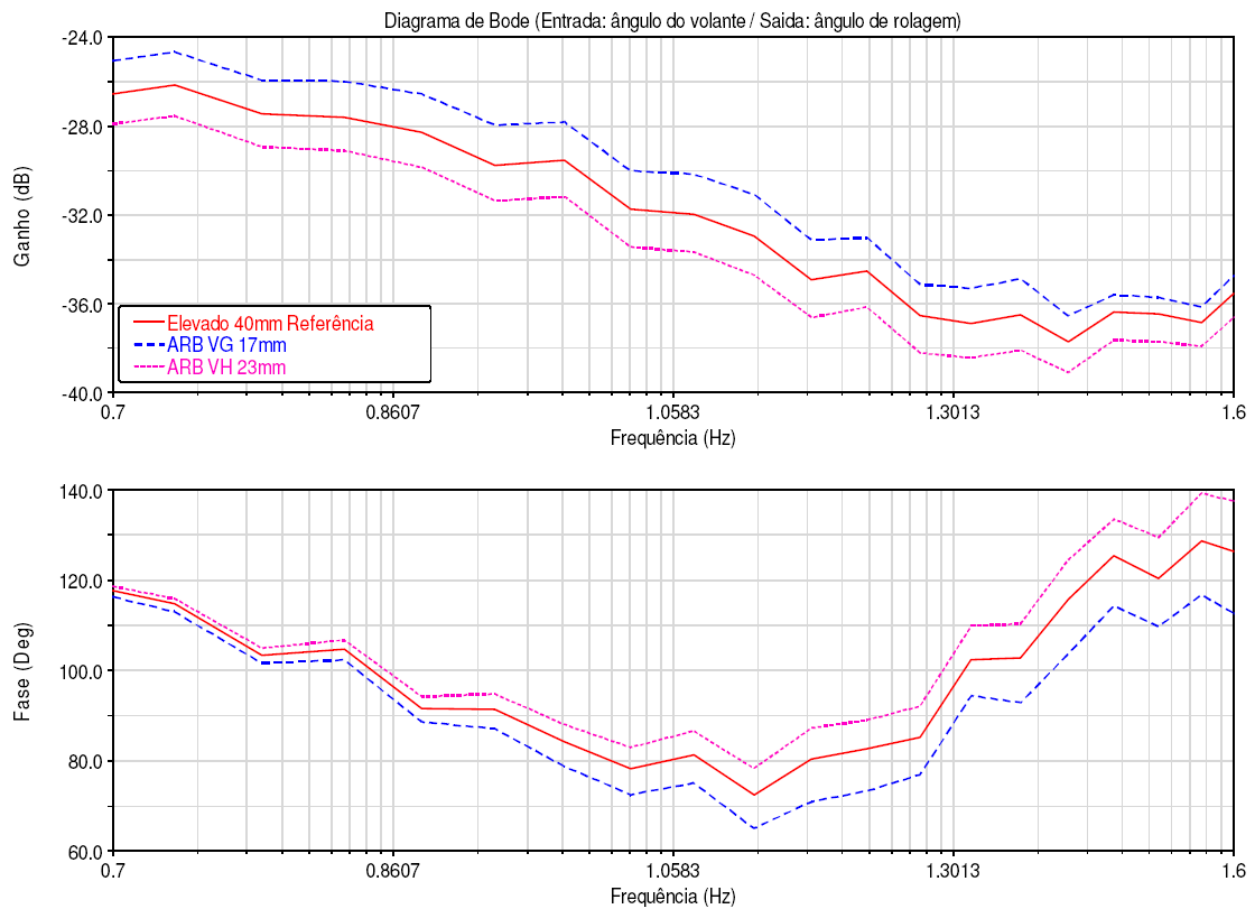


Figura 4. 76 - Gráfico de resposta em frequência para ângulo de rolagem no estudo de variação de rigidez torcional dianteira.

As métricas utilizadas para avaliação no estado estacionário e no estado transitório demonstram grande influência no comportamento alterando-se a rigidez torcional dianteira transformando este parâmetro da suspensão como um componente de ajuste de comportamento.

4.7 Análise da variação do parâmetro “Taxa de variação de convergência dianteira”

O ângulo de esterçamento induzido por rolagem, “*Roll steer*”, possui relação direta com o posicionamento do terminal de direção externo. O esterçamento induzido afeta diretamente o ângulo de escorregamento (α_f , α_r) do pneu, alterando a força lateral (F_y).

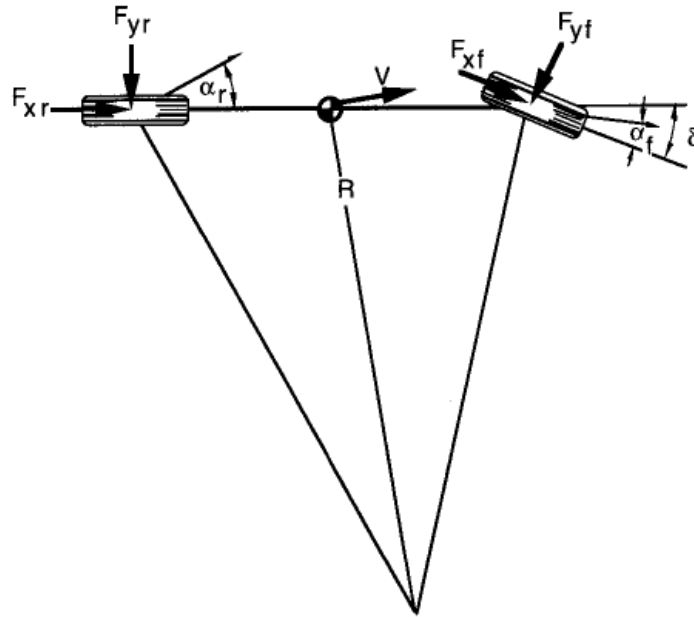


Figura 4. 77 - Modelo em curva com ângulos de escorregamento dos pneus.
Fonte: Thomas Gillespie, 1992.

Na figura 4.78 verificamos a alteração geométrica necessária para modificar a taxa de variação de convergência, a qual consiste em reposicionar o terminal de direção externo principalmente na coordenada Z. Conforme detalhado nos capítulos 4.3 e 4.4, onde também alteramos as coordenadas do terminal externo de direção nos quais ora modificamos o ângulo de da geometria de Ackerman ou ora modificamos a relação total de direção neste caso vamos focar a modificação no comportamento da taxa de variação de convergência. O mesmo critério de ajuste para isolar o parâmetro foi aplicado determinando as novas coordenadas apresentadas na tabela 4.41.

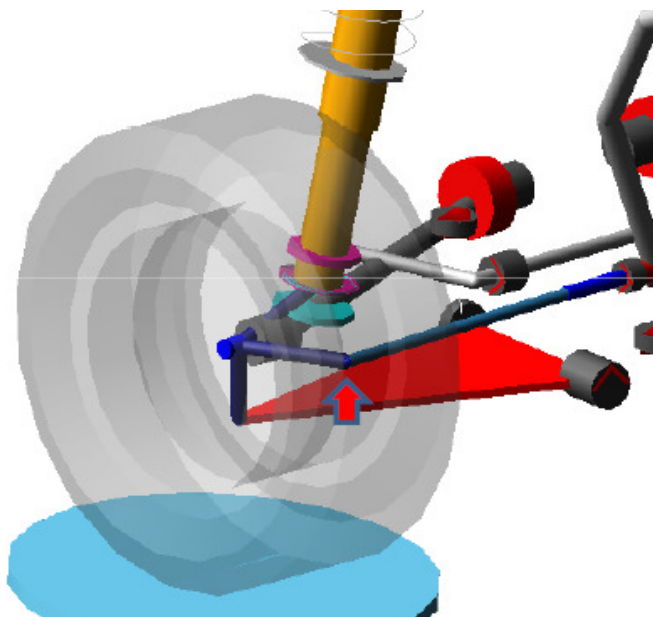


Figura 4. 78 - Alteração na coordenada Z do terminal de direção externo.

Tabela 4. 41 - Tabela com as coordenadas do terminal externo de direção no estudo de variação da taxa de convergência.

Tabela com dados do modelo				
Versão	Coordenadas do Hardpoint			Ride Steer
	X	Y	Z	
Elevado 40mm Referência	91.5	±652.5	-16	0.008
Toe Gain VL (Baixo)	91.5	±653.9	-23	0.001
Toe Gain VM (Alto)	91.5	±650.8	-8	0.017

Utilizando análise com movimento paralelo verificamos a taxa de variação de convergência nas versões propostas e comparamos com a referência, lembramos que o parâmetro com grande modificação na versão elevada sem modificações foi exatamente este, assim um estudo para o conhecimento do comportamento da tendência é essencial. Este parâmetro é influenciado pelo posicionamento da caixa de direção, terminal interno do sistema de direção, comprimento dos braços oscilantes e braços de direção. Porém o ajuste fino é possível somente alterando-se o terminal externo do sistema de direção.

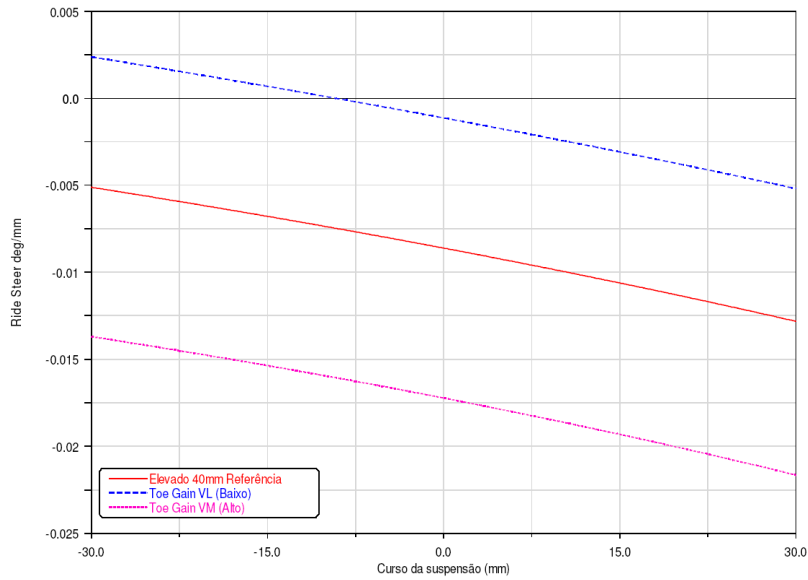


Figura 4. 79 - Gráfico da taxa de variação do ângulo de convergência no estudo da variação da taxa de convergência.

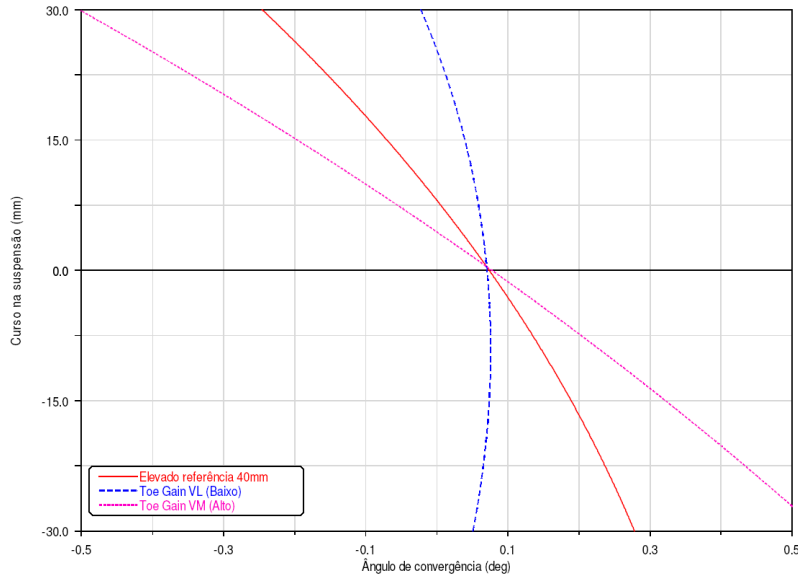


Figura 4. 80 - Gráfico do ângulo de convergência em movimento paralelo no estudo da variação da taxa de convergência.

No estudo de elastocinemática, figuras 4.79 e 4.80, verificamos que a movimentação vertical da coordenada do terminal externo de direção afeta diretamente a taxa de variação de convergência, onde na versão VL é encontrado um valor baixo de variação da convergência e na versão VM verificamos um valor de variação alto, este que não é recomendado para utilização devido a possíveis problemas de estabilidade direcional em retas longas com ondulação, pois com a variação de convergência com o movimento vertical da suspensão o veículo pode apresentar tendências direcionais.

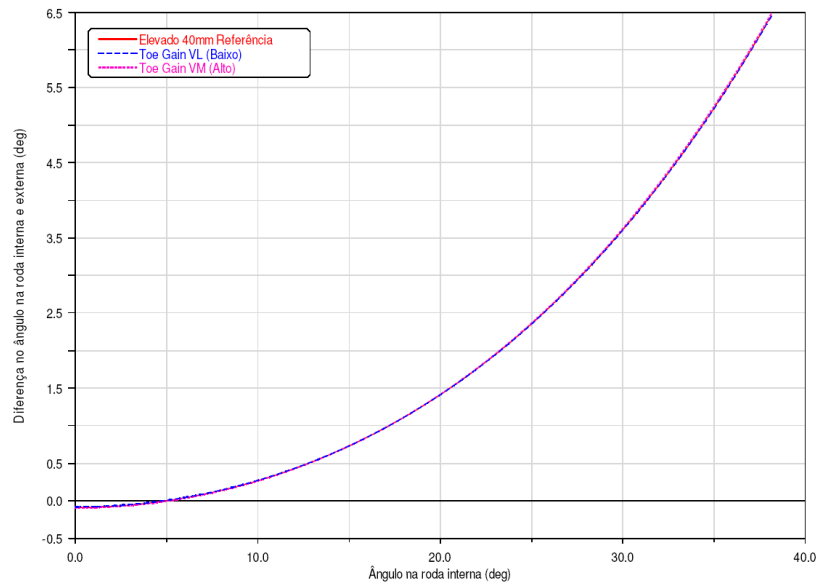


Figura 4. 81 - Gráfico com o ângulo de Ackerman para as versões do estudo da variação da taxa de convergência.

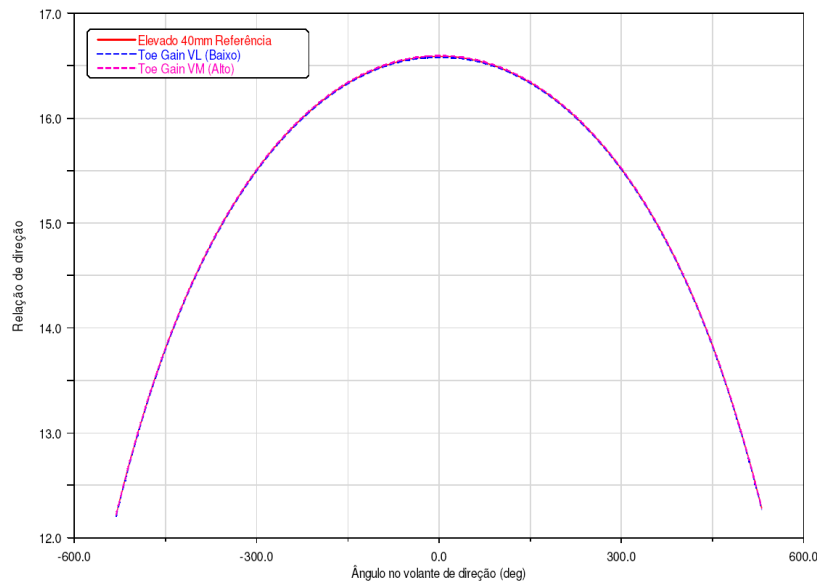


Figura 4. 82 - Gráfico da relação de direção para as versões do estudo da variação da taxa de convergência.

Nas figuras 4.81 e 4.82 verificamos que a alteração das coordenadas do terminal de direção externo conforme tabela 4.41 garantiu a manutenção da mesma relação de direção e ângulo de Ackerman na geometria de direção.

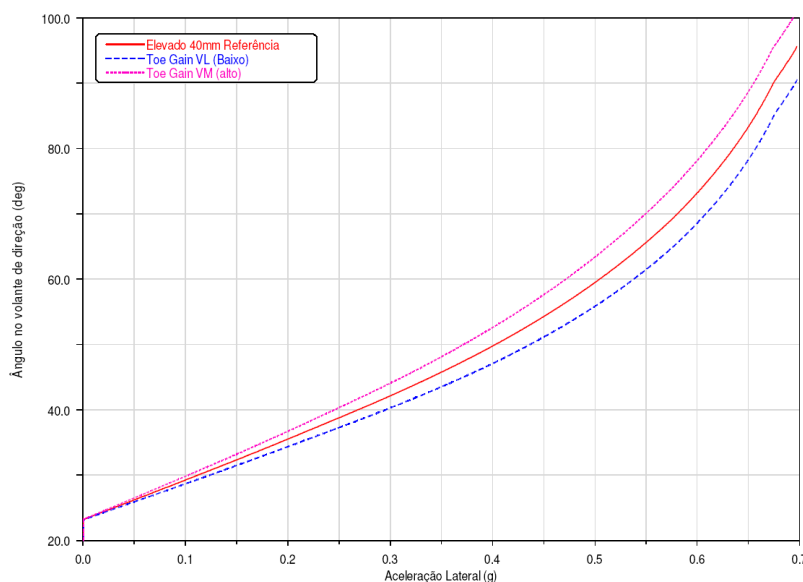


Figura 4. 83 - Gráfico do Ângulo de volante de direção no estudo da variação da taxa de convergência.

Tabela 4. 42 - Resultados da métrica de gradiente de subesterço no estudo da taxa de convergência.

Métricas para Estado Estacionário	Elevado Ref	VL	VM
Gradiente de Subesterço [°/g]	71.18	63.34	79.35

A variação da taxa de convergência apresentou um comportamento no estudo da aceleração lateral em estado estacionário com a maior variação do gradiente de subesterço, verificado no gráfico da figura 4.83 e com um valor 20.17% de diferença entre a versão com maior variação de convergência para a versão com menor variação de convergência. Notamos uma grande redução no gradiente de subesterço na versão com taxa de variação de convergência baixa (VL), com 12.4% de redução em relação ao veículo elevado de referência.

Com valores tão distintos o comportamento de dirigibilidade das versões em estudo pode ser caracterizado o modelo VL como um veículo muito rápido, onde pequeno ângulo no volante resulta em grande aceleração lateral com no caso oposto (VM), um veículo lento exatamente porque precisamos de um ângulo no volante de direção 20% maior para obter a mesma aceleração lateral.

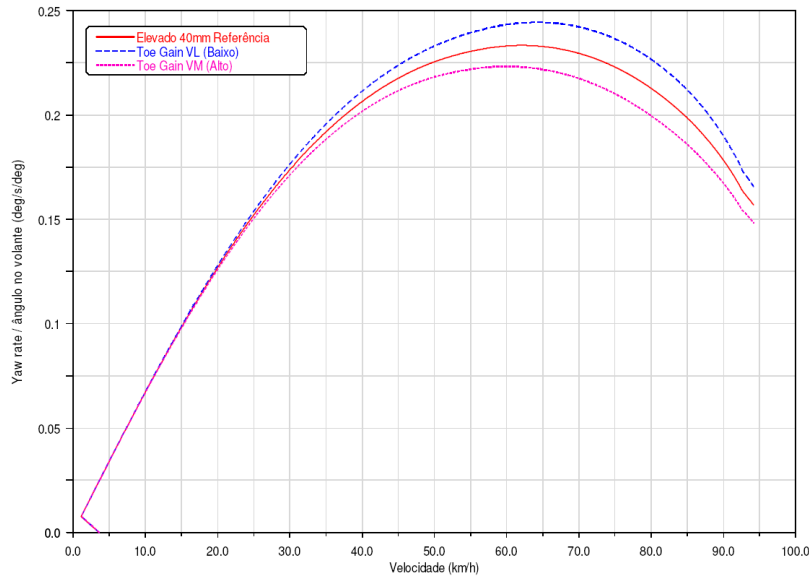


Figura 4. 84 - Gráfico de ganho de velocidade de guinada no estudo da variação da taxa de convergência.

Tabela 4. 43 - Resultados das métricas para ganho de velocidade de guinada no estudo da variação da taxa de convergência.

Métricas para Estado Estacionário	Elevado Ref	VL	VM
Ganho de velocidade de guinada [$^{\circ}/s/^{\circ}$]	0.233	0.244	0.223
Velocidade característica [km/h]	63.2	64.4	60.1

Novamente verificamos a influência do parâmetro “taxa de convergência” com os resultados do gráfico da figura 4.84 e das métricas apresentadas na tabela 4.43, o aumento da taxa de variação de convergência direciona o comportamento do veículo para uma condição de mais subesterçante, reduzindo o ganho de velocidade de guinada e velocidade característica.

Nos gráficos das figuras 4.85 e 4.86, verificamos o comportamento do ângulo de rolagem e ângulo de escorregamento, assim podendo definir seus gradientes. Notamos que este parâmetro não tem influência no estado estacionário com resultados idênticos tanto para as versões com taxa de variação de convergência modificada como para a versão de referência.

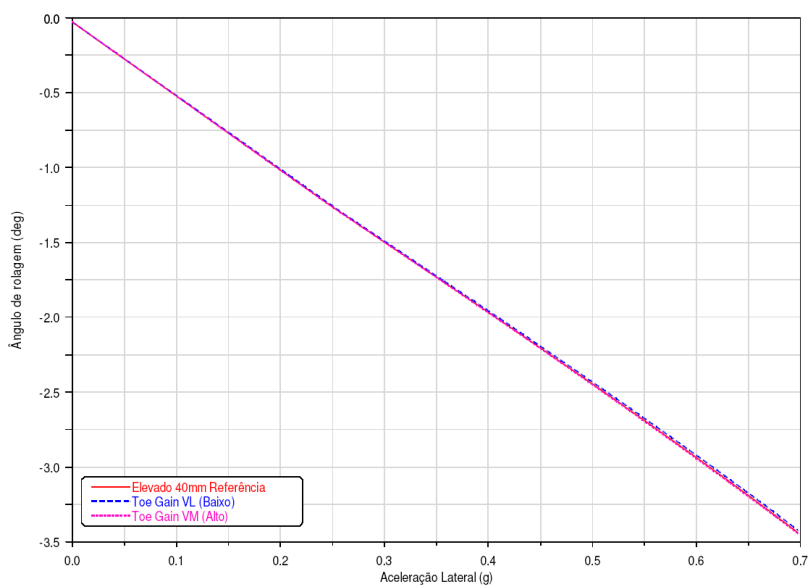


Figura 4. 85 - Gráfico do ângulo de rolagem no estudo da taxa de convergência na suspensão dianteira.

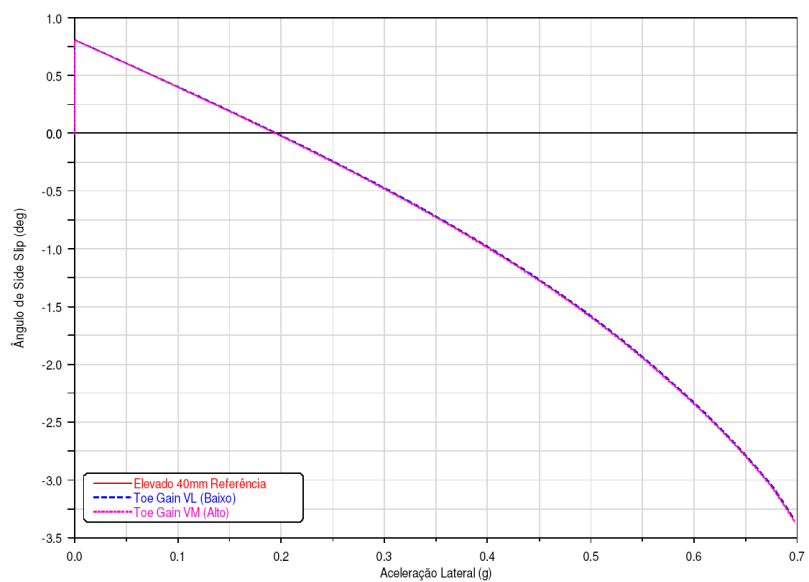


Figura 4. 86 - Gráfico do ângulo de escorregamento no estudo da taxa de convergência na suspensão dianteira.

Tabela 4. 44 - Resultados das métricas para ângulo de rolagem e de escorregamento no estudo de variação da taxa de convergência.

Métricas para Estado Estacionário	Elevado Ref	VL	VM
Gradiente de rolamento [$^{\circ}/g$]	4.77	4.73	4.76
Gradiente do ângulo de escorregamento [$^{\circ}/g$]	5.46	5.45	5.48
Ângulo de escorregamento em 0,7g [$^{\circ}$]	-3.36	-3.34	-3.37

No estudo em estado estacionário notamos que a principal influência do parâmetro taxa de convergência é evidenciado no gradiente de subesterço e ganho de velocidade de guinada, não afetando movimento de rolagem da carroceria.

Tabela 4. 45 - Resultados das métricas para estado estacionário no estudo da variação da taxa de convergência.

Métricas para Estado Estacionário	Elevado Ref	VL	VM	Escala
Gradiente de Subesterço [°/g]	71.18	63.34	79.35	
Ganho de Velocidade de guinada [°/s/°]	0.233	0.244	0.223	
Velocidade característica [km/h]	63.2	64.4	60.1	
Gradiente de rolamento [°/g]	4.77	4.73	4.76	
Gradiente do ângulo de escorregamento [°/g]	5.46	5.45	5.48	
Ângulo de escorregamento em 0,7g [°]	-3.36	-3.34	-3.37	

A taxa de variação de convergência atua diretamente no ângulo de escorregamento dos pneus, principal coeficiente na força lateral gerada pelo pneu, e assim alterando o equilíbrio de forças geradas pelos pneus dianteiros e traseiros.

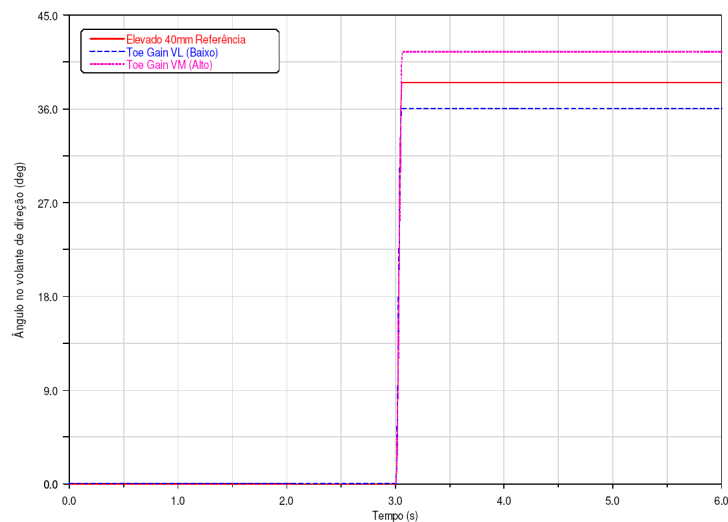


Figura 4. 87 - Gráfico do ângulo de volante no estudo de variação da taxa de convergência.

O comportamento verificado no estudo em estado estacionário fica evidente com o valor necessário para atingir a aceleração lateral padrão (figura 4.88) definido para a análise do estado transitório em cada versão do estudo, apresentado no gráfico da figura 4.87.

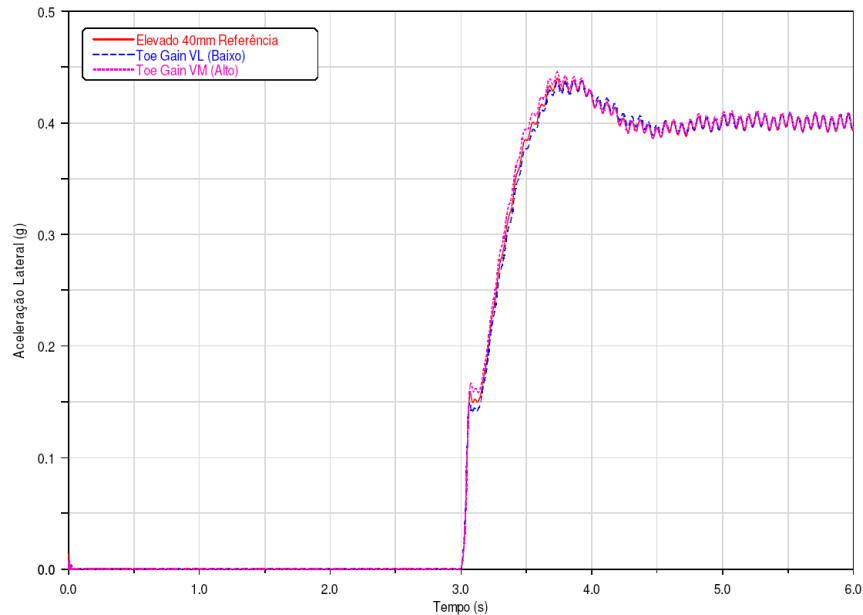


Figura 4. 88 - Gráfico de aceleração lateral no estudo de variação da taxa de convergência dianteira.

O comportamento da aceleração lateral apresentado na figura 4.88 demonstra que a versão com maior taxa de convergência apresenta o menor tempo ate atingir o pico de valor em aceleração lateral, este comportamento entra em conflito com o comportamento em estado estacionário onde a mesma versão exige um ângulo de volante maior, ou seja, comportamento mais subesterçante.

Com o comportamento identificado onde precisamos maiores ângulos no volante de direção, entretanto com reações mais rápidas devido ao menor tempo de resposta, a versão com maior taxa de variação de convergência pode ser considerada insegura.

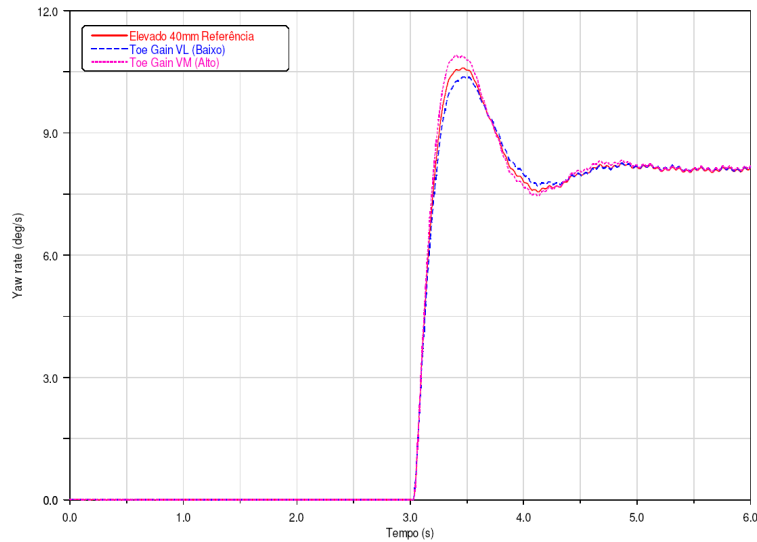


Figura 4. 89 - Gráfico de velocidade de guinada no estudo de variação da taxa de convergência dianteira.

O tempo de resposta para velocidade de guinada segue o mesmo comportamento apresentado pela aceleração lateral, com um aumento no “*overshoot*” e redução no tempo de resposta para as versões com maior taxa de variação de convergência.

Tabela 4. 46 - Resultados nas métricas de velocidade de guinada no estudo de variação da taxa de convergência.

Métricas para Estado Transitório (tempo)	Elevado Ref	VL	VM
Tempo de resposta até pico [s]	0.433	0.434	0.370
Tempo de resposta até 90% [s]	0.164	0.175	0.148
Overshoot [%]	29.7	27.5	35.2

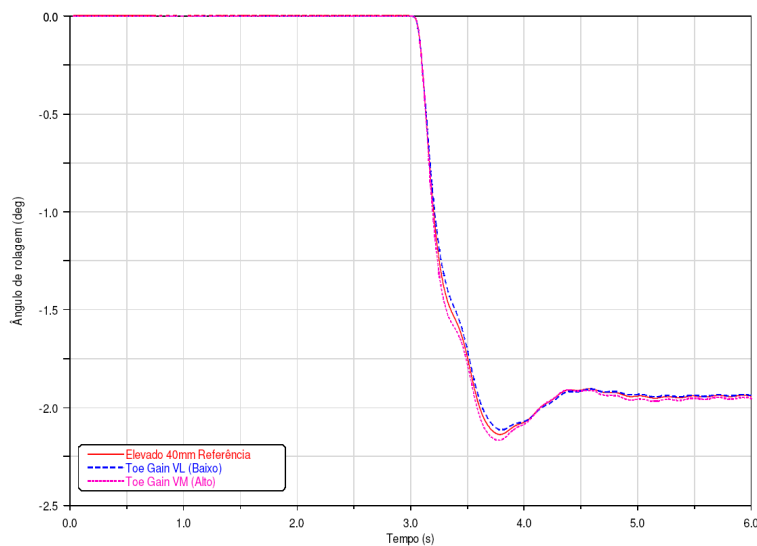


Figura 4. 90 - Gráfico do ângulo de rolagem no estudo de variação da taxa de convergência.

A taxa de variação da convergência influencia o tempo de resposta, porém temos uma pequena diferença no “overshoot” e valores de pico com valores maiores para as versões com maior taxa de variação da convergência.

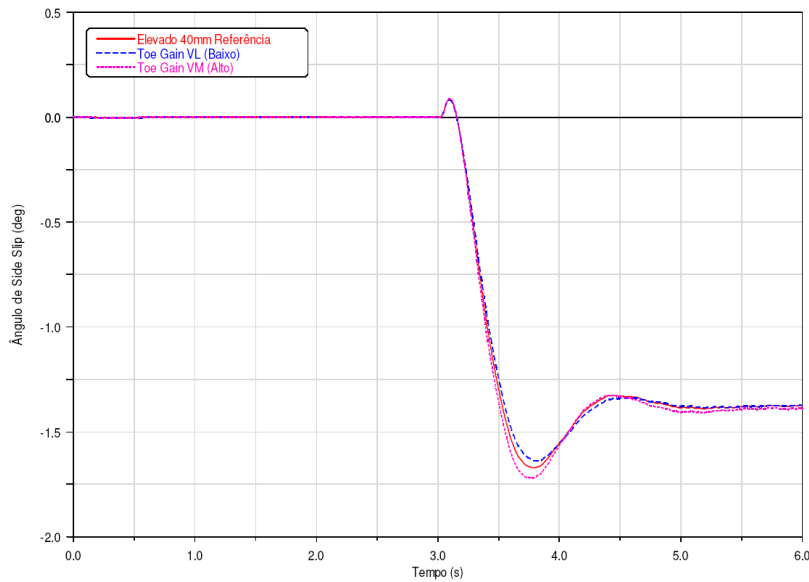


Figura 4. 91 - Gráfico do ângulo de escorregamento no estudo de variação da taxa de convergência.

O tempo de resposta para o ângulo de escorregamento é reduzido com o aumento da taxa de variação de convergência, entretanto o valor de “overshoot” aumenta diretamente com o valor de pico.

Tabela 4. 47 - Resultados das métricas para estado transitório no estudo da variação na taxa de convergência dianteira.

Métricas para Estado Transitório (tempo)	Elevado Ref ▲	VL ●	VM ◆	Escala
Tempo de resposta até pico [s]	0.433	0.434	0.370	0.36 0.37 0.38 0.39 0.4 0.41 0.42 0.43 0.44
Tempo de resposta até 90% [s]	0.164	0.175	0.148	0.145 0.15 0.155 0.16 0.165 0.17 0.175 0.18
Overshoot [%]	29.7	27.5	35.2	25 27 29 31 33 35 37 39
Ângulo de rolagem [°]	1.94	1.93	1.96	1.93 1.93 1.94 1.94 1.95 1.95 1.96 1.96 1.97
Ângulo de escorregamento [°]	-1.38	-1.38	-1.39	-1.39 -1.39 -1.39 -1.39 -1.38 -1.38 -1.38 -1.38

No estudo do estado transitório verificamos a relação entre taxa de convergência e velocidade de resposta onde o aumento da taxa de variação de convergência resulta em menor tempo de resposta, além de maior “overshoot” fatores que não são desejados no projeto de uma suspensão.

Nos gráficos das figuras 4.92 e 4.93 verificamos que a fase na resposta em frequência para aceleração lateral e velocidade de guinada apresenta a mesma tendência detectada no estudo em tempo, maior taxa de variação de convergência resulta em menor tempo de resposta, aqui demonstrado com menor ângulo de fase entre a entrada (ângulo no volante) e saída (aceleração lateral e velocidade de guinada), entretanto a diferença de ângulo de fase é pequena comparada com valores de diferença no ângulo de fase encontrado nos outros comparativos.

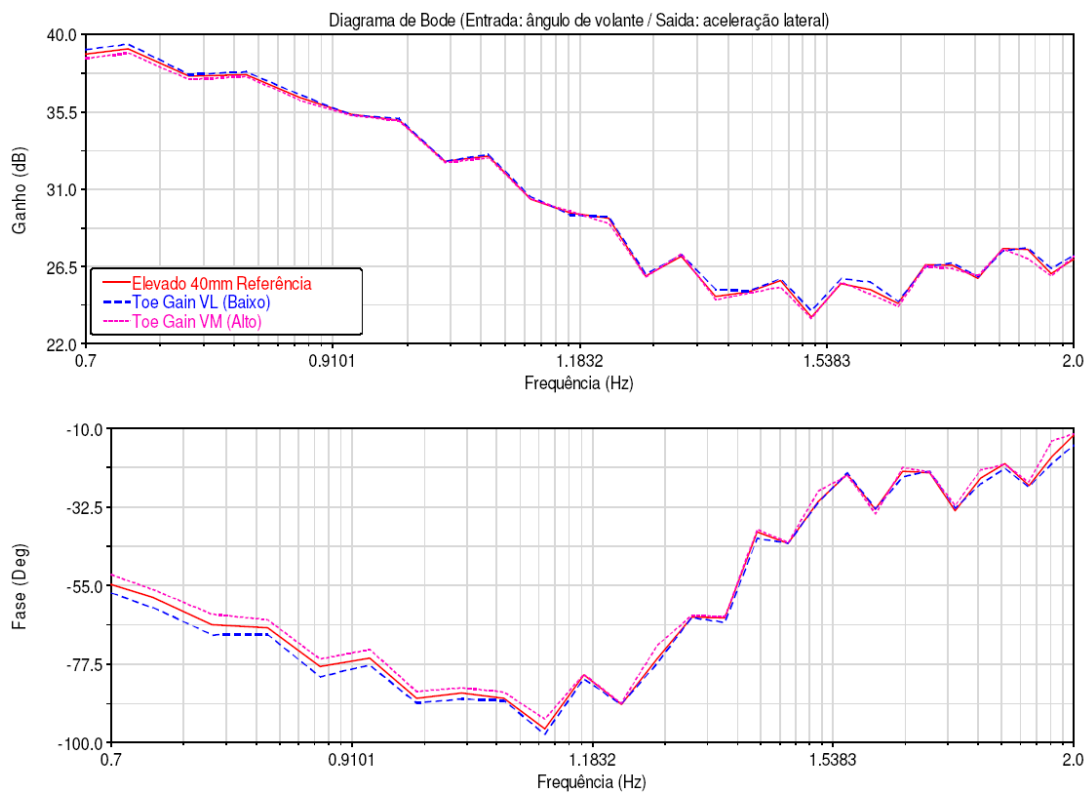


Figura 4. 92 - Gráfico com a resposta em frequência da aceleração lateral no estudo de variação da taxa de convergência.

No gráfico da figura 4.94, verificamos o resultado para o comportamento do ângulo de rolagem, e neste caso encontramos uma condição de ângulo de fase diferente do encontrado nas avaliações de aceleração lateral e velocidade de guinada, o valor do ângulo de fase é maior para a versão com maior taxa de variação de convergência.

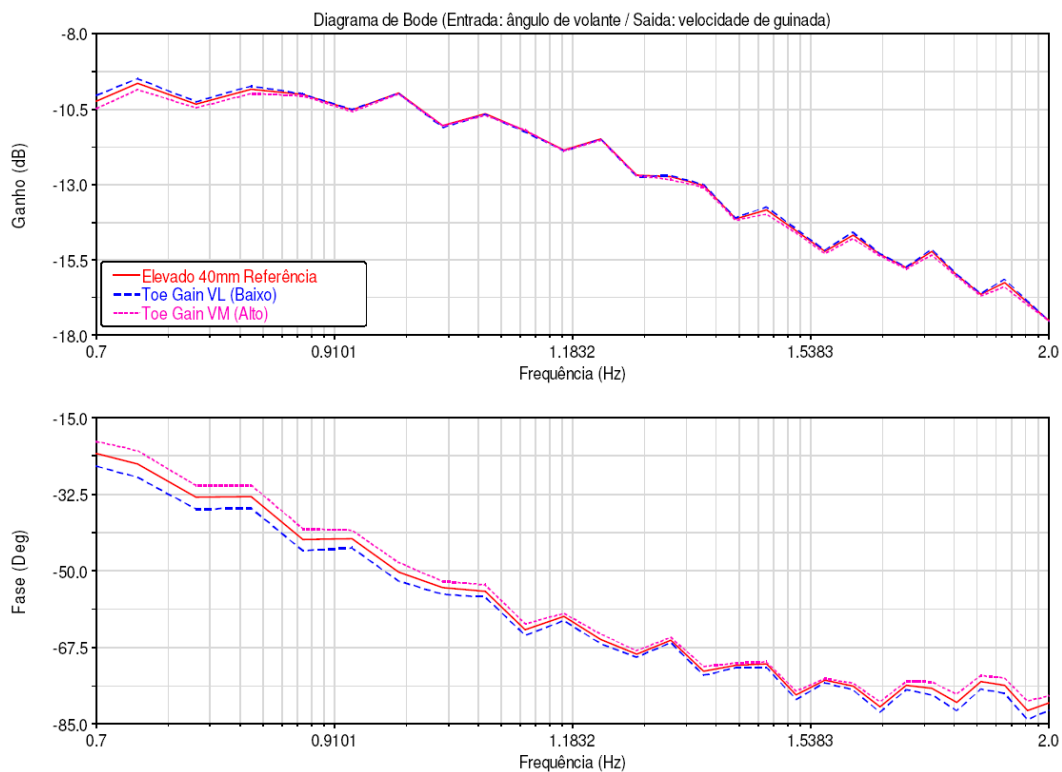


Figura 4. 93 - Gráfico com a resposta em frequência da velocidade de guinada no estudo de variação da taxa de convergência.

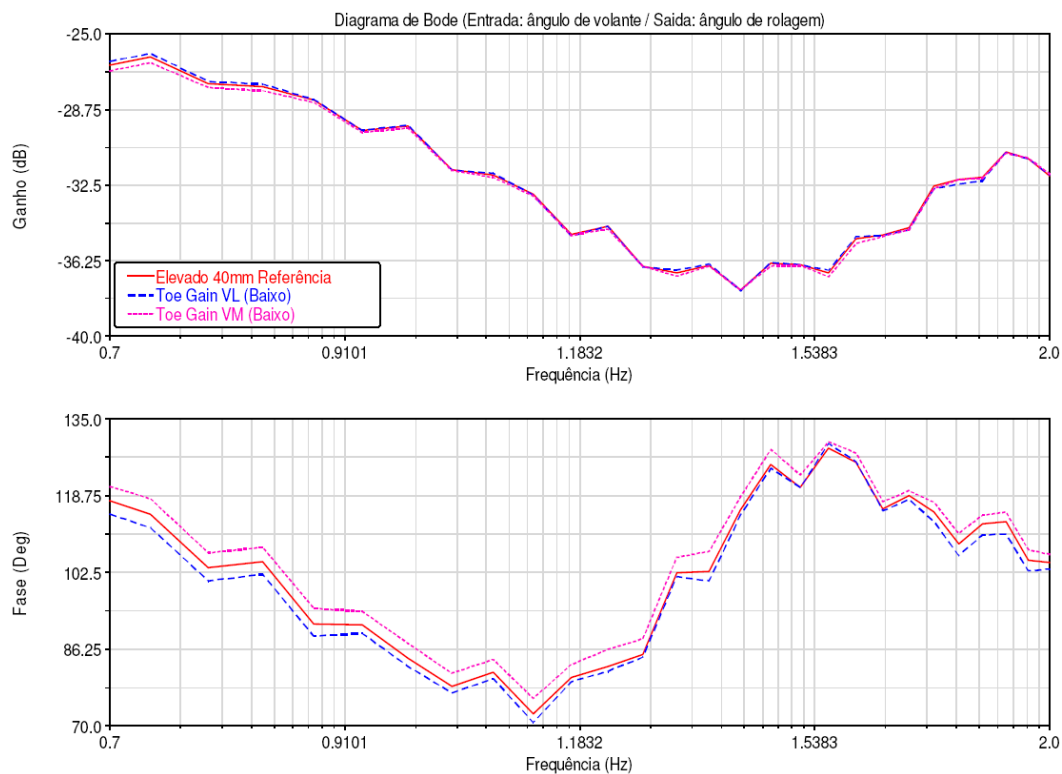


Figura 4. 94 - Gráfico com a resposta em frequência do ângulo de rolagem no estudo de variação da taxa de convergência.

5 CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

Quando se eleva a suspensão de um veículo alteram-se alguns parâmetros básicos de sua geometria. Nota-se na avaliação comparativa entre a versão referência com a atitude de suspensão original e a versão elevada sem correção de nenhum parâmetro, que acontecem alterações significativas nas métricas em estado estacionário com redução no gradiente de subesterço, aumento no gradiente de rolagem e alterações nos tempos de resposta no estado transitório com redução no tempo para aceleração lateral e ângulo de escorregamento. O Ajuste básico na geometria elevada melhora os parâmetros avaliados no estado estacionário, porém sem resultados positivos no estado transitório, ficando clara a necessidade de modificações no modelo elevado referência buscando recuperar os resultados nas métricas obtidos na versão com suspensão em atitude original. De acordo com os parâmetros modificados entre as duas versões de veículos elevados definimos os parâmetros para um estudo detalhado.

No estudo desenvolvido verificou-se que os parâmetros escolhidos afetam tanto os resultados das métricas em estado estacionário como no estado transitório. Avaliados de forma independente é possível definir uma “sensibilidade” nos resultados das métricas avaliadas. Foi verificado que alguns parâmetros possuem mais efeitos em determinadas métricas e outros com efeitos identificados no estado estacionário. Na elevação de suspensão sem alterações em componentes verificamos que principal fator modificado é a taxa de variação de convergência, fator que no estudo isolado demonstrou grande influência tanto nas métricas em estado estacionário como nas métricas em estado transitório. Utilizando o estudo de sensibilidade de comportamento para os parâmetros estudados podemos verificar que variando o ângulo de Ackerman em 50% aumentando e reduzindo, com a redução do valor do ângulo os resultados de comportamento apresentam tendência menos subesterçante do que o encontrado no veículo elevado referência, porém similar com os valores encontrados no veículo sem elevação de suspensão. A versão com ângulo de Ackerman maior, valor de ângulo próximo ao Ackerman ideal para este veículo, apresenta um comportamento mais subesterçante no estado estacionário do que o veículo elevado referência. No estado transitório, foi notada uma pequena diferença no tempo de resposta com a versão com ângulo de Ackerman menor, entretanto ainda inferior ao

tempo encontrado no veículo sem elevação. O ângulo de Ackerman apresenta pequena influência no estado estacionário e no estado transitório.

A relação de direção demonstrou nos resultados dos estudos, que a utilização de uma relação de direção mais longa aumenta os gradientes de comportamento subesterçante e os resultados encontrados no veículo com relação de direção mais curta, ainda são superiores aos resultados do veículo sem elevação. No estado transitório, a versão com relação de direção mais curta apresentou uma significativa redução no tempo de resposta, tornando o veículo mais rápido nas respostas. A versão com relação de direção mais longa aumentou os tempos de resposta aproximando dos resultados encontrados no veículo sem elevação de suspensão.

O parâmetro altura do centro de rolagem dianteiro, a qual afeta diretamente o ângulo de inclinação do eixo de rolagem do veículo apresentou no estado estacionário efeito no comportamento subesterçante pequeno, onde a versão com menor altura no centro de rolagem encontrou o maior gradiente de subesterço. A maior alteração de comportamento é verificada no gradiente de rolagem do veículo, onde a versão com maior altura do centro de rolagem apresenta o menor gradiente, inclusive inferior ao apresentado pelo veículo sem elevação de suspensão. No estado transitório, foi verificada uma pequena influência nos tempos de resposta, com a versão com menor altura no centro de rolagem os menores tempos de resposta.

Com a variação da rigidez torcional dianteira, através da alteração do diâmetro da barra estabilizadora encontramos um comportamento mais subesterçante e um gradiente de rolagem de carroceria menor a versão com maior rigidez torcional. Os valores de gradiente de rolagem encontrados nesta versão são inferiores aos encontrados no veículo sem elevação. Complementando a avaliação com o estudo no estado transitório encontramos tempos de resposta na versão com maior rigidez torcional, maiores, inclusive próximos aos encontrados no veículo sem elevação. A análise com resposta em frequência para estas versões não nos resultaram mesmo comportamento de resultados com a versão com maior rigidez torcional demonstrando um menor ângulo de fase nas respostas para ângulo de rolagem. Este resultado pode ser associado ao menor valor de ângulo encontrado no estado estacionário o qual pode ser atingido mais rapidamente.

O parâmetro estudado com a maior influência nos resultados, a variação da taxa de convergência dianteira, encontramos o maior o maior amplitude de variação de resultados em relação a todos os outros estudos. A versão com maior taxa de variação de convergência

apresentou comportamento de subesterço mais acentuado em todas as análises realizadas, e no veículo com menor taxa de variação de convergência o menor gradiente de subesterço. Nas métricas relacionadas aos ângulos de rolagem e escorregamento encontramos nenhuma ou pouca influência. No estado transitório, novamente encontramos maiores amplitudes nos resultados, com o veículo com maior taxa de variação de convergência os menores tempos de resposta, inclusive considerando todas as análises avaliadas. O comportamento com resposta em frequência não mostrou a mesma amplitude de resultados encontrados nas respostas no tempo.

A combinação de alguns parâmetros ao mesmo tempo pode resultar em efeitos de outra forma nas métricas. Assim, seria interessante continuar este trabalho com a combinação de modificações seguindo com a definição de uma função de otimização, porém na definição desta função de otimização será necessário associar os resultados obtidos nas métricas com resultados objetivos e avaliações subjetivas.

REFERÊNCIAS

CROLLA, D. A.; CHEN, D. C.; WHITEHEAD, J. P. ;ALSTEAD, C. J. **Vehicle Handling Assessment Using a Combined Subjective-Objective Approach**. 1998. Society of Automotive Engineers, Inc.

FERNANDES, CLAUDIO G.; PASSOS, L.; MELLO, KLAUS P.; PERES, E. **A New Approach to Improve Steering Response Development Using Bode Diagrams**. 2005. Society of Automotive Engineers, Inc.

FORKENBROCK, GARRICK J.; GARROT, W. R. **Phase IV NHTSA's Light Vehicle Dynamic Rollover Propensity Research**. 2003. National Highway Traffic Safety Administration.

GENTA, G. e MORELLO, L. **The Automotive Chassis vol. 1 e vol. 2**. Riverdale: Springer Science+Business Media, LLC, 2009. 1278p.

GILLESPIE, THOMAS D. **Fundamentals of Vehicle Dynamics**. Warrendale: Society of Automotive Engineers, Inc, 1992. 470p.

International Standard Office. **ISO 4138 - Passenger Cars – Steady-state Circular Driving Behaviour – Open-loop Test Methods**. 2004.

International Standard Office. **ISO 7401 – Road Vehicles – Lateral Transient Response Test Methods – Open-loop Test Methods**. 2004.

JAZAR, REZA N. **Vehicle Dynamics: Theory and Applications**. Riverdale: Springer Science+Business Media, LLC, 2008. 1015p.

MARTINS, HUGO L. M. **Simulação Dinâmica de um Veículo sob Diferentes Geometrias de Direção**. 2010. 118p. Dissertação (Mestrado) - Centro Universitário da Fundação Educacional Inaciana Pe. Sabóia de Medeiros, São Bernando do Campo

MAVROS, G. **On the Objective Assessment and Quantification of the Transient-handling Response of a Vehicle**. 2007. Taylor & Francis Group.

MCGUAN ; SHAWN P. ; PINTAR, S. **Flexible Vehicle Simulation**. 1993. MSC 1993 World Users' Conference Proceedings.

MD R2 ADAMS/CAR Help – **ADAMS/CAR Training guide**. 2006. MSC Software.

MILLIKEN, WILLIAN F.; WHITCOMB, DAVID W. **General Introduction to a Programme of Dynamic Research**. Institution of Mechanical Engineers, 1956.

MILLIKEN, WILLIAN F.; MILLIKEN, DOUGLAS L. **Race Car Vehicle Dynamics**. Warrendale: Society of Automotive Engineers, Inc, 1995. 889p.

PACEJKA, HANS B. **Tyre and Vehicle Dynamics**. Warrendale: Society of Automotive Engineers, Inc, 2002. 620p.

PUHN, F. **How to Make Your Car Handle**. Los Angeles: HP Books, Inc, 1981. 200p.

REIMPELL, J.; STOLL, H.; BRTZLER, JÜRGEN W. **The Automotive Chassis: Engineering Principles**. 1986. Oxford: Butterworth-Heinemann, 1986. 442p.

RILL, G. **Vehicle Modeling by Subsystems**. 2006. University of Applied Sciences

RILL, G. **Vehicle Dynamics**. Regensburg: University of Applied Sciences, 2009. 189p.

SATCHELL, TERRY L. **The Design of Trailing Twist Axles**. 1981. SAE Technical Paper Series.

SEGEL, L. **Theoretical Prediction and Experimental Substantiation of the Response of The Automobile to Steering Control**. 1956. Institution of Mechanical Engineers.

SHARP, R. S. **Some Contemporary Problems in Road Vehicle Dynamics**. 1999. Institution of Mechanical Engineers.

SMITH, S. **Advanced Race Car Suspension Development**. Warrendale: Steve Smith Autosports Publications, 1974. 176p.

SVENSON, ALRIK L.; HAC, A. **Influence of Chassis Control Systems on Vehicle Handling and Rollover Stability**. 2005. National Highway Traffic Safety Administration.

WARD, DEREK K.; HANKE, O.; BERTRAM, T.; HILLER, M.; BARDINI, R. **A Generic Suspension Model for Middle Class Passenger Vehicles**. 2001. Society of Automotive Engineers, Inc.

WHITCOMB, DAVID W.; MILLIKEN, WILLIAN F. **Design Implications of a General Theory of Automobile Stability and Control**. 1956. Institution of Mechanical Engineers.