

UNIVERSIDADE TECNOLÓGICA FEDERAL DO PARANÁ
CÂMPUS CURITIBA
DEPARTAMENTO ACADÊMICO DE MECÂNICA
CURSO DE BACHARELADO EM ENGENHARIA MECÂNICA

CARLOS ALBERTO DE LIRA DE OLIVEIRA
ERIC BORN TENIUS

**OTIMIZAÇÃO DOS SISTEMAS DE SUSPENSÃO E DIREÇÃO DE UM
VEÍCULO ANTIGO**

TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO

CURITIBA
2019

CARLOS ALBERTO DE LIRA DE OLIVEIRA

ERIC BORN TENIUS

OTIMIZAÇÃO DOS SISTEMAS DE SUSPENSÃO E DIREÇÃO DE UM VEÍCULO ANTIGO

Monografia do Projeto de Pesquisa apresentada à disciplina de Trabalho de Conclusão de Curso – TCC 2 do curso de Engenharia Mecânica da Universidade Tecnológica Federal do Paraná, como requisito parcial para aprovação na disciplina.

Orientador: Prof. Maro Rogér Guérios, Esp.

CURITIBA
2019

TERMO DE APROVAÇÃO

Por meio deste termo, aprovamos a monografia do Projeto de Pesquisa "OTIMIZAÇÃO DOS SISTEMAS DE SUSPENSÃO E DIREÇÃO DE UM VEÍCULO ANTIGO", realizado pelos alunos Carlos Alberto de Lira de Oliveira e Eric Born Tenius, como requisito para aprovação na disciplina de Trabalho de Conclusão de Curso 2, do curso de Engenharia Mecânica da Universidade Tecnológica Federal do Paraná.

Prof. Maro Rogér Guérios, Esp.

Departamento Acadêmico de Mecânica, UTFPR

Orientador

Prof. MSc. Adriano Araújo de Lima

Departamento Acadêmico de Mecânica, UTFPR

Avaliador

Prof. Dr. Jorge Luiz de Sá Riechi,

Departamento Acadêmico de Mecânica, UTFPR

Avaliador

Curitiba, 03 de julho de 2019

AGRADECIMENTOS

Aos nossos pais, pelo apoio, nunca poupando esforços para investir em nossa educação, provendo toda estrutura necessária para a busca de nossas conquistas.

Aos colegas de curso, que nos auxiliaram sempre que necessário nos mais difíceis momentos dentro e fora da universidade.

À Volvo do Brasil LTDA, por ceder o local e ferramentas necessárias para obter informações essenciais para o desenvolvimento deste trabalho. Ao André, Edmar e Ciro por disponibilizar seu tempo e conhecimento para obtenção de muitos dados aqui apresentados.

À Universidade Tecnológica Federal do Paraná e todo seu corpo docente, por investir em nossa formação, fornecendo apoio e as ferramentas necessárias para uma excelente formação pessoal, acadêmica e profissional.

À Equipe Imperador UTFPR e todos os membros que a compuseram durante e após nossas participações. O projeto permitiu o desenvolvimento e conhecimento de uma verdadeira profissão de engenheiro, inspirando nossos estudos paralelos.

Ao Professor Maro Rogér Guerios, orientador da equipe Baja e Fórmula SAE, além do presente trabalho, pela colaboração no desenvolvimento das atividades dos projetos extracurriculares e do trabalho de conclusão de curso.

Às companhias Virtual CAE, Mechanical Simulations e Lotus Engineering por prover o acesso às ferramentas computacionais e prestando suporte sempre que necessário para o desenvolvimento deste projeto.

E, finalmente, às namoradas, por compreender nossa eventual indisponibilidade durante este tempo, nos apoiando sempre ao longo desta caminhada acadêmica.

“Life itself is a race, marked by a start, and a finish. It is what we learn during the race, and how we apply it, that determines whether our participation has had value. If we learn from each success, and each failure, and improve ourselves through this process, then, at the end, we will have fulfilled our potential and performed well.”

Ferdinand Porsche

“There is never enough horsepower, just not enough traction.”

Carroll Shelby

RESUMO

OLIVEIRA, Carlos Alberto de Lira de; TENIUS, Eric Born. OTIMIZAÇÃO DOS SISTEMAS DE SUSPENSÃO E DIREÇÃO DE UM VEÍCULO ANTIGO. 128 f. Trabalho de conclusão de curso -TCC2 – Bacharelado em Engenharia Mecânica, Departamento Acadêmico de Mecânica, Universidade Tecnológica Federal do Paraná, Curitiba, 2019.

A evolução técnica da malha rodoviária brasileira e dos recursos de projeto de sistemas de suspensão e direção, bem como as diferenças entre os pneus disponíveis nos veículos das décadas de 60 a 80 e os pneus disponíveis no mercado corrente geram uma situação de obsolescência do desempenho e segurança dos veículos antigos em termos de comportamento dinâmico. Este trabalho tem por objetivo a aplicação de modelos matemáticos e programas computacionais para a caracterização de um sistema de suspensão e direção preexistente, quantificando o seu desempenho teórico original. A partir disso, são propostas otimizações de acordo com a influência dos parâmetros definidos na revisão bibliográfica, com a exigência de que sejam viáveis de implementação no veículo. As modificações aplicadas transformam o comportamento do veículo, aproximando-o dos objetivos traçados em *benchmarking*, resultante num comportamento dinâmico equivalente a um veículo moderno de referência.

Palavras-chave: Suspensão. Direção. Dinâmica veicular. Veículo antigo. Segurança veicular.

ABSTRACT

OLIVEIRA, Carlos Alberto de Lira de; TENIUS, Eric Born. OPTIMIZATION OF THE SUSPENSION AND STEERING SYSTEMS OF A CLASSIC CAR. 128 p. Undergraduate Thesis – Mechanical Engineering, Academic Department of Mechanics, Universidade Tecnológica Federal do Paraná, Curitiba, 2019.

The technical evolution of the Brazilian road network and the suspension and steering system design features, as well as the differences between the tires available in vehicles from the 60s and 80s and the tires available in the current market, generate an obsolescence scenario regarding the performance and safety of classic vehicles in terms of vehicle dynamics. This study aims to apply mathematical models and specialized software to characterize an existing suspension and steering system, quantifying its original theoretical performance. From this, optimizations are proposed according to the influence of the parameters defined in the bibliography, with the requirement that they must be feasible for physical application in the vehicle. The designed modifications transform the behavior of the motor vehicle, reaching the targets set in benchmarking. The resulting handling behavior is deemed to be equivalent to a modern reference vehicle.

Key Words: Suspension. Steering. Vehicle dynamics. Classic vehicle. Vehicle Safety.

LISTA DE FIGURAS

FIGURA 1 - CONSTRUÇÃO DO PNEU DIAGONAL.	19
FIGURA 2 - CONSTRUÇÃO DO PNEU RADIAL	20
FIGURA 3 - VISUALIZAÇÃO DA DIFERENÇA NA DEFORMAÇÃO DA ÁREA DE CONTATO PNEU-SOLO ENTRE PNEUS RADIAIS E DIAGONAIS SOB A AÇÃO DE FORÇA LATERAL.....	20
FIGURA 4 - DEFINIÇÃO DO ÂNGULO DE DERIVA.	22
FIGURA 5 – ÂNGULOS DE CANGAGEM POSITIVO E NEGATIVO.....	22
FIGURA 6 - ÂNGULO DE CÁSTER	23
FIGURA 8 - CENTRO DE ROLAGEM DE UMA SUSPENSÃO DE EIXO RÍGIDO COM MOLAS SEMIELÍPTICAS.....	25
FIGURA 7 - CENTRO INSTANTÂNEO DE UMA SUSPENSÃO INDEPENDENTE DE BRAÇOS SOBREPOSTOS.....	25
FIGURA 9 - DEFINIÇÃO DO EIXO DE ROLAGEM DA CARROCERIA DO VEÍCULO	26
FIGURA 10 – DEMONSTRAÇÃO DE UM COMPORTAMENTO SOBREESTERÇANTE COM OS ÂNGULOS DE DERIVA.....	27
FIGURA 11 – OBJETO DE ESTUDO.....	28
FIGURA 13 – ESQUEMA DA SUSPENSÃO TRASEIRA DE UM FORD MAVERICK.	29
FIGURA 12 – CONSTRUÇÃO DO SISTEMA DE SUSPENSÃO DIANTEIRA DE UM FORD MAVERICK.	29
FIGURA 14 – DIAGRAMA V DO PROCESSO DE DESENVOLVIMENTO UM VEÍCULO.....	31
FIGURA 15 - FLUXOGRAMA DA METODOLOGIA PROPOSTA PARA OTIMIZAÇÃO DOS SUBSISTEMAS FONTE: OS AUTORES, 2018.....	32
FIGURA 16 – DESENHO ESQUEMÁTICO PARA TESTE DE CURVA EM REGIME ESTACIONÁRIO DE RAIO CONSTANTE.....	33
FIGURA 17 – MANOBRA REALIZADA DURANTE "TESTE DO ALCE".....	33
FIGURA 18 – EXEMPLO DE UM CASO DE RISCO DE CAPOTAMENTO DURANTE O "TESTE DO ALCE".....	34
FIGURA 19 – RELAÇÃO DE COMPONENTES DE MASSA SUSPENSA E NÃO-SUSPENSA.....	35
FIGURA 20 – AFERIÇÃO DE MASSA DE COMPONENTES DA SUSPENSÃO.....	36
FIGURA 21 – TERMINAL DE PESAGEM METTLER TOLEDO IND780.....	37
FIGURA 22 – AFERIÇÃO DE MASSA APOIADA SOBRE CADA RODA.	38
FIGURA 23 – LOCALIZAÇÃO DO CENTRO DE GRAVIDADE DE UM VEÍCULO AO LONGO DO PLANO XY	39

FIGURA 24 – DIAGRAMA PARA REALIZAÇÃO DO CÁLCULO DE ALTURA DO CG	40
FIGURA 25 – MEDIÇÃO DE MASSA COM O VEÍCULO INCLINADO	40
FIGURA 26: LOCALIZAÇÃO DO CG EM RELAÇÃO AO VEÍCULO NO PLANO XZ E DISTRIBUIÇÃO DE MASSA PERCENTUAL POR EIXO.	41
FIGURA 27: PLANO MILIMETRADO CONSTRUÍDO ABAIXO DO VEÍCULO.....	43
FIGURA 28 - PROJEÇÃO DO PONTO SELECIONADO COMO ORIGEM DO SISTEMA DE COORDENADAS.....	44
FIGURA 29 - DEFINIÇÃO DOS EIXOS COORDENADOS SEGUNDO MANUAL DO LOTUS® SHARK®.....	44
FIGURA 30 - DESENHO ESQUEMÁTICO DOS SUBSISTEMAS DE SUSPENSÃO E DIREÇÃO.....	45
FIGURA 31: DIMENSÕES UTILIZADAS PARA O CÁLCULO DA RIGIDEZ DE UMA BARRA DE TORÇÃO.....	48
FIGURA 32 - ESQUEMA DO MODELO DE UM QUARTO DE CARRO.	50
FIGURA 33: ARCO DESCRITO PELO PONTO DE FIXAÇÃO DO EIXO RÍGIDO NA MOLA SEMIELÍPTICA	54
FIGURA 34 - ROTAÇÃO DO EIXO TRASEIRO PROMOVIDA PELA VARIAÇÃO DE ENTRE-EIXOS EM SENTIDOS CONTRÁRIOS ENTRE AS RODAS DO VEÍCULO	54
FIGURA 35 – MODELAGEM DO MECANISMO EQUIVALENTE À MOLA TRASEIRA PARA DETERMINAÇÃO DA TRAJETÓRIA DO EIXO TRASEIRO AO LONGO DO CURSO DE SUSPENSÃO.	55
FIGURA 36: MODELO DA SUSPENSÃO TRASEIRA NO <i>LOTUS® SUSPENSION ANALYSIS®</i>	56
FIGURA 37: PROVA PRÁTICA DA CURVA DE VARIAÇÃO DO ÂNGULO DE CAMBER POR CURSO DE SUSPENSÃO	57
FIGURA 38 - MECANISMO PARALELOGRAMO PARA ACIONAMENTO DA DIREÇÃO.....	58
FIGURA 39 - ESQUEMA PARA CÁLCULO DOS ÂNGULOS DE ESTERÇAMENTO E RAIOS MÍNIMOS DE GIRO	59
FIGURA 40 - DIMENSÕES DO TRAÇADO UTILIZADO PARA OS TESTES DE DESVIO BRUSCO DE OBSTÁCULO	61
FIGURA 41 - TRAJETÓRIA DO TESTE DE CURVA DE RAIOS CONSTANTES	62
FIGURA 42 - EXEMPLO DE GRADIENTE DE SUBESTERÇO K PARA O COMPORTAMENTO DINÂMICO EM CURVAS EM REGIME ESTACIONÁRIO	63
FIGURA 43 - COLISÃO COM O CONE OBSERVADA NO TESTE	67
FIGURA 44 - PERDA DE CONTATO DA RODA DIANTEIRA ESQUERDA COM O SOLO, INDICADA PELO DESAPARECIMENTO DO VETOR DE FORÇA NORMAL	67
FIGURA 45 - PERDA DE CONTROLE DO VEÍCULO ORIGINAL NO TESTE DE DESVIO BRUSCO DE OBSTÁCULO (CONDIÇÃO URBANA)	71

FIGURA 46 - DEFLEXÃO SUBESTERÇANTE DO EIXO TRASEIRO RÍGIDO DECORRENTE DA ROLAGEM DA CARROCERIA.....	76
FIGURA 47 - MODELO DA SUSPENSÃO TRASEIRA REALIZADO NO LOTUS® SHARK®.....	82
FIGURA 48 - ESTERÇAMENTO DO EIXO TRASEIRO SOB ROLAGEM.	82
FIGURA 49 - COMPARAÇÃO ENTRE AS GEOMETRIAS DA MOLA OTIMIZADA (ACIMA) E MOLA ORIGINAL.....	83
FIGURA 50 - EIXO DE ROLAGEM E BRAÇO DE MOMENTO DE ROLAGEM PARA O VEÍCULO OTIMIZADO.....	86
FIGURA 51 - COMPARATIVO DE DISTÂNCIA DE PARADA APÓS O TESTE DE FRENAGEM.....	92
FIGURA 52 - SOBREPOSIÇÃO DOS VEÍCULOS ORIGINAL (BRANCO) E PROPOSTO (LARANJA) NO INSTANTE DE MAIOR DESVIO DE TRAJETÓRIA ...	99

LISTA DE GRÁFICOS

GRÁFICO 1 – EVOLUÇÃO HISTÓRICA DA MALHA RODOVIÁRIA PAVIMENTADA	14
GRÁFICO 2 - CLASSIFICAÇÃO DE RECLAMAÇÕES APONTADAS NA PESQUISA	18
GRÁFICO 3 – RECLAMAÇÕES RELACIONADAS AO FORD MAVERICK.....	30
GRÁFICO 4 - FORÇAS DE CONTATO PNEU-SOLO DURANTE O TESTE DE FRENAGEM.....	65
GRÁFICO 5 - ROLAGEM E ARFAGEM DA MASSA SUSPensa DOS VEÍCULOS DE BENCHMARK E ORIGINAL	66
GRÁFICO 7 - FORÇA VERTICAL NOS PNEUS AO LONGO DE TEMPO DE TESTE DE DESVIO BRUSCO DE OBSTÁCULO (CONDIÇÃO RODOVIÁRIA)	68
GRÁFICO 6 - ÂNGULO DE ROLAGEM DA MASSA SUSPensa AO LONGO DO TEMPO DE TESTE DE DESVIO DE OBSTÁCULO (CONDIÇÃO RODOVIÁRIA)....	68
GRÁFICO 8 - ÂNGULO DE ESTERÇAMENTO DO VOLANTE AO LONGO DO TESTE DE DESVIO BRUSCO DE OBSTÁCULO (CONDIÇÃO RODOVIÁRIA)	69
GRÁFICO 9 - CURSOS DA SUSPENSÃO AO LONGO DO TESTE DE DESVIO BRUSCO DE OBSTÁCULO (CONDIÇÃO RODOVIÁRIA).....	70
GRÁFICO 10 - ÂNGULO DE ROLAGEM DA MASSA SUSPensa AO LONGO DO TESTE DE DESVIO BRUSCO DE OBSTÁCULO (CONDIÇÃO URBANA) FONTE: OS AUTORES, 2019.	71
GRÁFICO 11 - ÂNGULO DE ESTERÇAMENTO DO VOLANTE AO LONGO DO TESTE DE DESVIO BRUSCO DE OBSTÁCULO (CONDIÇÃO URBANA)	72
GRÁFICO 12 - FORÇA DE CONTATO PNEU-SOLO DO VEÍCULO ORIGINAL DURANTE O TESTE DE DESVIO BRUSCO DE OBSTÁCULO (CONDIÇÃO URBANA).	72
GRÁFICO 13 - ROLAGEM POR ACELERAÇÃO LATERAL NO TESTE DE CURVA EM REGIME ESTACIONÁRIO.....	73
GRÁFICO 14 - CURSOS DE SUSPENSÃO PARA ACELERAÇÃO LATERAL NO TESTE DE CURVA EM REGIME ESTACIONÁRIO	74
GRÁFICO 15 - GRADIENTE DE SUBESTERÇO DO VEÍCULO ORIGINAL (AZUL) E DO VEÍCULO DE REFERÊNCIA (VERMELHO).....	75
GRÁFICO 16 - ÂNGULO DE ESTERÇAMENTO DAS RODAS TRASEIRAS NO TESTE DE CURVA EM REGIME ESTACIONÁRIO.....	77
GRÁFICO 17 - VARIAÇÃO DO ÂNGULO DE CÂMBER.....	79
GRÁFICO 18 - VARIAÇÃO DE CONVERGÊNCIA COM O CURSO VERTICAL DA SUSPENSÃO (<i>BUMP STEER</i>)	80
GRÁFICO 19 - ERRO EM RELAÇÃO AO ÂNGULO DE ESTERÇAMENTO ACKERMAN TEÓRICO.....	81

GRÁFICO 20 - ESPECTRO DE ACELERAÇÕES DA MASSA SUSPensa PARA DIFERENTES FREQUÊNCIAS NATURAIS DA MASSA SUSPensa.....	84
GRÁFICO 21 - ÂNGULOS DE ROLAGEM (<i>ROLL</i>) E ARFAGEM (<i>PITCH</i>) DOS VEÍCULOS <i>BENCHMARK</i> , ORIGINAL E PROPOSTO.....	91
GRÁFICO 22 - FORÇAS DE CONTATO PNEU-SOLO PARA CADA UMA DAS RODAS DO VEÍCULO PROPOSTO AO LONGO DO TESTE DE DESVIO BRUSCO DE OBSTÁCULO (CONDIÇÃO URBANA).....	93
GRÁFICO 23 - ÂNGULO DE ESTERÇAMENTO DO VOLANTE PARA O VEÍCULO ORIGINAL E PROPOSTO AO LONGO DO TESTE DE DESVIO BRUSCO DE OBSTÁCULO (CONDIÇÃO URBANA).....	94
GRÁFICO 24 - ESTERÇAMENTO DAS RODAS TRASEIRAS AO LONGO DO TESTE DE DESVIO BRUSCO DE OBSTÁCULO (CONDIÇÃO URBANA) PARA OS VEÍCULOS ORIGINAL E PROPOSTO	95
GRÁFICO 25 - ROLAGEM DA MASSA SUSPensa AO LONGO DO TESTE DE DESVIO BRUSCO DE OBSTÁCULO (CONDIÇÃO URBANA) PARA OS VEÍCULOS ORIGINAL E PROPOSTO.....	96
GRÁFICO 26 – ÂNGULO DE DERIVA DOS 4 PNEUS DO VEÍCULO PROPOSTO AO LONGO DO TESTE DE DESVIO BRUSCO DE OBSTÁCULO (CONDIÇÃO URBANA)	97
GRÁFICO 27 - ÂNGULO DE ESTERÇAMENTO DO VOLANTE AO LONGO DO TESTE DE DESVIO BRUSCO DE OBSTÁCULO (CONDIÇÃO RODOVIÁRIA) PARA OS VEÍCULOS ORIGINAL, <i>BENCHMARK</i> E PROPOSTO.....	98
GRÁFICO 28 - ÂNGULOS DE ROLAGEM DOS VEÍCULOS ORIGINAL, <i>BENCHMARK</i> E PROPOSTO AO LONGO DO TESTE DE DESVIO BRUSCO DE OBSTÁCULO (CONDIÇÃO RODOVIÁRIA)	99
GRÁFICO 29 - GRADIENTE DE SUBESTERÇO DOS VEÍCULOS ORIGINAL, <i>BENCHMARK</i> , E PROPOSTO.....	101
GRÁFICO 30 - ROLAGEM DA CARROCERIA POR ACELERAÇÃO LATERAL DOS VEÍCULOS ORIGINAL, <i>BENCHMARK</i> E PROPOSTO.....	102
GRÁFICO 31 - ÂNGULO DE ESTERÇAMENTO DAS RODAS TRASEIRAS COM A ROLAGEM DA CARROCERIA.....	103
GRÁFICO 32 - COMPRESSÃO DA SUSPENSÃO DO VEÍCULO PROPOSTO POR ACELERAÇÃO LATERAL DURANTE O TESTE DE CURVA EM REGIME ESTACIONÁRIO	104

LISTA DE TABELAS

TABELA 1 – DIMENSÕES BÁSICAS DO VEÍCULO.....	28
TABELA 2: VALORES DE MASSA E SUAS RESPECTIVAS RELAÇÕES DE CONTRIBUIÇÃO PARA A MASSA NÃO-SUSPensa.....	36
TABELA 3 – MASSAS AFERIDAS EM CADA RODA DO VEÍCULO	37
TABELA 4: PARÂMETROS UTILIZADOS PARA CÁLCULO DA ALTURA DO CG ..	40
TABELA 5 - COORDENADAS DA POSIÇÃO DO CENTRO DE GRAVIDADE.....	41
TABELA 6 - MASSA SUSPensa SOBRE CADA RODA.....	42
TABELA 7 - COORDENADAS GLOBAIS DO CG DA MASSA SUSPensa	42
TABELA 8 – PARÂMETROS DE CÁLCULO E CONSTANTE ELÁSTICA DA MOLA DIANTEIRA.....	46
TABELA 9 - PARÂMETROS E CONSTANTE ELÁSTICA DA MOLA SEMIELÍPTICA TRASEIRA	47
TABELA 10 - PARÂMETROS DE CÁLCULO E CONSTANTE DE RIGIDEZ À TORÇÃO DA BARRA ESTABILIZADORA	48
TABELA 11: CÁLCULO DA CONSTANTE DE MOLA EQUIVALENTE NA RODA ...	49
TABELA 12 - PARÂMETROS DE CÁLCULO E FREQUÊNCIAS NATURAIS DAS MASSAS SUSPensa E NÃO SUSPensa	52
TABELA 13 - PARÂMETROS DE CÁLCULO E NOVAS RIJEZAS DAS MOLAS PARA UMA FREQUÊNCIA NATURAL DE 1,8 HZ.....	85
TABELA 14 - PARÂMETROS DE CÁLCULO PARA OTIMIZAÇÃO DE ROLAGEM DA CARROCERIA SEGUNDO A METODOLOGIA PROPOSTA POR MILLIKEN E MILLIKEN (1995).....	88
TABELA 15 - PARÂMETROS DE CÁLCULO E VALORES DE RIGIDEZ DAS BARRAS ESTABILIZADORAS FONTE: OS AUTORES, 2019.....	90
TABELA 16 - DISTRIBUIÇÃO DE FORÇA MÉDIA EM CADA UMA DAS QUATRO RODAS DURANTE O TESTE DE FRENAGEM – VEÍCULOS ORIGINAL, <i>BENCHMARK</i> E PROPOSTO.....	92
TABELA 17 - RESUMO DOS RESULTADOS COMPARATIVOS DO TESTE DE FRENAGEM FONTE	92
TABELA 18 - RESUMO DOS RESULTADOS DO TESTE DE CURVA EM REGIME ESTACIONÁRIO	104

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	14
1.1	CONTEXTO DO TEMA	14
1.2	DEFINIÇÃO DA SITUAÇÃO-PROBLEMA	15
1.3	OBJETIVOS	15
1.3.1	OBJETIVO GERAL	15
1.3.2	OBJETIVOS ESPECÍFICOS	16
1.4	JUSTIFICATIVA DO ESTUDO	16
1.4.1	Pesquisa quantitativa prévia	17
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	19
2.1	PNEUS	19
2.2	SISTEMA DE SUSPENSÃO	21
2.3	SISTEMA DE DIREÇÃO	21
2.4	ÂNGULO DE DERIVA	22
2.5	ÂNGULO DE CÂMBER	22
2.6	CÁSTER	23
2.7	COMPORTAMENTO DINÂMICO LATERAL	24
2.7.1	Transferência de carga	24
2.7.2	Centro instantâneo da suspensão	24
2.7.3	Braço de momento de rolagem	26
2.7.4	Rigidez à rolagem	26
2.7.5	Comportamento Esterçante	26
3	METODOLOGIA	28
3.1	OBJETO DE ESTUDO	28
3.2	FERRAMENTAS COMPUTACIONAIS	30
3.3	FLUXOGRAMA DO PROCESSO DE DESENVOLVIMENTO	31
3.4	DEFINIÇÃO DOS TESTES	32
3.4.1	Curva de raio constante	33
3.4.2	Desvio brusco de obstáculo	33
3.5	CARACTERIZAÇÃO FÍSICA DO SISTEMA	34
4	CARACTERIZAÇÃO FÍSICA DO SISTEMA	35
4.1	MASSAS E POSIÇÃO DO CENTRO DE GRAVIDADE	35
4.1.1	Massa Não Suspensa	35
4.1.2	Massa Total e Massa Suspensa	37
4.1.3	Posição do Centro de Gravidade	38
4.2	POSIÇÃO DOS PONTOS DE TRABALHO DA SUSPENSÃO	42
4.3	CONSTANTE ELÁSTICA DAS MOLAS	46
4.4	CONSTANTE DE RIGIDEZ DA BARRA ESTABILIZADORA	47
4.5	PROPRIEDADES DE RESPOSTA DA SUSPENSÃO (ISOLAMENTO)	49
4.6	CINEMÁTICA DA SUSPENSÃO TRASEIRA	53
4.6.1	Variação da posição longitudinal do centro da roda com a compressão da suspensão	53
4.6.2	Variação da posição transversal do centro da roda com a rolagem da carroceria	55
4.7	CINEMÁTICA DA SUSPENSÃO DIANTEIRA	56
4.8	CINEMÁTICA DE DIREÇÃO	58
5	SIMULAÇÕES DINÂMICAS	60
5.1	TESTES	60
5.1.1	Frenagem	60

5.1.2	Desvio Brusco de Obstáculo.....	61
5.1.3	Teste de Curva em regime estacionário	62
5.2	RESULTADOS INICIAIS.....	64
5.2.1	Veículos simulados	64
5.2.1.1	Veículo Benchmark.....	64
5.2.1.2	Veículo Original	64
5.2.2	Teste de frenagem.....	65
5.2.3	Teste de Desvio Brusco de Obstáculo.....	66
5.2.3.1	Condição rodoviária.....	66
5.2.3.2	Condição urbana	70
5.2.4	Teste de Curva em regime estacionário	73
6	OTIMIZAÇÃO DA CINEMÁTICA E RIGIDEZ DOS SUBSISTEMAS	78
6.1	SUSPENSÃO DIANTEIRA.....	78
6.2	DIREÇÃO.....	80
6.3	SUSPENSÃO TRASEIRA.....	81
6.4	RIGIDEZ DA SUSPENSÃO	84
6.4.1	Molas	84
6.4.2	Rigidez à rolagem	85
6.4.3	Obtenção de Constantes	86
6.4.3.1	Centro instantâneo de rolagem, eixo de rolagem e braço de momento de rolagem	86
6.4.3.2	Momento de rolagem por aceleração lateral	87
6.4.3.3	Rigidez à rolagem desejada k_{ϕ}	87
6.4.3.4	Rigidez à rolagem devido a mola.....	87
6.4.3.5	Rolagem devido à ação das molas.....	88
6.4.4	Cálculo da rigidez auxiliar	89
7	RESULTADOS	91
7.1	FRENAGEM.....	91
7.2	DESVIO BRUSCO DE OBSTÁCULO	93
7.2.1	Condição urbana.....	93
7.2.2	Condição rodoviária	98
7.3	CURVA EM REGIME ESTACIONÁRIO.....	100
8	CONSIDERAÇÕES FINAIS E RECOMENDAÇÕES PARA TRABALHOS FUTUROS.....	105
	REFÊRENCIAS.....	106
	APÊNDICE A – PESQUISA QUANTITATIVA	108
	APÊNDICE B – MASSA DOS COMPONENTES DO VEÍCULO CONTRIBUINTES PARA A MASSA NÃO SUSPensa	113
	APÊNDICE C – PONTOS DE TRABALHO DA SUSPENSÃO DIANTEIRA ORIGINAL	114
	APÊNDICE D – PONTOS DE TRABALHO DA SUSPENSÃO TRASEIRA ORIGINAL	115
	APÊNDICE E – VARIAÇÃO DO ÂNGULO DE CÂMBER POR DESLOCAMENTO VERTICAL DA SUSPENSÃO DIANTEIRA - VEÍCULO ORIGINAL.....	116
	APÊNDICE F – VARIAÇÃO DO ÂNGULO DE CONVERGÊNCIA POR DESLOCAMENTO VERTICAL DA SUSPENSÃO DIANTEIRA - VEÍCULO ORIGINAL	117
	APÊNDICE G – VARIAÇÃO DO ENTRE-EIXOS COM O DESLOCAMENTO VERTICAL DA SUSPENSÃO DIANTEIRA – VEÍCULO ORIGINAL	118

APÊNDICE H – VARIAÇÃO DE MEIA BITOLA COM O DESLOCAMENTO VERTICAL DA SUSPENSÃO DIANTEIRA – VEÍCULO ORIGINAL	119
APÊNDICE I – VARIAÇÃO DE ENTRE-EIXOS POR DESLOCAMENTO VERTICAL DA SUSPENSÃO TRASEIRA – VEÍCULO ORIGINAL	120
APÊNDICE J – VARIAÇÃO DE MEIA BITOLA POR ROLAGEM DA CARROCERIA – VEÍCULO ORIGINAL.....	121
APÊNDICE K – ÂNGULO DE ESTERÇAMENTO DO EIXO TRASEIRO POR ROLAGEM DA CARROCERIA – VEÍCULO ORIGINAL	122
APÊNDICE L – ÂNGULO DE ESTERÇAMENTO POR ÂNGULO BRAÇO PITMAN – VEÍCULO ORIGINAL.....	123
APÊNDICE M – PONTOS DA SUSPENSÃO DIANTEIRA – VEÍCULO PROPOSTO	124
APÊNDICE N – PONTOS DA SUSPENSÃO TRASEIRA – VEÍCULO PROPOSTO	125

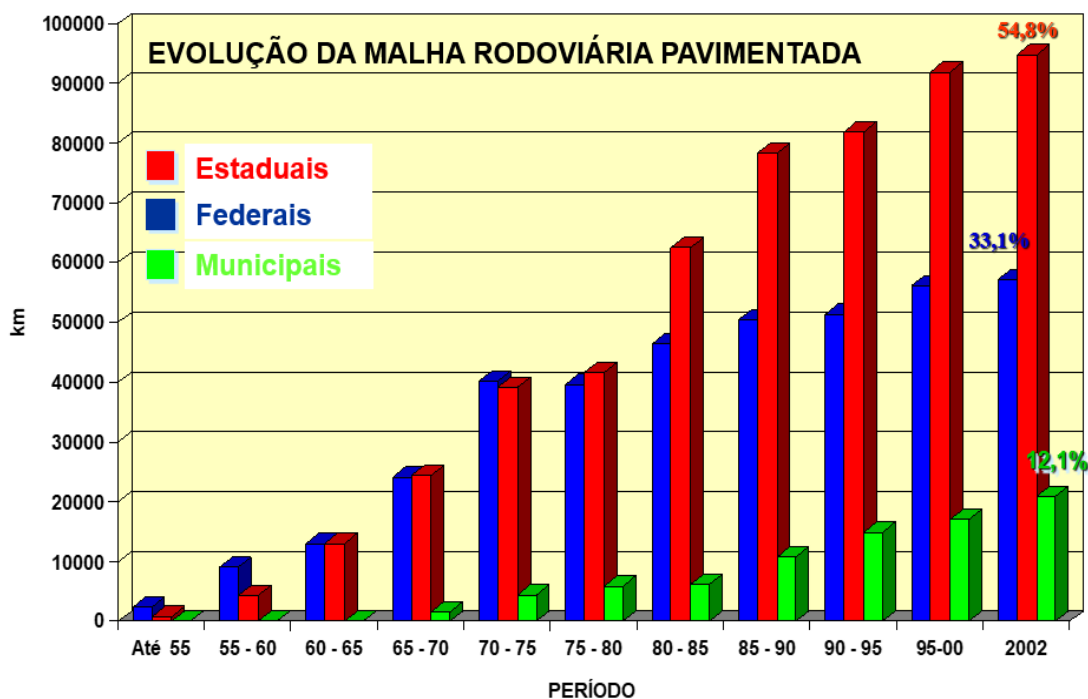
1 INTRODUÇÃO

1.1 CONTEXTO DO TEMA

O Brasil possui ao todo mais de 100 milhões de automóveis em condição de circulação (emplacados). Destes, aproximadamente 11,3 milhões têm mais de 30 anos desde a sua data de fabricação (DENATRAN, 2018). Desde o início da indústria automobilística brasileira, houve uma grande evolução dos métodos de desenvolvimento e fabricação de automóveis. Essa quantidade de veículos antigos em circulação implica em uma grande disparidade no desempenho e segurança entre os veículos com mais de 30 anos e aqueles de projeto e fabricação mais recentes, os quais compartilham as mesmas vias.

É possível verificar por meio do gráfico na Gráfico 1 que, da década de 70 para os anos 2000, houve um aumento de mais de 50% na malha rodoviária pavimentada no país (RANGEL; SOUZA, 2003). A melhoria do pavimento tornou os critérios outrora aplicados ao desenvolvimento das suspensões dos automóveis obsoletos e inadequados.

Gráfico 1 – Evolução histórica da malha rodoviária pavimentada.



Além dos avanços das rodovias e recursos de projeto de suspensão, é necessário considerar as diferenças entre os pneus disponíveis nos veículos das décadas de 60 a 80 e os pneus disponíveis no mercado corrente. Os pneus que equipavam os veículos antigos eram em sua maioria de construção diagonal, frente aos pneus atuais em que predomina a construção radial.

1.2 DEFINIÇÃO DA SITUAÇÃO-PROBLEMA

As condições das estradas e as tecnologias disponíveis durante o período de desenvolvimento de um veículo automotor influenciam diretamente os parâmetros-base considerados no projeto.

Os pneus diagonais, cuja característica construtiva básica outrora predominava, estão obsoletos para aplicação em veículos de passeio, substituídos pelos radiais. Estes apresentam melhor desempenho quando submetidos a forças laterais e, no viés de eficiência, apresentam também menor massa equivalente e resistência à rolagem (GILLESPIE, 1992). A utilização de pneus radiais permite que o veículo tenha uma superfície de contato pneu-solo mais estável (JAZAR, 2009). Assim, abre-se caminho para otimização dos sistemas de suspensão e direção com o objetivo de desfrutar do desempenho superior do pneu enquanto componente.

1.3 OBJETIVOS

1.3.1 Objetivo Geral

Aplicação de modelos matemáticos aplicados em programas computacionais para a caracterização de um sistema de suspensão/direção preexistente quanto às suas características cinemáticas e dinâmicas, quantificando o desempenho teórico do veículo original. Executar a recalibração dos parâmetros de suspensão/direção necessários para obter comportamento satisfatório com os pneus radiais, quantificando os ganhos de performance por meio de simulações.

1.3.2 Objetivos Específicos

- i. Pesquisar opinião de usuários de veículos clássicos quanto ao desejo em melhorar características dos seus veículos.
- ii. Desenvolver, aplicar e tabular dados obtidos junto ao público objeto buscando identificar quais sistemas são percebidos como críticos/inadequados e aos quais seriam desejáveis melhorias.
- iii. Determinar a relevância do estudo frente ao público alvo pesquisado.
- iv. Desenvolver metodologia de otimização dos sistemas baseado no modelo “V” proposto em Jacobson et. al. (2017)
- v. Utilizar ferramentas computacionais para modelagem e caracterização dinâmica original do veículo.
- vi. Avaliar quantitativamente, com aplicação de ferramentas computacionais adequadas, os principais indicadores de desempenho do sistema.
- vii. Identificar na literatura técnica especializada quais principais elementos devem ser ajustados para atender aos objetivos de desempenho determinados.
- viii. Propor otimizações/atualizações com base na teoria da bibliografia e evoluções tecnológicas do setor, considerada a decisão premissa inicial de substituição dos pneus por modelos radiais compatíveis.
- ix. Comparar desempenho frente a veículos pré-caracterizados disponíveis em bibliotecas de software consolidadas.
- x. Quantificar o efeito dessas modificações nos indicadores de performance por meio de simulações computacionais e discutir a contribuição para a melhoria de desempenho e segurança do veículo estudado.

1.4 JUSTIFICATIVA DO ESTUDO

No contexto de modificações de veículos antigos, pequenas alterações podem ser facilmente realizadas e se ter grande aumento de potência (ADAMS, 1993), mas nem sempre este tipo de modificação é acompanhado por aprimoramentos no sistema de suspensão, direção e freios, comprometendo principalmente a segurança e secundariamente o desempenho pela falta de equilíbrio do conjunto. Desta forma, é necessário que haja um ajuste fino dos parâmetros de suspensão para que se tenha

o funcionamento adequado deste sistema, atingindo elevado grau de desempenho nas condições às quais o automóvel é submetido (ADAMS, 1993).

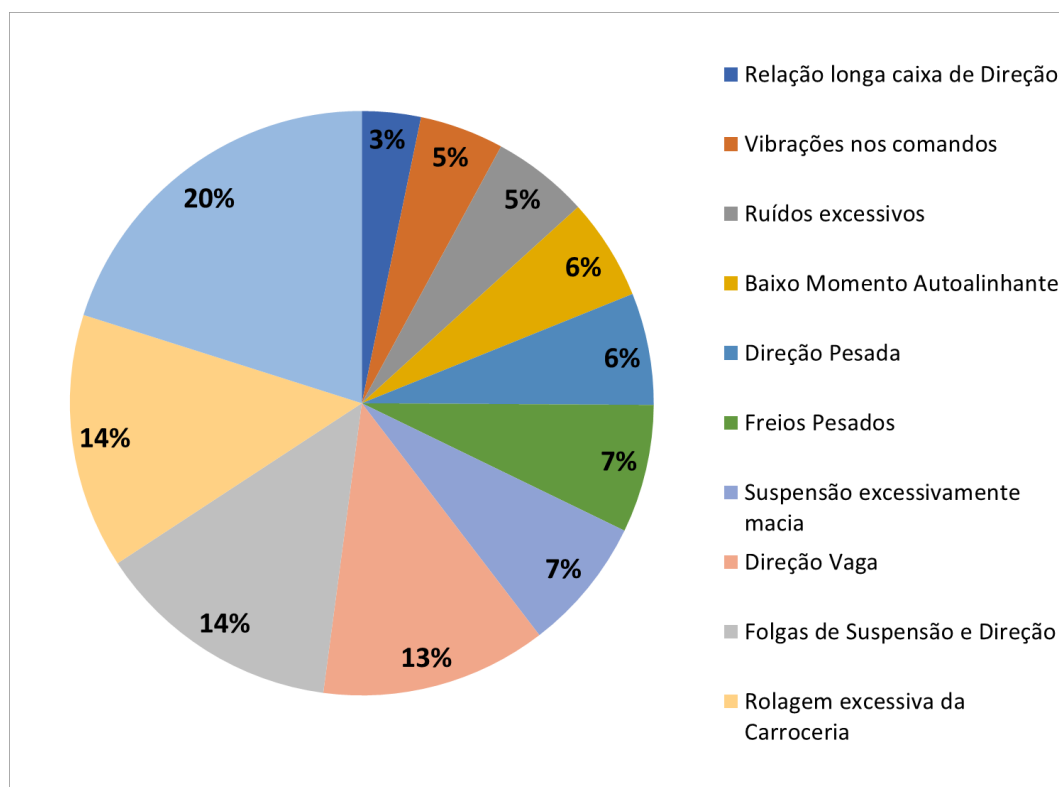
É vantajoso que se desenvolva um trabalho sistematizado para otimizar os subsistemas de suspensão e direção de um veículo antigo, realizando melhorias em seu desempenho dinâmico lateral e longitudinal. É almejado com este trabalho atingir efeitos relevantes ao ajuste de características como constante elástica das molas e ajustes geométricos da suspensão – curvas de variação de câmbor e convergência, ângulo de cáster.

1.4.1 Pesquisa quantitativa prévia

De modo a verificar a plausibilidade da realização deste estudo e proporcionar um indicativo da sua relevância para a sociedade, realizou-se uma pesquisa por meio de um formulário *on-line* acerca da percepção de segurança e satisfação com o desempenho entregue por veículos antigos aos seus condutores. O questionário foi direcionado ao público-alvo consumidor de tal tipo de veículo por meio de grupos nas redes sociais associados a clubes de determinado modelo/montadora ou a outros veículos da mídia especializada no segmento.

Disponível entre 30 de julho e 14 de agosto de 2018, foram registradas 546 respostas, das quais 521 foram de condutores regulares de veículos antigos. 64% dos condutores julgam que o desempenho dos seus veículos não é seguro para os padrões atuais se considerados suspensão, direção e freios conforme o projeto original. Quando indagados a respeito dos fatores mais impactantes na sensação de segurança na condução de um veículo antigo, verificou-se que 61% das queixas estavam relacionadas aos sistemas de direção e suspensão conforme o Gráfico 2.

Questionou-se a respeito de modificações já realizadas ou desejadas pelos condutores e proprietários. Dentre as respostas, 70% dos condutores tinham o desejo ou já haviam realizado modificações. Destes, 58% mencionam palavras-chave relacionadas aos subsistemas em questão. Todavia, das 216 respostas a esta pergunta, apenas 9 não mencionaram modificações visando aumento de potência. Isto implica que, no público alvo pesquisado, há uma alta probabilidade de encontrar veículos com características de dinâmicas lateral inadequadas ao novo cenário de desempenho longitudinal.

Gráfico 2 - classificação de reclamações apontadas na pesquisa.

Fonte: Os Autores (2018)

Em suma, a situação problema, com os aspectos técnicos expostos decorrentes das melhoras de pavimento e substituições de pneus, combinados às respostas da pesquisa de campo, convergem para sustentar a pertinência desse estudo. O questionário apresentado na pesquisa e seus resultados podem ser consultados no APÊNDICE A – PESQUISA QUANTITATIVA.

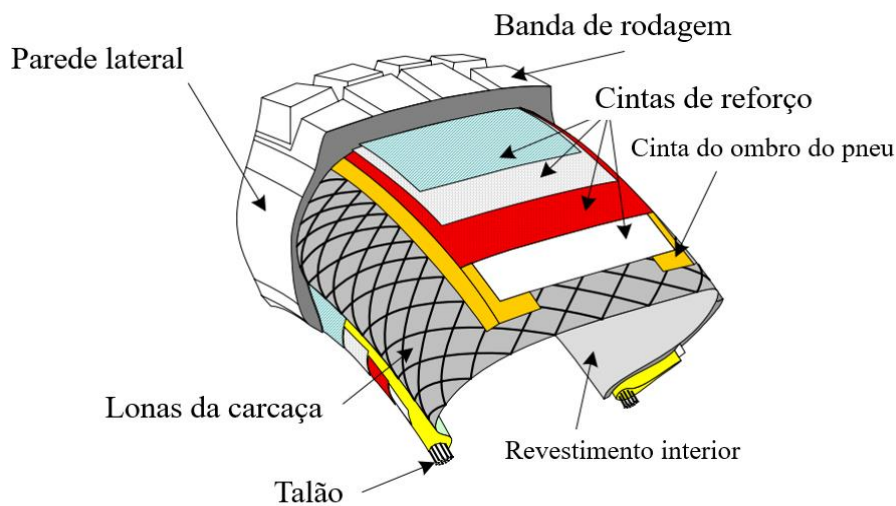
2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1 PNEUS

Os pneus de um veículo são os únicos elementos em contato com o solo capazes de transmitir as forças necessárias para seu controle. Os pneus suportam as cargas a eles imprimidas por meio do ar pressurizado contido em seu interior, que gera tensão nas fibras de sua estrutura, transmitindo as forças aplicadas pelo veículo ao solo e vice-versa. (JAZAR, 2009).

Os tipos de construção de pneus são basicamente dois: diagonais e radiais. O que determina cada tipo é o ângulo entre os cordões de reforço da carcaça e o plano do pneu. Pneus diagonais têm seus cordões alinhados diagonalmente entre um talão e o outro num ângulo de aproximadamente 30 graus, como visto na Figura 1. Cada camada que compõe a carcaça é orientada no sentido oposto à anterior, de modo que a resistência do pneu seja a mesma em ambas as direções. Podem ou não ser utilizadas camadas extra de reforços paralelas ao sentido de rodagem do pneu.

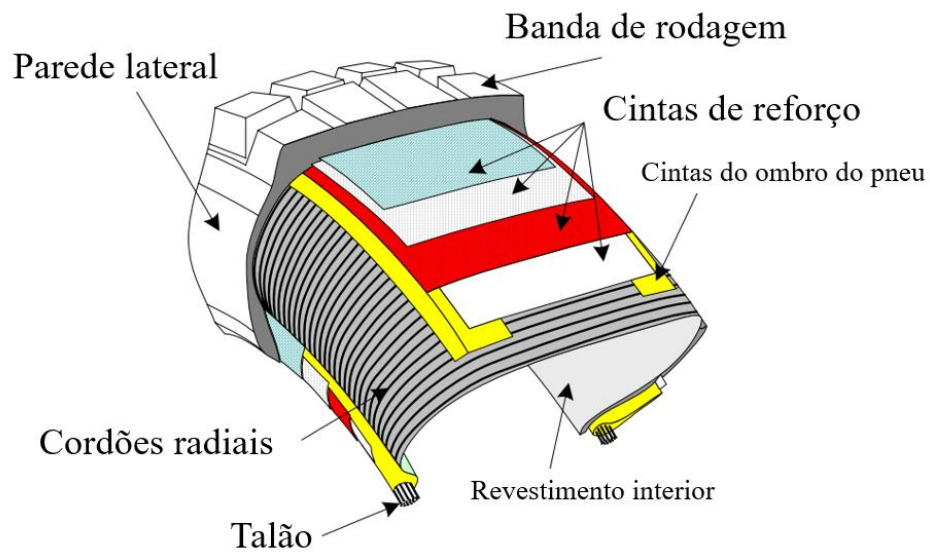
Figura 1 - Construção do pneu diagonal



Fonte: Adaptado de Jazar, 2009

Os pneus radiais, conforme a Figura 2, por sua vez, são construídos com cordões de reforço montados paralelamente de um talão ao outro, perpendiculares à linha de centro do pneu (JAZAR, 2009). Os reforços da banda de rodagem são similares aos dos pneus diagonais.

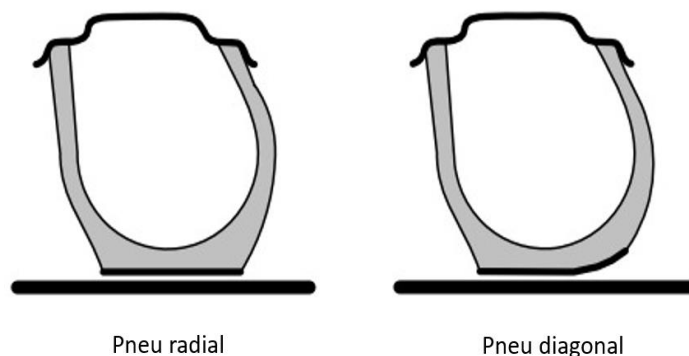
Figura 2 - Construção do pneu radial



Fonte: Adaptado de Jazar, 2009

As diferenças construtivas entre os pneus implicam que eles tenham características dinâmicas diferentes entre si nos efeitos da aplicação de forças laterais na área de contato pneu-solo. Os pneus radiais concentram a deformação nas paredes laterais enquanto sua banda de rodagem permanece paralela ao solo. Os pneus diagonais, por sua vez, mantêm uma área de contato menos estável em sua banda de rodagem. Esse efeito é oriundo da natureza cruzada dos cordões presentes nas lonas dos pneus diagonais, que fazem com que a banda de rodagem e a parede lateral do pneu atuem como uma unidade e deformem em conjunto. Quando as paredes defletem sob carga (vertical ou lateral), a banda de rodagem se estreita e distorce, reduzindo a aderência (JAZAR, 2009). O efeito é visualizado na Figura 3.

Figura 3 - Visualização da diferença na deformação da área de contato pneu-solo entre pneus radiais e diagonais sob a ação de força lateral.



Fonte: Adaptado de Jazar, 2009

O pneu radial começou a ser utilizado em maior escala no início da década de 70 nos Estados Unidos. Em 1974 a utilização deste tipo de pneu saltou de 19,2% para 43,9% em comparação com o ano anterior. Como comparação, no ano de 1970 o mercado de pneus radiais tinha participação em cerca de 1,2% nos EUA (RADIAL..., 1981). No Brasil, o primeiro veículo de passeio comercializado com pneus radiais foi o Fiat 147 em 1976 (VEJA..., 2016). No entanto, os projetos correntes na época permaneceram utilizando os pneus diagonais enquanto estes foram economicamente viáveis.

2.2 SISTEMA DE SUSPENSÃO

O sistema de suspensão faz a ligação entre a plataforma do veículo – e.g.: chassi ou monobloco – e as rodas, permitindo movimento relativo entre as partes (JAZAR, 2009).

Conforme Gillespie (1992), existem cinco funções básicas da suspensão:

- i. Isolar o chassi das irregularidades do solo, mantendo contato pneu-solo.
- ii. Manter as rodas com os ângulos de deriva e cambagem desejados.
- iii. Manter o controle sobre as forças longitudinais, verticais e laterais produzidas pelo pneu.
- iv. Evitar a rolagem excessiva da carroceria.
- v. Manter o contato pneu-solo com a menor variação de carga possível.

Os requisitos para um projeto de suspensão são definidos a partir de parâmetros ideais de controle cinemático de suspensão, aliado ao custo, peso, espaço físico disponível, manufaturabilidade, facilidade de montagem, e outros aspectos definidos como premissas para o projeto.

2.3 SISTEMA DE DIREÇÃO

A função do sistema de direção de um veículo terrestre é orientar o eixo direcional do veículo em resposta aos comandos do condutor e prover o controle direcional da trajetória do veículo. Os mecanismos e conceitos mecânicos utilizados variam de acordo com a aplicação, porém seu funcionamento de modo geral é bastante similar: o volante de direção, comandado pelo motorista, é ligado a uma redução mecânica que converte o torque de acionamento em força para transladar as

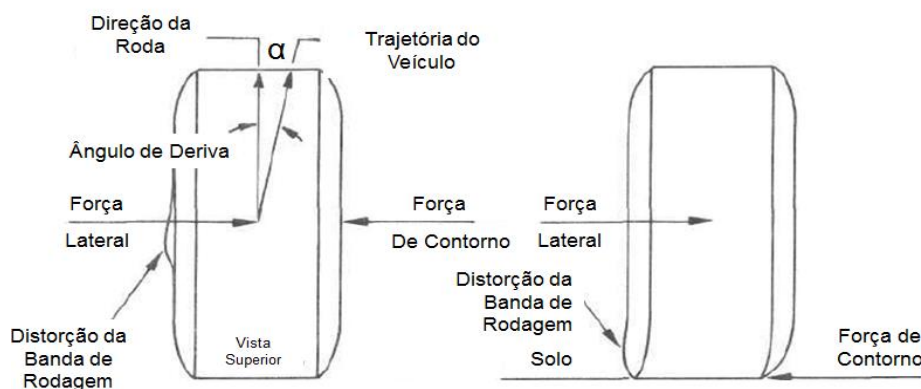
barras ligadas às rodas, provocando sua rotação em relação ao plano vertical. (GILLESPIE, 1992).

2.4 ÂNGULO DE DERIVA

Em uma trajetória curva percorrida por um veículo, a atuação de força lateral distorce o pneu lateralmente no ponto de contato com o solo (Figura 4). Essa distorção define a trajetória que o veículo de fato irá percorrer. Define-se como Ângulo de Deriva (α), o ângulo entre a direção da trajetória do veículo e o sentido para o qual o pneu aponta. (PUHN, 1976).

2.5 ÂNGULO DE CÂMBER

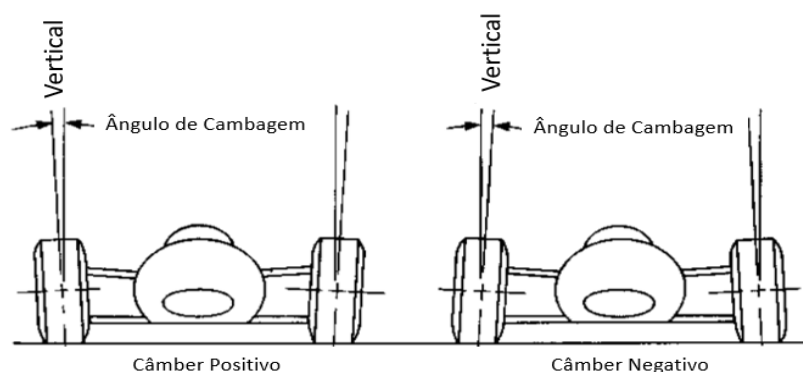
Figura 4 - Definição do ângulo de deriva



Fonte: Adaptado de Puhn, 1976.

Puhn (1976) define o ângulo de câmbor como o ângulo entre o plano da roda e o eixo vertical relativo ao solo. É convencionalizado conforme a Figura 5: positivo quando se tem o topo da roda apontando para fora do veículo e negativo quando este aponta no sentido contrário.

Figura 5 – Ângulos de cambagem positivo e negativo



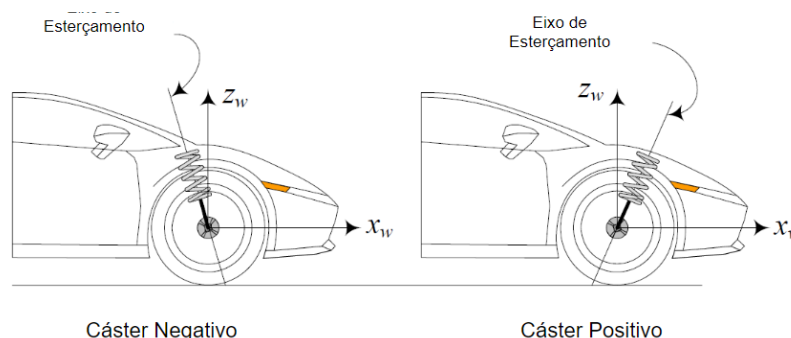
Fonte: Adaptado de Puhn, 1976.

Este parâmetro tem relação direta com a dinâmica lateral do veículo. Adams (1993) pontua que o pneu sempre terá a máxima tração quando sua carga vertical for perpendicular ao solo. Destarte, quando a banda de rodagem possuir a maior superfície de contato com o solo, o automóvel conseguirá a maior tolerância a forças laterais e verticais e, portanto, a maior capacidade de produzir aceleração.

2.6 CÁSTER

Define-se o ângulo de cáster como aquele entre o eixo de esterçamento das rodas direcionais e o plano perpendicular ao solo quando observada a vista lateral do veículo (NICOLAZZI, 2005). É definido como positivo quando o eixo de esterçamento do sistema de suspensão está inclinado para a frente do veículo e negativo quando este aponta para a traseira do veículo, tal como na Figura 6 (JAZAR, 2009).

Figura 6 - Ângulo de cáster



Fonte: Adaptado de Jazar, 2009.

O cáster negativo aumenta o momento de auto-alinhamento do volante em curva, forçando a roda a apontar para o sentido de movimento do veículo. Veículos com maior cáster negativo tendem a apresentar boa estabilidade direcional. O cáster positivo, por sua vez, tem como característica aliviar o esforço para esterçar o veículo. Contudo, isso resulta em menor estabilidade direcional, tornando o veículo mais vulnerável a oscilações na pista.

2.7 COMPORTAMENTO DINÂMICO LATERAL

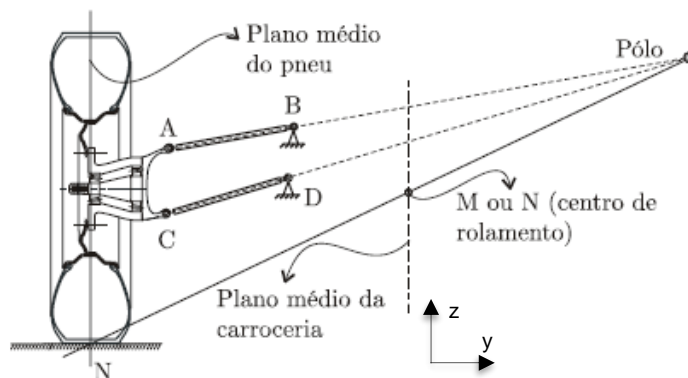
2.7.1 Transferência de carga

Com a rolagem da carroceria, é induzida uma disparidade de cargas exercidas sobre os pneus internos e externos à curva. A rolagem é o movimento de rotação do veículo em torno de seu eixo longitudinal. Esse movimento tem como referência o eixo de rolagem, que é, geometricamente, a conexão dos centros de rolagem das suspensões dianteira e traseira (JAZAR, 2009). A rolagem promove diversos efeitos que impactam na aderência do veículo, como: variação de cambagem, variação de convergência e inclinação da carroceria - esta última podendo inclusive ocasionar o capotamento do veículo. Em uma situação ideal, deseja-se a inexistência de transferência de carga entre as rodas do veículo. Nesta situação o automóvel seria o mais estável possível durante acelerações em qualquer direção.

2.7.2 Centro instantâneo da suspensão

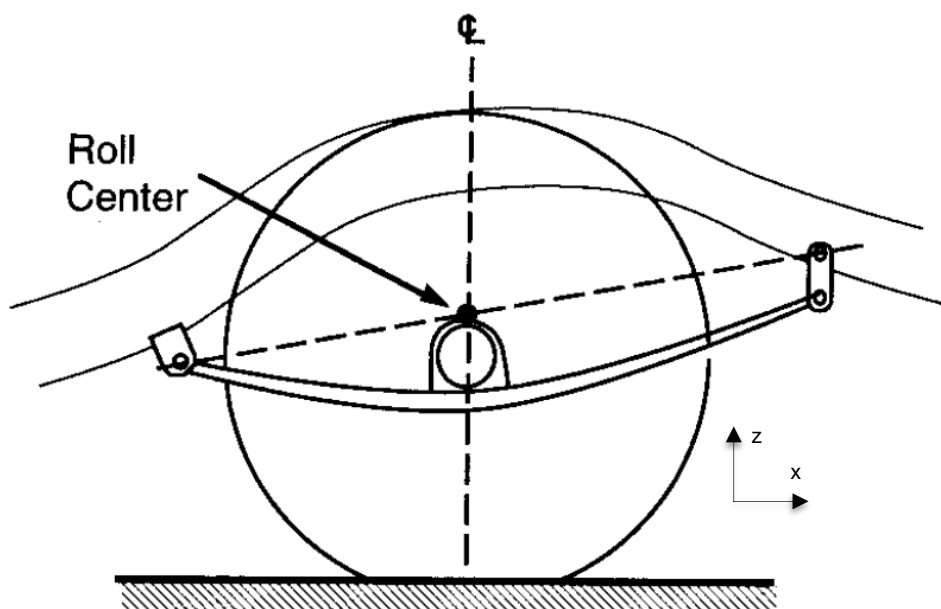
Nicolazzi (2008) define este ponto como sendo o único ponto de um plano vertical que passa pelo centro do eixo que, num determinado momento, permanece sem movimento. Entende-se desta maneira que é o local a partir do qual a massa suspensa inicia sua rolagem. A definição do centro instantâneo de uma suspensão independente de braços sobrepostos é vista na Figura 8. Para uma suspensão do tipo dependente com molas semielípticas, Gillespie (1992) define este ponto, conforme a Figura 7, como a interseção da linha que liga ambas as extremidades da mola com a carroceria com a linha média do pneu.

Figura 8 - Centro instantâneo de uma suspensão independente de braços sobrepostos.



Fonte: NICOLAZZI, 2008.

Figura 7 - Centro de rolagem de uma suspensão de eixo rígido com molas semielípticas

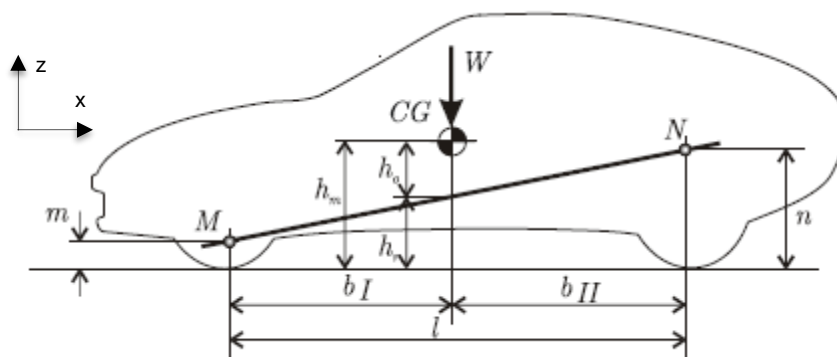


Fonte: GILLESPIE, 1992

2.7.3 Braço de momento de rolagem

O eixo de rolagem é dito como aquele que liga os centros instantâneos das suspensões dianteiras e traseiras, localizado no meio do carro quando visto de frente. É neste eixo que se observa o rolar da carroceria quando submetida a uma força lateral (NICOLAZZI, 2008). A altura entre o CG e o eixo de rolagem define o braço de momento de rolagem. Normalmente, quanto maior este braço, mais facilmente ocorre o tombamento da carroceria e, portanto, mais elevada será a transferência de carga entre as rodas durante o contorno de uma curva.

Figura 9 - Definição do eixo de rolagem da carroceria do veículo



Fonte: NICOLAZZI, 2008.

2.7.4 Rigidez à rolagem

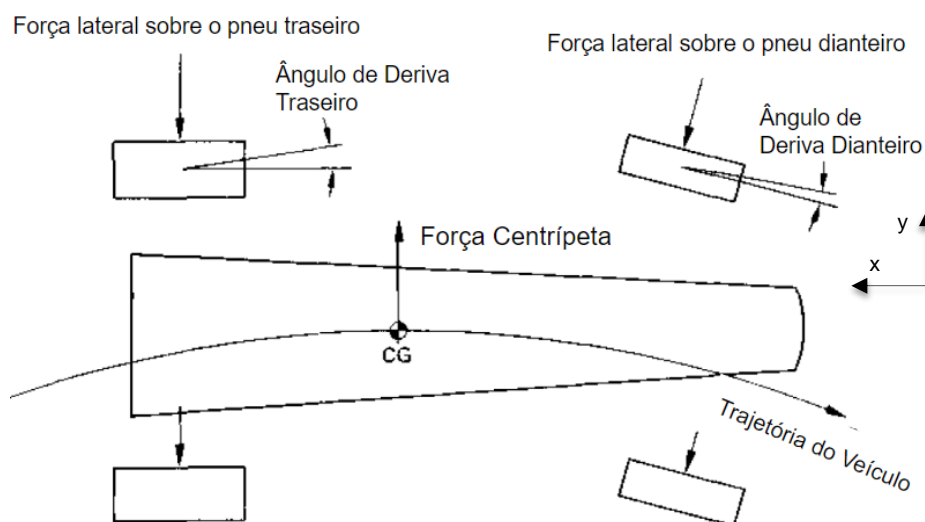
Rigidez à rolagem (ou gradiente de rolagem) é o torque necessário para rolar a carroceria do veículo em um determinado ângulo (GILLESPIE, 1992). É importante ter conhecimento destes valores para a correta caracterização, e assim otimização de parâmetros de geometria de suspensão, podendo desta forma aprimorar a interface de contato pneu-solo conforme o comportamento cinemático do sistema de suspensão. A diferença entre o gradiente de rolagem dos eixos dianteiro e traseiro tem influência direta no comportamento esterçante do veículo tanto em uma trajetória em regime permanente como no limite de aderência.

2.7.5 Comportamento Esterçante

O comportamento esterçante de um veículo é definido pela diferença de ângulo de deriva entre os pneus dianteiros e traseiro ao percorrer uma curva. Diz-se que o veículo é sobreesterçante quando este ângulo é maior nos pneus traseiros,

subesterçante quando nos pneus dianteiros e neutro quando iguais para todas as rodas. Cada tipo de comportamento tem particularidades que impactam diretamente na condução de um automóvel com segurança. A Figura 10 ilustra uma diferença entre ângulos de deriva que resulta num comportamento sobreesterçante.

Figura 10 – Demonstração de um comportamento sobreesterçante com os ângulos de deriva.



Fonte: Adaptado de Puhn, 1976.

3 METODOLOGIA

Este capítulo tem como objetivo descrever as etapas metodológicas para o desenvolvimento do trabalho. O objetivo é realizar a modelagem do sistema de suspensão e direção de um veículo antigo, e então por meio de ferramentas computacionais, propor modificações com o objetivo de atingir um melhor desempenho e maior segurança.

3.1 OBJETO DE ESTUDO

Para o presente estudo, devido a facilidade de acesso ao veículo, será utilizado um Ford Maverick Super Luxo 1976 com carroceria cupê e motor de 4 cilindros em linha, apresentado na Figura 11. As dimensões básicas do veículo são descritas na Tabela 1.

Figura 11 – Objeto de estudo



Fonte: Os Autores (2018)

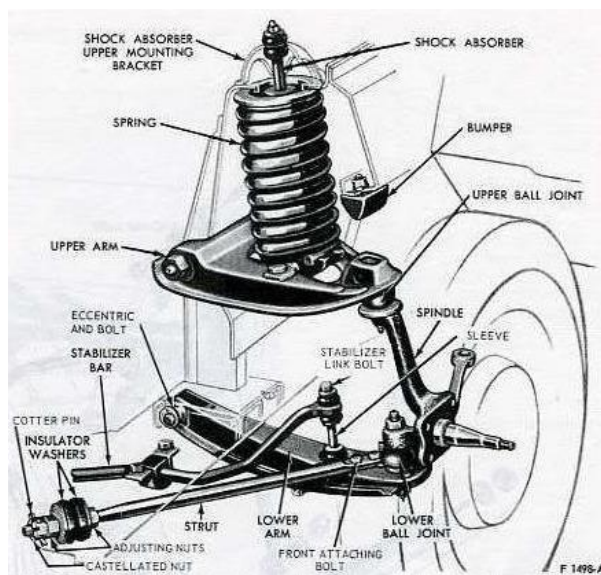
Tabela 1 – Dimensões básicas do veículo

Característica	Valor
Massa (kg)	1275
Distância entre-eixos (mm)	2619
Largura (mm)	1791
Comprimento total (mm)	4555
Altura (mm)	1346
Distância mínima da carroceria ao solo (mm)	173

Fonte: Os Autores (2018)

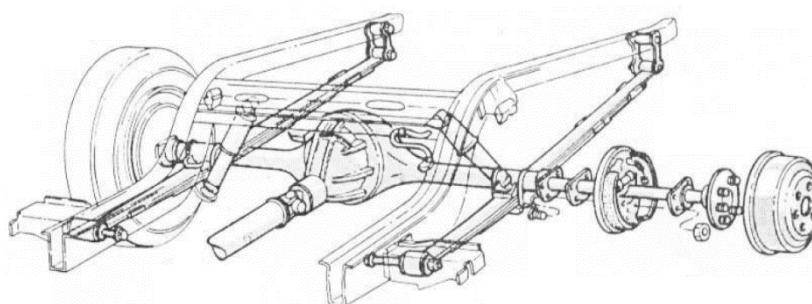
O Ford Maverick possui uma construção de carroceria do tipo monobloco, com sistema de suspensão dianteira independente por braços triangulares sobrepostos (Figura 12). O mecanismo traseiro é do tipo eixo rígido com molas semielípticas longitudinais (Figura 13). O sistema de direção é composto por uma caixa de esferas recirculantes (setor-sem fim) com braço de Pitman e relação de transmissão de 22,1:1, sem qualquer tipo de assistência.

Figura 12 – Construção do sistema de suspensão dianteira de um Ford Maverick.



Fonte: FORD MOTOR COMPANY (1973)

Figura 13 – Esquema da suspensão traseira de um Ford Maverick.

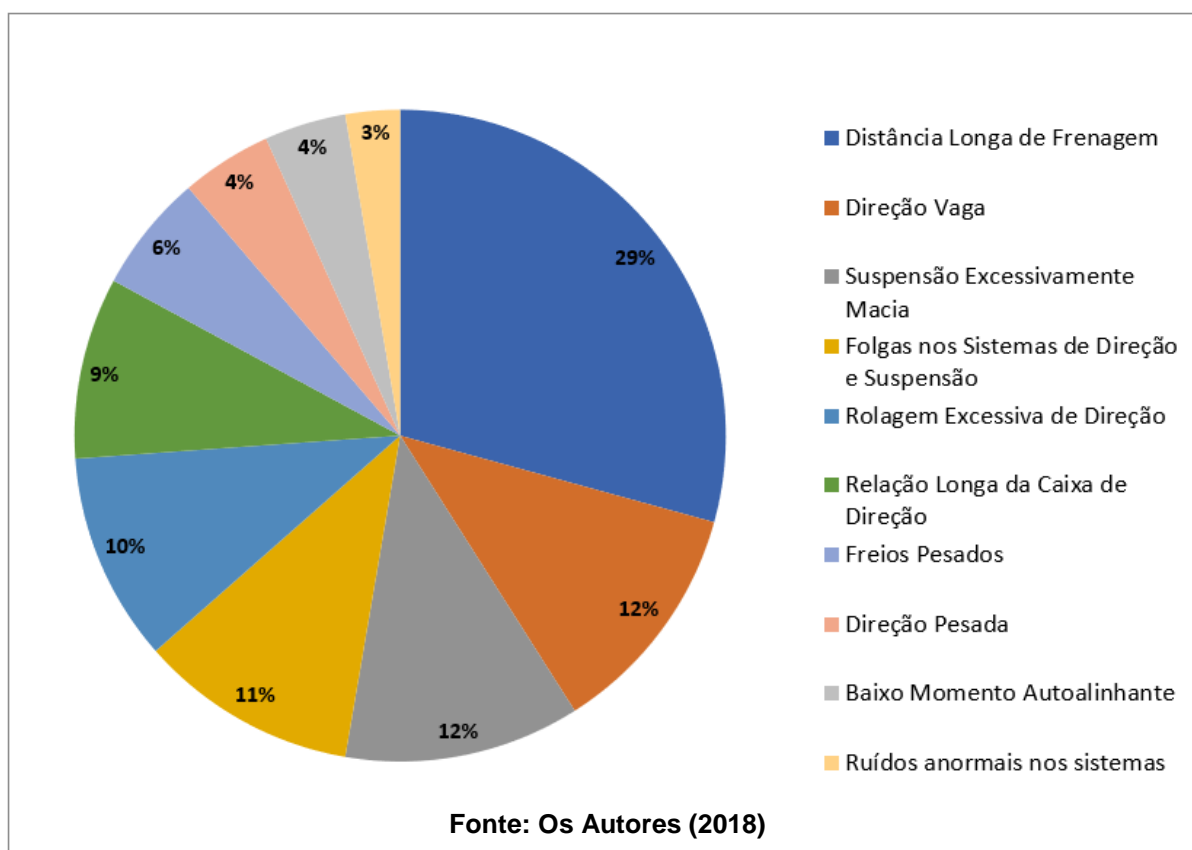


Fonte: Fonte: FORD BRASIL S.A (1973)

O Ford Maverick reúne características de projeto relevantes para este estudo devido ao fato de seu projeto datar de 1969 (GREGSON, 2011). Portanto, um automóvel construído para cumprir com padrões de rodagem condizentes com o período. Observa-se no Gráfico 3 – Reclamações relacionadas ao Ford Maverick que

as reclamações relativas a esse modelo específico condizem com o resultado global da pesquisa apresentada na seção 1.4.1.

Gráfico 3 – Reclamações relacionadas ao Ford Maverick



3.2 FERRAMENTAS COMPUTACIONAIS

Os programas computacionais a serem utilizados no estudo serão os seguintes:

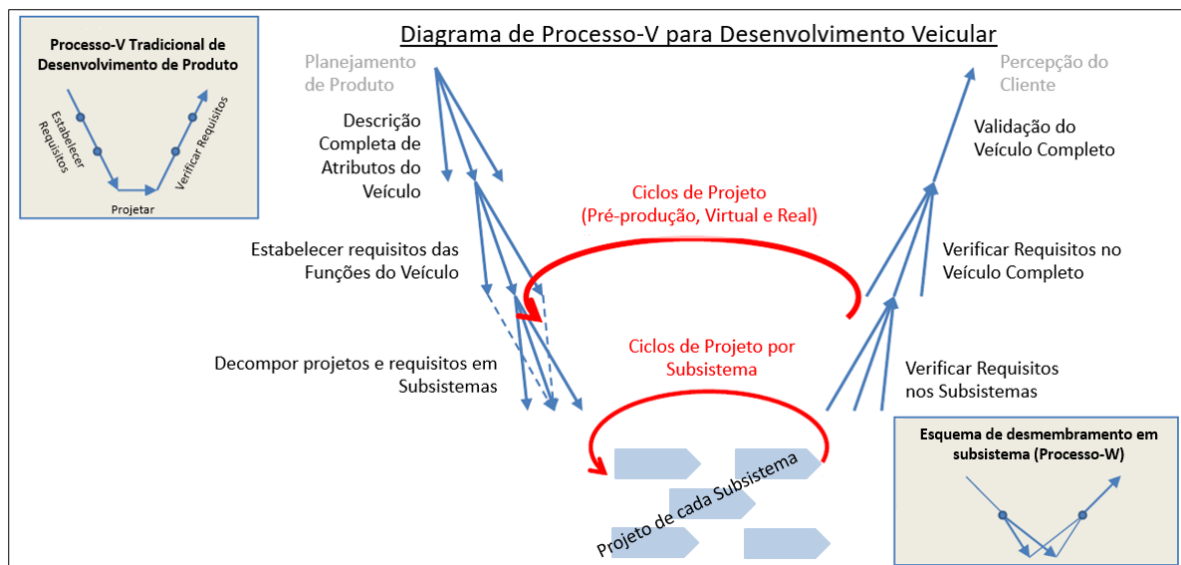
- *Lotus® Shark: Suspension Analysis Software (Lesoft)*: Programa desenvolvido pela montadora de automóveis homônima, mundialmente conhecida por seus veículos de alto desempenho. Tem como recurso a modelagem tridimensional dos sistemas de suspensão e direção inserindo as coordenadas dos pontos de fixação dos braços na a estrutura e a geometria dos componentes constituintes. Possibilita a análise da trajetória descrita pela roda com o curso de suspensão, bem como as forças resultantes no sistema.

- *Mechanical Simulation CarSim®*: Desenvolvido pela empresa fundada por Thomas D. Gillespie, tem por finalidade realizar simulações de desempenho dinâmico de veículos automotores. Por meio da inserção de curvas e valores relacionados aos sistemas de direção, suspensão, pneus, transmissão e aerodinâmica, permite que testes de rodagem sejam simulados. O *software* possui uma ampla biblioteca de veículos pré-carregados, que podem ser utilizados com a finalidade comparativa no estudo de um projeto.

3.3 FLUXOGRAMA DO PROCESSO DE DESENVOLVIMENTO

O processo de otimização dos subsistemas do objeto do estudo será realizado com base no modelo em “V” para desenvolvimento de um projeto de veículo visto na Figura 14 e exposto em Jacobson et. al. (2017). Assim, com base na pesquisa realizada serão definidos os requerimentos necessários para o veículo, e o impacto deles no respectivo subsistema.

Figura 14 – Diagrama V do processo de desenvolvimento um veículo.

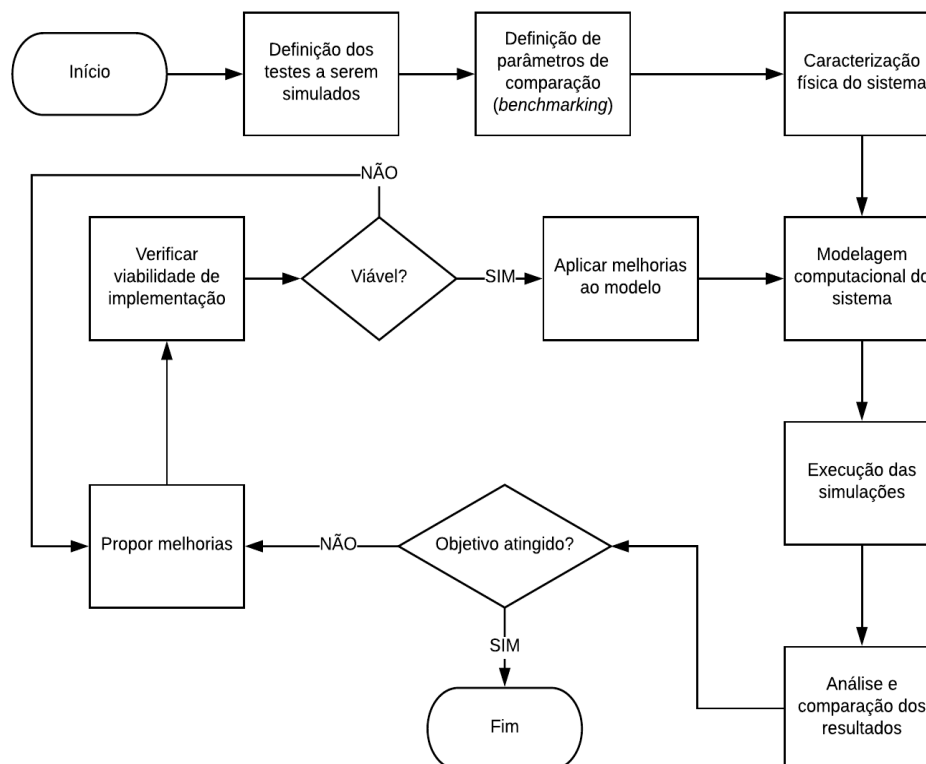


Fonte: Adaptado de Jacobson et al., 2017

Será realizada a otimização do projeto dos subsistemas de suspensão e direção para garantir o atingimento das melhorias apontadas pelos usuários pesquisados. O processo de otimização do projeto matemático é cíclico, de forma que se propõe a melhoria, verifica-se sua viabilidade, implementa-se e verificam-se os

resultados. De forma específica, é proposta a realização do fluxograma da Figura 15, que será detalhado na sequência deste capítulo.

Figura 15 - Fluxograma da metodologia proposta para otimização dos subsistemas



Fonte: Os Autores (2018)

3.4 DEFINIÇÃO DOS TESTES

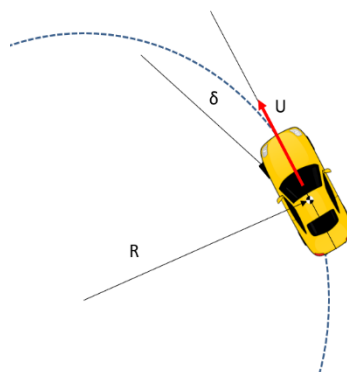
A eficácia das melhorias aplicadas no sistema é verificada por meio da simulação de testes realizados a nível veicular para avaliação de parâmetros específicos da dinâmica do automóvel. Para validação das melhorias propostas neste estudo, serão simulados os testes de frenagem em trajetória curva, curva de raio constante e desvio de obstáculo.

Embora a otimização do desempenho de frenagem não seja um dos objetivos deste estudo, esta verificação se faz necessária pelo alto índice de reclamações dos condutores pesquisados. Uma geometria de suspensão que piore o desempenho de frenagem é indesejada e será reprovada como proposta de melhoria.

3.4.1 Curva de raio constante

Os resultados avaliados nesse teste são o limite de aceleração lateral, medido em número de vezes a aceleração da gravidade (g) e o comportamento esterçante. Uma ilustração do teste é vista na Figura 16.

Figura 16 – Desenho esquemático para teste de curva em regime estacionário de raio constante

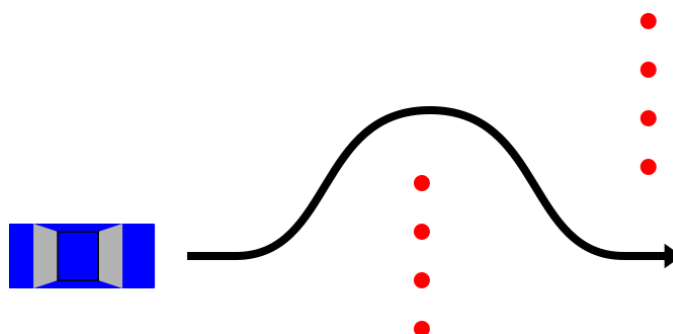


Fonte: Os Autores (2018)

3.4.2 Desvio brusco de obstáculo

O desvio brusco de obstáculo – originalmente conhecido como teste do alce ou, em inglês, *double lane change* – é um teste concebido para simular o desvio de um obstáculo – e. g.: um alce – e retorno rápido à faixa de origem, de forma a evitar uma potencial colisão frontal.

Figura 17 – Manobra realizada durante "teste do alce".



Fonte: Autor Desconhecido

É uma manobra que busca avaliar a máxima velocidade em que um veículo permite executar uma manobra de desvio brusco e subsequente retorno à trajetória de origem, esquematizado na Figura 17. Com essa simulação, será verificado se a transição de comportamento dinâmico é segura para aplicação do veículo em vias públicas. Além da capacidade de execução da manobra com sucesso, é necessário avaliar a tendência de capotamento do veículo devido ao aumento repentino de aceleração lateral, exemplificado na Figura 18. Nesse teste, a perda de controle do veículo pelo piloto ou a perda de contato das rodas internas à curva com o solo incorre em reprovação do veículo.

Figura 18 – Exemplo de um caso de risco de capotamento durante o "teste do alce".



Fonte: STJERNA (2016)

3.5 CARACTERIZAÇÃO FÍSICA DO SISTEMA

Para a caracterização do sistema, serão feitas medições reais do veículo como, aferição de massa, localização do CG, medição dos pontos de fixação dos sistemas de suspensão e direção e a obtenção das constantes elástica e de amortecimento.

Após a execução das simulações do modelo inicial e a verificação da validade do modelo, serão correlacionados os resultados obtidos com seu efeito na percepção reclamada pelos usuários na pesquisa. A partir disso, são propostas otimizações de acordo com a influência dos parâmetros definidos na bibliografia. Contudo, as melhorias propostas precisam ser viáveis para implementação no veículo. Deverá ser conduzida uma análise das restrições espaciais e estruturais para limitar as modificações a serem avaliadas. As simulações serão refeitas com as melhorias. Atingidos os objetivos, o processo é dado como concluído.

4 CARACTERIZAÇÃO FÍSICA DO SISTEMA

Para construção do modelo virtual dos subsistemas de suspensão e direção do Ford Maverick, foi necessário obter os seguintes dados no veículo completo:

- i. Massas total, suspensa e não-suspensa
- ii. Posição do centro de gravidade (CG)
- iii. Posição dos pontos de trabalho dos sistemas de suspensão e direção
- iv. Constante elástica das molas

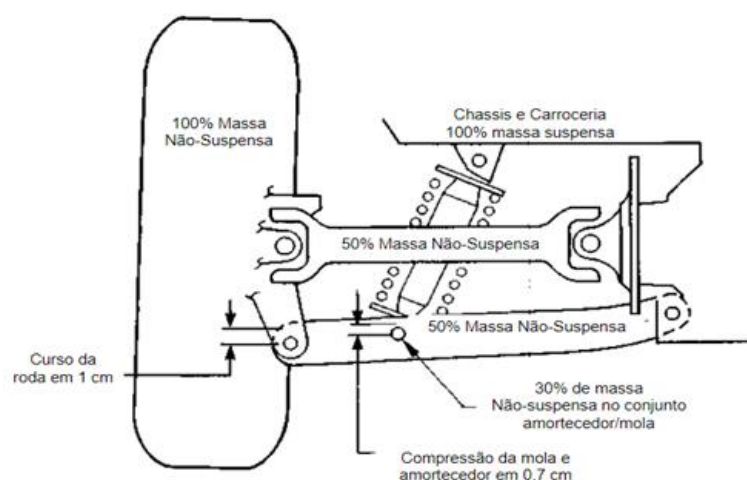
Os métodos utilizados e resultados para aquisição de tais informações serão detalhados a seguir.

4.1 MASSAS E POSIÇÃO DO CENTRO DE GRAVIDADE

4.1.1 Massa Não Suspensa

Define-se como massa não-suspensa todos os componentes que se movimentam junto com o curso da roda, a exemplo da próprio conjunto roda-pneu, cubos de roda, freios e braços de suspensão. Alguns dos componentes destes sistemas podem ter sua massa somente parcialmente não suspensa. A razão de massa suspensa para não-suspensa é determinante para o comportamento dinâmico do veículo.

Figura 19 – Relação de componentes de massa suspensa e não-suspensa. Mola e amortecedores têm sua massa não-suspensa equivalentes à massa multiplicada pela razão de instalação.



Fonte: Adaptado de Puhn, 1976.

Numa regra geral quanto maior a razão, melhor será a resposta do sistema de suspensão para irregularidades da via, colaborando para a manutenção do contato pneu-solo (PUHN,1976). Para obtenção dos valores, foram feitas medições individuais dos componentes associados diretamente ao movimento das rodas. A massa não suspensa total por eixo pode ser consultada na Tabela 2, enquanto os valores individuais por componente podem ser consultados no apêndice B – massa dos componentes do veículo contribuintes para a massa não suspensa

Figura 20 – Aferição de massa de componentes da suspensão.



Fonte: Os Autores (2019)

Tabela 2: Valores de massa e suas respectivas relações de contribuição para a massa não-suspensa

Eixo	Massa não suspensa (kg)
Dianteiro	83,77
Traseiro	107,85
Total	195,37

Fonte: Os Autores (2019)

4.1.2 Massa Total e Massa Suspensa

Estabelece-se como massa suspensa tudo o que é sustentado pelas molas do veículo, como por exemplo o Chassis/Monobloco, motor, ocupantes, combustível entre outros periféricos (PUHN, 1976). Para a medição da massa foram utilizadas duas balanças com resolução de 5 kg acopladas a um terminal de pesagem METTLER TOLEDO IND780 (Figura 21).

A medição foi realizada um eixo por vez, em piso plano, com o veículo completo, incluindo motorista em posição de pilotagem, tanque de combustível com metade da capacidade total, bem como todos os fluidos e equipamentos necessários para funcionamento e segurança.

Figura 21 – Terminal de Pesagem Mettler Toledo IND780



Fonte: Os Autores (2019)

Tabela 3 – Massas aferidas em cada roda do veículo

Fonte: Os Autores, 2019

Leituras do terminal de pesagem (kg)	Direita	Esquerda
Dianteira	335	385
Traseira	315	325

Fonte: Os Autores (2019)

4.1.3 Posição do Centro de Gravidade

O centro de gravidade do veículo é um dos itens fundamentais na caracterização do desempenho de um veículo, uma vez que a capacidade de contorno de curva está diretamente ligada com a carga normal aplicada no contato pneu-solo. Esta, por sua vez, é consequência do peso do veículo e seu ponto de aplicação. Grande parte das modificações aplicadas a um veículo quando se busca maior desempenho, tem uma ligação direta com a alteração da carga vertical sobre as rodas (MILLIKEN; MILLIKEN, 1995)

Figura 22 – Aferição de massa apoiada sobre cada roda.



Fonte: Os Autores (2019)

Considera-se a origem do sistema no centro da banda de rodagem da roda dianteira esquerda e desta maneira, por meio de um diagrama de corpo livre do veículo. Com isto, é possível estabelecer a localização do centro de massa a partir de operações de equilíbrio de forças e momentos considerando os quatro pontos de apoio do veículo. O desenvolvimento algébrico é conforme a seguir, de Milliken e Milliken (1995):

$$\sum F = Fp$$

$$W1 + W2 + W3 + W4 = W$$

$$\sum M_x = 0$$

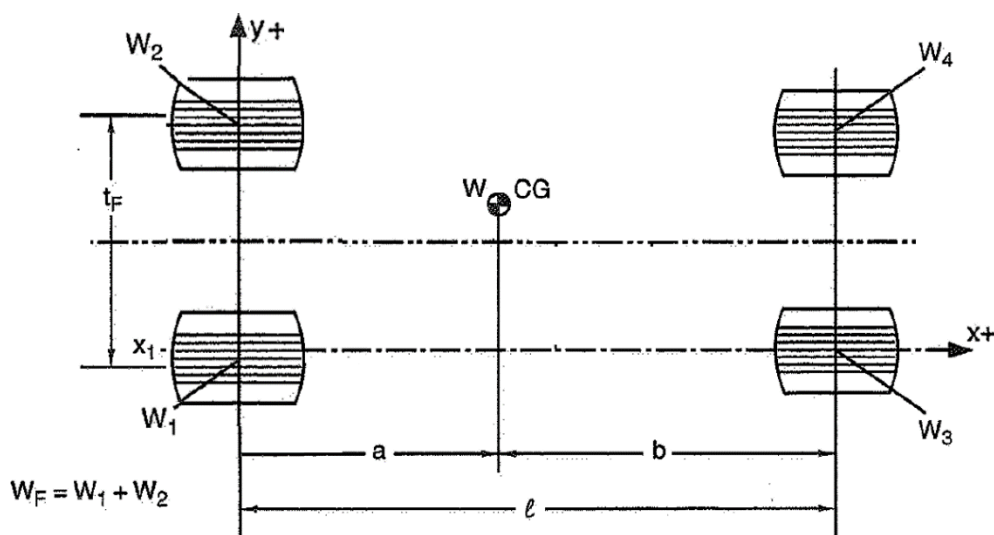
$$xg = \frac{W3l + W4l}{W}$$

$$\sum M_y = 0$$

$$y_g = \frac{W_2 t_f + W_4 t_f}{W}$$

Estabelece-se as coordenadas x_g e y_g para localização do centro de massa.

Figura 23 – Localização do centro de gravidade de um veículo ao longo do plano XY



Fonte: Adaptado de MILLIKEN; MILLIKEN, 1995

A definição da posição vertical do CG do veículo é feita por meio de uma segunda medição onde se eleva um dos eixos do veículo, simulando uma pista com inclinação θ . Os sistemas de suspensão devem ser travados para que diminua os erros decorrentes compressão devida à transferência de carga. Um novo equilíbrio de forças deve ser calculado para essa condição. A altura h é definida por Milliken e Milliken (1995) como:

$$h = R_p + \frac{m_F l - m b}{m \tan \theta}$$

Em que:

R_p – raio do pneu

m_F – massa apoiada sobre o eixo dianteiro do carro quando inclinado

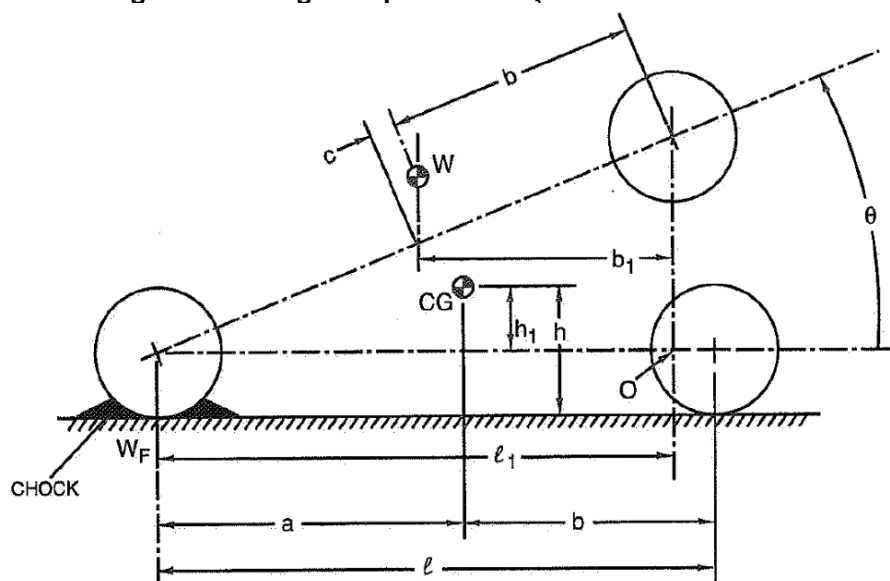
m – massa total do veículo

b – distância em X do eixo traseiro até o CG

l – entre-eixos do carro

θ – inclinação em graus

Figura 24 – Diagrama para realização do cálculo de altura do CG



Fonte: Os Autores (2019)

Figura 25 – Medição de massa com o veículo inclinado. $\theta = 13,62^\circ$



Fonte: Os Autores (2019)

Tabela 4: Parâmetros utilizados para cálculo da altura do CG

Variável	Valor
l (mm)	2647
t (mm)	1510
θ (graus)	13,62
m_F (kg)	755
b (mm)	1446

Fonte: Os Autores (2019)

Os valores obtidos com o cálculo são expostos na Tabela 5 e Figura 26:

Tabela 5 - Coordenadas da posição do centro de gravidade

Coordenadas Globais	Posição [mm]
X_g	1245,6
Y_g	721,7
Z_g	574

Fonte: Os Autores (2019)

Com base nos resultados apresentados é possível também obter as coordenadas globais do centro de gravidade da massa suspensa do veículo. Em uma suspensão simétrica, define-se o CG da massa não suspensa como a interseção da linha de centro da roda com o plano médio do veículo (MILLIKEN; MILLIKEN, 1995). Desta forma, conhecida a massa não suspensa em cada roda, basta diminuir estes valores da massa total, e repetir o processo descrito no equacionamento. A Tabela 6 traz o resultado de massa suspensa por roda e a

Tabela 7 traz as coordenadas globais do CG da massa suspensa.

Figura 26: Localização do CG em relação ao veículo no plano XZ e distribuição de massa percentual por eixo.



Fonte: Os Autores (2019)

Tabela 6 - Massa suspensa sobre cada roda

Eixo	Direita [kg]	Esquerda [kg]
Dianteiro	293,12	343,12
Traseiro	259,20	269,20

Fonte: Os Autores (2019)

Tabela 7 - Coordenadas globais do CG da massa suspensa

Coordenadas Globais	Posição [mm]
X_g	1200,95
Y_g	716,10
Z_g	644,06

Fonte: Os Autores (2019)

4.2 POSIÇÃO DOS PONTOS DE TRABALHO DA SUSPENSÃO

Os pontos de trabalho do sistema de suspensão do veículo foram determinados com o auxílio de um prumo e um plano milimetrado construído numa superfície plana abaixo do automóvel. Este método foi selecionado por conta de sua facilidade construtiva e baixo custo em relação a sua precisão de medição, satisfatória para análise em questão.

O plano milimetrado foi construído pela união de diversas folhas milimetradas do formato A3, de modo a garantir que toda a extensão dos pontos de fixação dos componentes de suspensão e centros das rodas pudessem ser mapeados. Para tanto, foi verificado que a superfície na qual seria realizada a medição era satisfatoriamente nivelada, utilizando um nível de bolha alinhado nos sentidos longitudinal e transversal ao veículo.

Figura 27: Plano milimetrado construído abaixo do veículo



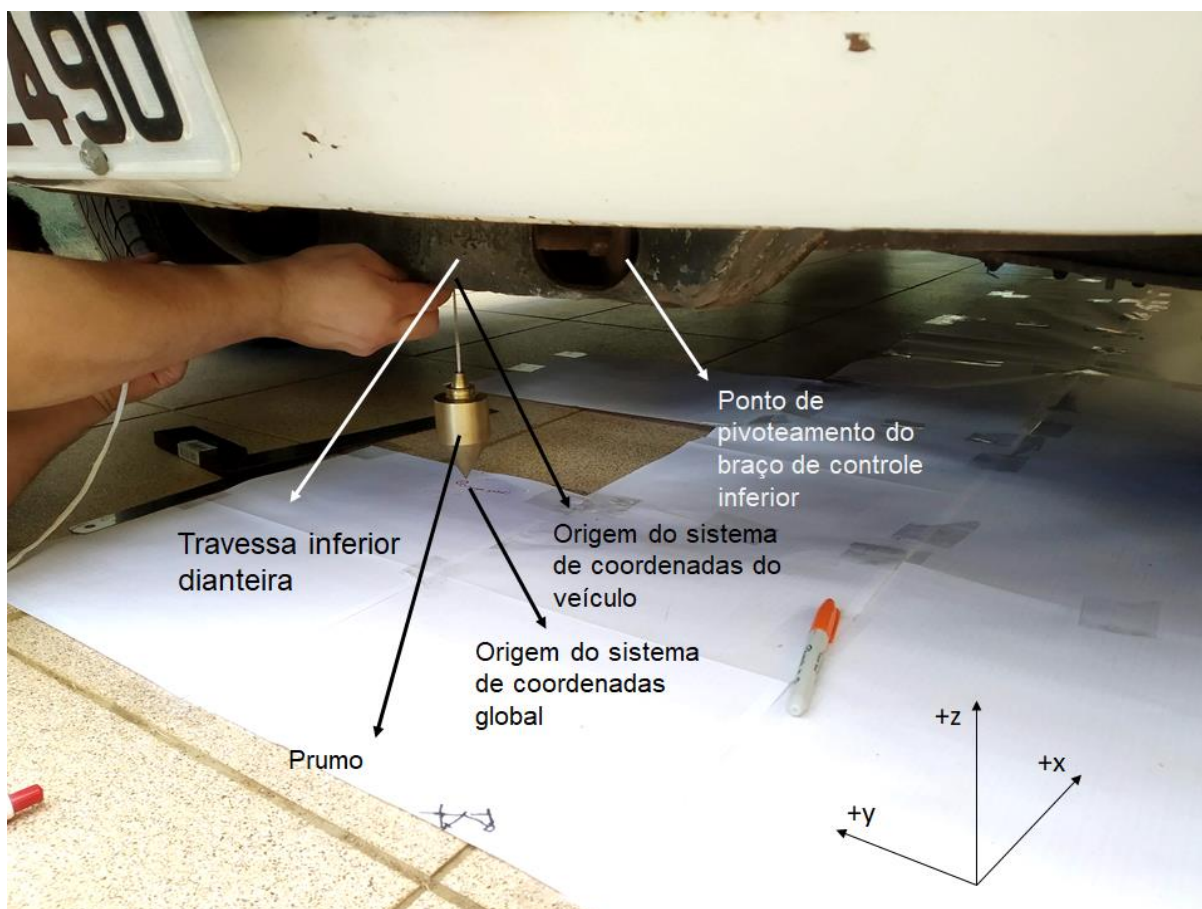
Fonte: Os Autores (2019)

Após construído o plano, o veículo foi alinhado ao que posteriormente seria denominado o eixo X utilizando como referência uma das longarinas da carroceria. Esse alinhamento foi realizado para que o eixo X do sistema de coordenadas global fosse alinhado ao eixo X do sistema de coordenadas do veículo, simplificando os cálculos. O lado esquerdo do veículo foi escolhido por conta da maior facilidade de acesso aos pontos em relação ao lado direito, que possui muitos dos pontos obstruídos pelo sistema de escapamento.

A primeira etapa da medição foi arbitrar um ponto de referência na carroceria do veículo para localizar a origem do sistema de coordenadas. O ponto escolhido foi o centro da travessa dianteira, que suporta o radiador e dois dos pontos de pivoteamento do braço de controle inferior.

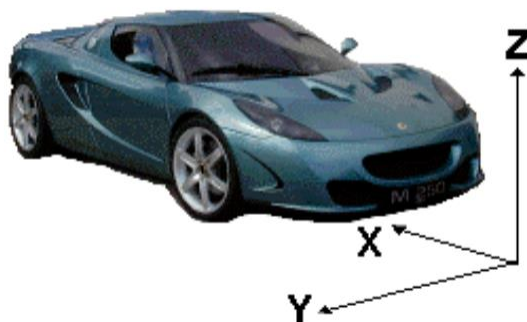
Enquanto as coordenadas X e Y dos pontos medidos são determinadas pelo plano milimetrado, a coordenada Z é dada pela soma do comprimento de barbante abaixo do ponto medido e o comprimento do prumo (103,8 mm). A orientação dos eixos coordenados foi definida para coincidir com a utilizada pelo programa *Lotus® Shark Suspension Analysis®*, conforme definido em seu manual de utilização, representado na Figura 29.

Figura 28 - Projeção do ponto selecionado como origem do sistema de coordenadas



Fonte: Os Autores (2019)

Figura 29 - Definição dos eixos coordenados segundo manual do Lotus® Shark®

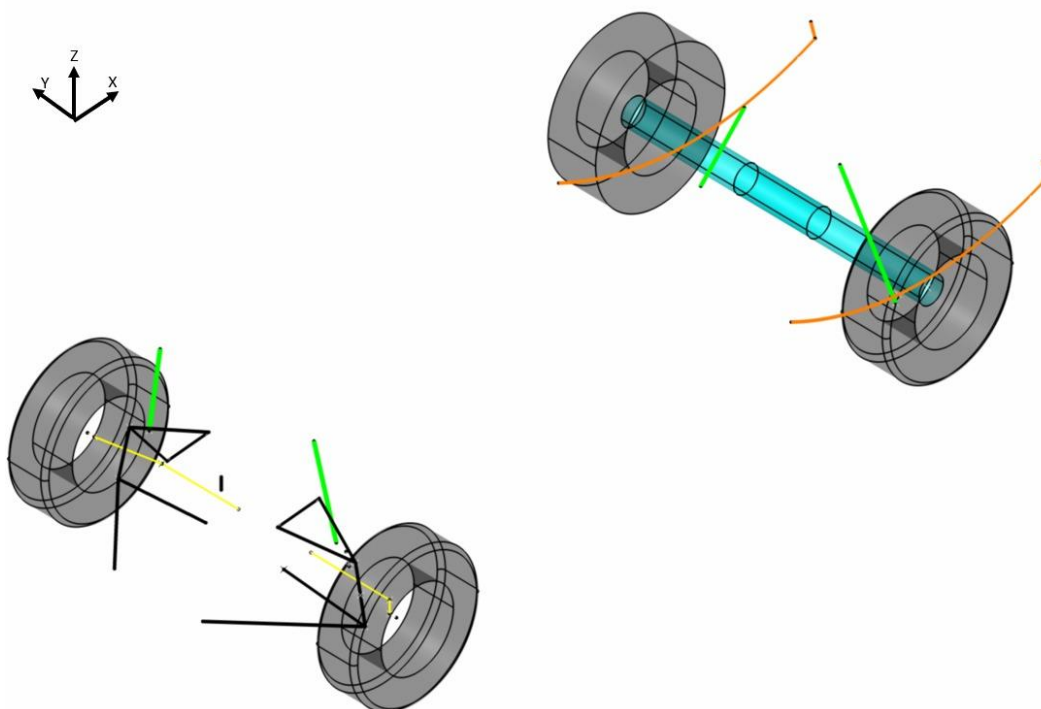


Fonte: Lotus Cars LTD, 2019

Definido o ponto global de referência, procedeu-se à medição das coordenadas de todos os pontos de interesse da suspensão. Nas situações em que o ponto de pivoteamento não poderia ser diretamente obtido, foram feitas as devidas correções (e. g.: compensadas espessuras de chapa, raio de parafusos) para obter o ponto de trabalho do componente em questão. Os resultados já ajustados da medição podem ser vistos nos apêndices C e D.

Os pontos apresentados na tabela foram introduzidos no programa de CAD *Catia® v5R20* para verificação da plausibilidade dos resultados e eventuais ajustes. Concluídos os ajustes, o modelo foi espelhado para formar o veículo completo. O modelo esquemático é visto na Figura 30.

Figura 30 - Desenho esquemático dos subsistemas de suspensão e direção



Fonte: Os Autores (2019)

4.3 CONSTANTE ELÁSTICA DAS MOLAS

A determinação dos coeficientes das molas helicoidais empregadas no projeto original do veículo pode ser calculada por meio das dimensões da mola, segundo Adams (1993):

$$k = \frac{Gd^4}{8ND^2}$$

Onde G é o módulo de elasticidade do material, d é o diâmetro do arame da espira, N é o número de espiras, D é o diâmetro do arame. Para a mola original do objeto de estudo:

Tabela 8 – Parâmetros de cálculo e constante elástica da mola dianteira.

Grandeza	Valor
G [Gpa]	75,8
d [mm]	16
N	7
D [mm]	120
k [N/mm]	51,34

Fonte: Os Autores (2019)

A constante elástica da mola semielíptica traseira, por sua vez é obtida por meio de (SUSPENSION SECRETS, 2018):

$$k = \frac{\left(2 + \frac{n'}{n}\right) E n b t^3}{6L^3}$$

Sendo:

n - Número de lâminas

n' - Número de lâminas junto ao olhal

E - Módulo de elasticidade do material

t - Espessura da Lâmina

b - Largura da lâmina

L - Metade do comprimento total do feixe principal

Tabela 9 - Parâmetros e constante elástica da mola semielíptica traseira

Grandeza	Valor
n'	1
n	4
E [Gpa]	207
b [mm]	64
t [mm]	8,5
L [mm]	725
k [N/mm]	32,025

Fonte: Os Autores (2019)

4.4 CONSTANTE DE RIGIDEZ DA BARRA ESTABILIZADORA

Segundo Adams (1993), a melhor forma de controlar a variação de cambagem dinâmica em um veículo é por meio do controle da rolagem da carroceria. Além de um aumento na rigidez das molas, uma forma distinta de acrescentar resistência à rolagem é por meio da utilização uma barra estabilizadora. Esta tem função de contrapor o efeito da rolagem – e sua influência na movimentação vertical do sistema de suspensão – ao distribuir essa carga para o outro lado do veículo por meio de sua rigidez à torção. Em uma situação dinâmica, a compressão do conjunto de um lado do veículo causa uma extensão do outro lado, efetivamente pressionando a roda externa à curva contra o solo.

Uma barra muito rígida instalada no eixo frontal causa uma tendência de subesterço, porém aumenta a estabilidade durante uma mudança rápida de faixa. A rigidez muito elevada pode também impedir o trabalho do mecanismo de suspensão, fazendo com que o veículo perca conforto em situações normais de rodagem (REIMPELL; STOLL; BETZLER, 2001).

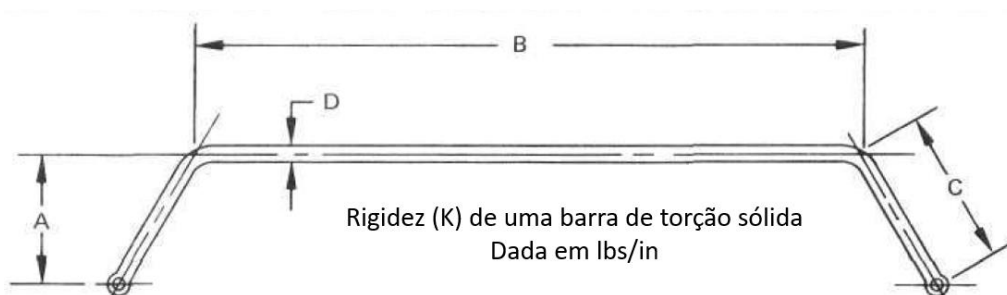
Suspension Secrets (2018) propõe um cálculo em duas etapas. Primeiramente calcula-se a rigidez elástica do componente, para então calcular sua

influência com relação ao movimento da roda, utilizando a razão de instalação do componente. Puhn (1976) define a seguinte fórmula para definir a rigidez a torção da barra:

$$k_{barra} = \frac{5 \times 10^5 D^4}{0,4244A^2B + 0,2264C^3}$$

Onde as variáveis são definidas segundo a Figura 31:

Figura 31: Dimensões utilizadas para o cálculo da Rigidez de uma barra de torção



Fonte: Adaptado de PUHN (1976)

A - Comprimento do braço no eixo X

B - Distância entre pontos de fixação da barra à carroceria

C - Comprimento total do braço

D - Diâmetro da barra

Tabela 10 - Parâmetros de cálculo e constante de rigidez à torção da barra estabilizadora

Grandeza	Valor
<i>A</i> [in]	7,87
<i>B</i> [in]	24,41
<i>C</i> [in]	9,06
<i>D</i> [in]	0,71
k_{barra} [lb-in]	156,86
k_{barra} [Nm]	17725,21

Fonte: Os Autores (2019)

Define-se posteriormente k_{roda} como:

$$k_{roda} = k_{barra} IR^2 \cos(\theta)$$

Onde:

IR - Razão de instalação da barra

θ - Ângulo de instalação da barra com a horizontal

Tabela 11: Cálculo da constante de mola equivalente na roda

Grandeza	Valor
Razão de instalação (IR)	0,77
θ [graus]	7
k_{roda} [Nm]	10430,46

Fonte: Os Autores (2019)

A partir deste valor, é possível calcular a influência da rigidez da barra por grau de rolagem da carroceria. Define-se então a rigidez auxiliar da barra de rolagem na carroceria $k_{\varphi barra}$ em Nm/grau de rolagem como:

$$k_{\varphi barra} = \frac{\pi t^2 k_{roda}}{360}$$

Onde t é a bitola em metros. Com a bitola de 1,51 m definida, obtém-se $k_{\varphi barra} = 207,54 \text{ Nm}/^\circ$

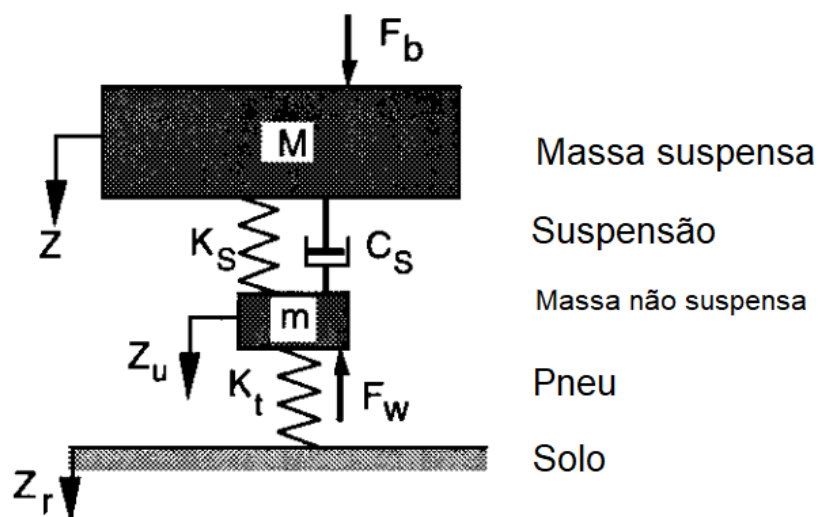
4.5 PROPRIEDADES DE RESPOSTA DA SUSPENSÃO (ISOLAMENTO)

A percepção dos ocupantes acerca da vibração transferida das irregularidades do solo para o interior da carroceria está associada com o conforto de rodagem percebido. O espectro de vibração pode ser dividido em duas faixas de acordo com a frequência: vibrações visuais e táteis associadas ao percurso do veículo (até 25 Hz) e ruído (25 Hz a 25.000 Hz). Devido à sua natureza subjetiva, o conforto de rodagem é um aspecto de difícil julgamento em termos objetivos, visto que não há

normatização universal para julgamento do efeito prático de uma determinada vibração (GILLESPIE, 1992).

A caracterização da resposta de frequência da suspensão é feita por meio da análise de um modelo de um quarto de carro (Figura 32). Esse modelo é a aproximação da dinâmica de uma das rodas do veículo como um sistema oscilatório de dois graus de liberdade. Tal sistema é composto pela rigidez do pneu (k_t), massa não suspensa do veículo (m), rigidez da suspensão (k_s), coeficiente de amortecimento da suspensão (C_s) e massa suspensa do veículo (M). O amortecimento não é considerado no pneu pois seu valor em geral não é significativo (JACOBSON et al., 2017).

Figura 32 - Esquema do modelo de um quarto de carro.



Fonte: Adaptado de GILLESPIE (1992)

O amortecedor da suspensão possui um papel primordial em atenuar a magnitude das acelerações transmitidas para a massa suspensa. No entanto, sua caracterização exige um ensaio oscilatório a altas frequências e amplitudes, o que requer equipamentos mais robustos que aqueles disponíveis para utilização pelos autores deste trabalho. Verificou-se ainda que, na biblioteca do CarSim®, existem apenas dois modelos de amortecedores para veículos de passeio, a despeito de mais de uma dezena de modelos veículos disponíveis. Dessa forma, entende-se que a caracterização do amortecedor pode ser preterida para os testes que serão simulados adiante.

Gillespie (1992) define como parâmetro indicador básico do isolamento do veículo as frequências naturais de oscilação das massas suspensa e não suspensa. Tais frequências são muito pouco afetadas pelos efeitos de amortecimento do sistema, de forma que serão desprezados.

Na ausência de amortecimento, a frequência natural da massa não suspensa para cada modelo de um quarto de carro é dada por:

$$\omega_n = \sqrt{\frac{RR}{M}}$$

Onde M é a massa suspensa do quarto de carro em questão RR é a constante elástica de rodagem, dada por:

$$RR = \frac{k_s \times k_t}{k_s + k_t}$$

Onde k_s é a constante elástica da suspensão e k_t a constante elástica do pneu. Para esta, será utilizada a constante do modelo de pneu selecionado para as simulações no CarSim®. Devido à posição de instalação da mola no braço de controle superior da suspensão dianteira, há uma relação entre o deslocamento da roda e o deslocamento da mola, chamada razão de instalação. Esse valor deve multiplicar a constante elástica da mola, calculada na seção 4.3. A razão de instalação pode ser facilmente obtida pela análise cinemática do Lotus® Shark Suspension Analysis®, e, para este cálculo, será considerada a razão à altura de rodagem: 0,74.

Para a massa não suspensa, a frequência natural de oscilação é dada por:

$$f_a = 0,159 \times \sqrt{(k_t + k_s) \times \frac{g}{W_a}}$$

Onde g é a aceleração da gravidade e W_a o peso da massa não suspensa.

Na tabela abaixo são listados os parâmetros para as suspensões dianteiras e traseiras, bem como suas frequências naturais.

Tabela 12 - Parâmetros de cálculo e frequências naturais das massas suspensa e não suspensa.

Parâmetro	Dianteira	Traseira
Rigidez da mola k_m (N/mm)	51340	32025
Razão de instalação IR (mm/mm)	0,74	1
Rigidez da suspensão k_s (N/m)	37992	32025
Rigidez do pneu (N/m) k_t (N/m)	240000	240000
Constante elástica de rodagem RR (N/m)	32799	28255
Massa suspensa M (kg)	318,1	264,2
Massa não suspensa m (kg)	42,6	55,1
Frequência natural da massa suspensa ω_{ns} (rad/s)	10,15	10,34
Frequência natural da massa suspensa f_{ns} (Hz)	1,62	1,65
Frequência natural da massa não suspensa ω_{nu} (rad/s)	80,80	70,26
Frequência natural da massa não suspensa f_{nu} (Hz)	12,86	11,18

Fonte: Os Autores (2019)

Os valores obtidos estão em acordo com a literatura, que estabelece valores típicos de frequência natural entre 1,0 e 2,0 Hz para a oscilação da massa suspensa e 10 a 15 Hz para a massa não suspensa (GILLESPIE, 1992). Os efeitos de ambas as frequências, bem como do amortecimento serão discutidos na análise dos resultados da simulação e na otimização dos sistemas.

4.6 CINEMÁTICA DA SUSPENSÃO TRASEIRA

Os seguintes parâmetros do subsistema de suspensão traseira são necessários para as simulações:

- i. Bitola traseira
- ii. Dados de alinhamento estático (ângulo de câmbor e convergência)
- iii. Variação da posição longitudinal do centro da roda com a compressão da suspensão
- iv. Variação da posição transversal do centro da roda com a rolagem da carroceria

Os pontos I e II são facilmente obtidos na medição descrita na seção 1.2 e manual de serviço do veículo, respectivamente. A bitola traseira verificada foi de 1436 mm e o alinhamento do eixo traseiro é zerado para cambagem e convergência, ou seja, não há inclinação estática vertical ou longitudinal das rodas em relação ao próprio eixo (FORD, 1973).

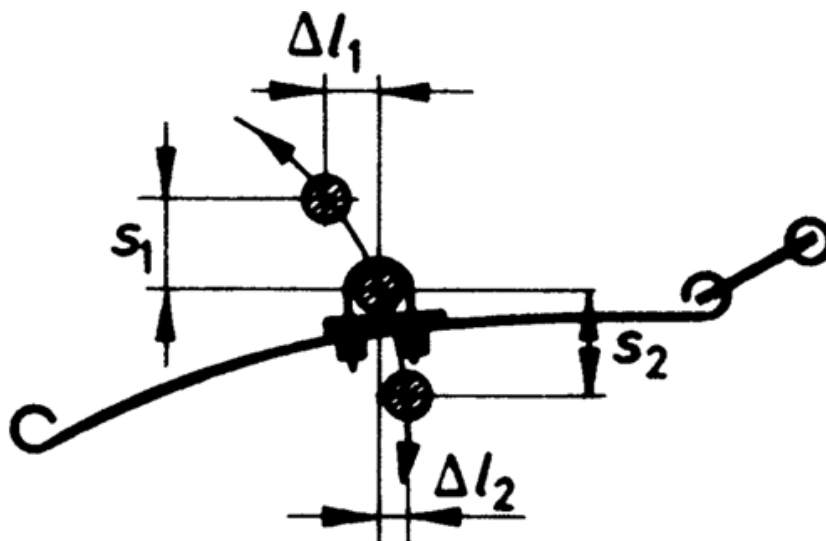
4.6.1 Variação da posição longitudinal do centro da roda com a compressão da suspensão

Para modelar corretamente uma suspensão traseira de eixo rígido, o CarSim® exige que seja conhecida a variação da posição dos centros das rodas em relação ao eixo x quando da compressão da suspensão.

Essa variação permite conhecer os efeitos de esterçamento do eixo traseiro durante a rolagem do veículo - *roll steer*. Isso é resultante do fato de que o movimento do ponto de fixação do eixo à mola semielíptica se dá em um arco (Figura 33). Quando ocorre a rolagem da carroceria, um dos lados do eixo é forçado no sentido de encurtamento do entre-eixos enquanto o outro é forçado no sentido do alongamento deste. Assim, o eixo é rotacionado, promovendo o efeito de esterçamento (Figura 34) (REIMPELL; STOLL; BETZLER, 2001).

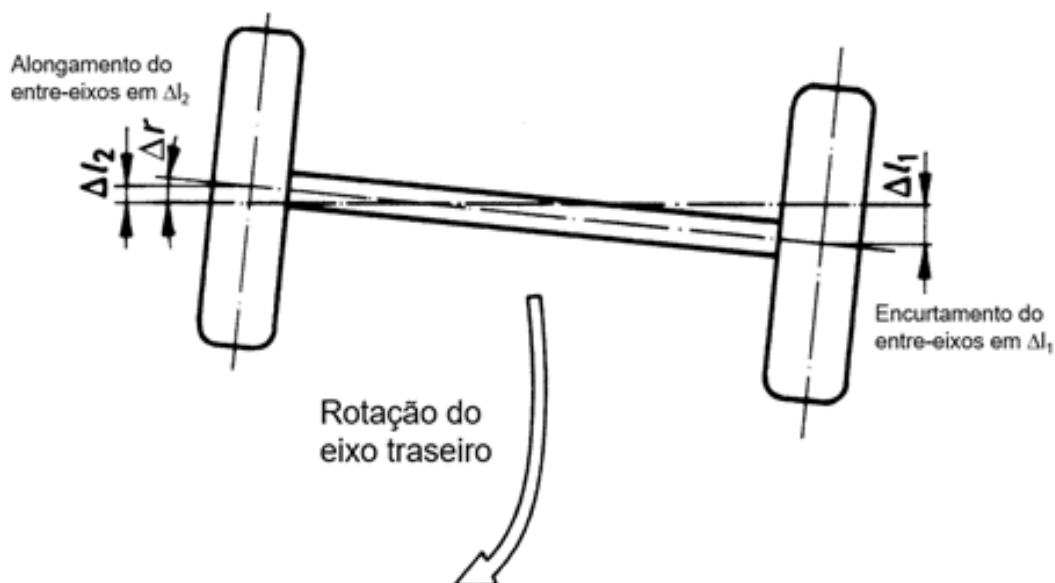
A caracterização deste arco consiste em modelar a trajetória do ponto referente ao centro do eixo no plano XZ como um ponto em um dos elos de um mecanismo de seis barras desenhado de acordo com as dimensões da mola semielíptica e suas fixações à carroceria do veículo (SAE, 1996).

Figura 33: Arco descrito pelo ponto de fixação do eixo rígido na mola semielíptica. O deslocamento Δl_2 promove o encurtamento do entre-eixos.



Fonte: REIMPELL; STOLL; BETZLER (2001)

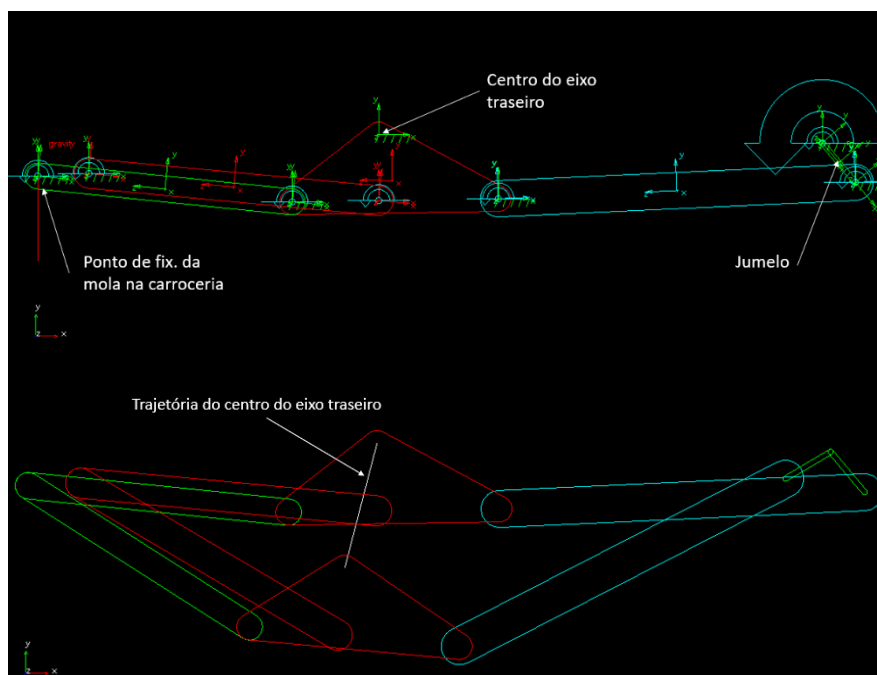
Figura 34 - Rotação do eixo traseiro promovida pela variação de entre-eixos em sentidos contrários entre as rodas do veículo



Fonte: Adaptado de REIMPELL; STOLL; BETZLER (2001)

A dedução dos comprimentos e posições dos elos do mecanismo se baseia em definir seus raios de trabalho e restrições com base na geometria da mola. O mecanismo resultante foi modelado no programa computacional MSC Adams® 2019 e pode ser visto na Figura 35 juntamente com a trajetória descrita pelo centro do eixo traseiro.

Figura 35 – Modelagem do mecanismo equivalente à mola traseira para determinação da trajetória do eixo traseiro ao longo do curso de suspensão.



Fonte: Os Autores (2019)

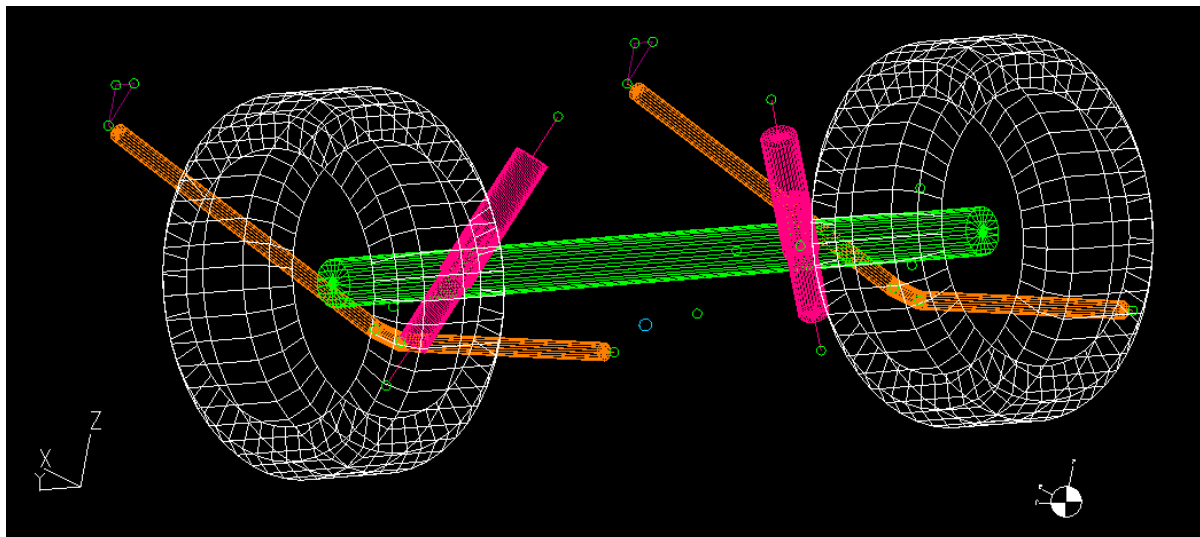
A partir deste mecanismo modelado, foi possível obter a curva de variação da componente X da posição do centro do eixo com a variação da componente Y, correspondente ao deslocamento vertical da suspensão. Esta variação é apresentada no apêndice K – ângulo de esterçamento do eixo traseiro por rolagem da carroceria – veículo original.

4.6.2 Variação da posição transversal do centro da roda com a rolagem da carroceria

Quando apenas um dos lados de uma suspensão de eixo rígido sofre compressão ou extensão, o centro da roda descreve um arco ao redor do centro de rolagem do sistema. Dessa forma, há um deslocamento transversal do centro da roda em relação a sua posição inicial, denominado “variação de meia bitola”. A curva de variação de tal parâmetro é obtida utilizando o programa *Lotus® Suspension*

Analysis®, no qual o mecanismo de suspensão traseira foi modelado conforme os dados obtidos na seção 4.2.

Figura 36: Modelo da suspensão traseira no Lotus® Suspension Analysis®



Fonte: Os Autores (2019)

A partir deste modelo, foi possível obter a curva de variação de meia-bitola tanto para a situação de curso vertical da suspensão quanto para rolagem da carroceria. As tabelas de dados geradoras dos gráficos vistos no apêndice J foram abastecidas no *CarSim*® para alimentar a simulação dinâmica do veículo.

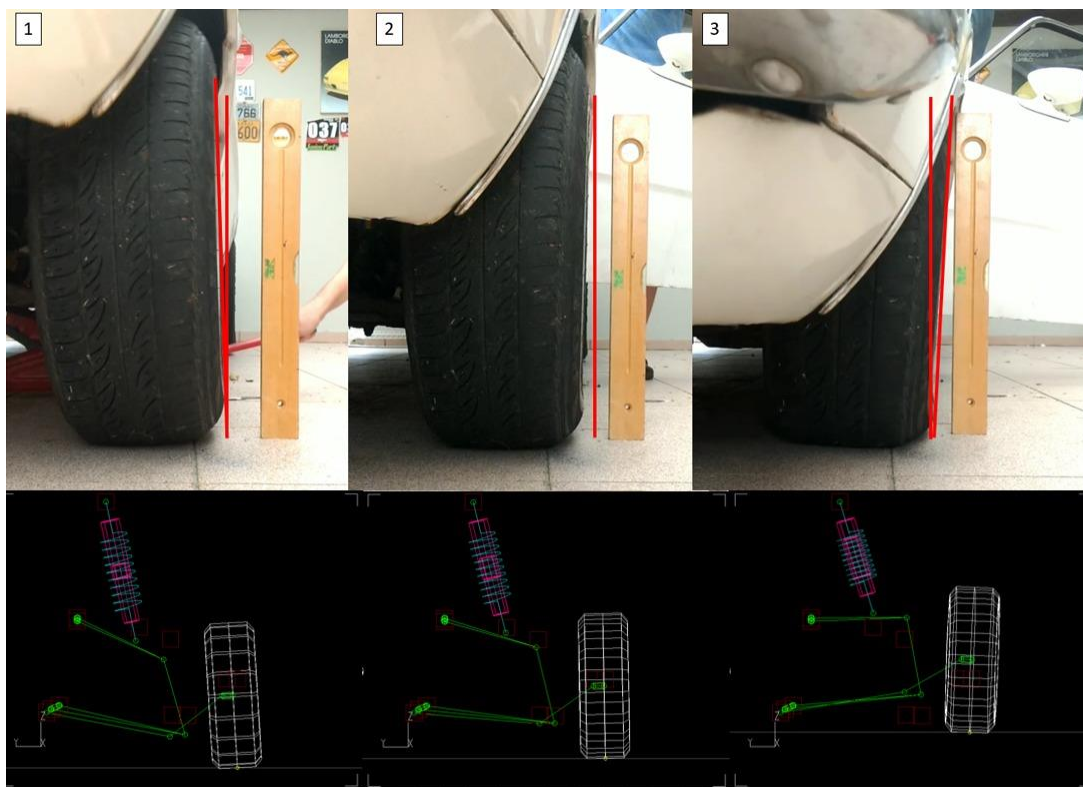
4.7 CINEMÁTICA DA SUSPENSÃO DIANTEIRA

Similar ao que foi realizado para a suspensão traseira, o *CarSim*® exige as curvas de variação cambagem por curso de suspensão, convergência por curso de suspensão e também as variações de entre-eixos e bitola por curso de suspensão.

Como visto na seção 2, para ter-se a maior capacidade de contorno de curvas, busca-se um ganho de cambagem negativo com a compressão do conjunto, de modo a compensar a diminuição de contato da banda de rodagem resultante da rolagem da carroceria. É possível observar conforme o apêndice E que existe um ganho de cambagem positivo nas rodas com o curso positivo do sistema e o contrário com a extensão do conjunto. Isso ocasiona uma diminuição da área de contato da banda de rodagem no momento de maior solicitação (compressão). Foi possível validar esta ocorrência por meio de uma análise visual do ângulo sob o trabalho da suspensão. O

comparativo entre a variação do ângulo de câmbio no veículo real e na simulação do Lotus® é visto na Figura 37

Figura 37: Prova prática da curva de variação do ângulo de câmbio por curso de suspensão. A linha azul está perpendicular ao solo. 1: Veículo com a suspensão estendida; 2: Veículo em altura de rodagem; 3: Veículo com a suspensão comprimida



Fonte: Os Autores (2019)

Segundo Puhn (1976), este comportamento do ângulo de câmbio no eixo dianteiro normalmente implica em um comportamento subesterçante do veículo, que tende a atingir o limite do ângulo de deriva mais cedo no eixo dianteiro.

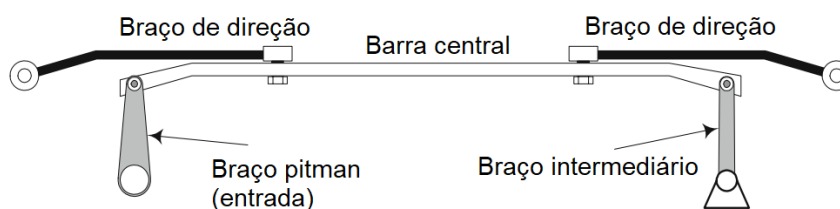
No apêndice f – variação do ângulo de convergência por deslocamento vertical da suspensão dianteira - veículo original é possível analisar a variação de convergência com o movimento da suspensão. É possível observar o ganho de uma geometria divergente tanto para a compressão quanto para a extensão do conjunto. Isto, semelhante ao que foi visto sobre a cambagem, facilita a correção de trajetória quando ultrapassado o limite de aderência do veículo, induzindo o subesterço.

As curvas de variação de entre-eixos e de bitolas são um reflexo do posicionamento das rodas em relação ao veículo nos eixos X e Y e possuem influência direta no esterçamento passivo decorrente da rolagem da carroceria. Estes valores são vistos nos apêndices G e H.

4.8 CINEMÁTICA DE DIREÇÃO

Para aferição da cinemática de direção do veículo foram utilizados os pontos de trabalho já determinados na seção 1.2. O mecanismo de direção do Ford Maverick é do tipo Pitman com uma caixa redutora de esferas recirculantes. Portanto, requer um braço intermediário (*idler arm*) que se move paralelo ao braço Pitman, conectados por um elo central que permite a correta operação num sistema de suspensão independente (REIMPELL; STOLL; BETZLER, 2001).

Figura 38 - Mecanismo paralelogramo para acionamento da direção.



Fonte: Adaptado de Jazar, 2009.

As características de direção do veículo, por sua vez não são função somente do mecanismo de direção, e sim de todos os elementos geométricos de localização das rodas esterçantes. O mecanismo deverá determinar o ângulo efetivo de esterçamento das rodas, enquanto os ângulos de cáster e inclinação do pino-mestre, bem como o *offset* de pino-mestre determinarão as reações percebidas pelo condutor no volante de direção, sendo os principais parâmetros o torque de esterçamento e o momento de auto-alinhamento do volante.

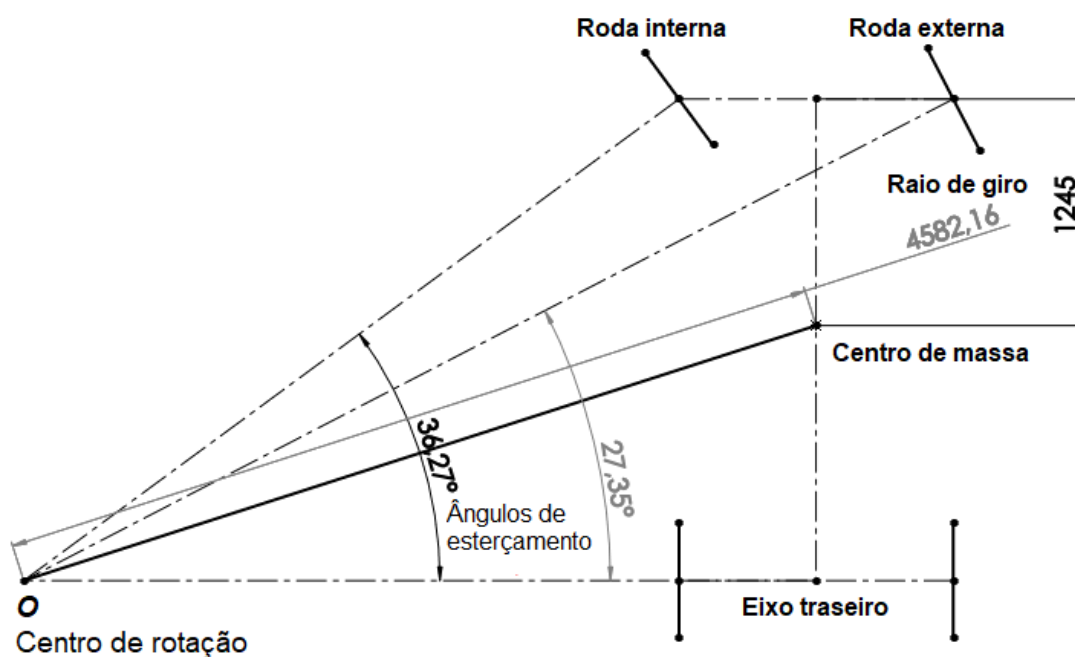
O mecanismo de direção do Ford Maverick provê um ângulo de esterçamento máximo da roda interna (δ_i) de $36,26^\circ$ e $27,52^\circ$ da roda externa (δ_o) para um ângulo do braço Pitman de 50° em relação à sua posição com as rodas alinhadas. Como prevê a condição de Ackerman, a roda interna tem um ângulo de esterçamento maior do que a externa. A variação do ângulo de esterçamento das rodas em relação ao ângulo de esterçamento do braço Pitman é dado no apêndice L.

Ao analisar a relação entre o ângulo de esterçamento das duas rodas, é possível observar que, para pequenos ângulos, há simetria no mecanismo de direção. A partir de cerca de 15° de esterçamento, típico de manobras de baixa velocidade, a roda interna à curva possui maior esterçamento, de modo que seja possível cumprir um giro a baixa velocidade com mínimo deslizamento das rodas (JAZAR, 2009).

Definindo o raio mínimo de giro sem deslizamento conforme Jazar (2009) (Figura 39), obtém-se 4,582 m.

A diferença entre o cálculo geométrico demonstrado e os ângulos de esterçamento real das rodas se deve ao fato de o mecanismo não apresentar uma geometria 100% Ackerman, podendo apresentar deslizamento em alguma das rodas com a direção totalmente esterçada em uma manobra de baixa velocidade.

Figura 39 - Esquema para cálculo dos ângulos de esterçamento e raio mínimo de giro



Fonte: Os Autores (2019)

5 SIMULAÇÕES DINÂMICAS

As simulações dinâmicas executadas no programa CarSim® têm como objetivo descrever o comportamento dinâmico de um veículo completo. Neste capítulo serão descritos em maiores detalhes os testes a serem realizados com o caráter de quantificar o desempenho dinâmico do objeto de estudo e de um veículo padrão da biblioteca do programa. Realizados estes testes, será objetivada uma meta de melhoria nos parâmetros-chave de cada um dos ensaios, a fim de traçar o objetivo para a otimização do veículo original.

5.1 TESTES

5.1.1 Frenagem

Na pesquisa apresentada no Apêndice A, percebe-se que é um item percebido como crítico à noção de segurança. O teste avaliativo proposto consiste em avaliar a distância de frenagem para veículos equipados com ABS ao reduzir a velocidade de 120 km/h até 0 km/h em uma trajetória curva de raio de 152 m. Esta situação representa um evento possível em uma autoestrada, onde uma parada emergencial é executada em uma curva de raio longo.

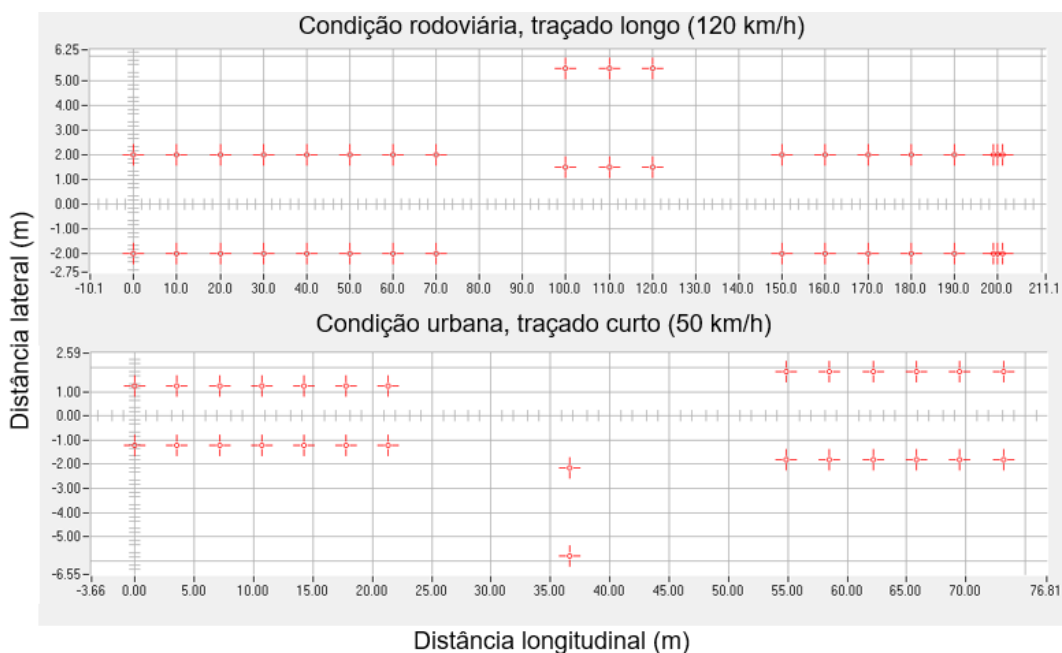
Nestas condições, além da transferência de carga lateral, há transferência longitudinal. Isso potencializa a influência dos parâmetros suspensão nas forças de contato pneu-solo, e, por consequência, no resultado da manobra.

Para o presente trabalho será utilizado um modelo comum de freio para todas as avaliações realizadas. A escolha de um modelo com sistema de antitravamento se fundamenta em verificar exclusivamente a influência dos parâmetros de suspensão sobre o desempenho da frenagem, minimizando, por exemplo, o impacto do limite de aderência dos pneus.

5.1.2 Desvio Brusco de Obstáculo

O teste de desvio brusco de obstáculo consiste em realizar uma manobra com o intuito de simular um desvio repentino e o retorno rápido a faixa de origem (ISO, 2011). Os métodos disponíveis no *CarSim®* permitem simular duas condições: a primeira com velocidade constante de 50 km/h, típica de percursos urbanos e a segunda numa condição de autoestrada, com velocidade de 120km/h. Ambos os traçados se baseiam no método adotado pela organização americana *Consumer's Union* para avaliação de segurança veicular. As dimensões do traçado se diferem entre as duas condições, sendo o teste de menor velocidade executado em dimensões mais restritas. A comparação do traçado de ambos os testes pode ser vista na Figura 40. A definição do teste determina que o piloto não deve acionar o acelerador ou os freios durante o percurso.

Figura 40 - Dimensões do traçado utilizado para os testes de desvio brusco de obstáculo. Cada marca cruciforme representa um dos cones de demarcação da pista.



Fonte: Adaptado de Mechanical Simulation (2019)

A norma ISO 3888-2:2011 estabelece a reprovação do teste na ocorrência de qualquer um dos seguintes eventos:

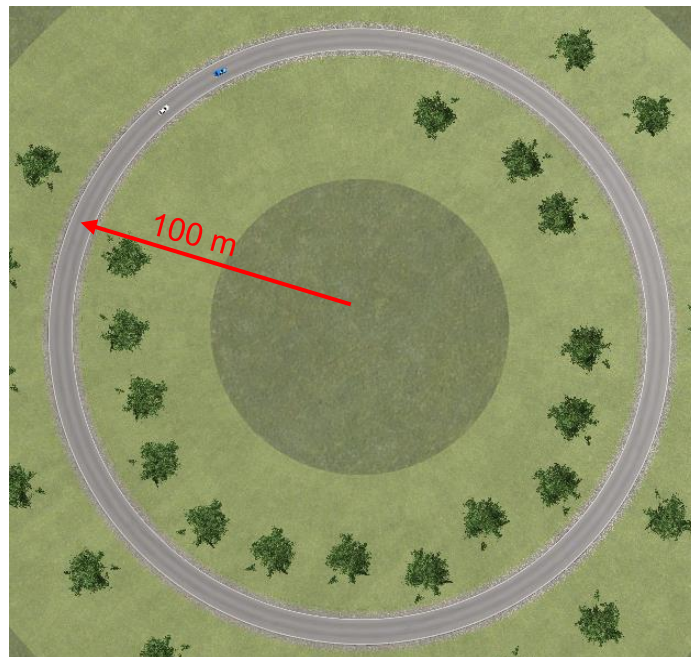
- Contato do veículo com algum dos cones da pista - desvio de trajetória;
- Perda de controle do automóvel;
- Perda de contato de qualquer um dos pneus com o solo.

5.1.3 Teste de Curva em regime estacionário

Executado segundo a norma ISO 4138:2012, o teste permite avaliar o comportamento esterçante do veículo. Pode ser realizado de três formas distintas: velocidade constante com o acréscimo linear de esterçamento, raio constante com acréscimo linear de velocidade ou ângulo de esterçamento constante e acréscimo linear de velocidade longitudinal (ISO, 2012). Optou-se por realizar o teste em uma pista circular de raio constante de 100 m (Figura 41). O comportamento esterçante do veículo pode ser caracterizado ao analisar o ângulo de esterçamento médio das rodas em função da sua aceleração lateral. (GILLESPIE, 1992).

O gradiente de subesterço k (Figura 42) demonstra o comportamento do carro de acordo com o acréscimo de aceleração lateral. Uma inclinação ascendente demonstra um comportamento subesterçante, inclinação zero mostra um comportamento neutro, e uma inclinação descendente mostra um comportamento sobreesterçante.

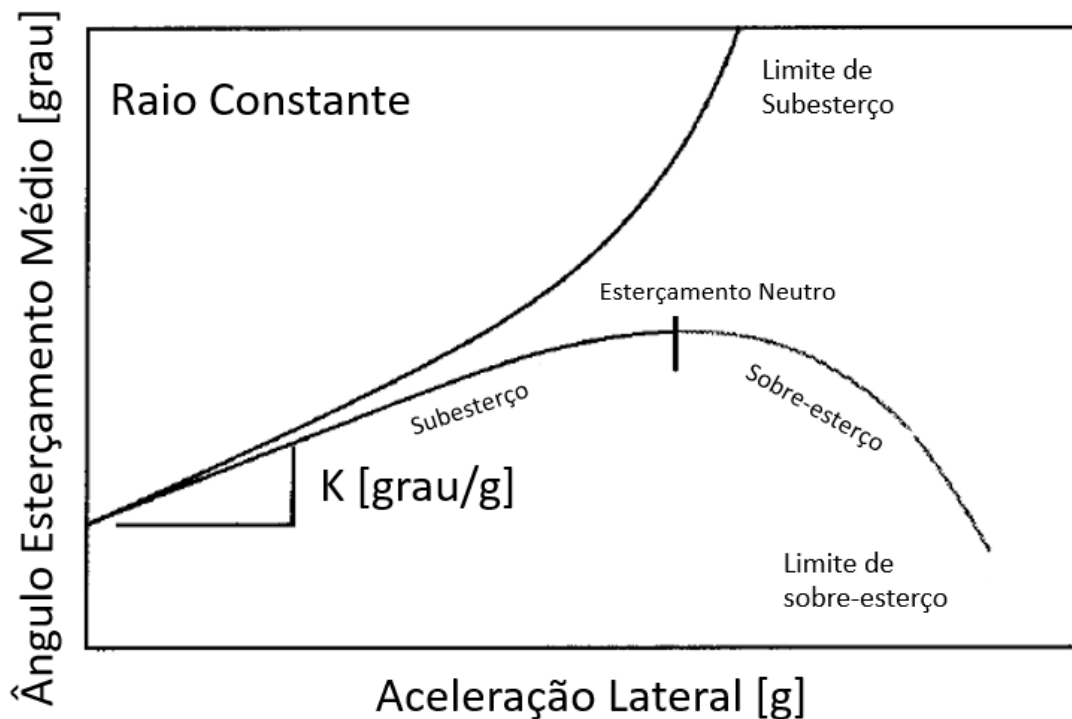
Figura 41 - Trajetória do teste de curva de raio constante



Fonte: Os Autores (2019)

É possível que um veículo apresente os três comportamentos dependendo de sua velocidade. Este pode sofrer influência de alguns parâmetros relacionados ao pneu, como a rigidez lateral do pneu ou então o impulso de curvatura (*camber thrust*). Propriedades relacionadas às características construtivas dos mecanismos, como por exemplo, o esterçamento passivo devido a rolagem da carroceria, o torque auto alinhante (trilha pneumática), geometria de direção e também do comportamento de transferência de carga lateral também ação sobre este desempenho do automóvel. Além do gradiente de subesterço, na Figura 42 é possível observar também o limite de aceleração lateral e o comportamento do veículo quando este é atingido (GILLESPIE, 1992).

Figura 42 - Exemplo de gradiente de subesterço K para o comportamento dinâmico em curvas em regime estacionário.



Fonte: Adaptado de Gillespie (1992)

5.2 RESULTADOS INICIAIS

Nesta seção será apresentada a obtenção dos resultados iniciais sobre os quais o trabalho de otimização irá se basear. Com a comparação de desempenho do Ford Maverick contra veículo de benchmark, será possível quantificar o ganho de desempenho desejado frente a cada teste. Os pneus utilizados serão constantes para todos os testes e veículos. A medida selecionada é *205/55 R16*, com constante elástica de 240 N/mm e raio 318mm. O modelo de freio utilizado para todas as configurações de veículo será com ABS, como definido seção 5.1.1.

5.2.1 Veículos simulados

5.2.1.1 Veículo Benchmark

Para a obtenção das curvas de referência para comparação frente ao objeto de estudo em seu estado original, foi escolhido um veículo de arquitetura atual, cujas dimensões e características mercadológicas são semelhantes aos do Ford Maverick nos anos 70.

O Veículo *D-Class Sedan* da biblioteca interna do *software* é descrito como sendo um veículo sedã de tamanho médio, utilizando mecanismos atuais de suspensão e direção. A suspensão dianteira é independente do tipo *McPherson* com barra estabilizadora, e a direção do tipo pinhão e cremalheira. No eixo traseiro, trativo, o modelo possui uma suspensão do tipo independente *Multilink* de três barras.

A posição do centro de gravidade, massa suspensa, massa não suspensa, entre-eixos e bitolas foram definidos idênticos aos do objeto de estudo para que fossem comparados somente os parâmetros de interesse.

5.2.1.2 Veículo Original

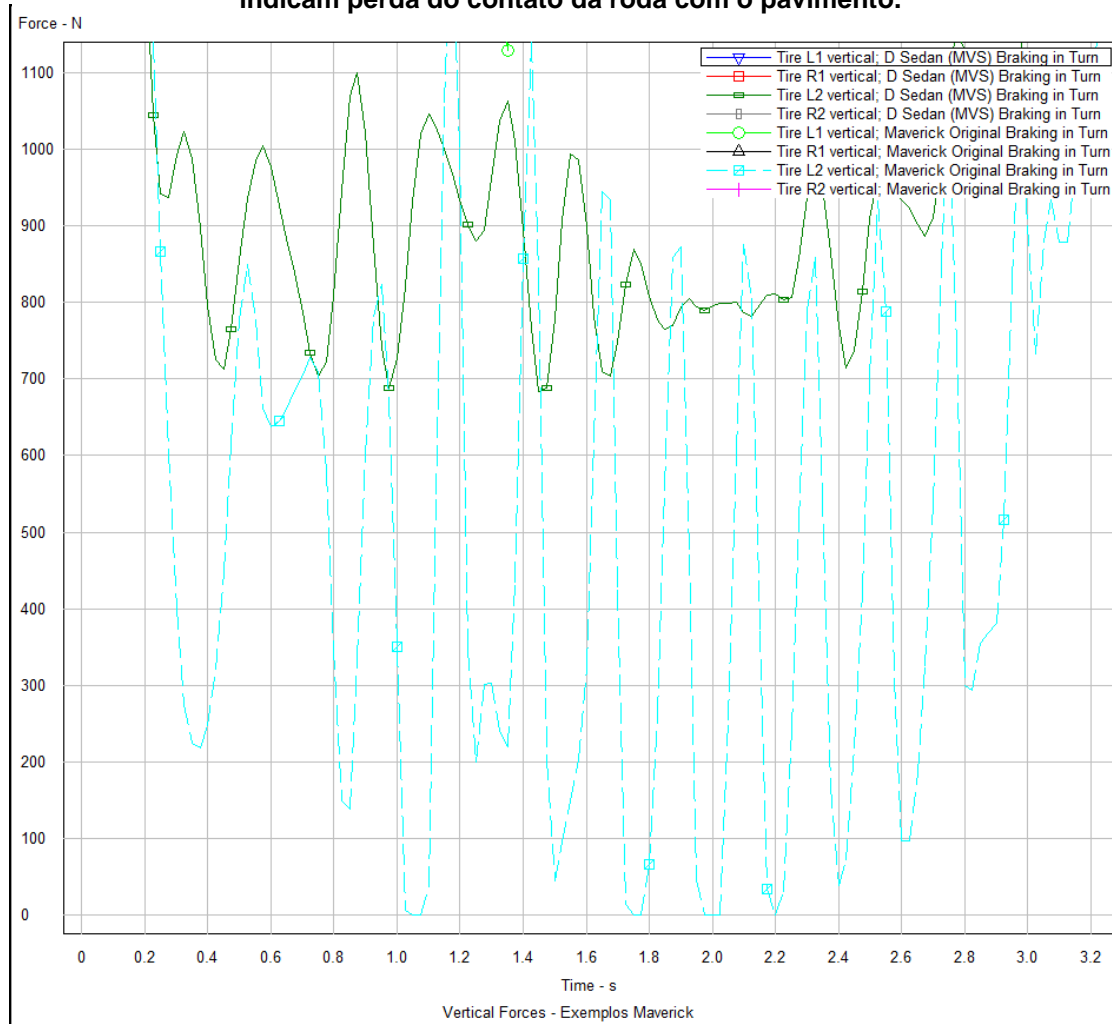
O veículo original consiste num modelo criado com base no D-class Sedan, presente na biblioteca do CarSim® com suas características de suspensão e direção editadas para refletir a caracterização realizada em 4. A suspensão dianteira tem um

curso de compressão de 80 mm e de extensão de 60 mm. Já o mecanismo traseiro tem uma compressão máxima de 120 mm e de extensão de 80 mm.

5.2.2 Teste de frenagem

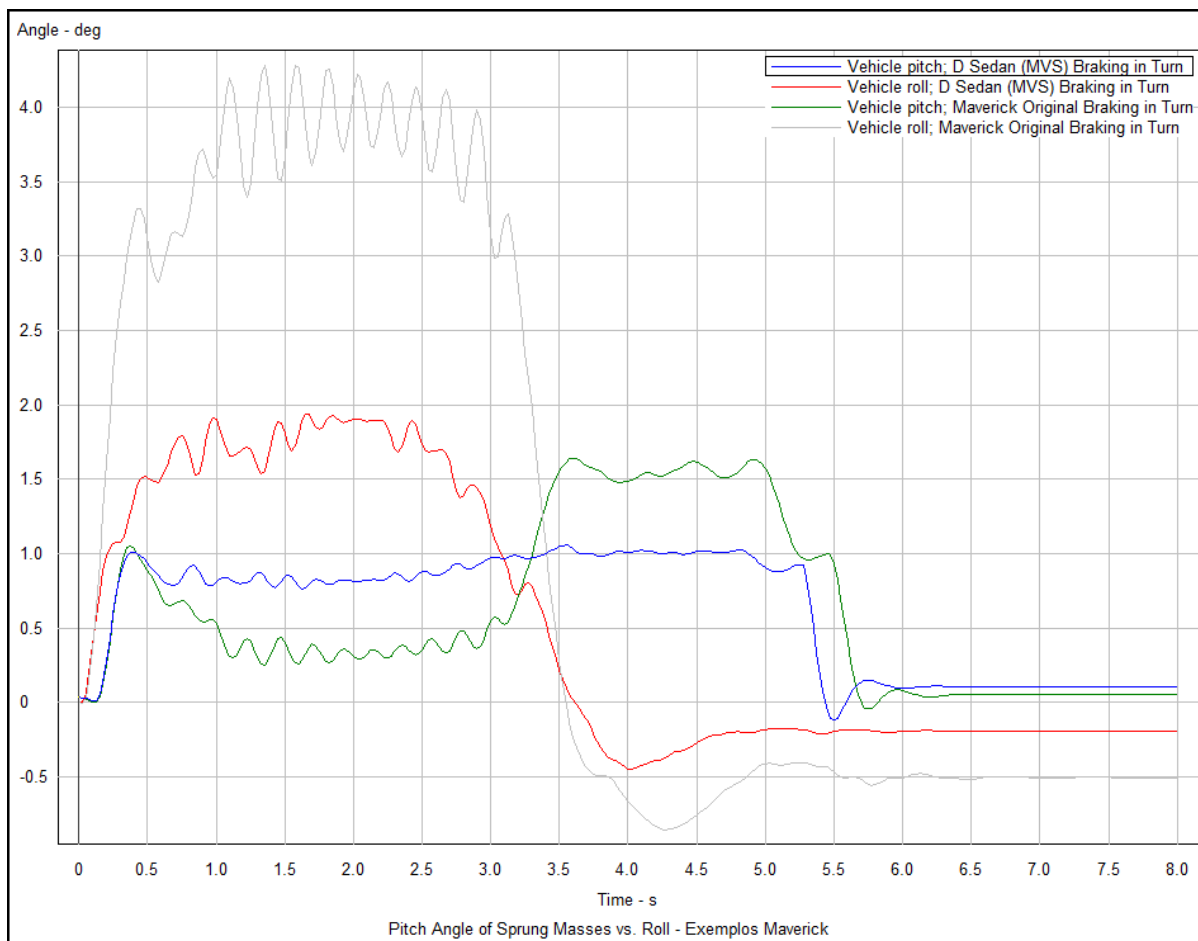
Nota-se neste ensaio a maior distância de frenagem do veículo original em comparação ao veículo de referência, obtendo os valores absolutos de 96,1 m e 92,4 m respectivamente. A justificativa deste ocorrido pode ser observado ao analisar as curvas das forças de contato pneu-solo entre os dois veículos, onde devido a combinação da rolagem e arfagem da carroceria existe uma diferença de cargas sobre os pneus, evidenciado pela perda do contato da banda de rodagem da roda traseira externa à curva no veículo original.

Gráfico 4 - Forças de contato pneu-solo durante o teste de frenagem. Valores nulos indicam perda do contato da roda com o pavimento.



Fonte: Os Autores (2019)

Gráfico 5 - Rolagem e arfagem da massa suspensa dos veículos de benchmark e original.



Fonte: Os Autores (2019)

5.2.3 Teste de Desvio Brusco de Obstáculo

5.2.3.1 Condição rodoviária

A simulação de desvio de obstáculo em condição rodoviária do veículo original foi reprovada em razão de desvio de trajetória e perda de contato pneu-solo das rodas externas esquerdas no retorno à faixa de origem. No veículo de referência não foi observada nenhuma dessas ocorrências.

Figura 44 - Perda de contato da roda dianteira esquerda com o solo, indicada pelo desaparecimento do vetor de força normal



Fonte: Os Autores (2019)

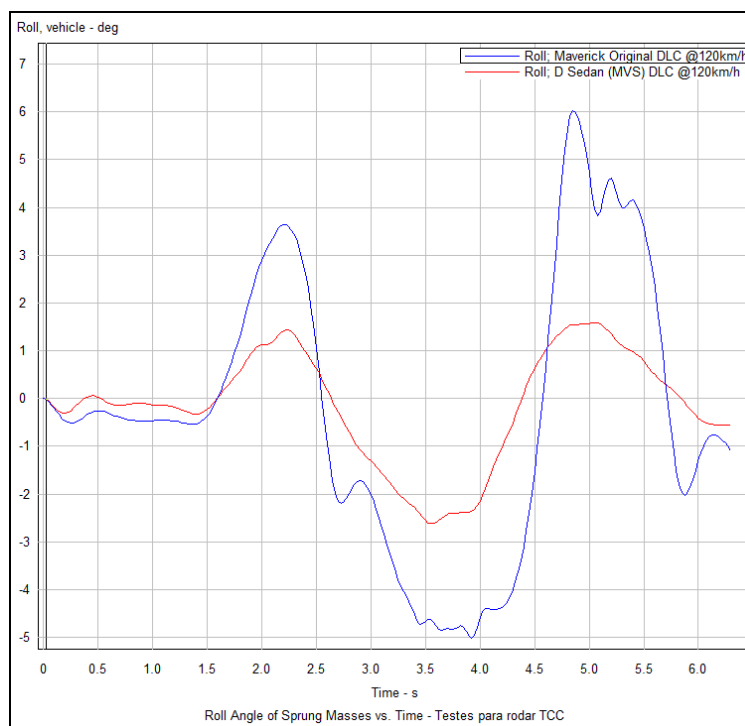
Figura 43 - Colisão com o cone observada no teste



Fonte: Os Autores (2019)

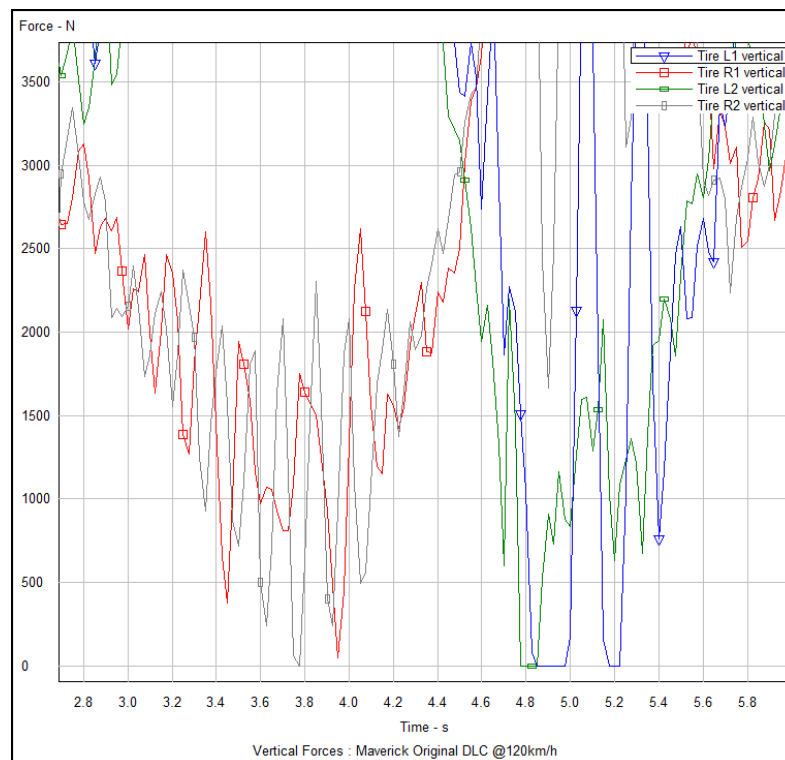
A perda do contato pneu-solo é atribuída à rolagem excessiva da carroceria e à complacência excessiva da suspensão, em especial no eixo traseiro. Neste eixo, foi atingido o curso máximo de compressão do sistema, o que impossibilita a transferência de carga por meio do movimento da suspensão. Assim, o aumento da aceleração lateral do veículo ocasiona o levantamento das rodas internas à curva.

Gráfico 7 - Ângulo de rolagem da massa suspensa ao longo do tempo de teste de desvio de obstáculo (condição rodoviária).



Fonte: Os Autores (2019)

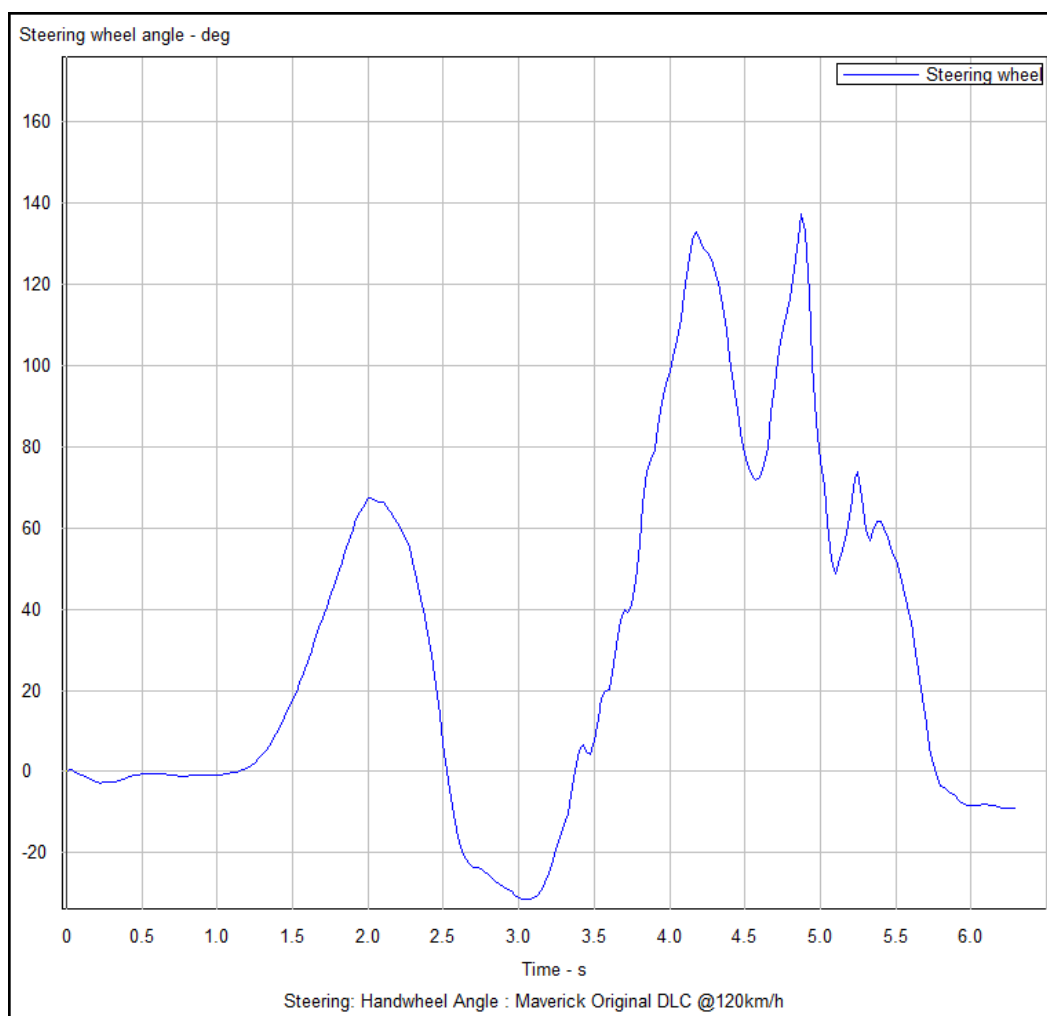
Gráfico 6 - Força vertical nos pneus ao longo de tempo de teste de desvio brusco de obstáculo (condição rodoviária). Valores nulos indicam a perda de contato pneu-solo



Fonte: Os Autores (2019)

Esse efeito é indesejado também por que inibe a capacidade da suspensão de absorver um eventual obstáculo vertical (ondulações, buracos) sem comprometer a estabilidade direcional do veículo. No Gráfico 7 nota-se a discrepância entre os picos de rolagem do veículo original (6°) e do veículo de referência ($1,6^\circ$).

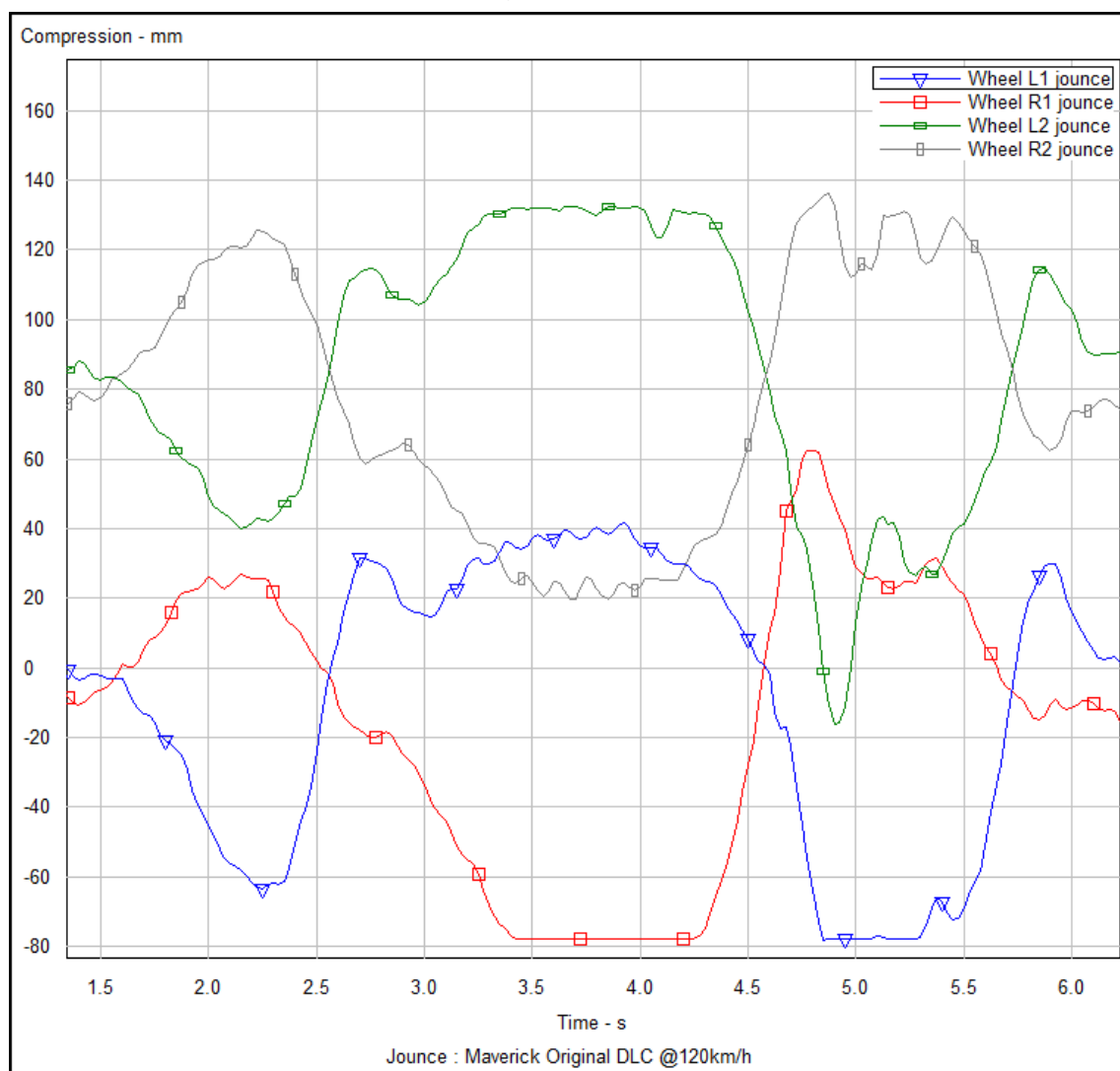
Gráfico 8 - Ângulo de esterçamento do volante ao longo do teste de desvio brusco de obstáculo (condição rodoviária)



Fonte: Os Autores (2019)

Para o desvio de trajetória, evidencia-se como potenciais causas a geometria de suspensão traseira e a relação de direção do veículo original. A completa compressão de um dos lados do eixo traseiro incorre num efeito de esterçamento do eixo no sentido contrário ao orientado pelo piloto. Esse esterçamento contraproducente, por sua vez, não pode ser compensado a tempo de completar a manobra por conta da relação de direção muito desmultiplicada.

Gráfico 9 - Cursos da suspensão ao longo do teste de desvio brusco de obstáculo (condição rodoviária).



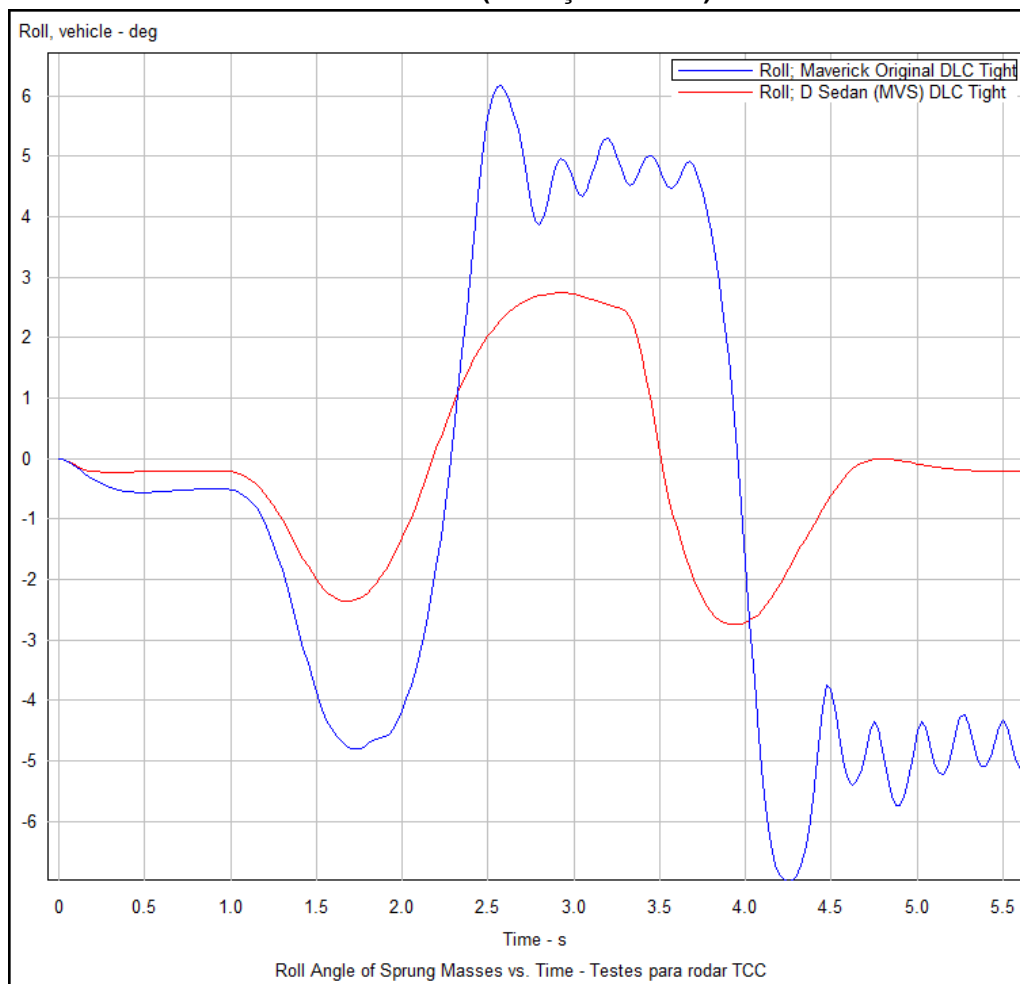
Fonte: Os Autores (2019)

5.2.3.2 Condição urbana

A simulação de desvio em condição urbana não pôde ser completada pelo veículo original em virtude da perda de controle no retorno à faixa de origem, após um tempo de teste de aproximadamente 4 segundos. As razões são, novamente, aquelas evidenciadas na condição rodoviária: a relação de direção longa não permite o esterçamento na velocidade necessária e há perda de contato pneu-solo (roda dianteira esquerda) no retorno à faixa de origem. Isto sobrecarrega os pneus do lado oposto do veículo e causa o sobre esterço não controlável. Novamente, a rolagem

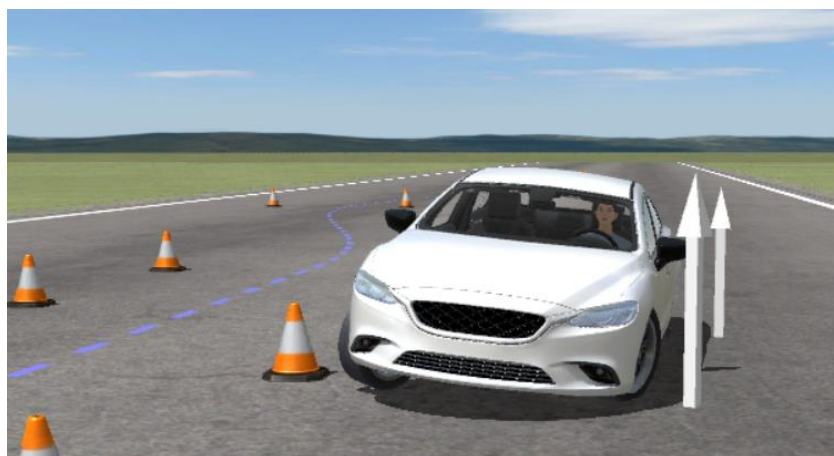
excessiva da carroceria comprime a suspensão externa em demasia, o que evidencia as deficiências de geometria no eixo traseiro.

Gráfico 10 - Ângulo de rolagem da massa suspensa ao longo do teste de desvio brusco de obstáculo (condição urbana).



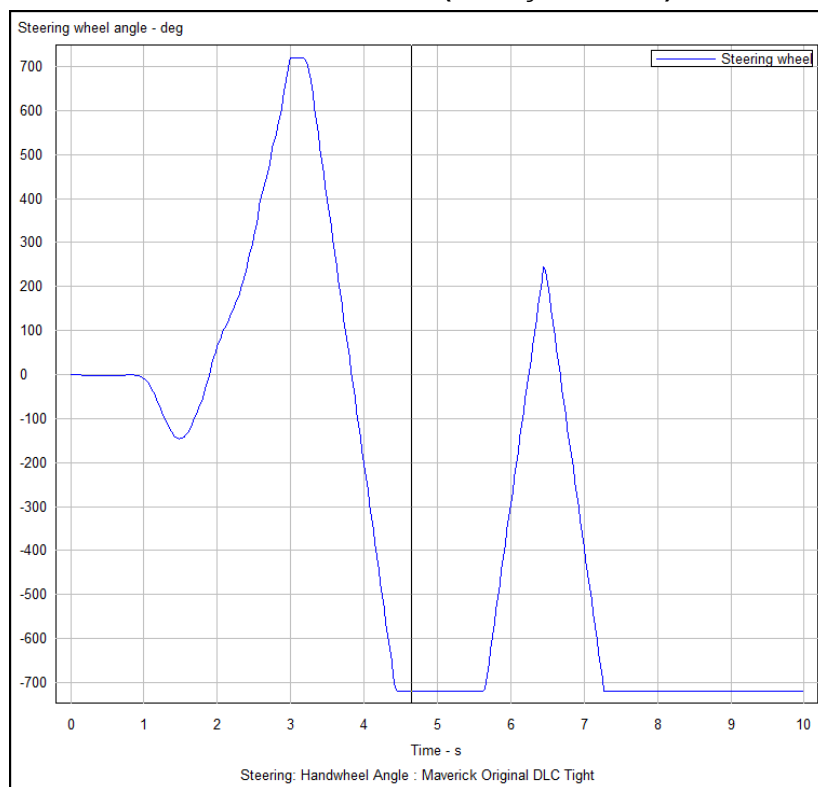
Fonte: Os Autores (2019)

Figura 45 - Perda de controle do veículo original no teste de desvio brusco de obstáculo (condição urbana)



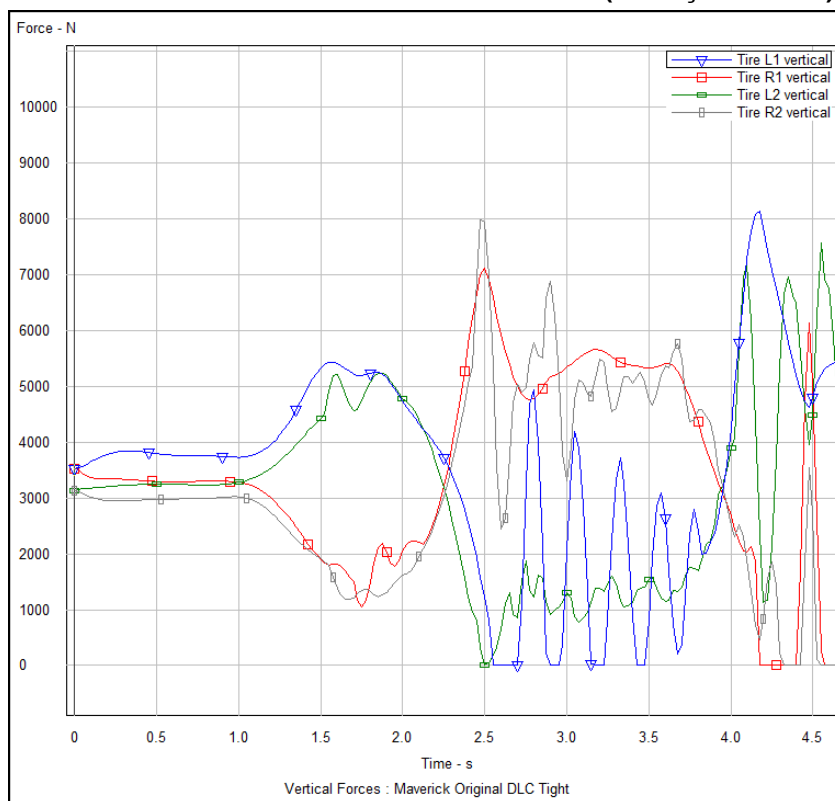
Fonte: Os Autores (2019)

Gráfico 121 - Ângulo de esterçamento do volante ao longo do teste de desvio brusco de obstáculo (condição urbana).



Fonte: Os Autores (2019)

Gráfico 112 - Força de contato pneu-solo do veículo original durante o teste de desvio brusco de obstáculo (condição urbana)

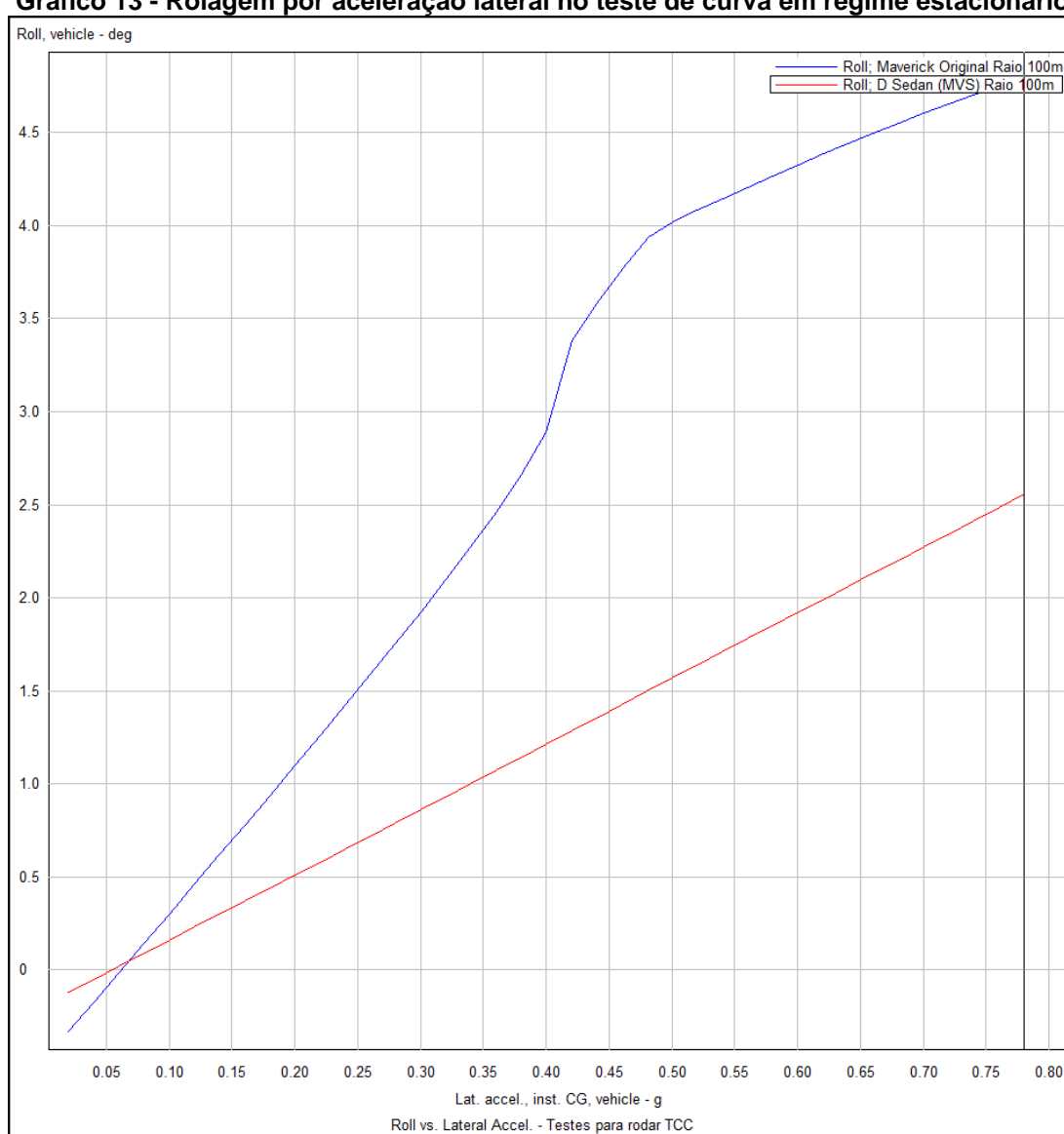


Fonte: Os Autores (2019)

5.2.4 Teste de Curva em regime estacionário

Ao realizar o teste de curva de raio constante, pode-se notar novamente problema de rolagem de carroceria associada ao modelo original do objeto de estudo. A aceleração lateral máxima de ambos os veículos é de cerca de 0,8 g a uma velocidade máxima de 101 km/h, mostrando que o fator predominante para este valor é o pneu, replicado igualmente em ambos os modelos. Por sua vez, enquanto o veículo de referência atinge um valor máximo de rolagem de 2,86° em sua aceleração lateral de pico, o veículo original atinge um valor de 4,86° sob a mesma condição.

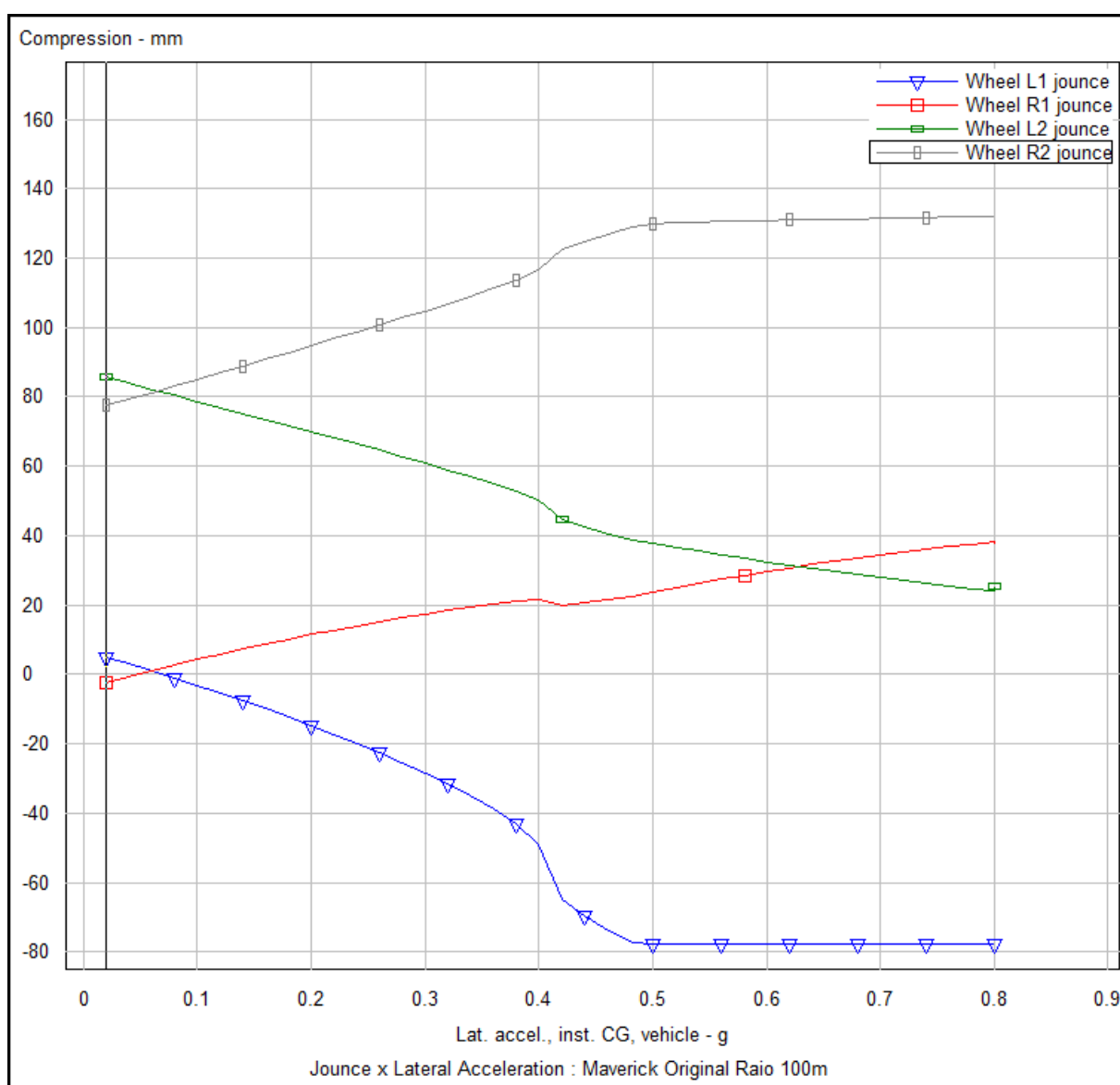
Gráfico 13 - Rolagem por aceleração lateral no teste de curva em regime estacionário



Fonte: Os Autores (2019)

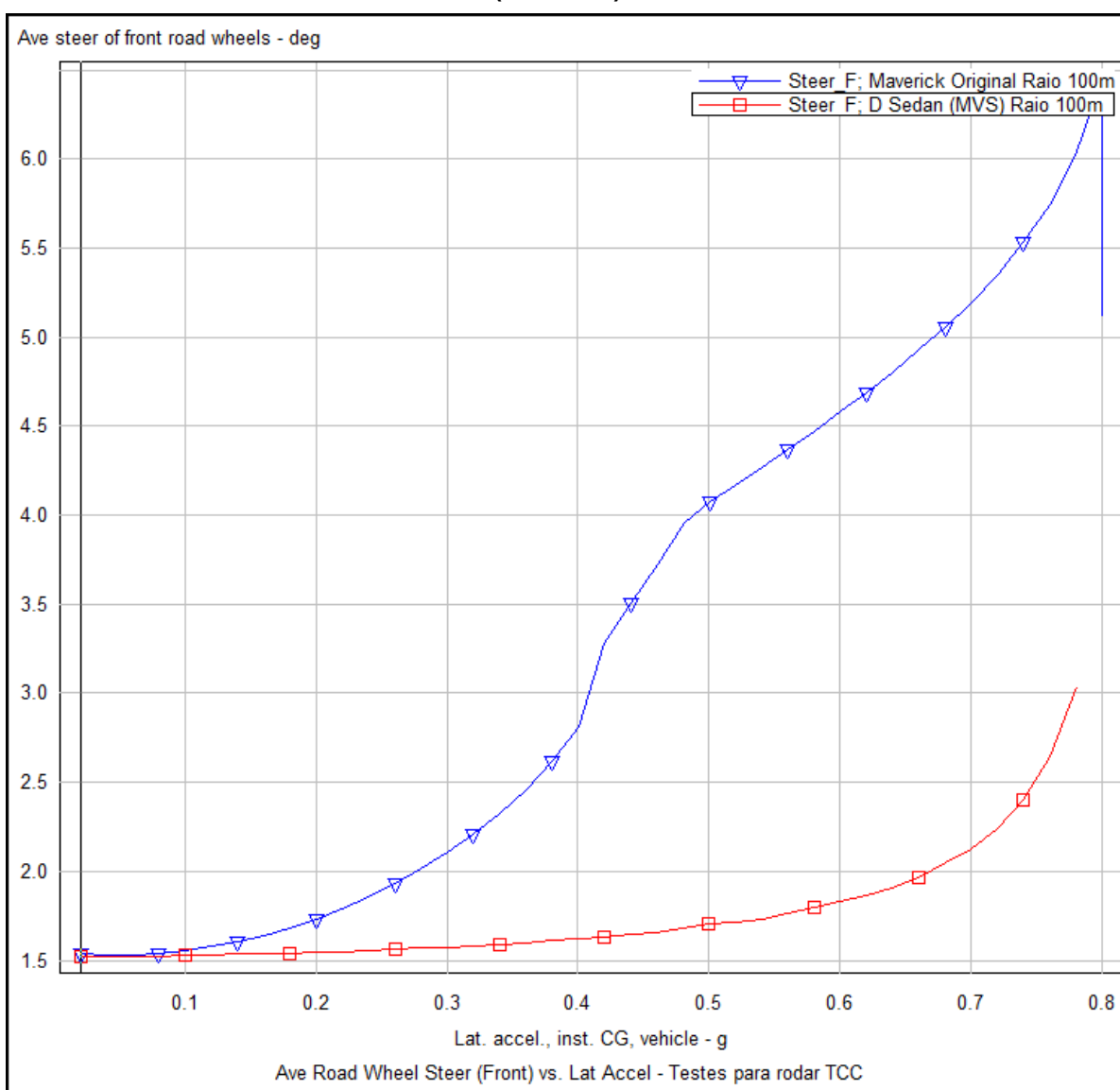
A rolagem excessiva ocasiona compressão e extensão da suspensão, ao ponto de que a partir de 0,5 g, a suspensão traseira externa à curva atinge seu batente de compressão. Em uma situação real, uma deformidade da via seria o suficiente para comprometer a estabilidade do veículo. Ao mesmo tempo, a suspensão dianteira interna à curva, alcança seu limite de extensão, reduzindo significativamente a força normal atuante do pneu sobre a superfície da via. Um motorista ordinário, ao ter a percepção da inclinação excessiva da carroceria, reduziria demasiadamente a velocidade, uma vez que isto instiga a falta de segurança do condutor ao realizar a manobra, dificultando o aproveitamento do desempenho do automóvel.

Gráfico 14 - Cursos de suspensão para aceleração lateral no teste de curva em regime estacionário



Devido à longa relação de direção do veículo original, observa-se a necessidade de um grande ângulo de esterçamento do volante no instante de aceleração máxima, chegando a 201° , enquanto o veículo de referência possui um ângulo máximo de esterçamento do volante de 57° . Isto obrigaria o condutor do veículo original a soltar o volante temporariamente a fim de conseguir ter o incremento de esterçamento suficiente para concluir a prova.

Gráfico 15 - Gradiente de subesterço do veículo original (azul) e do veículo de referência (vermelho)



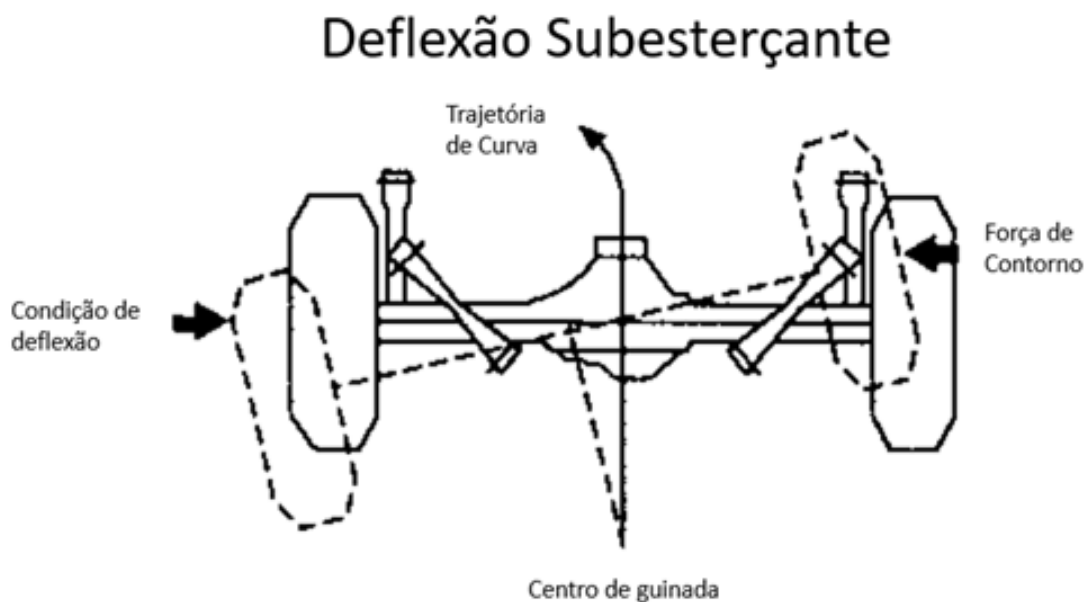
Fonte: Os Autores (2019)

No Gráfico 15 é possível observar o gradiente de subesterço de ambos os veículos. A curva azul, representante do comportamento do veículo original, se mostra com um gradiente superior ao do veículo de referência, mesmo que o limite de

aceleração lateral seja igual em ambos os ensaios. Isto se deve apenas às diferenças de geometria e rigidez dos mecanismos, pois como mencionado anteriormente, as características de pneu se mantêm constantes em ambos os carros.

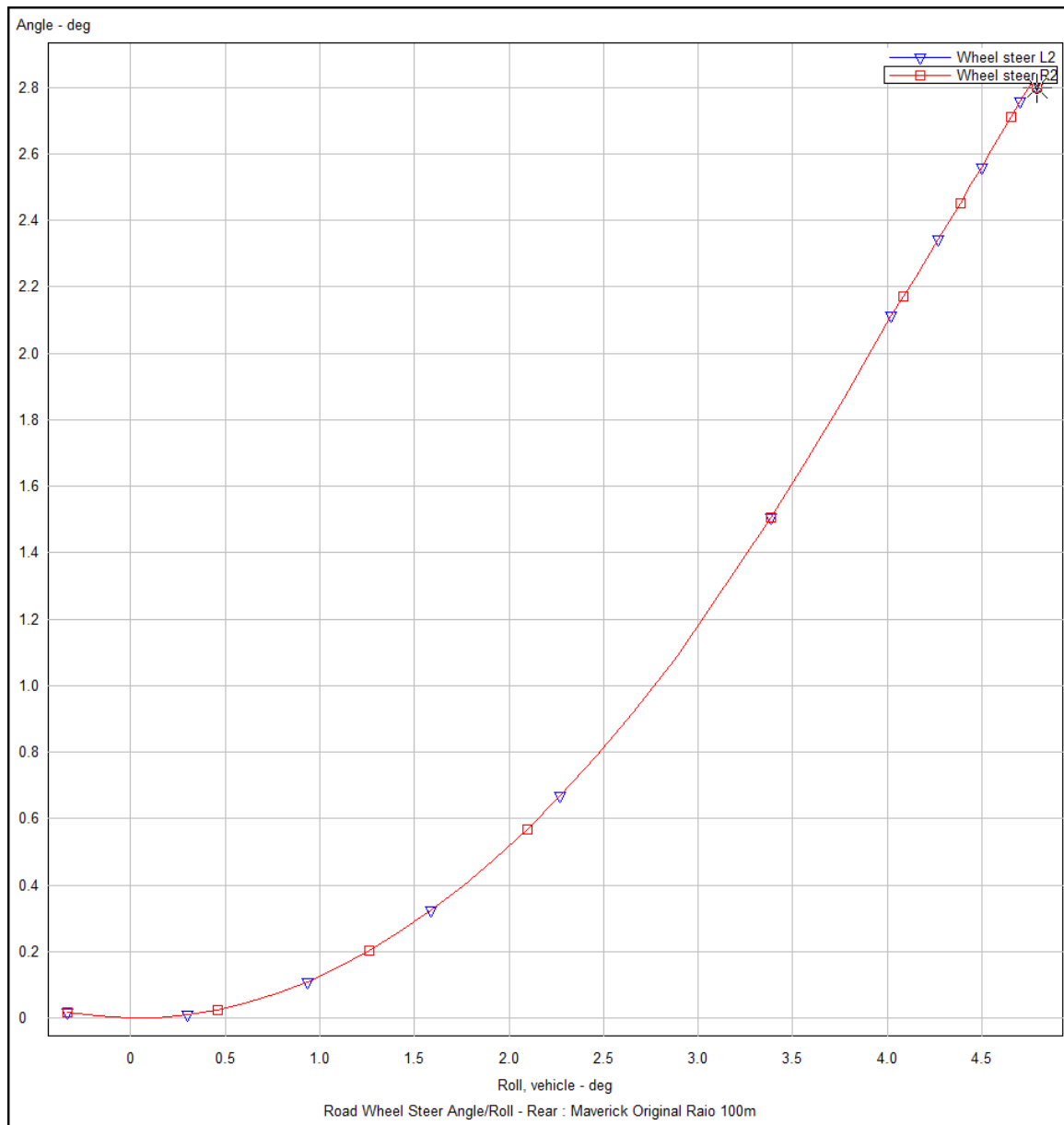
Uma das causas do comportamento subesterçante observado pode ser associado ao esterçamento passivo do eixo traseiro devido à rolagem. Gillespie (1992) define que quando o esterçamento de um eixo rígido traseiro aponta o eixo no mesmo sentido da trajetória de curva, há um aumento do gradiente de subesterço, assim tornando o veículo mais suscetível a um deslizamento do eixo dianteiro. Para o veículo original é observado um esterçamento de $2,8^\circ$ nas rodas traseiras à rolagem máxima.

Figura 46 - Deflexão Subesterçante do eixo traseiro rígido decorrente da rolagem da carroceria.



Fonte: Adaptado de Gillespie, 1992

Gráfico 16 - Ângulo de esterçamento das rodas traseiras no teste de curva em regime estacionário. Os ângulos positivos indicam que ambas as rodas estão apontadas para a direita.



Fonte: Os Autores (2019)

6 OTIMIZAÇÃO DA CINEMÁTICA E RIGIDEZ DOS SUBSISTEMAS

Feita a análise dinâmica de ambos os veículos, inicia-se o trabalho de otimização dos sistemas de suspensão e direção do objeto de estudo. A premissa básica considerada para a execução do projeto foi de que o veículo mantivesse suas dimensões características, preservando a aparência mais original possível. Desta forma, foram estabelecidas as seguintes condições de contorno:

- I. Bitola e entre-eixos serão mantidos;
- II. A construção dos mecanismos de suspensão será a mesma, ou seja, braços sobrepostos na dianteira e eixo rígido com molas semielípticas na traseira;
- III. As modificações não deverão exigir grandes intervenções na parte estrutural do veículo – e. g.: torres de suspensão, colunas, longarinas – visando manter a originalidade e, sempre que possível, reversibilidade das alterações;
- IV. As mangas de eixo serão mantidas em a sua geometria original, pelo fato de ser um componente de dimensionamento estrutural complexo e fabricação não-seriada de alto custo;
- V. O mecanismo de direção será substituído por um do tipo pinhão-cremalheira, por sua simplicidade de instalação, e flexibilidade de definição da relação mecânica (GILLESPIE, 1992);
- VI. O centro de gravidade da massa suspensa terá sua altura reduzida em 30 mm, medida permissível pela evolução da fração de rodovias pavimentadas frente àquelas disponíveis na época de desenvolvimento do veículo, permitindo menor altura de rodagem (RANGEL; SOUZA, 2003)

Estabelecidas as premissas, as modificações de geometria, descritas a seguir, foram realizadas com base nos resultados dos testes do veículo original discutidos na seção anterior.

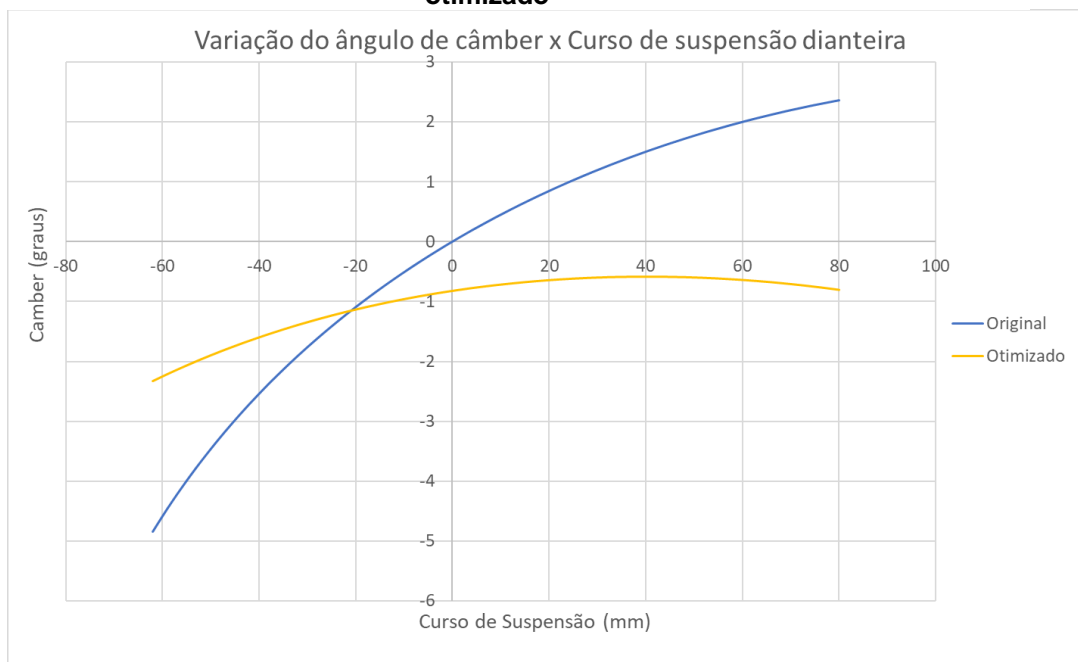
6.1 SUSPENSÃO DIANTEIRA

A variação de cambagem da suspensão dianteira foi identificada como um ponto fraco na análise da geometria original. É desejável que sob compressão da suspensão haja um ganho de cambagem negativa de forma a compensar o efeito de rolagem da carroceria e manter a banda de rodagem com a maior área de contato

possível (PUHN, 1976). Para atingir esse resultado aplicou-se duas modificações principais: redução da altura dos pontos de fixação do braço de controle superior na carroceria em 25,4 mm e realocação do ponto de pivoteamento do mesmo braço na manga de eixo em 3,3 mm. A primeira resultou numa redução da amplitude da variação de cambagem total de 76% enquanto a segunda deslocou essa variação para o campo negativo ao longo de todo o curso da suspensão.

Com o intuito de melhorar a resposta de direção do veículo e induzir a cambagem negativa na roda externa à curva durante o esterçamento, os pontos de pivoteamento dos braços superior e inferior foram deslocados no eixo x para atingir um ângulo de cáster de 5°. Esse ângulo é considerado típico para veículos de passeio (REIMPELL; STOLL; BETZLER, 2001). Os pontos de fixação do braço de controle inferior na carroceria foram mantidos inalterados. A viabilidade de todas as alterações foi verificada como factível na organização da arquitetura do veículo.

Gráfico 17 - Variação do ângulo de câmbor - Comparação entre o veículo original e otimizado

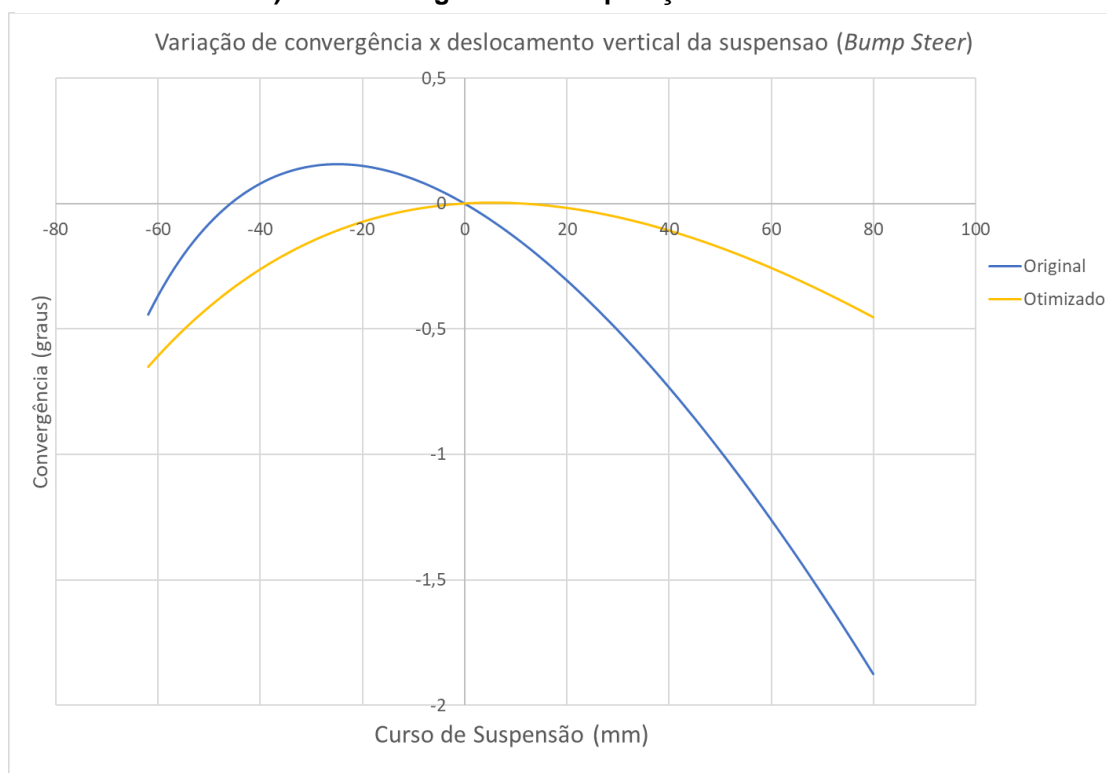


Fonte: Os Autores (2019)

6.2 DIREÇÃO

Partindo da premissa [V] A otimização do sistema de direção se iniciou com a minimização da variação de convergência com o curso da suspensão (*bump steer*). Isso foi atingido aproximando o ponto de fixação do braço de direção na cremalheira do ponto de fixação do braço de controle inferior na carroceria e elevando o ponto de fixação do braço de direção na manga de eixo em 32 mm, conforme direcionamento proposto por Gillespie (1992). A redução da variação de convergência observada foi de 68%. Para manter a premissa [IV], a elevação de 32 mm pode ser atingida com um espaçador.

Gráfico 18 - Variação de convergência com o curso vertical da suspensão (*bump steer*). Veículo original em comparação com o otimizado.

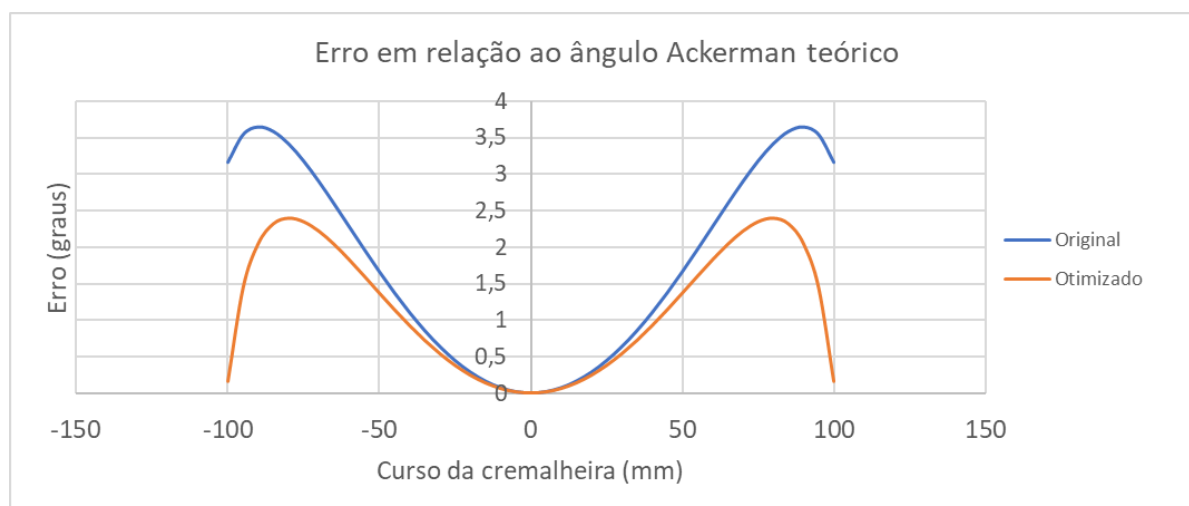


Fonte: Os Autores (2019)

A posição longitudinal da caixa de direção foi definida de forma a reduzir o erro em relação à geometria Ackerman teórica perfeita, definida em Jazar (2009). Movendo o eixo da cremalheira em 21 mm no eixo x positivo – em comparação à fixação do braço de direção no braço central do mecanismo original – o erro máximo em relação a um mecanismo Ackerman teórico diminuiu de 3,65° para 2,40° (-34%). A

geometria perfeita é inviável por conta da restrição [IV] e instalação da coluna de direção. O Gráfico 19 compara os erros em relação ao ângulo Ackerman teórico entre o veículo com a geometria de *bump steer* otimizada, porém posição no eixo x dos braços de direção original e o veículo completamente otimizado.

Gráfico 19 - Erro em relação ao ângulo de esterçamento Ackerman teórico. Veículo com a posição da caixa de direção em x original em comparação com o otimizado



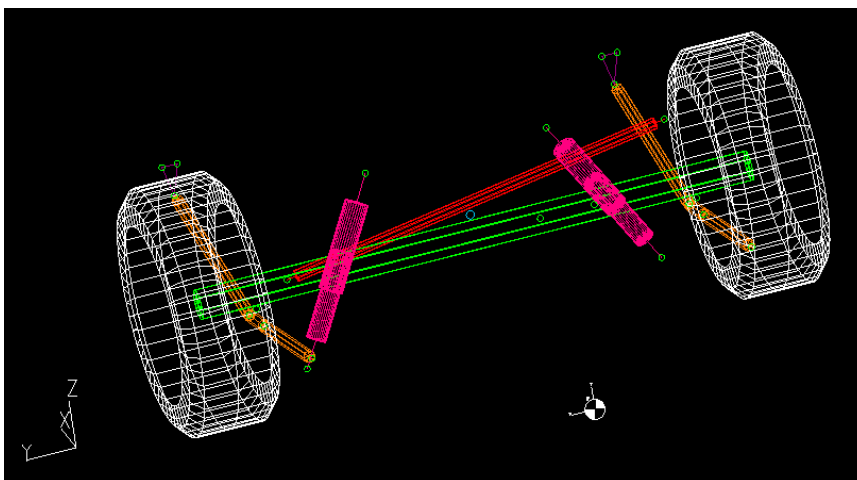
Fonte: Os Autores (2019)

Adicionalmente, foi definida a relação de direção conforme valores típicos apresentados por Reimpell, Stoll e Betzler (2001), de forma que, para uma cremalheira com curso de 100 mm em ambos os sentidos, fossem necessárias apenas 3,5 voltas no volante de direção para completar o curso de batente a batente. Por conta dessa alteração e do maior ângulo de cáster definido na suspensão dianteira, é recomendável que a otimização acompanhe um sistema de assistência de direção, potencialmente hidráulico ou eletro-hidráulico. Os pontos definidos para a suspensão dianteira e direção são vistos no apêndice M

6.3 SUSPENSÃO TRASEIRA

Na suspensão traseira foram implementados artifícios para reduzir o esterçamento passivo do eixo traseiro. Esse objetivo é atingido pela adoção de uma barra *Panhard* (Figura 47) e correção da geometria da mola semielíptica. A função da barra *Panhard* é prover a localização lateral e longitudinal do eixo traseiro agindo com um elo de raio bem definido, reduzindo a deflexão lateral das molas.

Figura 47 - Modelo da suspensão traseira realizado no Lotus® Shark®. Pode-se ver a barra Panhard adicionada em vermelho.

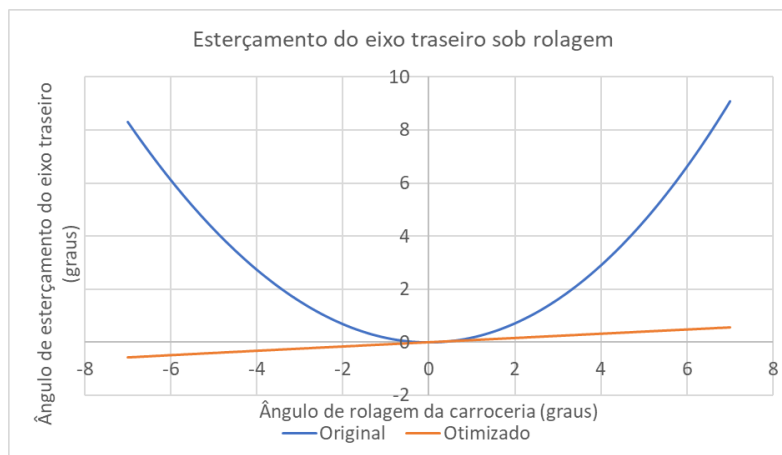


Fonte: Os Autores (2019)

A barra foi posicionada no eixo o mais próximo possível da extremidade enquanto o ponto na carroceria foi definido de forma a minimizar a movimentação lateral do eixo ao mesmo tempo que a instalação fosse factível no veículo real.

A geometria da mola traseira foi modificada de modo a reduzir o ângulo inicial do jumelo de $14,8^\circ$ para $1,15^\circ$ e aumentando a seção central de contato com o eixo de 64 mm para 145 mm. A posição vertical posterior desta mesma seção foi reduzida em 1,7 mm. Essas alterações combinadas produziram uma redução de 82% no deslocamento longitudinal do eixo – redução de 50,4 mm para 8,7 mm de deslocamento total. A consequência é a redução do esterçamento passivo do eixo traseiro de $8,0^\circ$ para $0,5^\circ$ sob rolagem, com menor influência no comportamento dinâmico geral.

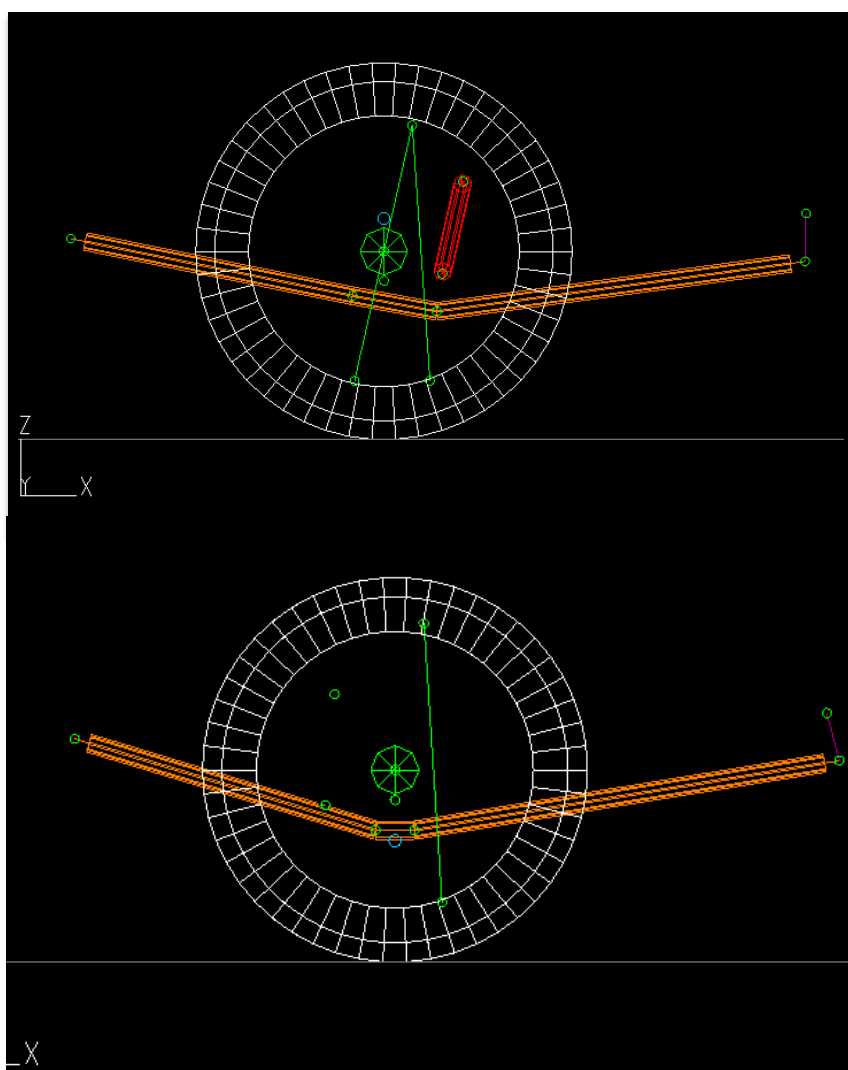
Figura 48 - Esterçamento do eixo traseiro sob rolagem. Comparação entre geometria original e veículo otimizado.



Fonte: Os Autores (2019)

O deslocamento lateral do eixo foi reduzido em 50% - de 56 mm para 28 mm. Os pontos de fixação do jumelo e da seção dianteira da mola na carroceria não foram modificados, bem como a posição do centro do eixo. As alterações realizadas reduziram o centro de rolagem do eixo traseiro de 387,5 mm para 374 mm, colaborando para posterior melhoria do gradiente de subesterço. As coordenadas para os novos pontos definidos para a suspensão traseira estão disponíveis no Apêndice N.

Figura 49 - Comparação entre as geometrias da mola otimizada (acima) e mola original.



Fonte: Os Autores (2019)

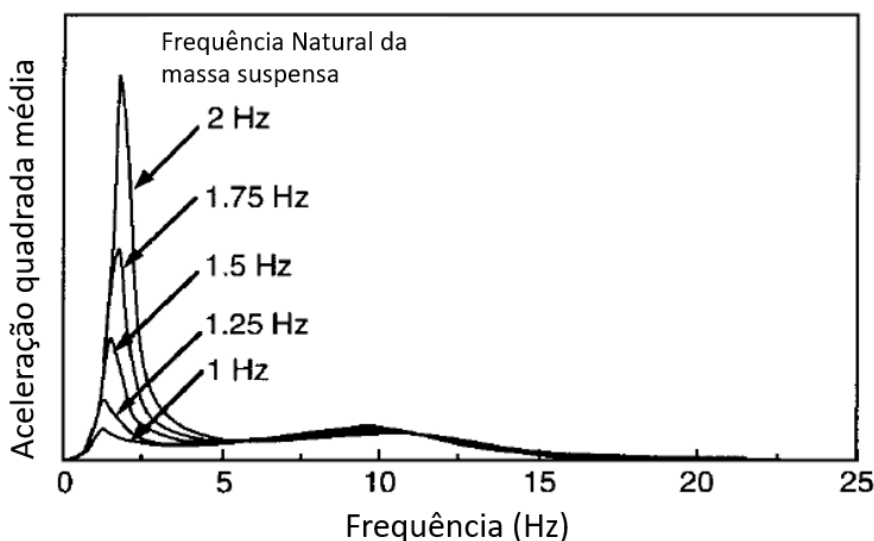
6.4 RIGIDEZ DA SUSPENSÃO

6.4.1 Molas

Para a escolha da nova mola a ser utilizado no projeto, um novo cálculo de rigidez deve ser realizado, definindo como parâmetro inicial a frequência natural desejada. Para veículos de passeio do tipo sedã, é recomendado o projeto da suspensão com frequência natural variando entre 1,6 e 2,0 Hz. Em uma regra geral, frequências abaixo de 2 Hz são utilizadas em veículos cujo conforto é um fator de projeto, enquanto valores acima de 2 Hz são restritos a veículos cujo projeto visa apenas o melhor desempenho possível, como carros de competição (MILLIKEN; MILLIKEN, 1995).

Segundo Gillespie (1992), a aceleração quadrada média da massa suspensa aumenta exponencialmente para diferentes frequências naturais em uma mesma massa suspensa, tal que o conforto é significativamente afetado pela utilização de maiores frequências naturais (Gráfico 20)

Gráfico 20 - Espectro de acelerações da massa suspensa para diferentes frequências naturais da massa suspensa.



Fonte: Adaptado de Gillespie, 1992

Consideradas as informações supracitadas e a pesquisa de mercado realizada, foi selecionada a frequência natural da massa suspensa de 1,8 Hz, aumentando a rigidez de rodagem para obter menor rolagem da carroceria, em detrimento de algum conforto.

Para obtenção da constante elástica das novas molas dianteiras e traseiras foi realizado o cálculo inverso ao apresentado na seção 4.3. O resultado é apresentado na Tabela 13.

Tabela 13 - Parâmetros de cálculo e novas rizezas das molas para uma frequência natural de 1,8 Hz

Grandeza	Dianteira	Traseira
Frequência natural da massa suspensa f_{ns} (Hz)	1,80	1,80
Frequência natural da massa suspensa ω_{ns} (rad/s)	11,32	11,33
Rigidez do pneu (N/m) k_t (N/m)	240000	240000
Massa suspensa M (kg)	318,1	264,2
Massa não suspensa m (kg)	42,6	55,1
Razão de instalação IR (mm/mm)	0,74	1
Rigidez da mola k_m (N/mm)	66340	39500
Rigidez da suspensão k_s (N/m)	49092	39500

Fonte: Os autores, 2019

6.4.2 Rigidez à rolagem

Na pesquisa realizada, tem-se que 38,9% dos entrevistados acreditam que seus automóveis possuem uma rolagem excessiva da carroceria. Além disso, os resultados apresentados pelos testes comparativos da seção 6.4.2 apontam a rolagem da carroceria como um dos principais fatores de influência para alterações cinemáticas do conjunto de suspensão.

Milliken e Milliken (1995) realizam a dedução dos artifícios necessários para esta determinação em valores imperiais, e propõe o conhecimento das seguintes constantes necessárias para a análise do comportamento de rolagem da carroceria:

H_{CGS} - Altura do CG da massa suspensa

a_s - distribuição de massa suspensa sobre eixo dianteiro

h_{RM} - Braço de momento de rolagem

Z_{rf} - Altura do centro instantâneo da suspensão dianteira

Z_{rr} - Altura do centro instantâneo da suspensão traseira

MR/A_y - Momento de rolagem por aceleração lateral

Φ - Gradiente de rolagem

k_ϕ - Rigidez à rolagem

$k_{\phi sf}$ - Rigidez à rolagem devido às molas dianteiras

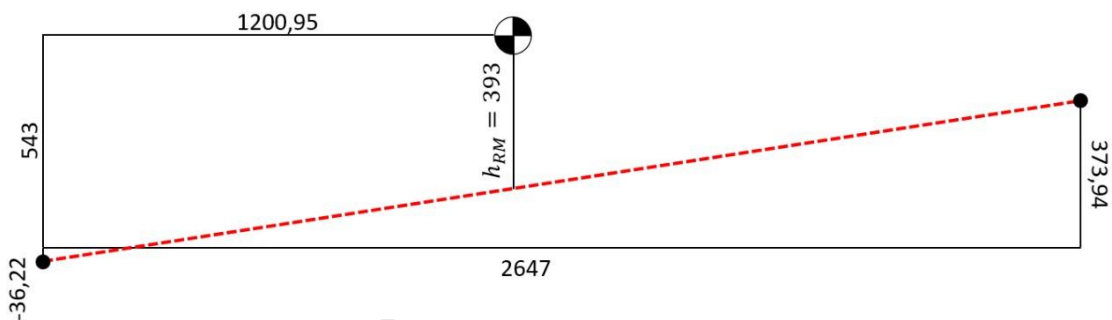
$k_{\phi sr}$ - Rigidez à rolagem devido às molas traseiras

6.4.3 Obtenção de Constantes

6.4.3.1 Centro instantâneo de rolagem, eixo de rolagem e braço de momento de rolagem

Os centros instantâneos de rolagem da suspensão dianteira e traseira com a geometria otimizada são de fácil acesso na interface do Lotus® Shark®. Verificou-se uma altura do centro de rolagem dianteiro Z_{rf} de -36,22 mm e Z_{rr} de 373,94 mm no eixo traseiro. Assim é obtido um braço de momento rolagem h_{RM} de 393 mm, conforme a Figura 50.

Figura 50 - Eixo de rolagem e braço de momento de rolagem para o veículo otimizado.



Fonte: Os autores, 2019

6.4.3.2 Momento de rolagem por aceleração lateral

É definido pelo braço de momento do eixo de rolagem sobre o centro de massa da massa suspensa. Milliken e Milliken (1995) equacionam como:

$$\frac{M_{\phi}}{A_y} = \frac{h_{RM} W_s}{12}$$

Dado em lb-ft/g e, neste trabalho, posteriormente convertido para Nm/°.

O momento de rolagem por aceleração lateral do objeto de estudo com a nova geometria é de 4486.43 Nm/°, 14,3% menor do que o valor observado no veículo com a geometria de suspensão original. Percebe-se que houve redução da tendência de rolagem apenas devido às alterações de geometria.

6.4.3.3 Rigidez à rolagem desejada k_{ϕ}

Esta constante é dada a partir da divisão do Momento de rolagem por aceleração lateral pelo gradiente de rolagem, ϕ . O valor desejado de ϕ foi determinado de referências do CarSim®, optando-se por utilizar o valor de 3,0 °/g para o modelo matemático.

k_{ϕ} é então dado por:

$$k_{\phi} = \frac{M_{\phi/A_y}}{\phi}$$

6.4.3.4 Rigidez à rolagem devido a mola

A rigidez à rolagem de uma suspensão do tipo independente devido à ação das molas $K_{\phi SF}$ é dada por (MILLIKEN; MILLIKEN, 1995):

$$k_{\phi SF} = \frac{K_{RF} T_F^2}{1375}$$

Onde:

K_{RF} – Constante elástica de rodagem dianteira [lb/in]

T_F – Bitola [in]

Para um mecanismo de eixo rígido os autores definem a rigidez à rolagem como:

$$k_{\phi SR} = \frac{(k_{WR}T_S^2)(k_T T_R^2)}{1375(k_{WR}T_S^2 + k_T T_R^2)}$$

Onde:

k_{WR} - Rigidez elástica da mola [lb/in]

T_S - Bitola da mola [in]

k_T - Rigidez elástica do pneu [lb/in]

T_R - Bitola [in]

6.4.3.5 Rolagem devido à ação das molas

Realizado o cálculo de acordo com o método proposto por Milliken e Milliken (1995), os valores obtidos em unidades imperiais foram convertidos. O resultado da otimização de acordo com o previamente considerado é dado na Tabela 14.

Tabela 14 - Parâmetros de cálculo para otimização de rolagem da carroceria segundo a metodologia proposta por Milliken e Milliken (1995).

Variável	Valor
Constante elástica do pneu [N/mm]	240,00
Raio Pneu [m]	0,318
Bitola [m]	1,51
Bitola da Mola traseira [m]	1,15
Constante Elástica de Rodagem dianteira [N/mm]	47,58
Constante Elástica de Rodagem Traseira [N/mm]	33,92
Massa suspensa [kg]	1164,00
Massa Suspensa dianteira [kg]	635,89
Massa não-suspensa dianteira [kg]	83,77
Altura do CG [m]	0,54

Variável	Valor
Altura do CG da Massa Suspensa [m]	0,61
Altura Centro instantâneo dianteiro [m]	-0,04
H Braço CG para Eixo de Rolagem [m]	0,39
% Massa dianteira	0,53
Gradiente de Rolagem [grau/g]	3,00
Momento de Rolagem [Nm/grau]	4486,43
k_ϕ Taxa de Rolagem [Nm/grau]	1495,36
k_ϕ mola Dianteira [Nm/grau]	946,80
k_ϕ mola Traseira [Nm/grau]	360,66
k_ϕ total [Nm/grau]	1307,46

Fonte: Os autores, 2019

6.4.4 Cálculo da rigidez auxiliar

Observa-se na Tabela 14 o valor k_ϕ , representativo à taxa de rolagem da carroceria esperada para o gradiente definido. $k_{\phi, mola}$ demonstra o quanto as molas calculadas para uma determinada frequência natural instaladas no veículo, influenciam sobre o valor total de k_ϕ . Milliken e Milliken (1995) define $k_{\phi, barra}$ como a rigidez total a ser oferecida pela barra estabilizadora.

$$K_{\phi, barra} = K_\phi - K_{\phi, mola}$$

A transferência de carga lateral máxima por aceleração lateral determina a carga a ser suportada pelo componente da barra estabilizadora:

$$\frac{TDL}{Ay} = \frac{W_T h}{T_{ave}}$$

Para a manutenção de um comportamento subesterçante inicial, mais seguro para um motorista mediano, Milliken e Milliken (1995) sugerem a utilização de um fator

percentual de transferência de carga para o eixo dianteiro, somando este fator à distribuição de carga entre os eixos do veículo. Para o presente estudo, será utilizado um valor de 10% acrescido da distribuição de massa sobre o eixo dianteiro. O resultado dos cálculos das rizezas à rolagem para definição das barras estabilizadoras ótimas é dado na Tabela 15.

Tabela 15 - Parâmetros de cálculo e valores de rigidez das barras estabilizadoras

Variável	Valor
k_{ϕ} total devido às barras [Nm/grau]	187,90
% transferência de Carga Dianteira	0,63
Transferência total de carga/ A_y [kg/grau]	418,58
Transferência de Carga Dianteira [kg/grau]	263,70
k_{ϕ} dianteira [Nm/grau]	1248,70
k_{ϕ} Barra Dianteira [Nm/grau]	301,90
k_{ϕ} Barra Traseira [Nm/grau]	832,80

Fonte: Os autores, 2019

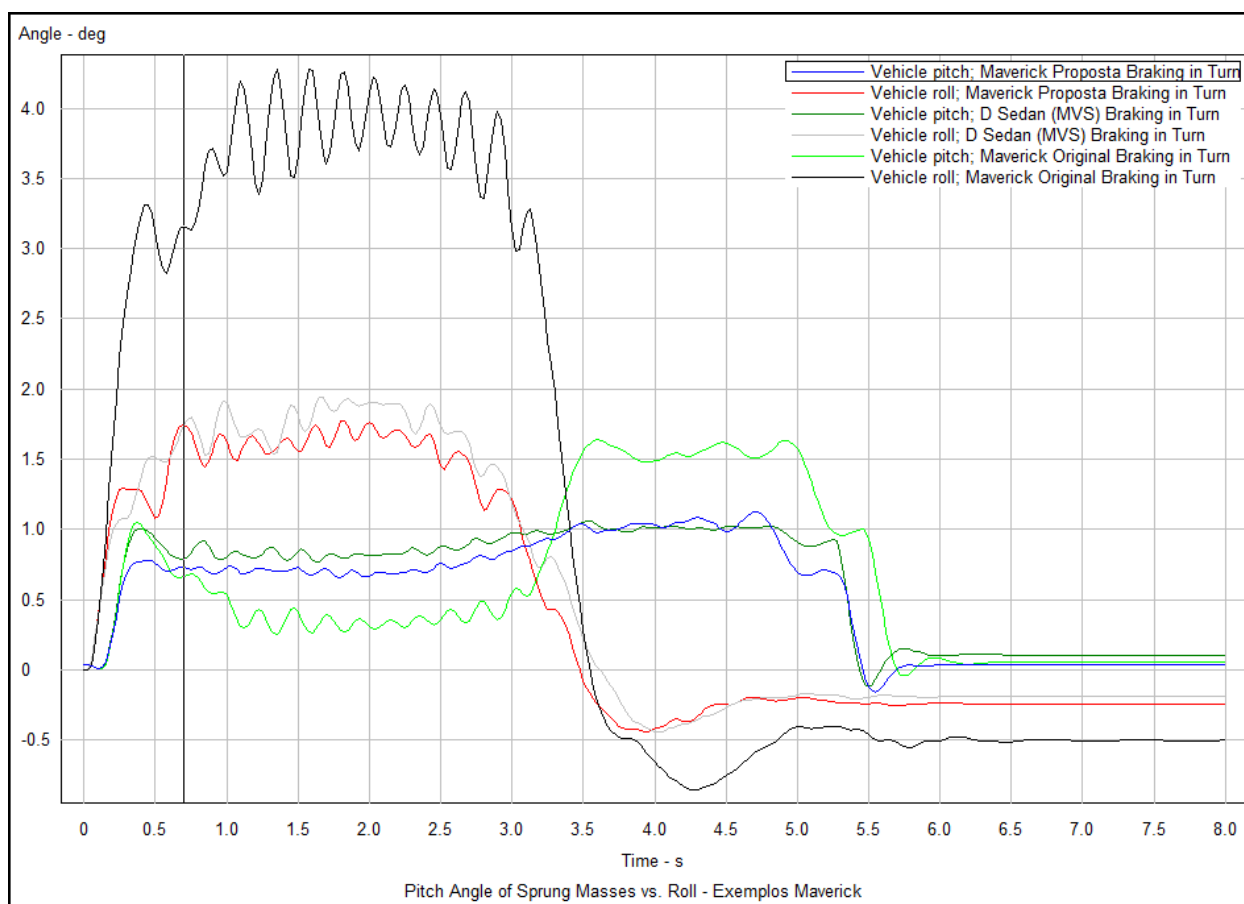
7 RESULTADOS

Ao aplicar ao modelo do veículo as alterações descritas na seção 6, o esperado é atingir resultados o mais próximos possível do veículo *benchmark*. Os resultados comparativos por teste são discutidos a seguir. O modelo do veículo com as otimizações propostas será doravante denominado “veículo proposto”.

7.1 FRENAGEM

Ao gerenciar melhor a rolagem e arfagem da massa suspensa do carro, a menor ocorrência da transferência de carga longitudinal e lateral foi decisiva no resultado positivo observado. O Gráfico 21 traz as diferenças nos ângulos de rolagem e arfagem dos três veículos analisados. É possível observar uma arfagem 54% menor no veículo proposto em relação ao original, enquanto a rolagem sofre uma redução de 41%.

Gráfico 21 - Ângulos de rolagem (*roll*) e arfagem (*pitch*) dos dos veículos *benchmark*, original e proposto.



Fonte: Os autores. 2019

Houve redução da distância de frenagem em 4,5 m em comparação ao veículo original, e de 0,7 em relação ao automóvel de referência, principalmente pelo ganho de força de contato da banda de rodagem com o solo, o que permite que seja gerada mais força longitudinal para auxiliar na parada do veículo. Na Tabela 16 é possível observar a menor variação da força de contato pneu-solo do veículo proposto em relação ao original.

Tabela 16 - Distribuição de força média em cada uma das quatro rodas durante o teste de frenagem – veículos original, *benchmark* e proposto.

	Roda dianteira esquerda [N]	Roda traseira esquerda [N]	Roda dianteira direita [N]	Roda traseira direita [N]
Veículo original	3250	540	5250	4300
Veículo <i>Benchmark</i>	3240	860	5430	3810
Veículo proposto	3100	1100	5510	3630

Fonte: Os autores, 2019

Tabela 17 - Resumo dos resultados comparativos do teste de frenagem
Fonte: Os autores, 2019.

Veículo	<i>Original</i>	<i>Proposto</i>
Distância de parada (m)	96,11	91,76
Ângulo de rolagem máximo (graus)	4,28	1,74
Ângulo de arfagem máximo (graus)	1,64	1,1

Fonte: Os autores, 2019

Figura 51 - Comparativo de distância de parada após o teste de frenagem. Veículo original (branco), *benchmark* (azul) e proposto (laranjo)



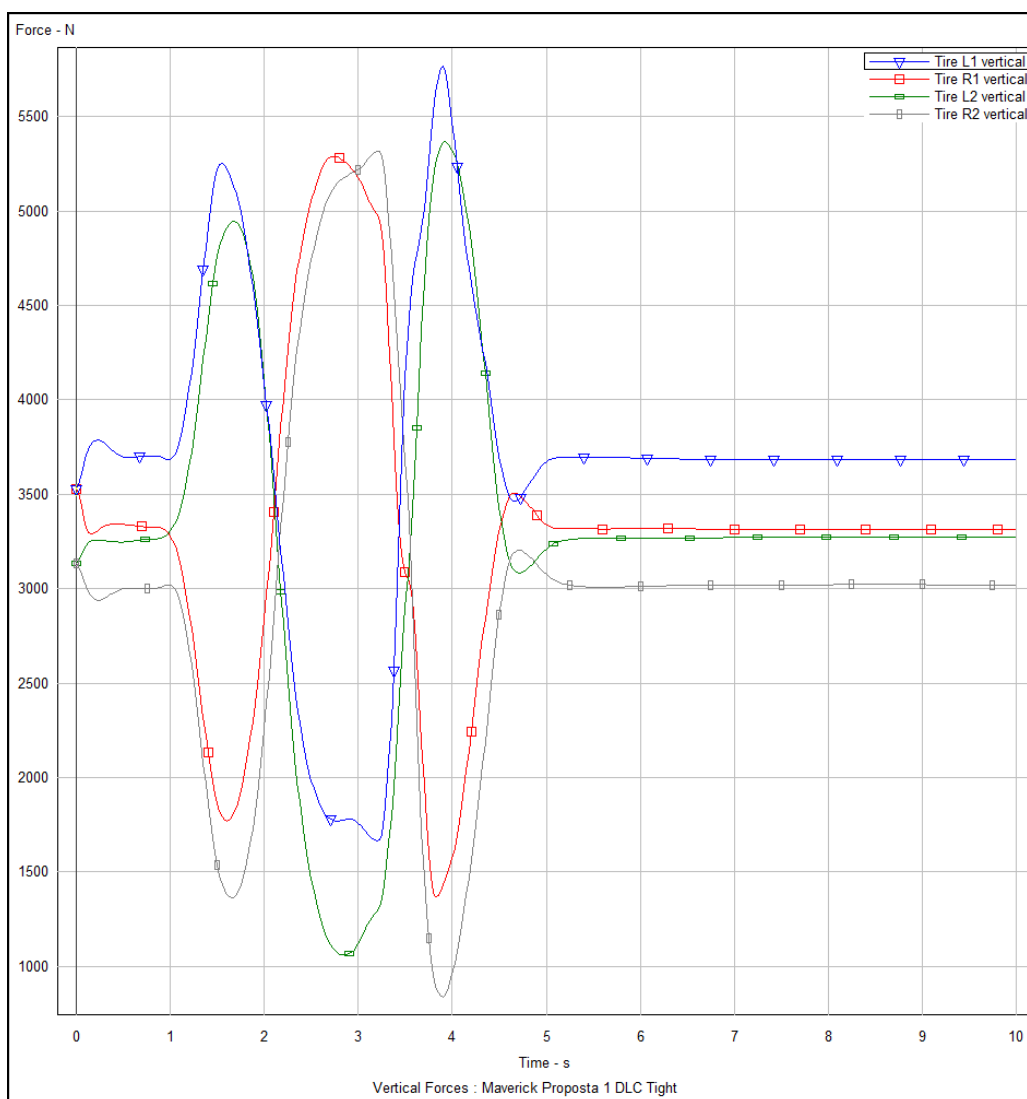
Fonte: Os autores, 2019

7.2 DESVIO BRUSCO DE OBSTÁCULO

7.2.1 Condição urbana

Os resultados comparativos do teste de desvio brusco de obstáculos à velocidade de 50 km/h são válidos somente até o instante de 4 segundos, quando ocorre a perda de controle do veículo original. O veículo proposto foi capaz de completar a manobra sem ressalvas. Não houve perda de controle, foi assegurado o contato pneu-solo em todos os instantes do teste e não ocorre colisão com nenhum dos cones limitadores da sua trajetória.

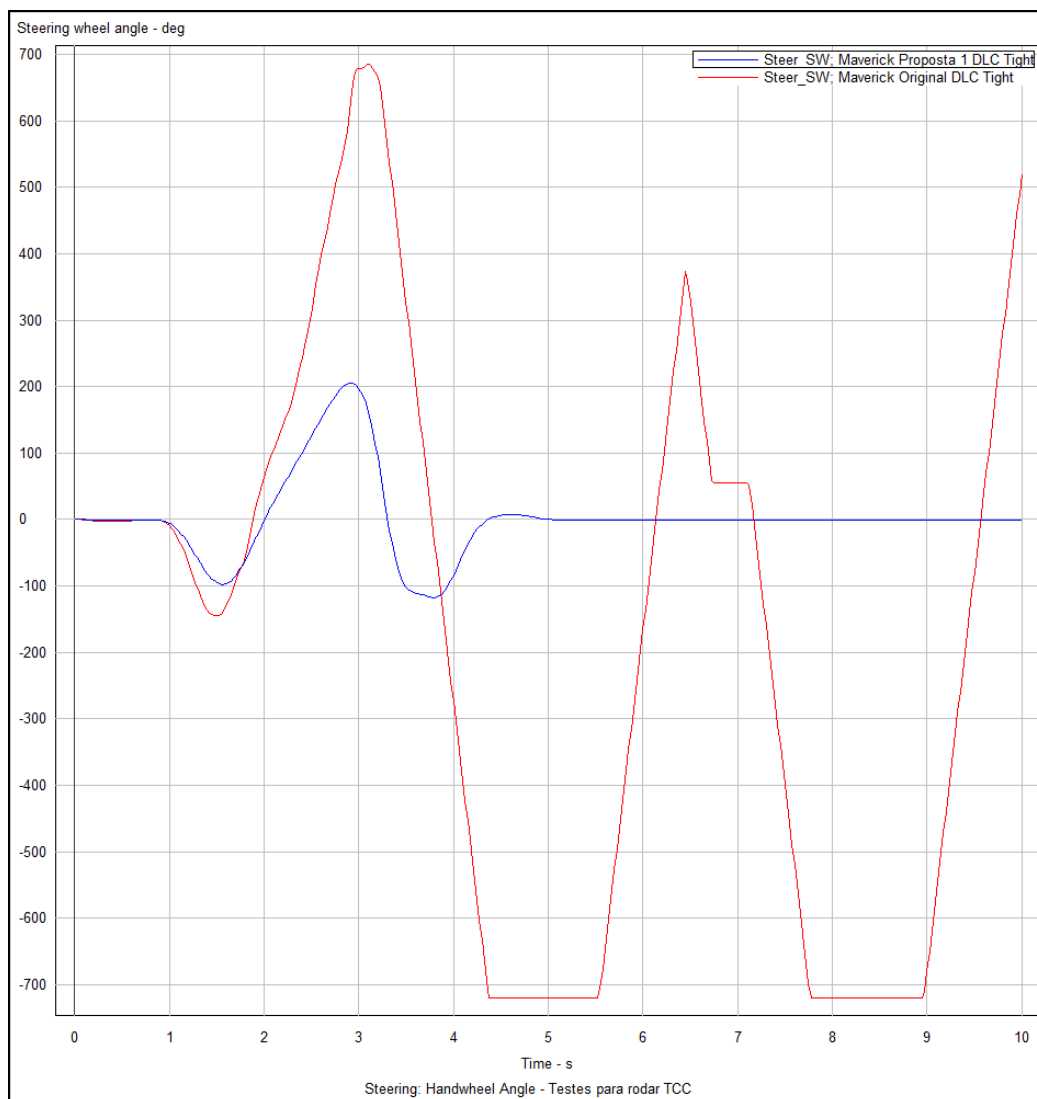
Gráfico 22 - Forças de contato pneu-solo para cada uma das rodas do veículo proposto ao longo do teste de desvio brusco de obstáculo (condição urbana). Nota-se a inexistência de valores nulos.



Fonte: Os autores, 2019

Com a mudança da relação de direção, o ângulo de esterçamento máximo do volante atingido foi de 200°, frente a 720° anteriores. O esterçamento passivo do eixo traseiro foi reduzido de 11° - 5,5° de cada roda em cada um dos sentidos – para 0,3°, o que reduz radicalmente sua influência na direção da trajetória do veículo.

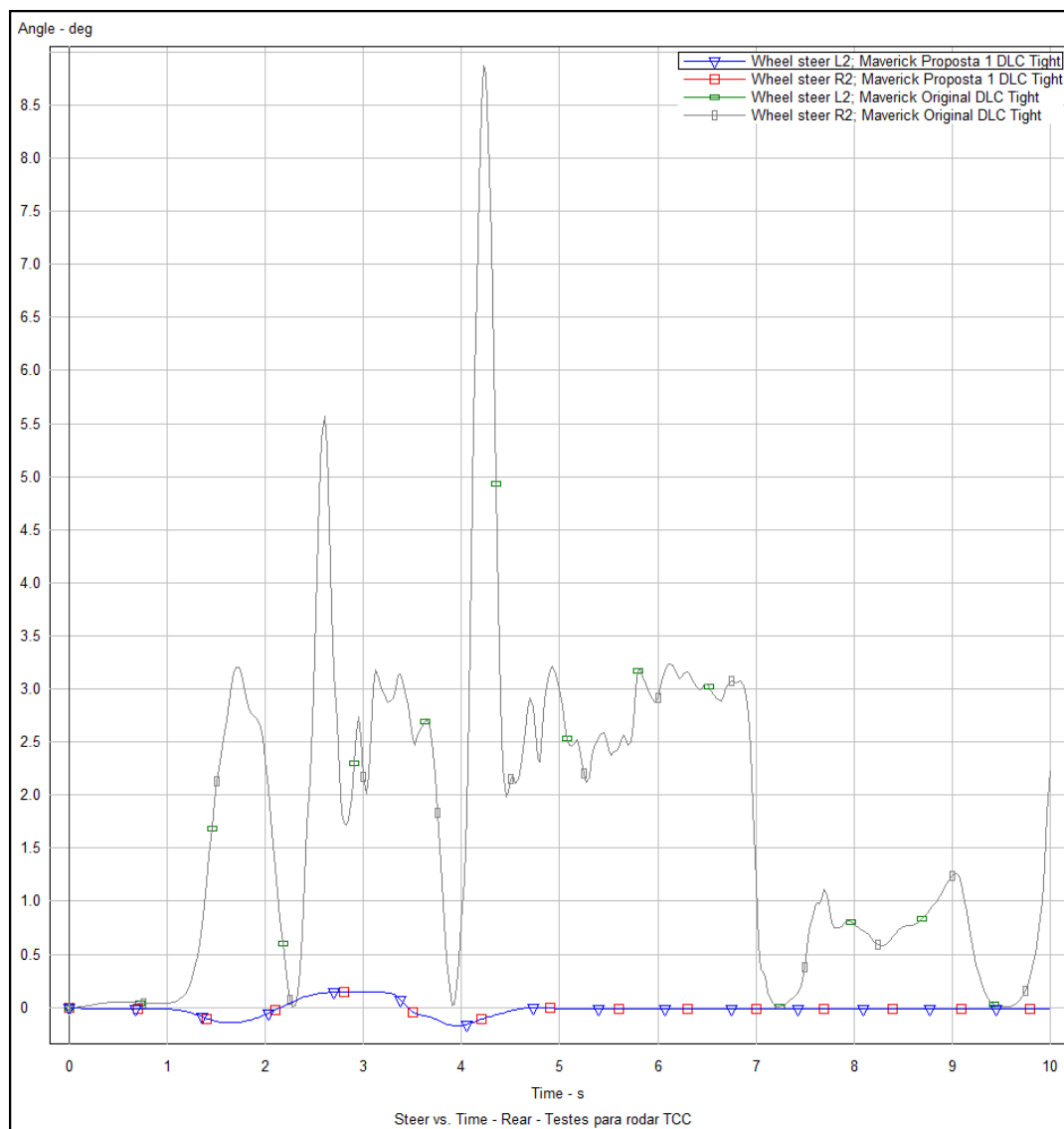
Gráfico 23 - Ângulo de esterçamento do volante para o veículo original e proposto ao longo do teste de desvio brusco de obstáculo (condição urbana). Comparação válida somente até o instante t = 4 s.



Fonte: Os autores, 2019

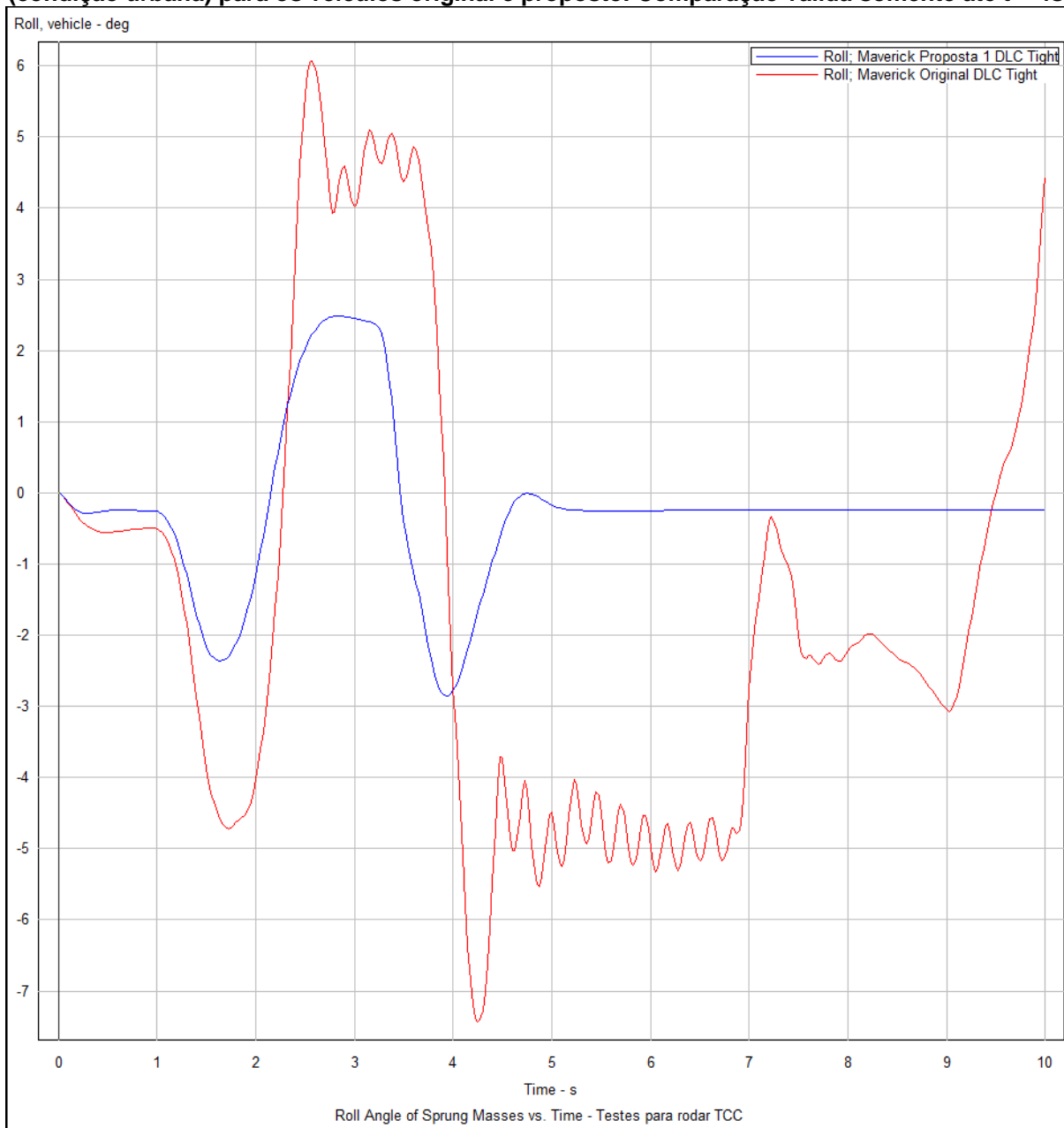
A rolagem da carroceria, denominada causa-raiz de grande parte dos problemas evidenciados, foi reduzida em 47%, de 4,7° para 2,5°, o que ocasionou a melhoria na deflexão das suspensões. Nota-se também uma menor diferença entre os ângulos de deriva dos pneus traseiros em relação aos dianteiros, o que aponta para um aumento da neutralidade na transição de curva pelo veículo – i. e.: redução do subesterço.

Gráfico 24 - Esterçamento das rodas traseiras ao longo do teste de desvio brusco de obstáculo (condição urbana) para os veículos original e proposto. Comparação válida somente até t = 4 s.



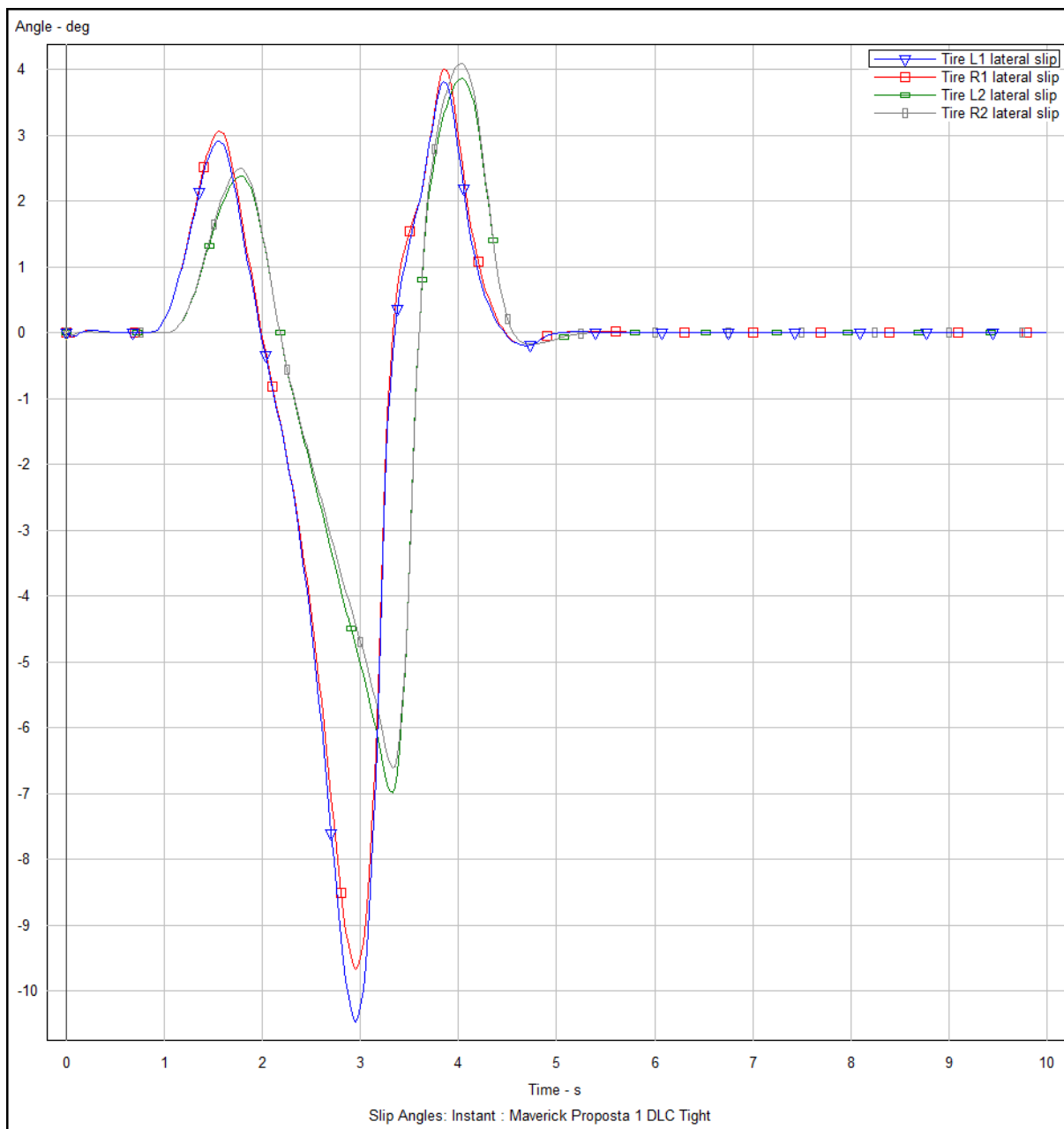
Fonte: Os autores, 2019

Gráfico 25 - Rolagem da massa suspensa ao longo do teste de desvio brusco de obstáculo (condição urbana) para os veículos original e proposto. Comparação válida somente até t = 4s.



Fonte: Os autores, 2019

Gráfico 26 – Ângulo de deriva dos 4 pneus do veículo proposto ao longo do teste de desvio brusco de obstáculo (condição urbana).

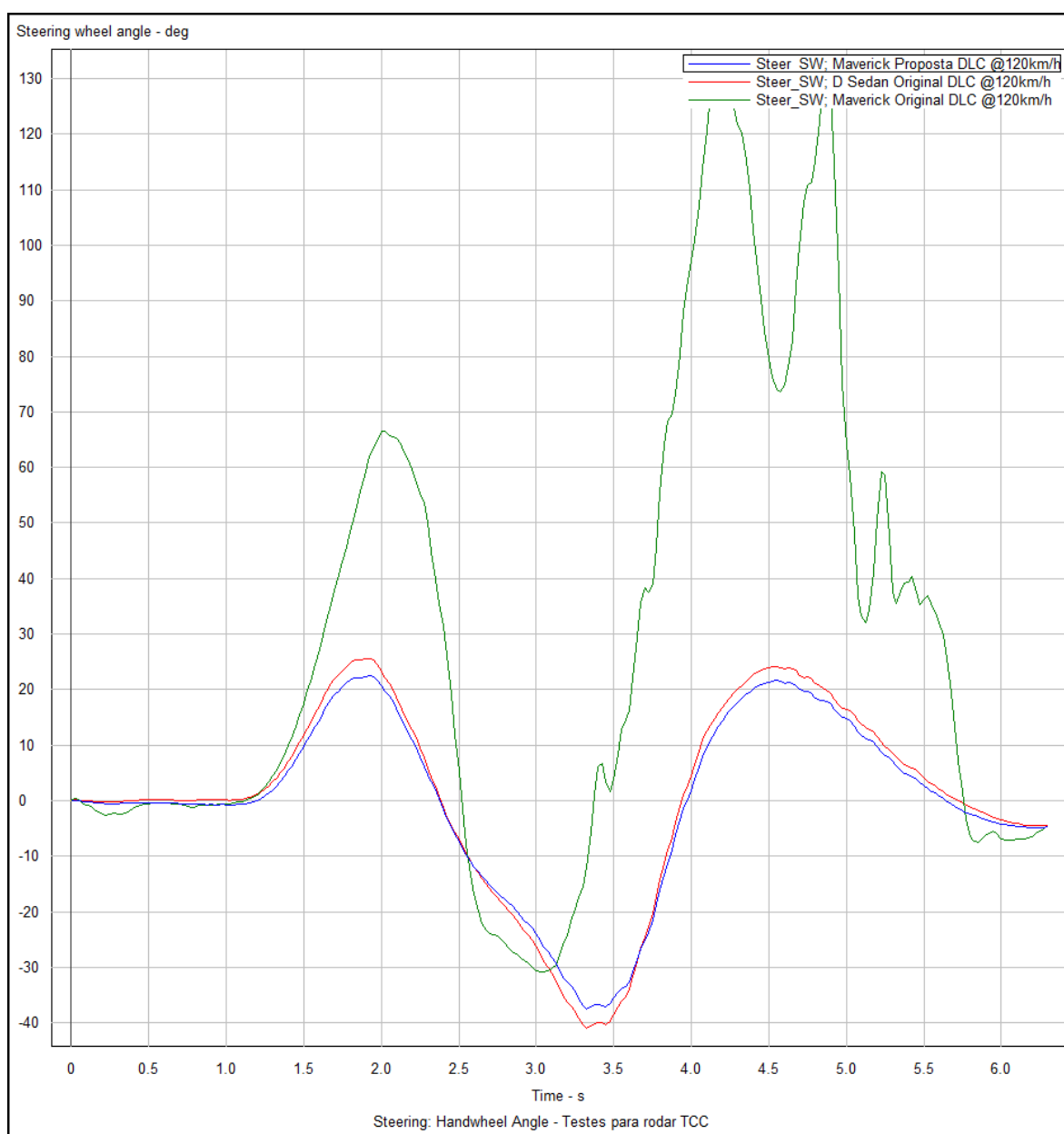


Fonte: Os autores, 2019

7.2.2 Condição rodoviária

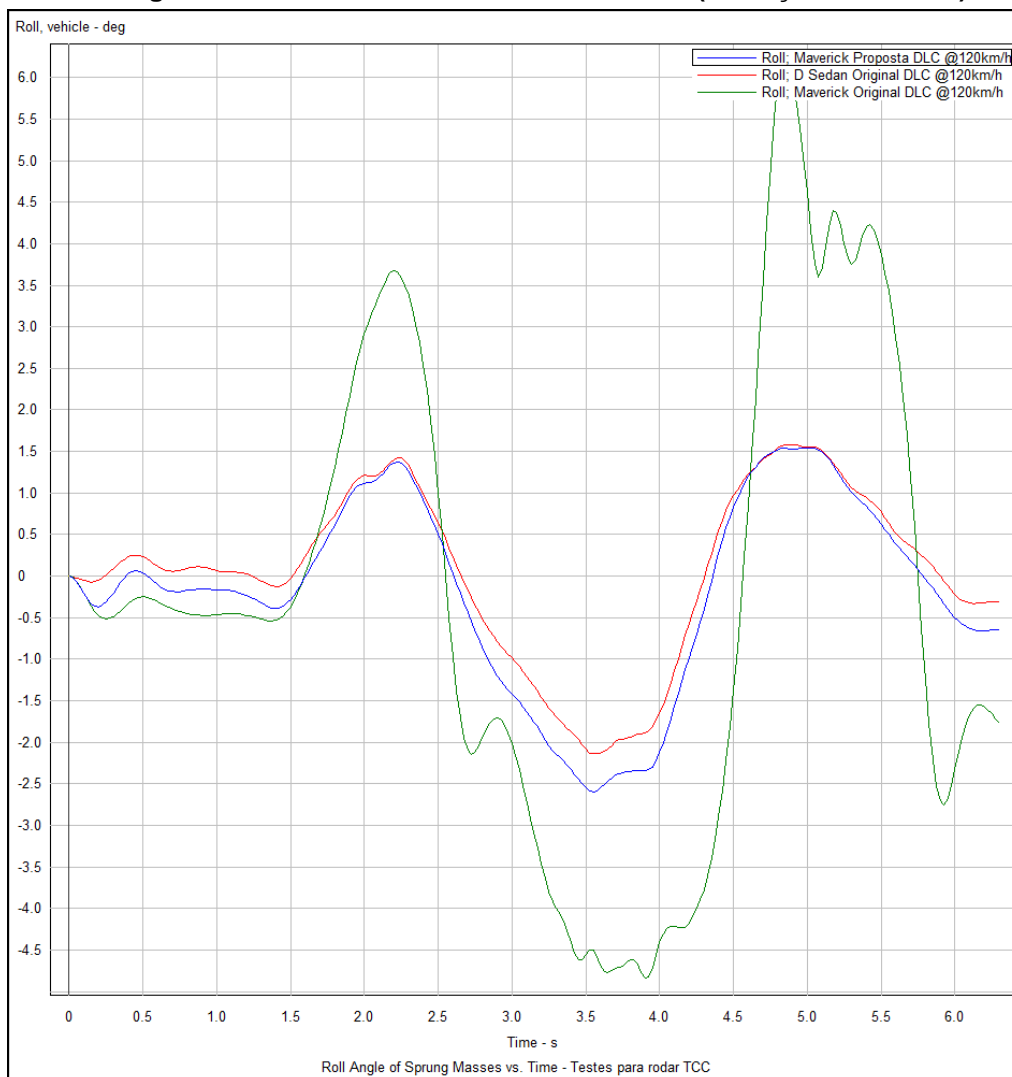
Tal como o teste anterior, o resultado foi aprovado, sem perda de controle, perda de contato pneu-solo ou desvio de trajetória. O máximo ângulo de esterçamento do volante observado foi de $21,5^\circ$, frente a 115° do veículo original (-81%), por conta da relação de direção e manutenção do contato pneu-solo da roda interna à curva, que auxilia na geração de força lateral. O ângulo de rolagem foi reduzido de 6° para $1,6^\circ$ (-73%).

Gráfico 27 - Ângulo de esterçamento do volante ao longo do teste de desvio brusco de obstáculo (condição rodoviária) para os veículos original, *benchmark* e proposto.



Fonte: Os autores, 2019

Gráfico 28 - Ângulos de rolagem dos veículos original, benchmark e proposto ao longo do teste de desvio brusco de obstáculo (condição rodoviária)



Fonte: Os autores, 2019

Figura 52 - Sobreposição dos veículos original (branco) e proposto (laranja) no instante de maior desvio de trajetória.



Fonte: Os autores, 2019

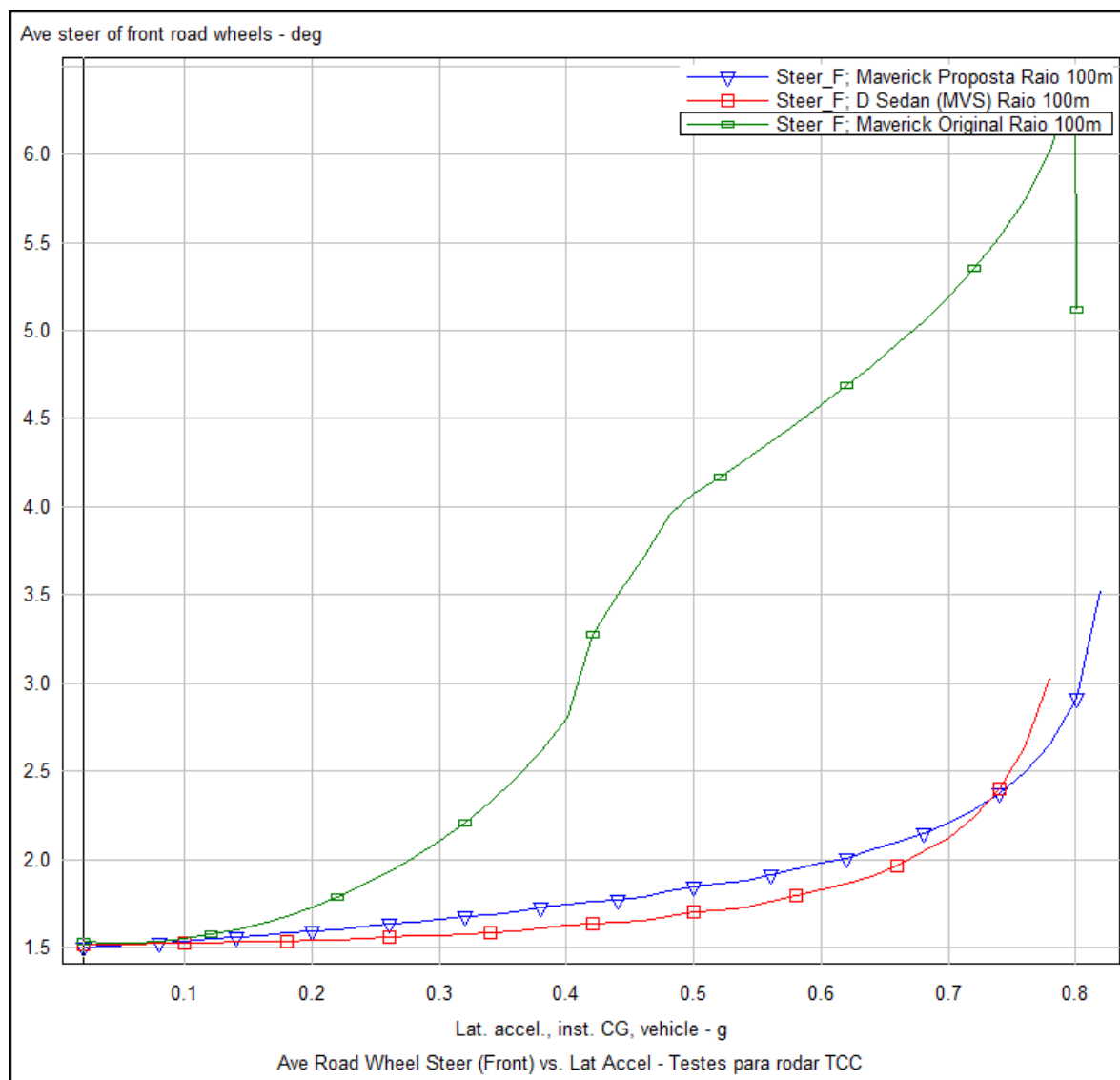
7.3 CURVA EM REGIME ESTACIONÁRIO

No teste de curva em raio de 100 m foi observada uma melhora diminuta no limite máximo de aceleração lateral do veículo proposto, de 0,80 g para 0,82 g (2,4%). No entanto, o gradiente de subesterço se manteve constante e com comportamento expressivamente mais neutro do que o do veículo original indicado pela inclinação da curva de ângulo de esterçamento das rodas em relação à aceleração lateral.

A rolagem da carroceria, assim como nos testes prévios, teve forte redução (-47%), o que eliminou a situação de compressão máxima da suspensão e, em conjunto com a otimização de geometria da suspensão traseira, reduz o ângulo de esterçamento do eixo traseiro, colaborando para a melhoria do gradiente de subesterço.

No veículo original era observada a extensão total da suspensão dianteira esquerda e compressão total da suspensão traseira direita a uma aceleração lateral de 0,4 g, permanecendo assim até o fim do teste. No veículo proposto, a essa mesma aceleração as suspensões dianteira esquerda e traseira direita apresentam deflexões de -33 mm e 29 mm, respectivamente.

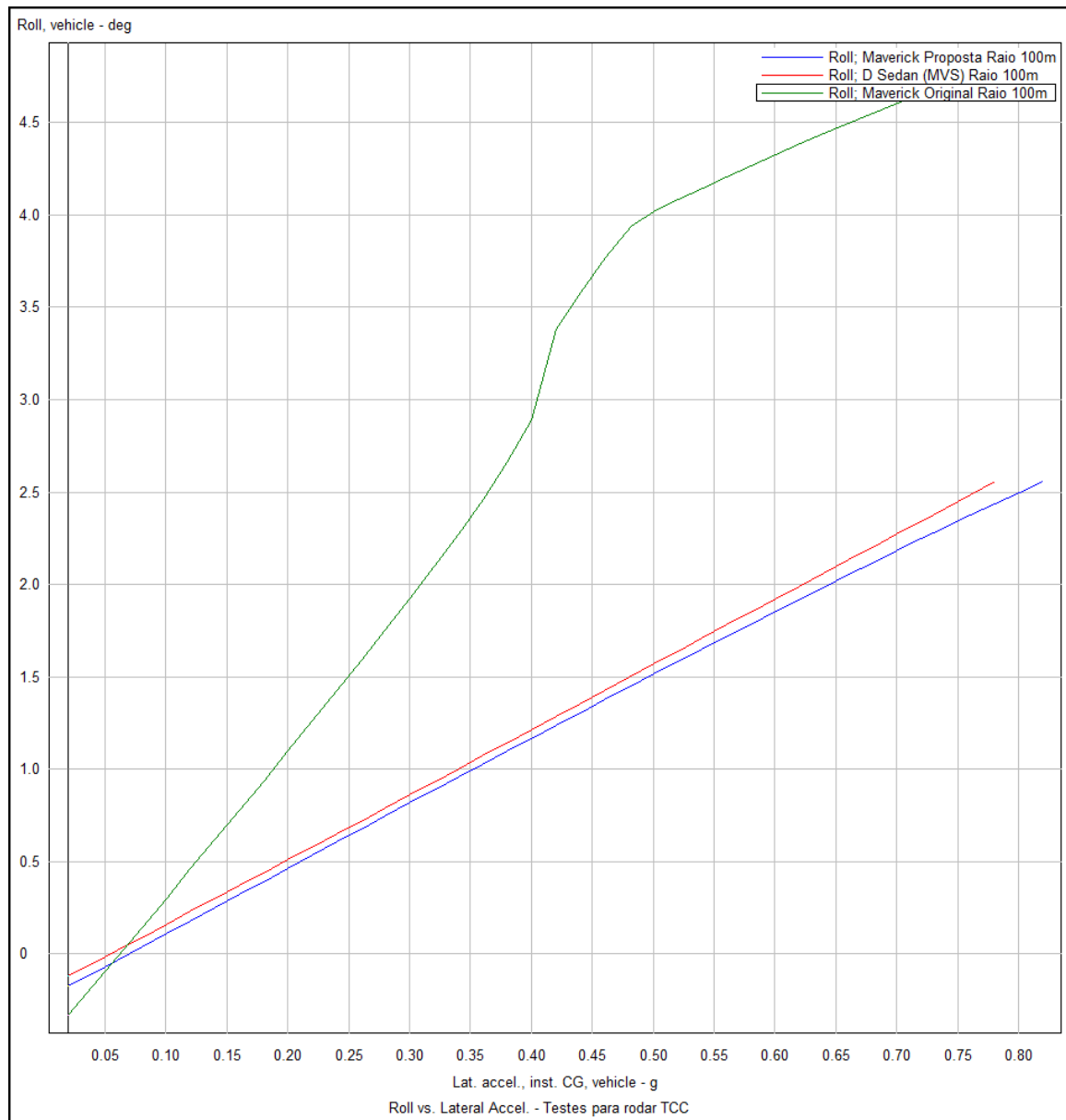
Gráfico 29 - Gradiente de subesterço dos veículos original, *benchmark*, e proposto.



Fonte: Os autores, 2019

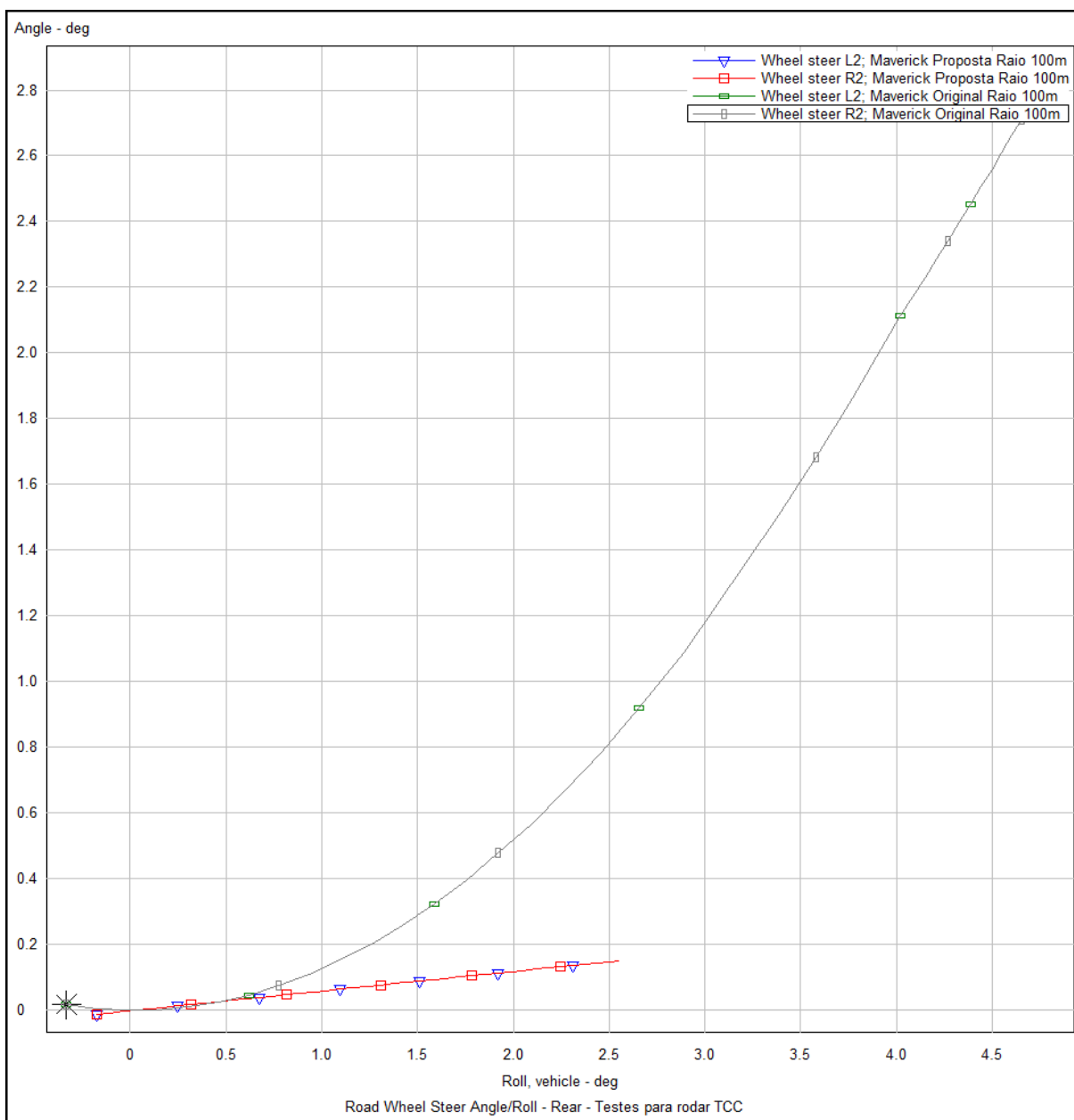
O sistema de direção otimizado também teve influência no resultado do teste. O ângulo de esterço do volante para a aceleração lateral máxima foi reduzido em 62% - 196° no veículo original frente a 74° no veículo proposto.

Gráfico 30 - Rolagem da carroceria por aceleração lateral dos veículos original, benchmark e proposto.



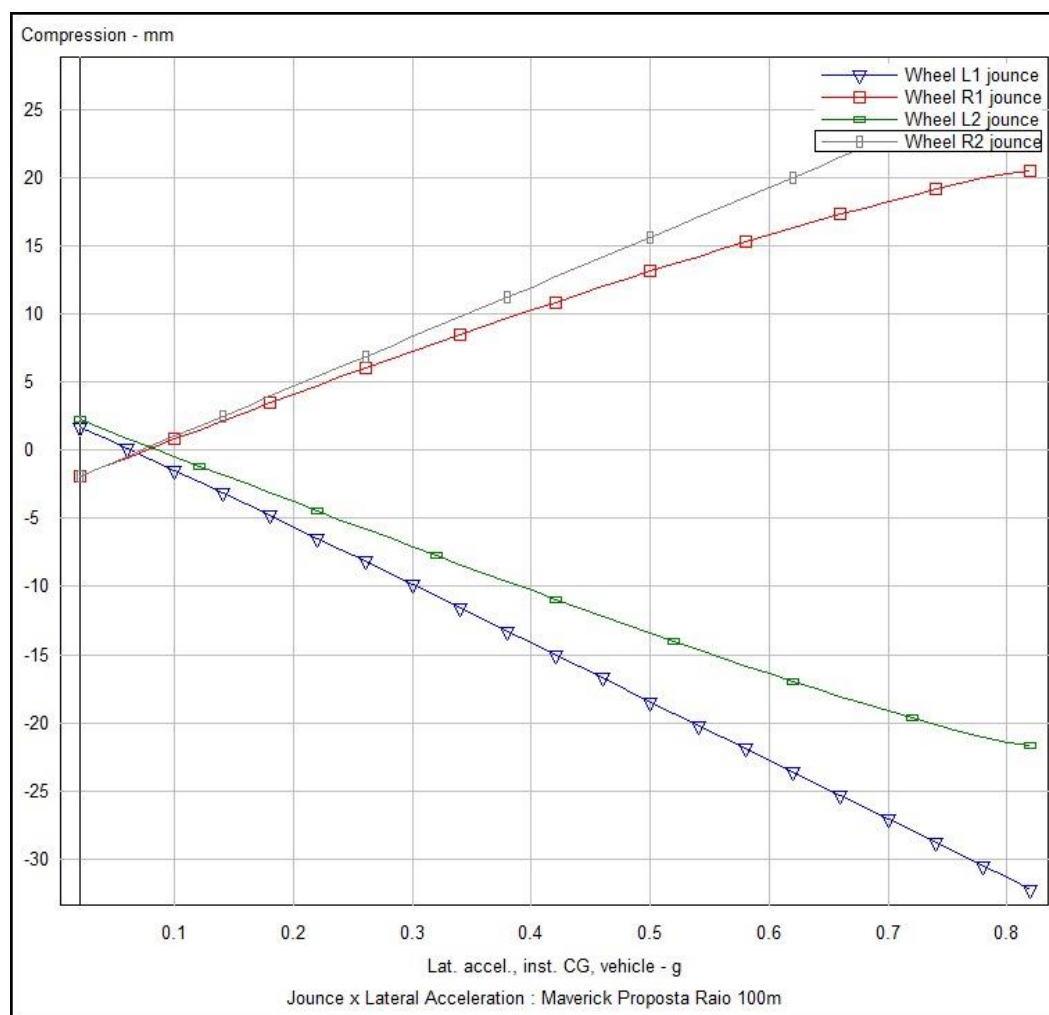
Fonte: Os autores, 2019

Gráfico 31 - Ângulo de esterçamento das rodas traseiras com a rolagem da carroceria



Fonte: Os autores, 2019

Gráfico 32 - Compressão da suspensão do veículo proposto por aceleração lateral durante o teste de curva em regime estacionário.



Fonte: Os autores, 2019

Tabela 18 - Resumo dos resultados do teste de curva em regime estacionário

Veículo	<i>Original</i>	<i>Proposto</i>
Aceleração lateral máxima (g)	0,80	0,82
Ângulo de rolagem máximo (graus)	4,8	2,56
Ângulo de esterçamento do volante (graus)	196	74
Ângulo de esterçamento do eixo traseiro (graus)	5,8	0,3
Compressão máxima da suspensão traseira direita (mm)	120	29
	(total)	
Extensão máxima da suspensão dianteira esquerda (mm)	62	33
	(total)	

Fonte: Os autores, 2019

8 CONSIDERAÇÕES FINAIS E RECOMENDAÇÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

Corrigindo as deficiências da geometria original com alterações de magnitude leve a moderada e obedecendo as premissas definidas no início da otimização, foi possível tornar o comportamento do veículo original muito próximo do objetivo traçado com o veículo *benchmark*, sendo inclusive superior em alguns casos. Dessa forma, a metodologia desenvolvida se comprova robusta segundo os resultados das simulações. Em oposição à crença popular, não há a necessidade de desenvolver sistemas complexos, a exemplo de uma suspensão traseira independente para obter um desempenho dinâmico satisfatório.

Dito isso, é importante ressaltar que, para uma otimização bem-sucedida é necessário definir adequadamente as condições de contorno do projeto. A definição de quais parâmetros poderiam ser alterados e em qual proporção foi decisiva para garantir uma boa otimização dos parâmetros de interesse. É relevante destacar também que o objeto de estudo em particular proporciona uma razoável margem para trabalho das posições e geometria dos componentes de suspensão devido ao seu arranjo construtivo. Ainda assim, a caracterização das posições dos pontos de trabalho dos componentes foi uma das atividades mais dispendiosas realizadas para possibilitar o atingimento dos resultados apresentados.

Como recomendação para trabalhos futuros complementares a este, pode-se deixar como ponto de partida chave a caracterização da posição do centro de gravidade do veículo. Sem a correta definição desse dado, sequer seria possível simular o comportamento do automóvel adequadamente. Os parâmetros de dinâmica vertical – e.g.: amortecedores – e de longitudinal – e.g.: aceleração e sistema de freios – podem ser explorados mais a fundo. Ademais, deve-se explorar também o dimensionamento dos componentes dos sistemas de suspensão e direção segundo as medidas aqui definidas, de modo a estabelecer mais um passo para uma futura validação real das otimizações propostas.

REFERÊNCIAS

ADAMS, Herb. **Chassis Engineering: Chassis Design, Building and Tuning for High Performance Handling**. Nova Iorque: The Berkley Publishing Group, 1993. 140 p.

DENATRAN. **Quantidade de Veículos por UF Município Marca e Modelo**. 2018. Disponível em: <http://www.denatran.gov.br/images/Estatistica/RENAVAM/2018/Julho/I_Frota_por_UF_Municipio_Marca_e_Mo>. Acesso em: 02 set. 2018.

DESCONHECIDO (Comp.). **Moose Test**. Disponível em: <https://en.wikipedia.org/wiki/Moose_test>. Acesso em: 27 out. 2018.

FORD BRASIL S.A (Brasil). **Manual de Serviços Ford Maverick**. São Paulo: Departamento de Serviços Técnicos, 1973.

FORD MOTOR COMPANY (Estados Unidos da América). **Ford Maverick Service Manual**. Detroit: Service Technical Communications Department, 1973.

GILLESPIE, Thomas D. **Fundamentals of Vehicle Dynamics**. Warrendale: Society of Automotive Engineers, Inc., 1992. 495 p.

GREGSON, Paul William. **Clássicos do Brasil: Maverick**. São Paulo: Editora Alaúde, 2011.

INTERNATIONAL STANDARDIZATION ORGANIZATION. **ISO 3888: Passenger cars - Test track for a severe lane-change manoeuvre**. 2 ed. Genebra: Iso, 2011. v. 2.

INTERNATIONAL STANDARDIZATION ORGANIZATION. **ISO 4138: Steady-state circular driving behaviour -- Open-loop test methods**. 4 ed. Genebra: Iso, 2012.

JACOBSON, Bengt et al. **Vehicle Dynamics: Compendium**. 2017. ed. Gotenburgo: Chalmers University of Technology, 2017. 296 p.

JAZAR, Reza N.. **Vehicle Dynamics: Theory and Application**. Nova Iorque: Springer, 2009. 1015 p.

LOTUS CARS LTD. (Reino Unido). **GETTING STARTED WITH LOTUS SUSPENSION ANALYSIS**. Norfolk: Group Lotus Plc, 2005. 109 p.

MIKAEL STJERNA (Estocolmo). Revista Teknikens Värld - Bonnier Magazines & Brands Ab (Org.). **The new Toyota Hilux close to tipping over**. 2016. Disponível em: <<https://teknikensvarld.se/the-new-toyota-hilux-close-to-tipping-over-338223/>>. Acesso em: 27 out. 2018.

MILLIKEN, William F.; MILLIKEN, Douglas L.. **Race Car Vehicle Dynamics**. Warrendale: Society Of Automotive Engineers, Inc., 1995. 890 p.

NICOLAZZI, Lauro Cesar. **Uma Introdução à modelagem quase estática de veículos automotores de rodas**. Florianópolis: Grante, 2008.

PUHN, Fred. **How To Make Your Car Handle**. Tucson, Az: H.p Books, 1976.

RADIAL Tires For U.S. Cars. **The New York Times**. Nova Iorque, p. 00003-00003. 27 set. 1981. Disponível em: <<https://www.nytimes.com/1981/08/27/business/radial-tires-for-us-cars.html>>. Acesso em: 02 set. 2018.

RANGEL, Júlio Xavier; SOUZA, Paulo Sérgio da S.. **Transportes: Rodovias**. Gramado: 8º Enacor, 2003. Disponível em: <www.coweb.com.br/arq/arq3342.ppt>. Acesso em: 03 set. 2018.

REIMPELL, Jörnßen; STOLL, Helmut; BETZLER, Jürgen W.. **The Automotive Chassis: Engineering Principles**. 2. ed. Würzburg: Butterworth-heinemann, 2001.

SAE (Estados Unidos da América). **Spring Design Manual**. Warrendale: Society Of Automotive Engineers, Inc., 1996.

SUSPENSION SECRETS (United Kingdom) (Ed.). **HOW TO CALCULATE SPRING RATES**. 2018. Disponível em: <<http://suspensionsecrets.co.uk/how-to-calculate-coil-or-leaf-spring-rates/?i=1>>. Acesso em: 10 maio 2019.

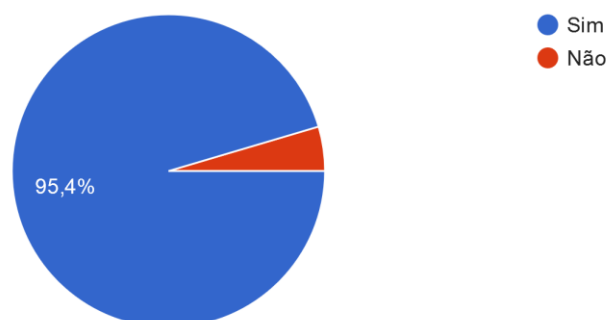
SUSPENSION SECRETS (United Kingdom). **WHEEL RATE AND CHASSIS ROLL STIFFNESS**. 2018. Disponível em: <<http://suspensionsecrets.co.uk/wheel-rate-and-chassis-roll-stiffness/?i=1>>. Acesso em: 25 maio 2019.

VEJA as 40 inovações da Fiat em 40 anos no Brasil: Marca lançou o primeiro carro nacional com computador de bordo, o primeiro com motor 16V e o primeiro com turbo de série. 2016. Galeria de fotos, imagem 2/40. Disponível em: <<https://www.icarros.com.br/noticias/geral/veja-as-40-inovacoes-da-fiat-em-40-anos-no-brasil/21081.html>>. Acesso em: 9 set. 2018.

APÊNDICE A – PESQUISA QUANTITATIVA

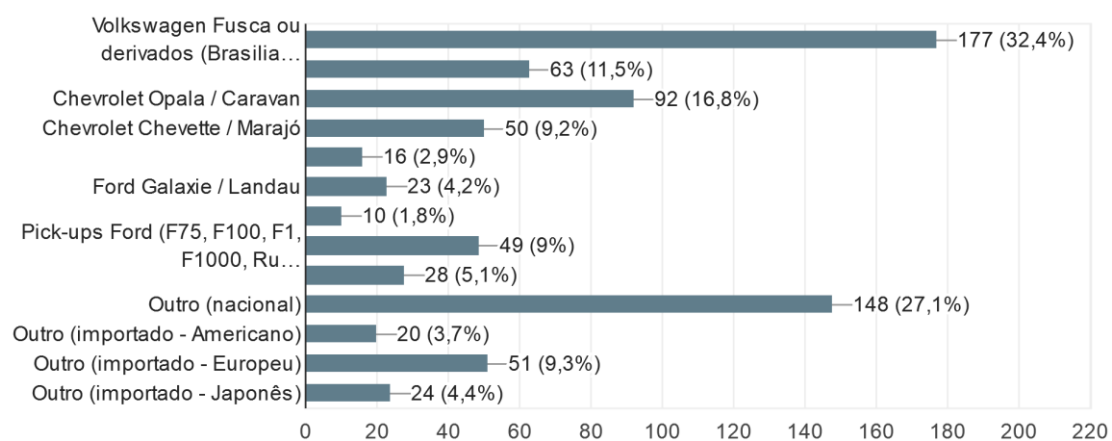
Você possui ou dirige regularmente um veículo clássico/antigo?

546 respostas



Qual o veículo em questão?

546 respostas



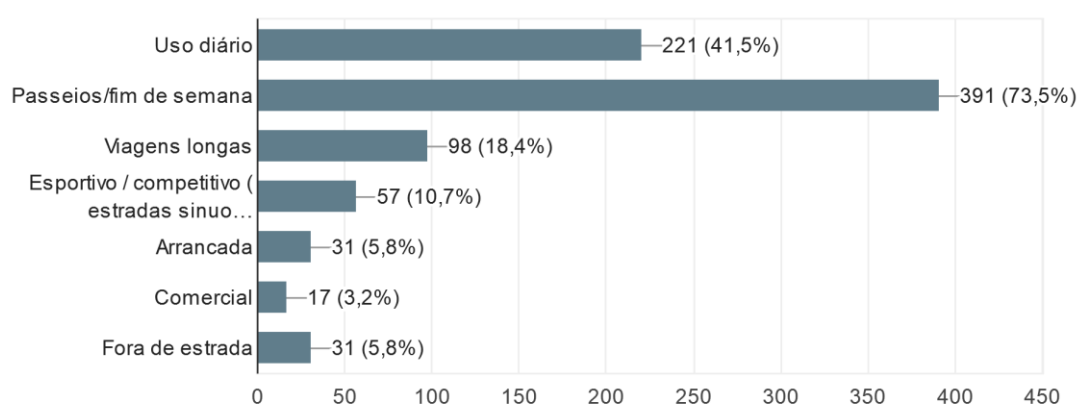
Especifique, se desejar, o ano, modelo, motorização e câmbio do veículo

373 respostas

1974 (2)
1978 (2)
GT 74 (2)
Miata 1995 (2)
Dodge charger r/7 1977 (2)
Ford Maverick 1976, 1 fase, 4 cilindros
Diplomata 89, 6 cilindros, álcool, automático
1960 Fusca 1200
Ltd 1975
Honda Civic 1993 Ex MT
Ford Customline 1952 é 1953.
1976, Super, V8-347, T5

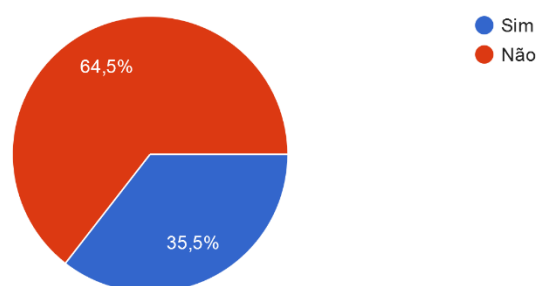
Qual o uso que você realiza ou realizou com esse veículo?

532 respostas



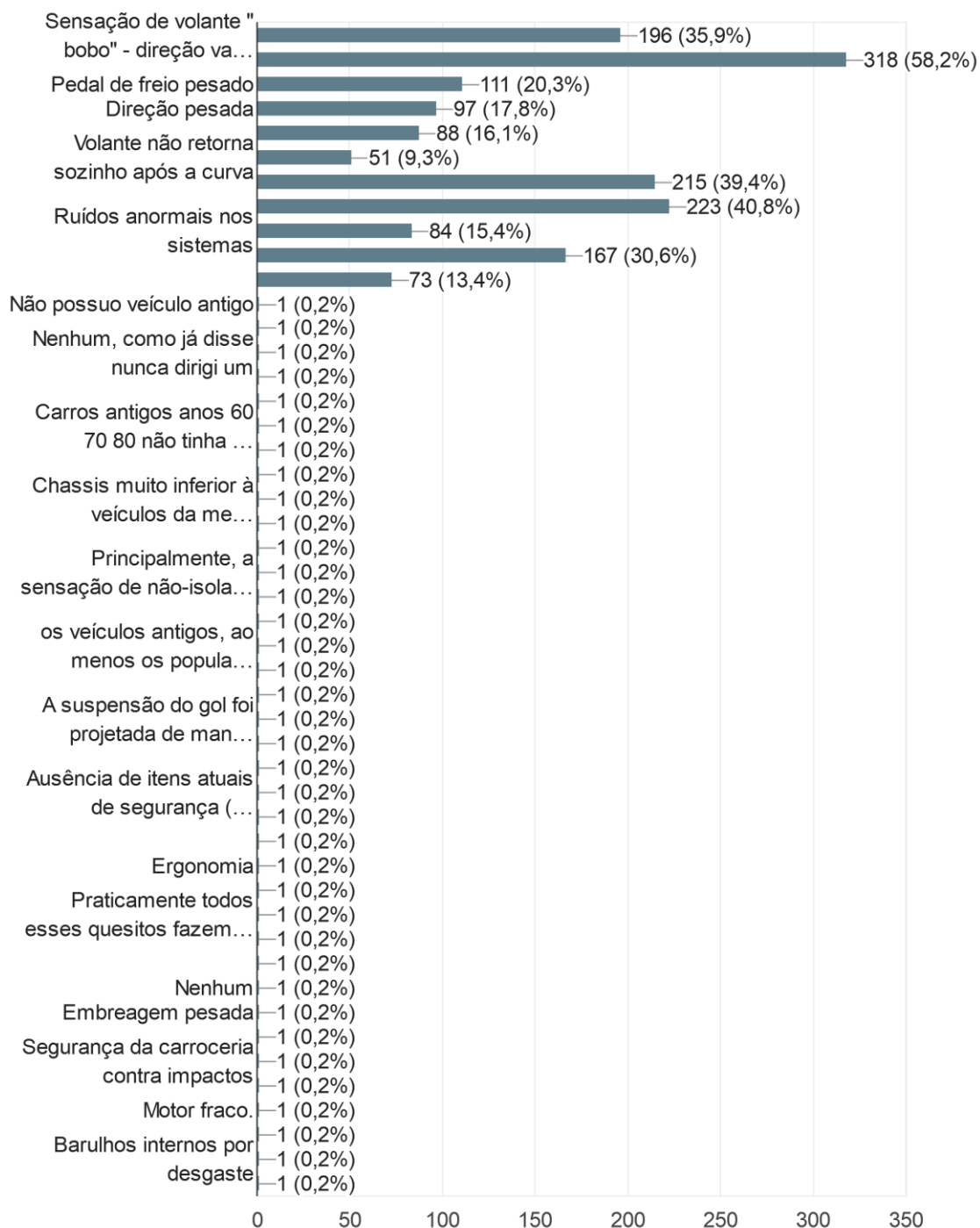
Considerando um veículo com sistemas de freio, suspensão e direção originais, você diria que o desempenho...culo é seguro para os padrões atuais?

546 respostas



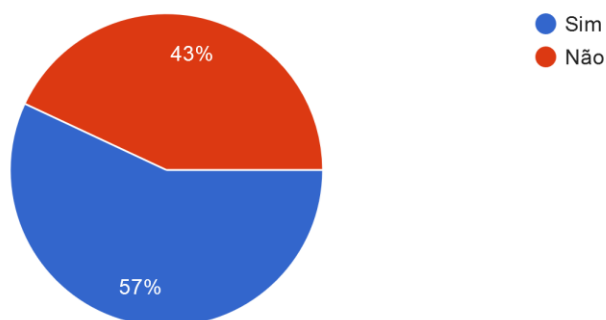
Qual(is) aspecto da condução de um veículo antigo tem maior impacto na sensação de segurança?

546 respostas



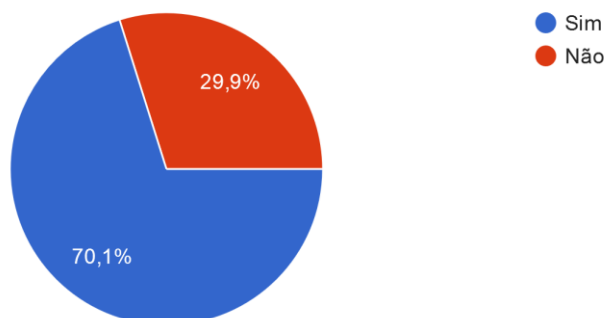
Você consideraria o seu veículo antigo/clássico uma boa base para um veículo de competição?

546 respostas



Você já fez ou gostaria de fazer modificações no seu veículo clássico/antigo para melhorar o desempenho?

546 respostas



Caso tenha respondido "sim" na pergunta acima, descreva brevemente as modificações que fez ou gostaria de fazer.

359 respostas

Cilindro mestre de freio moderno, pneus mais largos. (2)

Barras estabilizadoras mais duras; volante menor; banco concha. A fazer: molas e amortecedores de melhor desempenho; freios maiores; rodas e pneus adequados ao sistema de freio; escapamento com melhor dimensionamento. (2)

Melhorar carburação (2)

Suspensão mais esportiva, freios de maior diâmetros, direção mais direta.

Melhoria no sistema de freios, aumento de taxa(acima de 13,5:1 para etanol), injeção eletrônica, comando um pouco mais bravo

Atualização freios, DH, amortecedores e barra estabilizadora, tirantes.

Uma direção progressiva cairia muito bem e o sistema de freios à disco nas 4 rodas, completaria o conjunto para maior segurança e prazer ao dirigir!

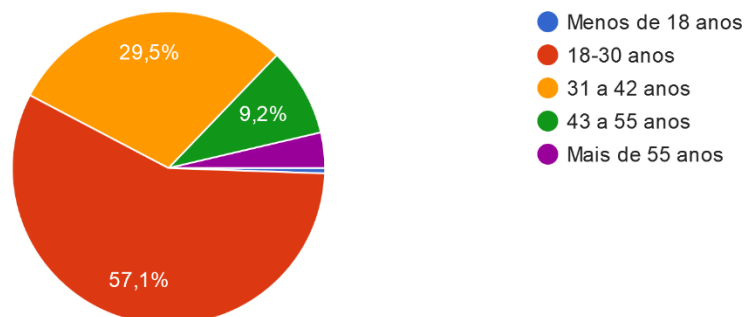
Substituição da cx de direção

coletor admissão alumio, cambio 5 marchas Mustang

Melhoria do freio, suspensão mais "macia" que absorvesse melhor os impactos de depressões, por exemplo

Qual a sua idade?

546 respostas



APÊNDICE B – MASSA DOS COMPONENTES DO VEÍCULO CONTRIBUINTES PARA A MASSA NÃO SUSPensa

Componente	Massa (kg)	Quantidade	Massa Total (kg)	% Massa Não-suspensa	Massa Não-suspensa (kg)
Barra Estabilizadora	6,8	1,0	6,8	0,0	0,0
Mola Helicoidal	9,9	2,0	19,9	0,3	6,0
Braço Superior	3,9	2,0	7,7	0,5	3,9
Braço Inferior	3,9	2,0	7,9	0,5	3,9
Tirante	1,5	2,0	2,9	0,5	1,5
Feixe de Mola	7,9	2,0	15,9	0,5	7,9
Tambor Traseiro	6,7	2,0	13,3	1,0	13,3
Pinça de freio Dianteira	3,6	2,0	7,3	1,0	7,3
Disco de freio Dianteiro	10,2	2,0	20,4	1,0	20,4
Manga de eixo Dianteira	3,7	2,0	7,5	1,0	7,5
Eixo Traseiro	54,4	1,0	54,4	1,0	54,4
Roda + Pneu	16,1	4,0	64,4	1,0	64,4
Amortecedor Dianteiro	1,1	2,0	2,2	0,3	0,7
Amortecedor Traseiro	1,6	2,0	3,2	0,3	1,0
Terminal de Direção	0,5	2,0	0,9	0,6	0,5

APÊNDICE C – PONTOS DE TRABALHO DA SUSPENSÃO DIANTEIRA ORIGINAL

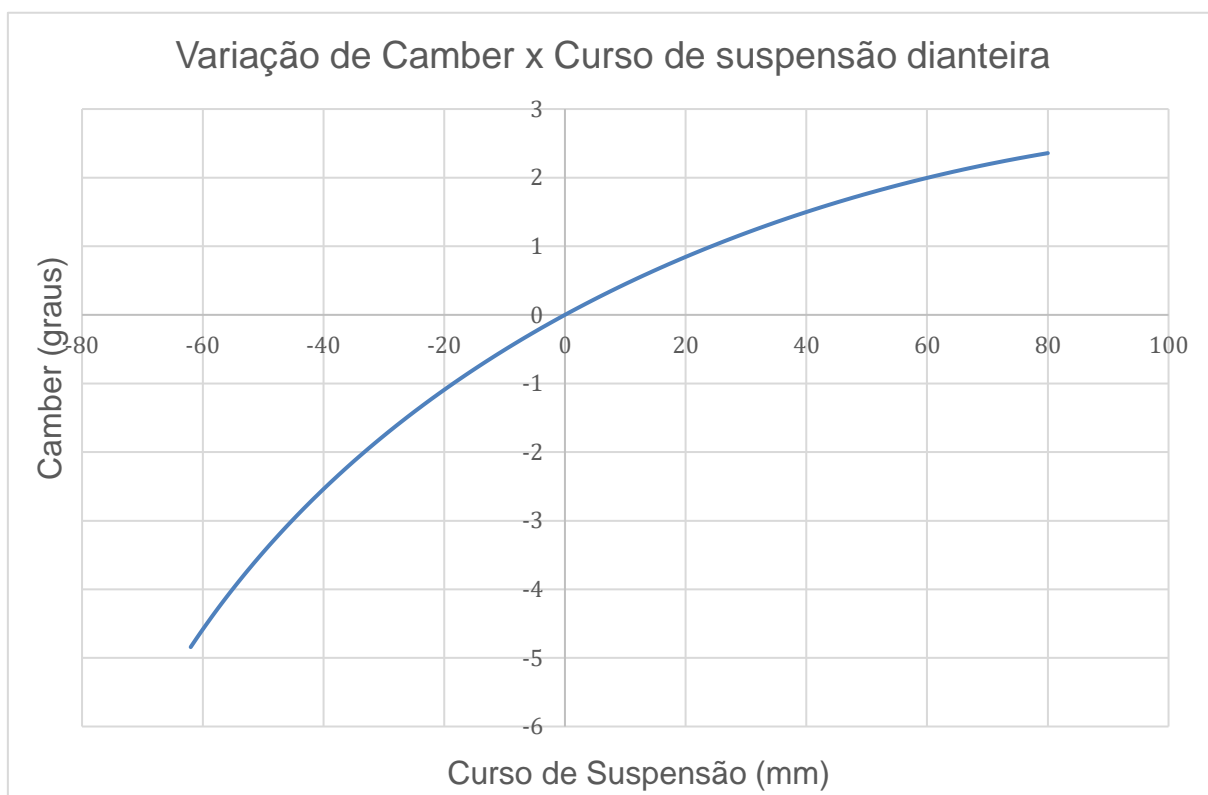
Ponto	Descrição	X (mm)	Y (mm)	Z (mm)
1	BCI - dianteiro	0	-218	231.8
2	BCI - traseiro	426	-193	220.8
3	BCI - pivô da manga de eixo	411	-610	200.8
4	BCS - dianteiro	357	-273	493.8
5	BCS - traseiro	479	-273	503.8
6	BCS - pivô da manga de eixo	415.097	-558.338	437.293
7	BCS - fixação do amortecedor	416	-462	475
8	Fixação do amortecedor na carroceria	387.78	-180	863.2
9	Barra de direção - externo	579	-563	203
10	Barra de direção - interno	574	-179	210
11	Mola - fixação superior	387.78	-180	863.2
12	Mola - Fixação inferior	416	-462	475
13	Centro da roda - projeção na manga de eixo	412	-730	314
14	Centro da roda	412	-763	314

Legenda
 BCI - braço de controle inferior
 BCS - braço de controle superior

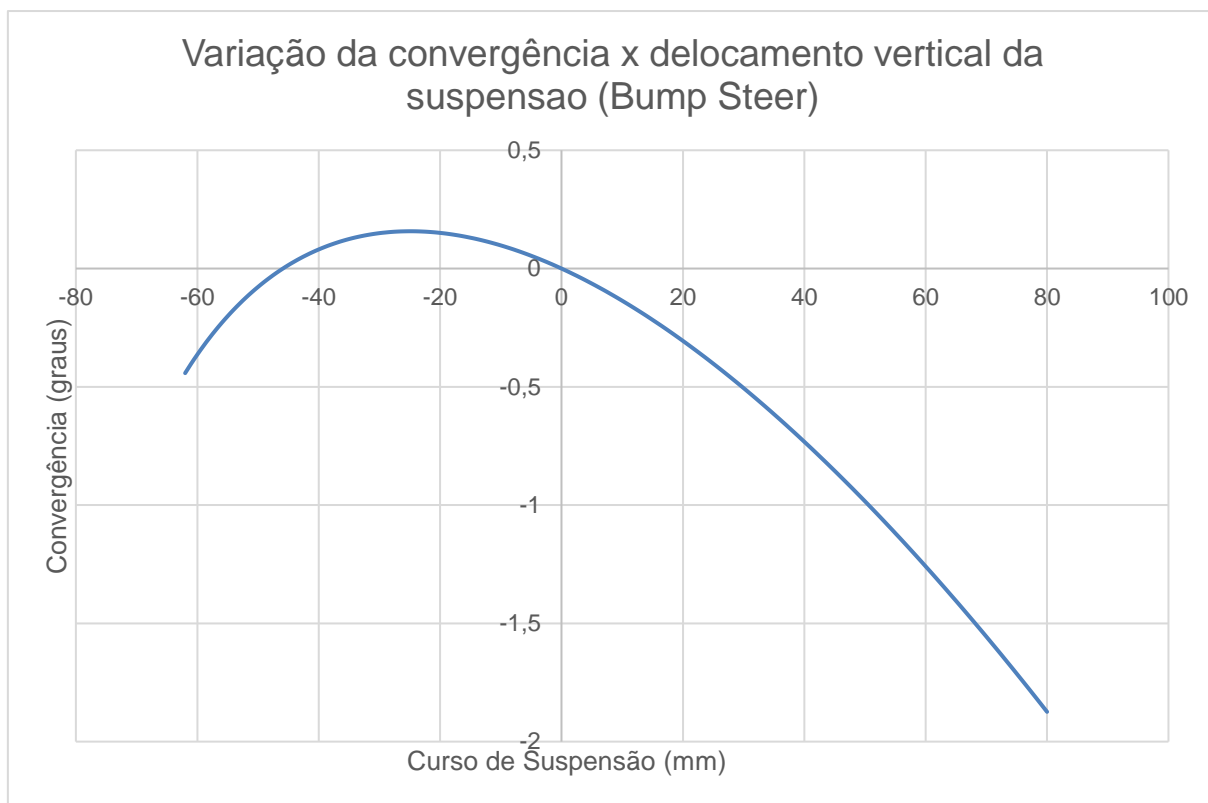
APÊNDICE D – PONTOS DE TRABALHO DA SUSPENSÃO TRASEIRA ORIGINAL

Ponto	Descrição	X (mm)	Y (mm)	Z (mm)
15	Amortecedor - fixação inferior	3144,00	-481,00	99,00
16	Amortecedor - fixação superior	3114,00	-236,00	560,80
17	Jumelo - fixação na carroceria	3368,00	-540,00	468,80
18	Jumelo - Fixação da mola	3400,00	-540,00	393,80
19	Fixação da mola no eixo traseiro	3066,00	-520,00	218,00
20	Mola - Fixação dianteira na carroceria	2440,00	-574,00	237,80
21	Centro da roda	3066,00	-718,00	318,0

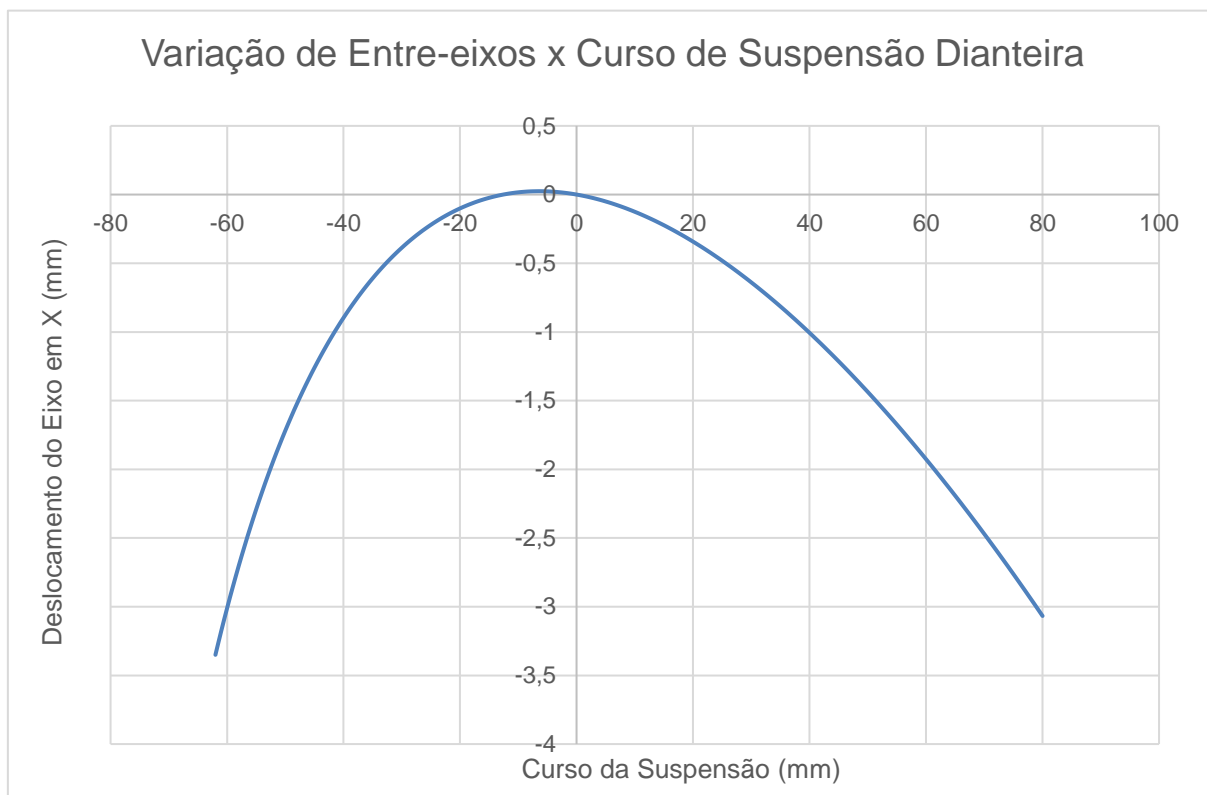
APÊNDICE E – VARIAÇÃO DO ÂNGULO DE CÂMBER POR DESLOCAMENTO VERTICAL DA SUSPENSÃO DIANTEIRA - VEÍCULO ORIGINAL



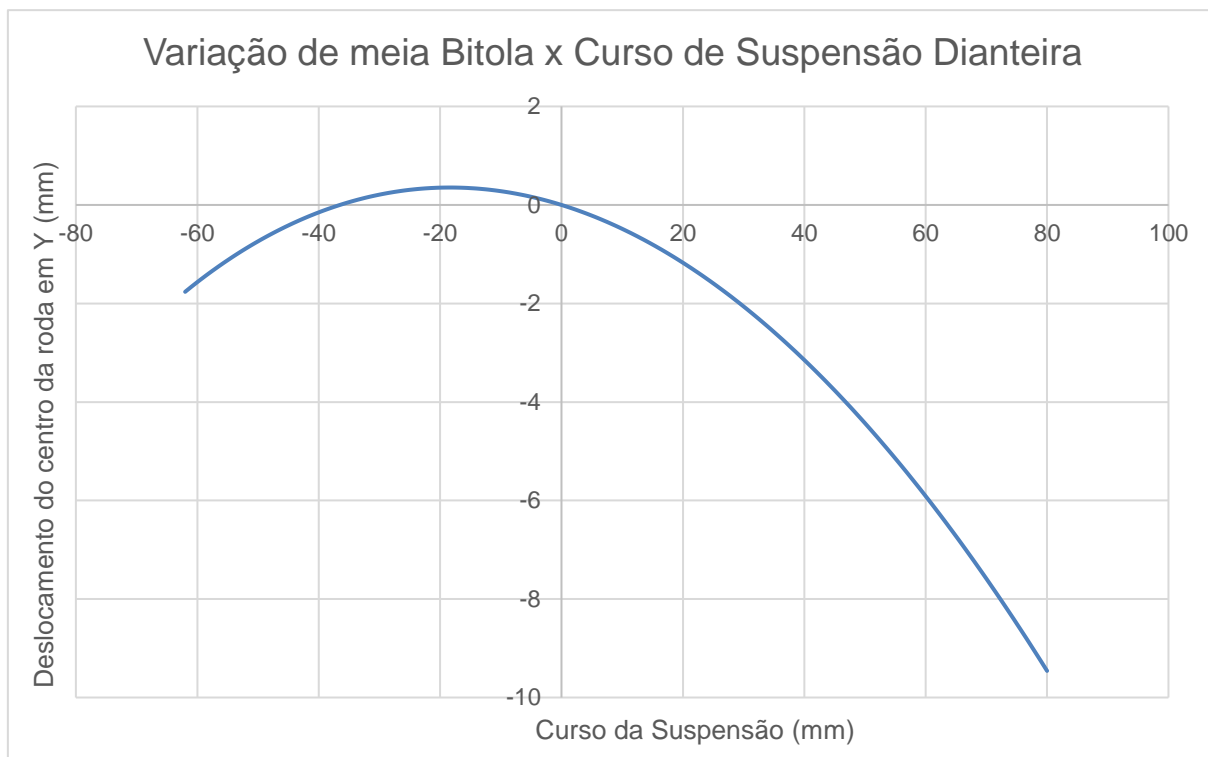
APÊNDICE F – VARIAÇÃO DO ÂNGULO DE CONVERGÊNCIA POR DESLOCAMENTO VERTICAL DA SUSPENSÃO DIANTEIRA - VEÍCULO ORIGINAL



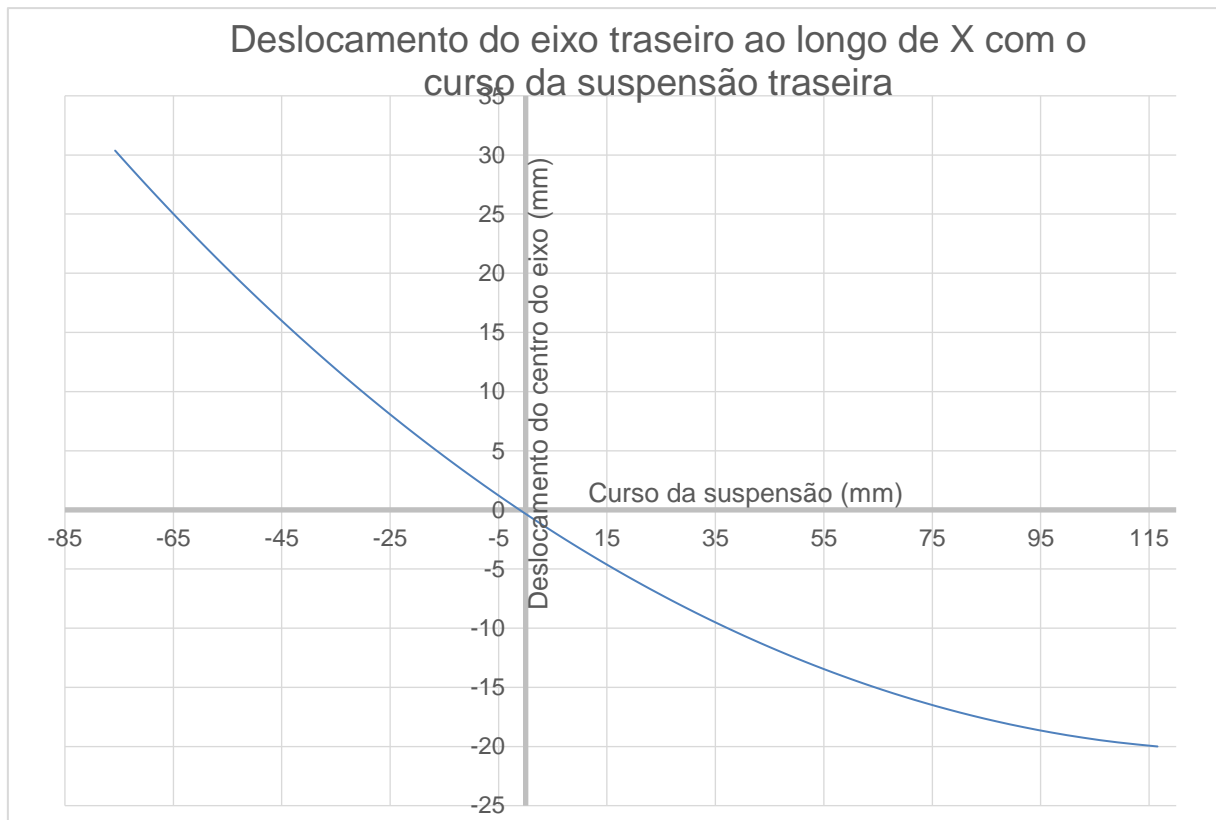
APÊNDICE G – VARIAÇÃO DO ENTRE-EIXOS COM O DESLOCAMENTO VERTICAL DA SUSPENSÃO DIANTEIRA – VEÍCULO ORIGINAL



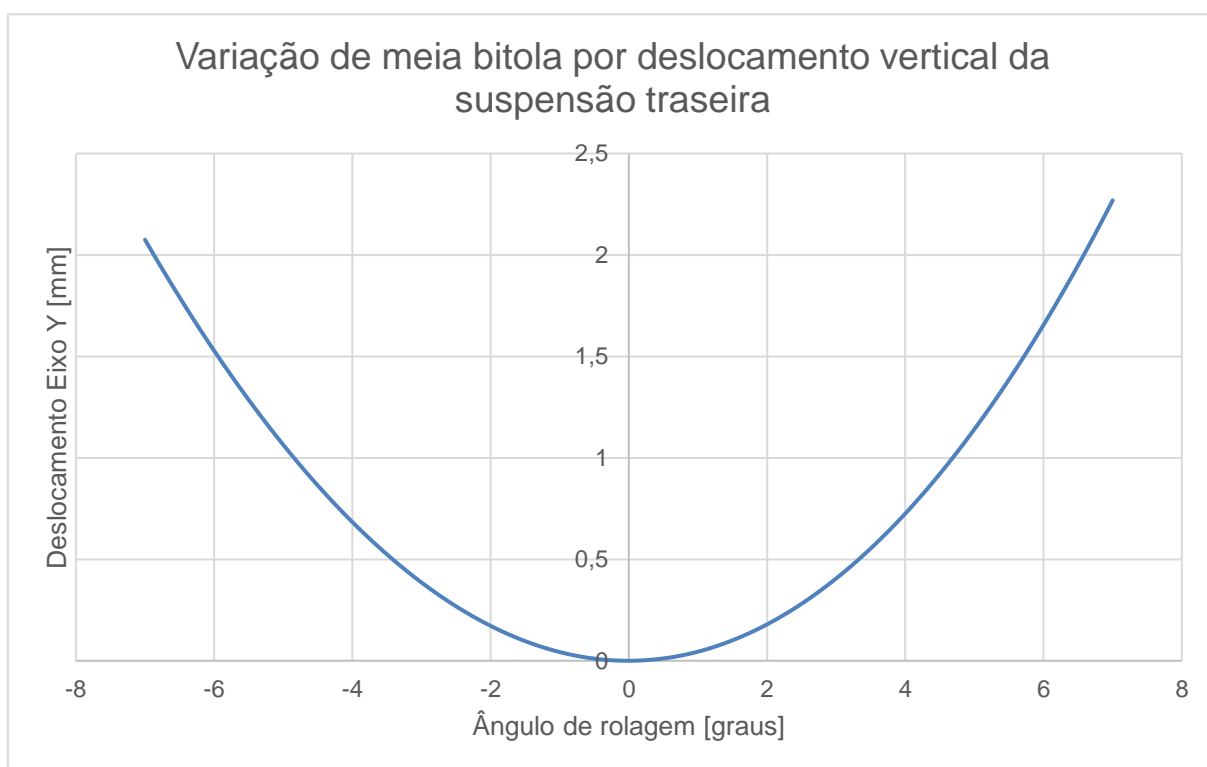
APÊNDICE H – VARIAÇÃO DE MEIA BITOLA COM O DESLOCAMENTO VERTICAL DA SUSPENSÃO DIANTEIRA – VEÍCULO ORIGINAL



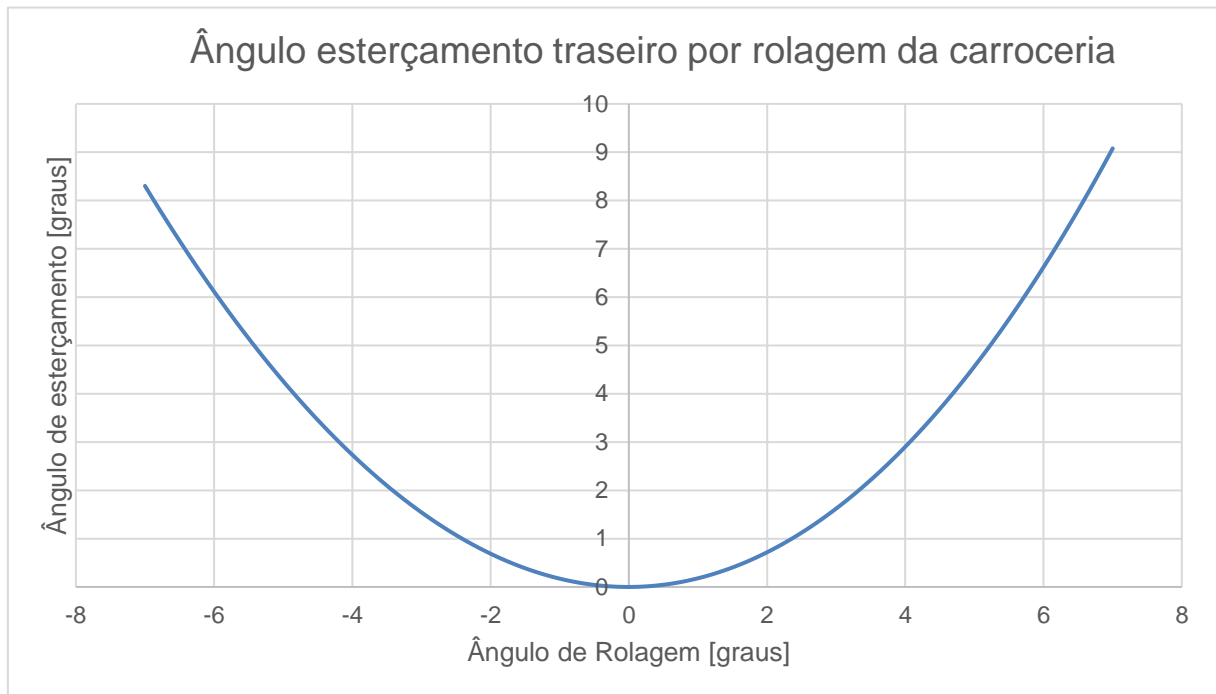
APÊNDICE I – VARIAÇÃO DE ENTRE-EIXOS POR DESLOCAMENTO VERTICAL DA SUSPENSÃO TRASEIRA – VEÍCULO ORIGINAL



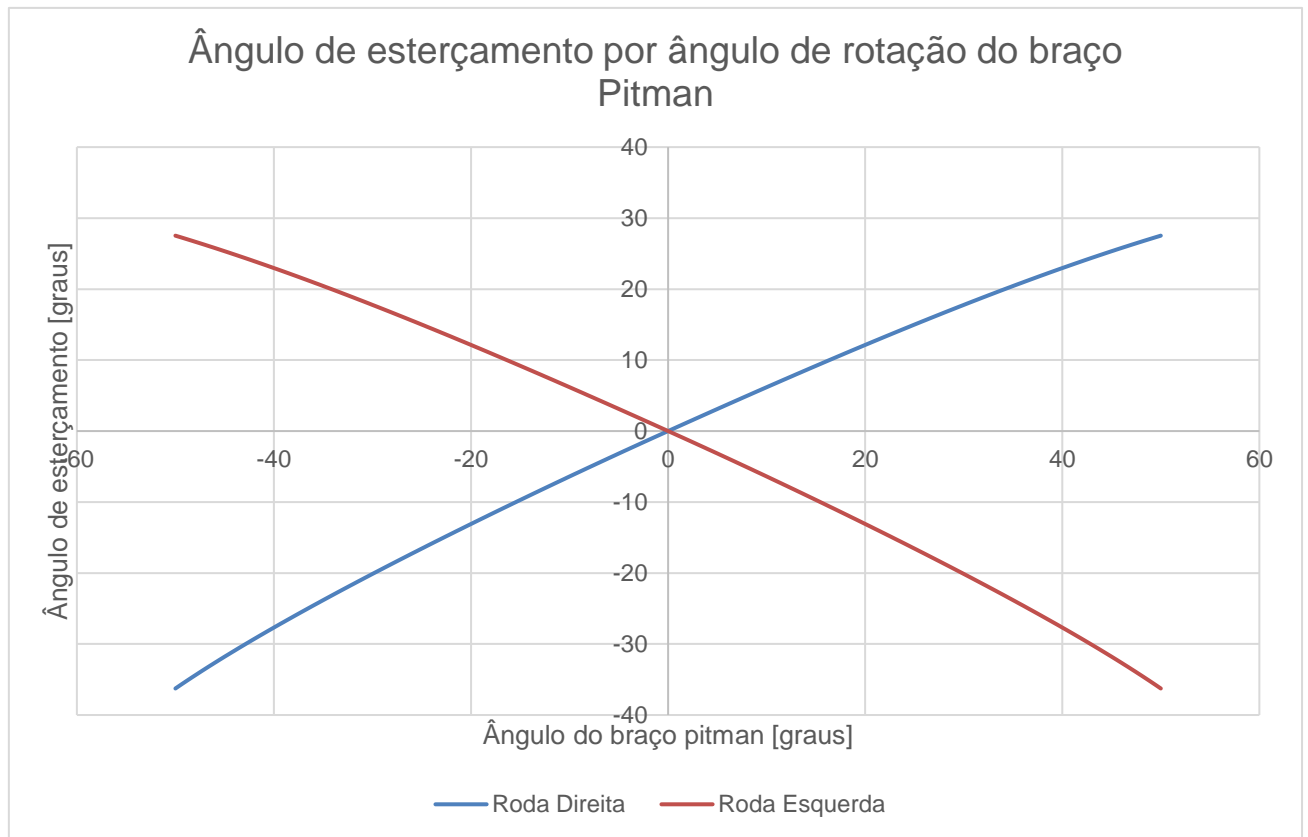
APÊNDICE J – VARIAÇÃO DE MEIA BITOLA POR ROLAGEM DA CARROCERIA – VEÍCULO ORIGINAL



APÊNDICE K – ÂNGULO DE ESTERÇAMENTO DO EIXO TRASEIRO POR ROLAGEM DA CARROCERIA – VEÍCULO ORIGINAL



APÊNDICE L – ÂNGULO DE ESTERÇAMENTO POR ÂNGULO BRAÇO PITMAN – VEÍCULO ORIGINAL



APÊNDICE M – PONTOS DA SUSPENSÃO DIANTEIRA – VEÍCULO PROPOSTO

Ponto	Descrição	Otimização			Novo Ponto (lado esquerdo)		
		Delta X	Delta Y	Delta Z	X	Y	Z
1	BCI - dianteiro			-30	0	-218	201,8
2	BCI - traseiro			-30	426	-193	190,8
3	BCI - pivô da manga de eixo	-8,09		0,42	402,9	-610	201,2
4	BCS - dianteiro	0		-55,4	357	-273	438,4
5	BCS - traseiro	0		-55,4	479	-273	448,4
6	BCS - pivô da manga de eixo	8,42	3,338	-0,44	423,5	-555	436,9
7	BCS - fixação do amortecedor				416	-462	475
8	Fixação do amortecedor na carroceria			-30	387,8	-360	833,2
9	Barra de direção - externo			32	579	-563	235
10	Barra de direção - interno	21	-11	20	595	-190	230
11	Mola - fixação superior		0	-30	387,8	-360	833,2
12	Mola - Fixação inferior		0		416	-462	475
13	Centro da roda - projeção na manga de eixo		1,6	2,371	412	-728	316,4
14	Centro da roda		1,604	2,841	412	-761	316,8

APÊNDICE N – PONTOS DA SUSPENSÃO TRASEIRA – VEÍCULO PROPOSTO

Ponto	Descrição	Otimização			Novo Ponto -veY		
		Delta X	Delta Y	Delta Z	X	Y	Z
1	BCI - dianteiro			-30	0	-218	201,8
2	BCI - traseiro			-30	426	-193	190,8
3	BCI - pivô da manga de eixo	-8,09		0,42	402,9	-610	201,2
4	BCS - dianteiro	0		-55,4	357	-273	438,4
5	BCS - traseiro	0		-55,4	479	-273	448,4
6	BCS - pivô da manga de eixo	8,42	3,338	-0,44	423,5	-555	436,9
7	BCS - fixação do amortecedor				416	-462	475
8	Fixação do amortecedor na carroceria			-30	387,8	-360	833,2
9	Barra de direção - externo			32	579	-563	235
10	Barra de direção - interno	21	-11	20	595	-190	230
11	Mola - fixação superior		0	-30	387,8	-360	833,2
12	Mola - Fixação inferior		0		416	-462	475
13	Centro da roda - projeção na manga de eixo		1,6	2,371	412	-728	316,4
14	Centro da roda		1,604	2,841	412	-761	316,8