

CENTRO UNIVERSITÁRIO DA FUNDAÇÃO
EDUCACIONAL INACIANA Pe. SABÓIA DE MEDEIROS

MARCOS PAULO G. F. PINHEIRO

207.136-3

**ANÁLISE COMPARATIVA DA INFLUÊNCIA DA TORÇÃO DE UM
CHASSI DE FSAE NO COMPORTAMENTO DINÂMICO DO
VEÍCULO.**

São Bernardo do Campo

2010

MARCOS PAULO G. F. PINHEIRO

207.136-3

ANÁLISE COMPARATIVA DA INFLUÊNCIA DA TORÇÃO DE UM
CHASSI DE FSAE NO COMPORTAMENTO DINÂMICO DO VEÍCULO.

Dissertação apresentada ao Centro
Universitário da FEI, como requisito
para a obtenção do Grau de Mestre em
Engenharia Mecânica.

Área de Concentração: Dinâmica

Orientador: Prof. Dr. Roberto Bortolussi

São Bernardo do Campo

2010

Pinheiro, Marcos Paulo Gaspar Fernandes.

Análise comparativa da influência da torção de um chassi de FSAE no comportamento dinâmico do veículo. / Marcos Paulo Gaspar Fernandes Pinheiro. São Bernardo do Campo, 2010.

115 f.: il.

Trabalho de Conclusão de Curso - Centro Universitário da FEI.

Orientador: Prof. Roberto Bortolussi

1. Introdução. 2. Dinâmica Veicular. 3. Sistema de Suspensão e Direção. 4. Simulações. 5. Conclusões. I. Bortolussi, Roberto, orient. II. Título.

CDU 629.113



Centro Universitário da FEI

APRESENTAÇÃO DE DISSERTAÇÃO ATA DA BANCA JULGADORA

PGE- 10

Programa de Mestrado de Engenharia Mecânica

Aluno: Marcos Paulo Gaspar Fernandes Pinheiro

Matrícula: 2071363

Título do Trabalho: Análise Comparativa da Influência da Torção de um Chassi de FSAE no Comportamento Dinâmico do Veículo.

Área de Concentração: Sistemas da Mobilidade

Orientador: Prof. Dr. Roberto Bortolussi

Data da realização da defesa: 10 / junho / 2010

A Banca Julgadora abaixo-assinada atribuiu ao aluno o seguinte:

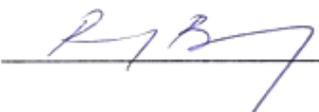
APROVADO

REPROVADO

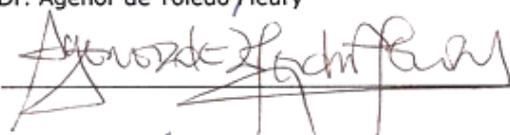
São Bernardo do Campo, 10 / 06 / 10 .

MEMBROS DA BANCA JULGADORA

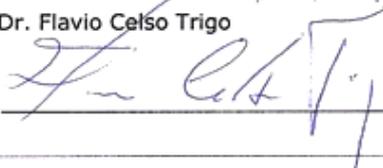
Prof. Dr. Roberto Bortolussi

Ass.: 

Prof. Dr. Agenor de Toledo Fleury

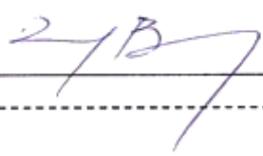
Ass.: 

Prof. Dr. Flavio Celso Trigo

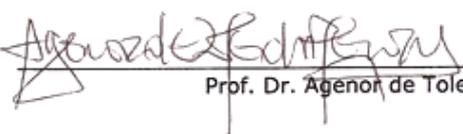
Ass.: 

VERSÃO FINAL DA DISSERTAÇÃO

ENDOSSO DO ORIENTADOR APÓS A INCLUSÃO DAS
RECOMENDAÇÕES DA BANCA EXAMINADORA



Aprovação do Coordenador do Programa de Pós-graduação


Prof. Dr. Agenor de Toledo Fleury

AGRADECIMENTOS

Gostaria de agradecer:

A todos, que de alguma maneira me ajudaram durante essa longa jornada. Minha esposa Andrea Chaves Rennó, amor da minha vida e mãe de meu filho Pedro, aos meus pais Paulo Roberto Fernandes Pinheiro e Maria Aparecida Gaspar Pinheiro que com muita luta me levaram até a porta do ensino superior.

Aos feianos Hugo Leonardo Mendes Martins, Rafael Serralvo Neto e Rafael Donadio, futuros mestres que ao longo destes três anos se ajudaram e compartilharam mais esta realização pessoal e profissional entre amigos, assim como os colegas do Mini Baja FEI e Formula FEI.

Aos professores Marco Barreto, Ricardo Bock e Agenor de Toledo Fleury, que são figuras chaves e importantes na minha vida acadêmica e na perpetuação dos valores propostos pela instituição formadora de profissionais como a FEI.

Ao meu professor, mentor, orientador e amigo, Roberto Bortolussi que consegue ser mais passional e comprometido com suas ações pessoais, profissionais e acadêmicas do que qualquer outra pessoa que já conheci nos corredores da faculdade. Agradeço a ele pelo auxílio na minha formação de caráter, pela experiência acadêmica e pela amizade adquirida ao longo de mais de uma década de convívio e aprendizado.

Sou muito grato a Deus e Nossa Senhora de Fátima que muito me iluminaram durante os dias de estudo, fazendo com que chegasse em casa tarde da noite em segurança.

E dedicar esta dissertação a meu filho Pedro Rennó Pinheiro, que veio ao mundo para iluminar a família com alegria e amor. E que venha, para como o pai, sujar as mãos de graxa! (a Turma de Bajeiros de 96-00).

RESUMO

Este trabalho tem o intuito de avaliar o desempenho do Formula SAE em sua aplicação, correlacionando, comportamento dinâmico com a rigidez torcional do chassi do veículo. Através de simulações de modelos multi-corpos e ensaios realizados com o veículo propriamente para calibração do modelo matemático. Dois modelos foram criados, um rígido e outro flexível, sendo os sistemas de direção, suspensão, motor, transmissão, pneus e freios comuns aos dois modelos. A única diferença entre os dois é a rigidez do chassi, onde no modelo flexível, dois corpos são unidos por uma bucha de torção que pode assumir qualquer valor desejável, neste caso em estudo de 25%, 50% e 200% de $1,2 \text{ kNm}/^\circ$, ou seja, 100% do chassi em estudo. Através das manobras, de “fish hook” e “single lane change”, com auxílio do software ADAMS/Car®, foram realizadas simulações de manobras para se comparar os resultados dinâmicos entre os modelos, rígido e flexível. Pode-se assim com os valores obtidos, traçar as características determinantes do comportamento dinâmico do Formula SAE. Ao variar o valor da rigidez torsional do chassi e confrontando com um modelo rígido, pode se, quantificar a influência da rigidez do chassi. Mostrar a influência da torção do chassi no comportamento dinâmico do veículo. No caso para comparação do chassi rígido com o chassi flexível, (com o valor de $1,2 \text{ kNm}/^\circ$, ou seja, 100%) na manobra de “fish hook” a diferença foi de 0,52% na velocidade final da manobra, já no caso do “single lane change” a diferença ficou em 0,16%, onde quanto menor a diferença, maior a eficiência do chassi na realização da manobra. Agora para o mesmo ensaio de “single lane change” sendo que a rigidez do modelo flexível foi reduzida em 50% (ou seja, $0,6 \text{ kNm}/^\circ$) a diferença aumenta para 0,25%, se tornando um valor mais perceptível ao longo de varias voltas em um circuito. Com isso, permitir uma análise que possa quantificar a rigidez necessária para execução de uma manobra da maneira mais eficiente e construir assim, um chassi com a massa e rigidez otimizada.

Palavras chave: dinâmica veicular, rigidez torsional, corpo flexível, multi-corpos, chassis.

ABSTRACT

This work has the intention to evaluate the performance of a Formula SAE chassis in its environment and function. Trying to correlate the dynamic behavior with rigidity of the chassis of the vehicle. Using the aid of simulation, multi-body model, and real vehicle testing, for calibration the model. Two models had been made, one rigid and another flexible, being the common systems steering, suspension, engine, transmission, tires and brakes for both models. Where the only difference between the two, is the chassis. In the flexible model, two bodies are joined by a torsional bushing that can have any desirable value, from 25% ,50% to 200% of $1,2 \text{ kNm}/^\circ$ or 100% of the chassis in study. Through maneuvers, such as fish hook and single lane change, with the help of the software ADAMS/Car®, simulations of pre-established maneuvers, following a pattern, were performed to evaluate the results of dynamic models, rigid and flexible. With the obtained results, it is possible to determine the characteristics of dynamic behavior of the Formula SAE. By changing the value of chassis rigidity and comparing with a rigid model chassis, it is possible to quantify the influence of the rigidity of a flexible system chassis. Therefore, try to create a methodology of analysis and development of chassis. To show the influence of torsion, for instance, in the fish hook maneuver, between rigid and flexible (with the $1,2 \text{ kNm} / ^\circ$, therefore 100%) the difference was 0,52% in the speed at the end of the maneuver. As for the single lane change the value this value was 0,16%, smaller the value the better the chassis behavior, it shows the efficiency of the chassis in maneuver. Now for the same example with 50% of rigidity (i.e. $0,6 \text{ kNm} / ^\circ$) the difference in the final speed increased to 0,25%, becoming more noticeable in a several laps race. Taking not only the value obtained in a static load and or stiffness analysis, but also a series of dynamic tests. Evaluating the chassis behavior, from the design application point of view. Being able to have its stiffness changed to any value that is more efficient for the task assigned.

Key words: vehicle dynamics, torsion, flexible body, multi-bodies, chassis.

LISTA DE SIMBOLOS

a_y	Aceleração lateral
a_x	Aceleração longitudinal
g	Aceleração, gravidade
d	Braço C à e_S
s	Braço lateral de S à P , braço a terra (steering offset)
c	Braço longitudinal de S à P
C	Centro da roda
CG	Centro de Gravidade
c_N	Coefficiente de momento de rotação em torno de Z
u	Comprimento da mola comprimida, deslocamento
L	Comprimento da mola sem carga
L_0	Comprimento da mola, sem pré-carga
L_F	Comprimento livre da mola
a	Comprimento longitudinal da barra
b	Comprimento transversal da barra
s_1	Deslocamento do centro da roda
s_2	Deslocamento do centro da roda
u_0	Deslocamento inicial da mola
d	Diâmetro da barra
e_S	Direção da linha do pino mestre
e_y	Direção lateral da força do pneu
e_x	Direção longitudinal da força do pneu
e_{yR}	Eixo de rotação da roda
x_0	Eixo x local
x_C	Eixo x roda
x_F	Eixo x veículo
y_0	Eixo y local
y_C	Eixo y roda
y_F	Eixo y veículo
z_0	Eixo z local
z_1	Terminal da barra estabilizadora 1 / esq.

z_2	Terminal da barra estabilizadora 2 / dir.
z_C	Eixo z roda
z_F	Eixo z veículo
FH	Fish Hook – Análise do gancho
F_D	Força aplicada ao amortecedor
F_L	Força Lateral no pneu
N	Força Normal
F	Força, carga na barra estabilizadora
F_S	Força, carga na mola
f	Frequência
T	Junta superior da McPherson
LF	Left Front – Dianteiro Esquerdo
LR	Left Rear – Traseiro Esquerdo
m_{CD}	Massa do Chassi Dianteiro
m_{CT}	Massa do Chassi Traseiro
G	Módulo de elasticidade
MF_{LC}	Mola de Flexão Longitudinal do Chassi
MF_{TC}	Mola de Flexão Transversal do Chassi
MT_C	Mola de Torção do Chassi
F_{arb}	Momento de Torção aplicado
P	Ponto de contato pneu- pista
S	Ponto de projeção da linha do pino mestre
F_S^0	Pré-carga da mola
B_p	Pressão da linha de freio
i_{arb}	Proporção de movimento vertical referente ao centro da roda
r_{SP}	Braço entre os pontos S a P no solo
RF	Right Front – Dianteiro Direito
RR	Right Rear – Traseiro Direito
c	Rigidez a compressão
c_{arb}	Rigidez da barra de torção
SLC	Single Lane Change - Mudança de Faixa
T_D	Torque no eixo
V	Velocidade

v	Velocidade do deslocamento
e_n	Vetor Normal ao solo
ν	Ângulo de Caster.
β	Ângulo de escorregamento no CG
σ	Ângulo de inclinação do pino mestre (king pin)
ϕ	Angulo de rolagem do veículo
γ_0^*	Ângulo entre o eixo y_F e a projeção da linha do eixo de rotação no plano $y_F - z_F$.
δ_0	Ângulo entre o eixo y_F e a projeção da linha do eixo de rotação.
γ_0	Ângulo entre o eixo de rotação da roda e_{y_R} e sua projeção no plano $x_F - y_F$.
γ	Camber
δ	Convergência ou Divergência
δ_s	Rotações do volante
μ	Coefficiente de atrito dos pneus
Δ_z	Varição dos deslocamentos da barra
Δ_φ	Varição angular da barra
Δ_L	Varição do comprimento da mola

LISTA DE FIGURAS

Figura 1: Tela do ADAMS/Car. – Primeiro conjunto completo FSAE.....	17
Figura 2: Sistemas de coordenadas em dinâmica veicular.	22
Figura 3: Sistemas de coordenadas SAE.	23
Figura 4: Convergência e divergência	24
Figura 5: Camber positivo e negativo.	25
Figura 6: Definição de Centro de Rolagem e Eixo de Rolagem	26
Figura 7: Manga de Eixo do RS3- Ajuste de Caster.....	27
Figura 8: Posição de projeto do eixo de rotação da roda.....	28
Figura 9: Mangas em diferentes tipos de suspensão.	29
Figura 10: Inclinação do pino mestre e caster offset.....	30
Figura 11: CBR600RR, 2008, Origem do motor do F-RS3.	32
Figura 12: Curva de Potencia e Torque do F-RS3.....	33
Figura 13: Gráfico de Escalonamento de Marchas.....	34
Figura 14: Diferencial TORSEN® Modelo T-1.....	35
Figura 15: Diferentes perfis utilizados no chassi.....	36
Figura 16: Tela inicial na Ansys Work Bench.	37
Figura 17: Analise Modal do Ansys, para os dois modelos.	38
Figura 18: ADAMS/Tire – referência.	40
Figura 19: Duplo A, McPherson e Multi-link	41
Figura 20: Eixo traseiro com convergência dinâmica.	42
Figura 21: Gráfico do trabalho de suspensão traseira de um Audi A6.....	43
Figura 22: Direção pinhão e cremalheira	45
Figura 23: Molas veiculares	46
Figura 24: Mola linear de características gerais	47
Figura 25: Eixo com barra anti-rolagem no braço inferior.....	48
Figura 26: Barra anti-rolagem com carregamento vertical.....	49
Figura 27: Modelo de um amortecedor Mono-tubo.	50
Figura 28: Medição das características de um amortecedor.....	51
Figura 29: Junta Esférica ou Ball Joint.....	52
Figura 30: AIM EVO3 PRO – Diagrama.	54
Figura 31: Aquisição de dados – Campus da FEI	55
Figura 32: Tela do UGNX5® – Conjunto Completo do FSAE.	57
Figura 33: Modelo flexível de dois corpos unidos por bucha de rigidez	58
Figura 34: Modelo com chassi flexível MNF.....	59
Figura 35: Formula SAE – Modelo CAD UG/NX – frente.....	59
Figura 36: Formula SAE – Modelo CAD UG/NX – traseira.	60
Figura 37: Formula SAE – Modelo CAD - sem carroceria, frente.	60
Figura 38: Formula SAE – Modelo CAD - sem carroceria, traseira.	61
Figura 39: Sistema de Direção do FSAE.....	62
Figura 40: duplo-A Formula RS3.....	63
Figura 41: Duplo-A traseiro com braço de ajuste de convergência.	63

Figura 42: Conjunto da Suspensão dianteira no ADAMS/Car®.....	64
Figura 43: Curva do amortecedor no ADAMS/Car®, Conj. Dianteiro.....	65
Figura 44: Curva da mola no ADAMS/Car®, Conj. Dianteiro.....	66
Figura 45: Conjunto da Suspensão traseira no ADAMS/Car®.....	66
Figura 46: Curva do amortecedor no ADAMS/Car®, Conj. Traseiro.....	67
Figura 47: Curva da mola no ADAMS/Car., Conj. Traseiro.....	67
Figura 48: FSAE – Modelo do Chassi – vista lateral.....	69
Figura 49: FSAE – Modelo do Chassi – vista de planta.....	69
Figura 50: FSAE – Modelo do Chassi – complementar frente.....	70
Figura 51: FSAE – Modelo do Chassi – complementar traseira.....	70
Figura 52: FSAE – Mod. Chassi com modelo em CAD do motor.....	71
Figura 53: FSAE – Mod. Chassi com modelo representativo do motor em azul.....	71
Figura 54: FSAE – Modelo de CAD utilizado para avaliação em ADAMS/Car®.....	72
Figura 55: Modelo do ADAMS/Car® utilizado para avaliação.....	72
Figura 56: Modelo do ADAMS/Car® utilizado para avaliação- traseira.....	73
Figura 57: Exemplo de modelo Flexível.....	74
Figura 58: Exemplo de modelo Rígido x Flexível. (sem escala).....	75
Figura 59: Modelo simplificado.....	76
Figura 60: Movimentação relativa entre os corpos Dianteiro e Traseiro.....	77
Figura 61: Exemplo de uma simulação de Fish Hook a 60, 50 e 40 km/h.....	79
Figura 62: FH, Trajetória do FSAE executando o Fish Hook a 40km/h.....	80
Figura 63: FH, FSAE executando Fish Hook.....	81
Figura 64: Tela da manobra do ADAMS/Car®.....	81
Figura 65: FH, Gráfico de Aceleração Lateral x Tempo.....	82
Figura 66: FH, Aceleração Lateral x Tempo para 60, 55, 50, 45 e 40 km/h.....	82
Figura 67: FH, Aceleração Lateral x Tempo, detalhe valor máximo.....	83
Figura 68: FH, Ensaio com os diferentes valores de velocidade inicial.....	84
Figura 69: FH, Roll Angle x Tempo.....	84
Figura 70: FH, Pitch Angle x Tempo.....	85
Figura 71: FH, Gráfico de Aceleração Longitudinal x Tempo.....	86
Figura 72: FH, Gráfico de deslocamento do veículo; lateral x longitudinal.....	86
Figura 73: FH, Gráfico do Ângulo de esterço x Tempo.....	87
Figura 74: FH, Gráfico de Torque de alinhamento do pneu x Tempo.....	87
Figura 75: FH, Gráfico de Força longitudinal do pneu x Tempo.....	88
Figura 76: FH, Gráfico da Força Normal do pneu x Tempo.....	89
Figura 77: FH, Gráfico do Ângulo de Camber x Tempo.....	89
Figura 78: FH, Gráfico do Ângulo de escorregamento lateral do pneu x Tempo.....	90
Figura 79: FH, Gráfico do Ângulo de escorregamento longitudinal x Tempo.....	90
Figura 80: FH, Gráfico do Raio de rolamento x Tempo.....	91
Figura 81: FH, Gráfico de Velocidade x Tempo.....	91
Figura 82: FH, Gráfico do Ângulo relativo entre corpos x Tempo, com variação da bucha de torção.....	92
Figura 83: FH, Valores das simulações do ADAMS/Car.....	94
Figura 84: FH, Gráfico de Aceleração Lateral x Tempo (40 km/h).....	95

Figura 85: FH, Gráfico de Aceleração Lateral x Tempo (50 km/h).	95
Figura 86: FH, Gráfico de Aceleração Lateral x Tempo (60 km/h).	96
Figura 87: FH, Gráfico de Velocidades x Tempo, durante o ensaio.	97
Figura 88: FH, Gráfico de Escorregamento Lateral do pneu Dianteiro Direito.	97
Figura 89: SLC, FSAE executando Single Lane Change a 60, 50 e 40 km/h.	99
Figura 90: SLC, Trajetória do modelo em, 40 km/h, 50 km/h e 60 km/h.	100
Figura 91: SLC, Tela da manobra do ADAMS/Car.	100
Figura 92: SLC, Gráfico de Aceleração Lateral x Tempo.	101
Figura 93: SLC, Roll Angle x Tempo.	101
Figura 94: SLC, Ângulo de rolagem x Tempo.	102
Figura 95: SLC, Gráfico de Força Normal nos pneus Dianteiro Direito x Tempo.	103
Figura 96: SLC, Gráfico de Força Normal nos pneus Dianteiro Esquerdo x Tempo.	103
Figura 97: SLC, Gráfico de Escorregamento Lateral do Pneu, Ângulo x Tempo.	104
Figura 98: SLC, Detalhe Superior do gráfico 97.	104
Figura 99: SLC, Detalhe Inferior do gráfico 97.	105
Figura 100: SLC, Gráfico do Ângulo da Direção x Tempo.	105
Figura 101: SLC, Gráfico de Força Lateral do pneu (dianteiros) x Tempo.	106
Figura 102: SLC, Gráfico de Força Lateral do pneu (traseiros) x Tempo.	107
Figura 103: SLC, Detalhe do gráfico 101, Força Lateral no Pneu Diant. Esq. x Tempo.	107
Figura 104: SLC, Gráfico de Velocidade x Tempo.	108
Figura 105: SLC, FSAE executando a manobra, chassi rígido.	109
Figura 106: Exemplo de um modelo MNF.	111
Figura 107: Tela de ajuste de Camber e Convergência do ADAMS/Car®.	112
Figura 108: Tela de ajuste de Hard Points do ADAMS/Car®.	113

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO.....	16
1.1	Motivação.....	17
1.2	Objetivos gerais.....	18
1.3	Objetivos específicos.....	18
1.4	Estrutura do Trabalho.....	19
2	DINÂMICA VEICULAR.....	20
2.1	Terminologia.....	20
2.1.1	Condutor.....	21
2.1.2	Ambiente.....	21
2.1.3	Plano de referência.....	22
2.1.4	Convergência e divergência.....	23
2.1.5	Camber e Caster de roda.....	25
2.1.6	Determinação do vetor normal ao ponto de contato da roda.....	28
3	DESCRIÇÃO DOS SISTEMAS UTILIZADOS NO MODELO.....	32
3.1	Motor e Transmissão.....	32
3.1.1	Motor do RS3.....	32
3.1.2	Transmissão do RS3.....	34
3.2	Modelamento e Simulação.....	36
3.3	Sistemas de suspensão e direção.....	39
3.3.1	Componentes e função da suspensão.....	39
3.3.2	Tipos de suspensões.....	41
3.4	Sistema de Direção.....	44
3.4.1	Componentes e pré-requisitos.....	44
3.4.2	Direção pinhão e cremalheira.....	44

3.5	Elementos: mola e amortecedor	46
3.5.1	Molas	46
3.5.2	Barra estabilizadora	48
3.5.3	Amortecedores	50
3.5.4	Elementos de articulação	52
3.6	Aquisição de dados	53
4	SIMULAÇÕES	56
4.1	Modelagem	56
4.2	Descrição do modelo	58
4.2.1	Direção do modelo	62
4.2.2	Suspensão do modelo	63
4.2.3	Pneus do modelo	68
4.3	Descrição do chassi	69
4.4	Simplificações do modelo	74
4.4.1	Modelo flexível simplificado	76
4.5	Simulações	78
4.5.1	Determinação da velocidade dos ensaios	78
4.5.2	Ensaio Fish Hook	80
4.5.3	Efeito da velocidade sobre o ensaio	93
4.5.4	Ensaio de Single Lane Change	98
5.	CONCLUSÃO	110
5.1.	Sugestão de trabalhos futuros	112
5.1.1.	Variação de Convergência	112
5.1.2.	Variação de Caster e Camber	113
	REFERENCIAS	114

1 INTRODUÇÃO

O desenvolvimento de chassi envolve alguns conhecimentos de estrutura e carregamentos, suporte e ancoragem dos pontos de fixação dos subsistemas do veículo e um valor de rigidez estimado em conhecimento adquirido em solicitações extremas provenientes de competições ou ensaios realizados.

Nesta dissertação espera-se demonstrar a evolução dos recursos dinâmicos atualmente utilizados, tais como o uso de ADAMS/Car® e aproveitar esta importante ferramenta em auxiliar e adicionar uma nova etapa no desenvolvimento de chassi em suas aplicações. Alimentar o sistema com os valores obtidos na análise do comportamento dinâmico do veículo com um chassi, de valor de rigidez determinado, conhecido e correlacionado com um chassi rígido, podendo-se assim verificar o papel e influência do chassi no comportamento dinâmico final do veículo.

O chassi do Formula SAE será aqui analisado, com ênfase no comportamento dinâmico através da variação do valor de rigidez. Pelo comparativo entre o modelo rígido e o modelo flexível, variando-se este valor entre 25% a 200%, do valor de rigidez simulado, espera-se determinar a influência do chassi no comportamento dinâmico do veículo. Sem considerar o acréscimo de massa com o aumento da rigidez ou a necessidade de construção de um novo chassi.

Dois modelos matemáticos, sendo um modelo flexível representado por dois corpos, unidos por uma bucha de torção e um modelo de corpo único rígido, ou seja, ideal serão estudados para verificar a influência da rigidez do chassi sobre o comportamento dinâmico do veículo, sendo os demais sistemas, tais como direção e suspensão, por exemplo, comuns aos dois modelos.

Pode-se observar na figura 1, um dos primeiros modelos gerados para análise dinâmica do FSAE.

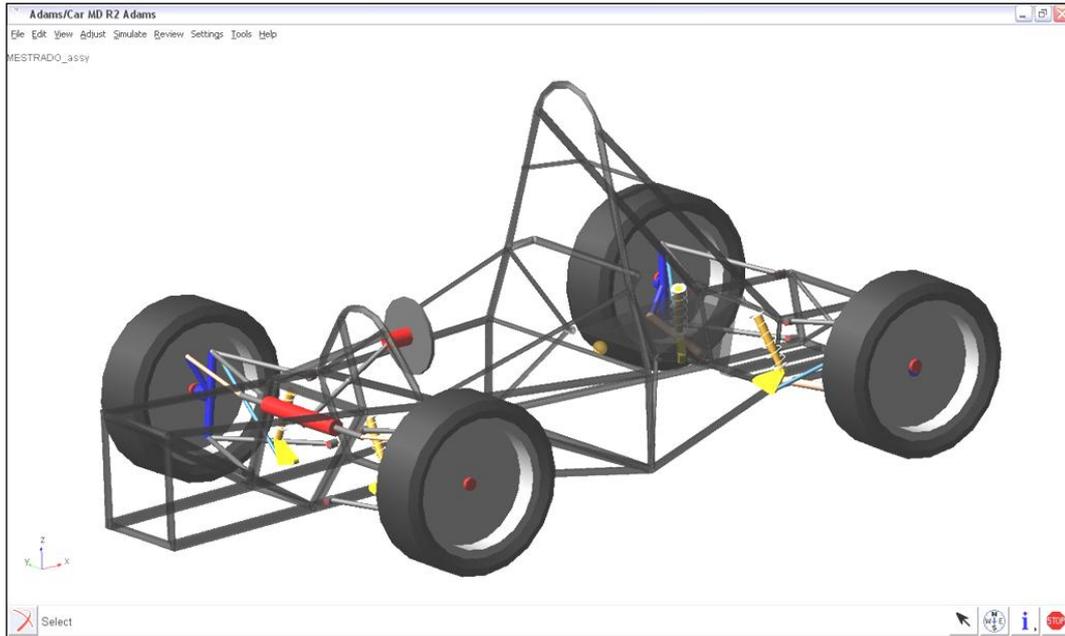


Figura 1: Tela do ADAMS/Car® – Primeiro conjunto completo FSAE
Fonte: Autor

1.1 Motivação

O interesse no desenvolvimento de chassis em projetos automobilísticos na FEI vem da necessidade do constante aprimoramento, sendo que as competições estudantis realizadas pela SAE-BR tem grande responsabilidade por esse aspecto aumentando a necessidade de novas técnicas e soluções.

Um simples carregamento estático ou as análises modais em ANSYS® ou PATRAN® são ferramentas indispensáveis no dimensionamento dos sistemas que formam o FSAE, porem falta a alimentação de informações sobre comportamento dinâmico do veículo e a interação entre o chassi e os demais sistemas tais como suspensão, direção, transmissão, todos atuando sobre o efeito de aceleração lateral e transversal, por exemplo.

A expectativa é criar um modelo que possa gerar informações suficientes para realimentar o modelo do chassi de forma mais eficiente, sem acréscimo de massa desnecessário e com aumento na eficiência do comportamento dinâmico.

1.2 Objetivos gerais

- a) Aprimorar o conhecimento sobre influência da rigidez (flexão e/ou torção) no comportamento da suspensão e do veículo.
- b) Aprimorar conhecimento sobre análise dinâmica veicular em ADAMS/Car®.
- c) Evoluir no desenvolvimento de geometrias e estruturas, tais como suspensão, direção e o chassi do veículo.

1.3 Objetivos específicos

O objetivo desta dissertação é quantificar e analisar a influência da rigidez no comportamento dinâmico do chassi de FSAE. Conhecer o compromisso de um chassi mais rígido, por consequência mais pesado e menos competitivo.

Um bom comportamento dinâmico só pode ser alcançado se as transferências de cargas laterais e longitudinais forem mínimas a ponto de serem ignoradas (MILLIKEN, 1995). Mas isso pode acarretar em peso extra para o veículo, ou seja, conhecer a influência do chassi no trabalho de suspensão, decorrentes da transferência de carga durante uma manobra pode ser uma informação útil no dimensionamento do chassi. Saber avaliar a melhor maneira de responder à questão sobre os valores de rigidez obtidos. Se os valores encontrados são rígidos o suficiente para a aplicação do chassi.

No caso em estudo, o valor obtido de rigidez torsional no FSAE RS3 é igual a $1,2 \text{ kNm}/^\circ$, este valor estaria abaixo do valor ideal de solicitação, ou deveria ser utilizado o dobro, ou apenas 25% deste valor seriam suficientes para resolver o trabalho?

Valores estes muitas vezes são questionados e nem sempre quantificados, ou seja, este valor de rigidez é ou não adequado ao trabalho a ser realizado pelo veículo? Estas repostas são os objetivos desta dissertação. E demonstrar que existe valor ideal de rigidez calculado e não estimado por comparação.

1.4 Estrutura do Trabalho

Após o estudo e modelamento matemático em CAD e da estruturação dos subsistemas em ADAMS/Car® para geração dos modelos rígido e flexível, com a meta de atingir os objetivos propostos, o trabalho está organizado em Cinco capítulos, descritos a seguir.

O capítulo Um apresenta uma introdução ao tema, assim como seus motivos geradores, os objetivos gerais e específicos desta dissertação.

O capítulo Dois é destinado para apresentar uma breve introdução sobre dinâmica veicular, algumas de suas terminologias, alguns princípios, conceitos básicos e seus agentes influentes na condução e agentes externos como o meio ambiente.

O capítulo Três apresenta uma breve descrição dos sistemas suspensão e direção, descrevendo alguns de seus componentes e suas funções. Além da descrição dos elementos, mola e amortecedor, barra estabilizadora e buchas em algumas de suas aplicações.

O capítulo Quatro traz à descrição do modelo 3D e do ADAMS/Car®, análise e tratamento das informações obtidas em gráficos e nas simulações. Como os dados são analisados e interpretados.

E o capítulo Cinco se destina à conclusão e discussão das diferenças entre o modelo rígido e o modelo flexível. E a sugestão de trabalhos futuros a partir do modelo aqui apresentado.

2 DINÂMICA VEICULAR

2.1 Terminologia

Segundo Rill, 2007: “Dinâmica veicular é uma parte da engenharia principalmente baseada em mecânica clássica, mas que também pode envolver física, engenharia elétrica, química, comunicação, psicologia, etc.”.

Todas estas disciplinas descritas podem ser relacionadas à dinâmica veicular pela influência que cada uma destas áreas pode ter no resultado final de uma avaliação dinâmica. Por exemplo, um ensaio realizado por um veículo em uma via com determinado estado de conservação, em uma condição ambiente de temperatura, pressão e umidade conhecidas, todos estes fatores podem interferir no resultado final, assim como o comportamento de um piloto a uma condição de humor, pressão e reação a uma determinada situação a ser julgada naquele determinado momento. Até itens de conforto e ergonomia podem interferir na avaliação.

Todos estes fatores externos podem influenciar no resultado final de um ensaio dinâmico e assim alterar os resultados obtidos após horas de trabalho em campo.

Dinâmica veicular engloba a interação entre condutor e veículo que interagem com os carregamentos e o ambiente externo podendo ir além das interações físicas, chegando na psicologia (sensações percebidas apenas pelo condutor), comunicação (interpretação e resposta do condutor) e química (agentes no combustível).

Podem ser empregados no estudo de dinâmica veicular, testes práticos, simulações e ensaios, para se obter os resultados efetivos de cada sistema em estudo.

2.1.1 Condutor

A reação do condutor ou piloto a uma manobra em determinada condição ambiente é muito complexa, pois a interpretação e a resposta obtida são singulares ao indivíduo que executa a manobra naquele determinado momento. Analisar, interpretar e reagir aos sinais devolvidos pelo veículo é uma tarefa difícil de ser repetida e controlada em um ensaio com piloto.

Para se obter resultados, um “piloto ideal” é usado nas simulações e em experimentos de campo, um piloto de testes qualificado e experiente se faz necessário para que a repetibilidade dos ensaios seja a maior possível. Para evitar riscos ao piloto e reduzir os desvios nos resultados, os procedimentos de segurança devem ser seguidos e observados.

Simuladores proporcionam um excelente meio para se analisar a dinâmica, mesmo em situações limite, devido à capacidade de se repetir o ensaio e suas condições, quantas vezes forem necessárias. Sem sobrecarregar piloto, a via ou pavimento e sem alteração dos valores de campo tais como, temperatura ambiente, temperatura da via e pressão atmosférica por exemplo.

2.1.2 Ambiente

O ambiente que o ensaio é realizado tem grande impacto nos resultados obtidos. Seja pela interferência climática, ventos, chuva e temperatura assim, como o estado de conservação da via ou possibilidade de ter que se repetirem várias vezes o mesmo trajeto, sendo que este se deteriora a cada passagem, como por exemplo, em trechos de terra.

Portanto, o estado físico das vias ou estradas interfere diretamente nos resultados dos ensaios. Uma dificuldade entre ensaios de campo e simulações é o trabalho de se reproduzir as influências ambientais quando desejável.

Outra dificuldade com as simulações é quando se faz necessária à descrição de irregularidades randômicas das estradas e a interação do pneu, assim como o cálculo das forças e torques aerodinâmicos que formam as forças externas atuantes no modelo.

2.1.3 Plano de referência

Um sistema de coordenadas fixo ao veículo e outro no plano de referência global são utilizados para descrever as trajetórias do veículo (figura 2). A referência do plano com os eixos x_0, y_0, z_0 são as referências inerciais. No caso do veículo os eixos x_F, y_F e z_F formam seu sistema de coordenadas.

O conjunto pneu e roda giram ao redor do eixo do cubo de roda, definindo o vetor e_{yR} , formado a partir das inclinações de caster, camber e convergência como mostrado na figura 8. Na posição do desenho os eixos x_C, y_C e z_C são paralelos ao eixo de coordenadas correspondente ao veículo. Finalmente, o vetor e_n descreve a normal à pista formada pelo ponto de contato do pneu.

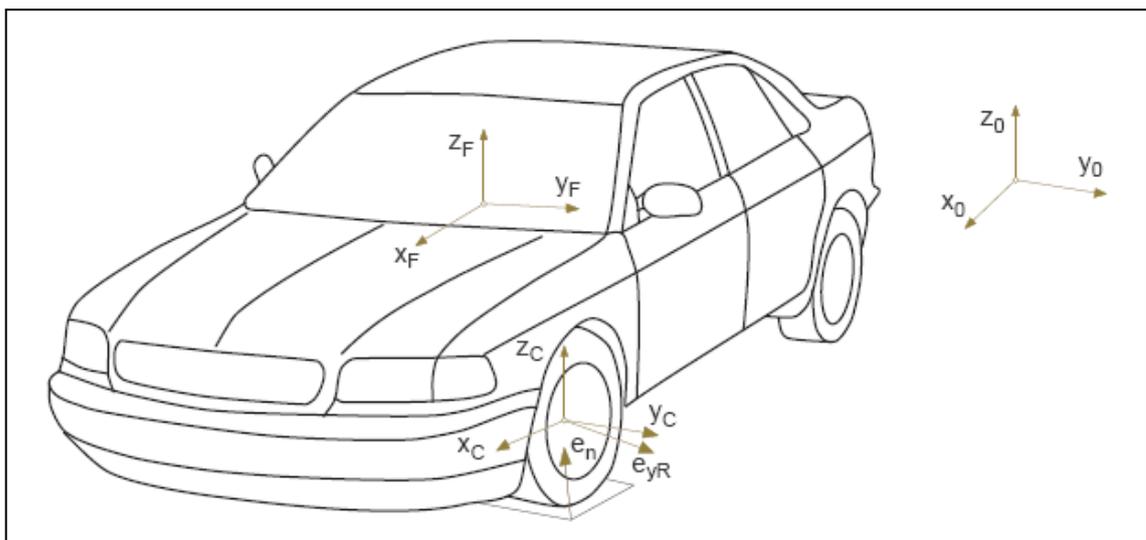


Figura 2: Sistemas de coordenadas em dinâmica veicular.
Fonte: Rill, 2007, p.4

A figura 3, mostra o sistema de orientação utilizado pela SAE e o nome de cada movimento. Este sistema é o mesmo usado pelo ADAMS/Car®, para referenciar as movimentações relativas entre os sistemas e assim, utilizado para calcular as acelerações, referenciado por um sistema de coordenadas local.

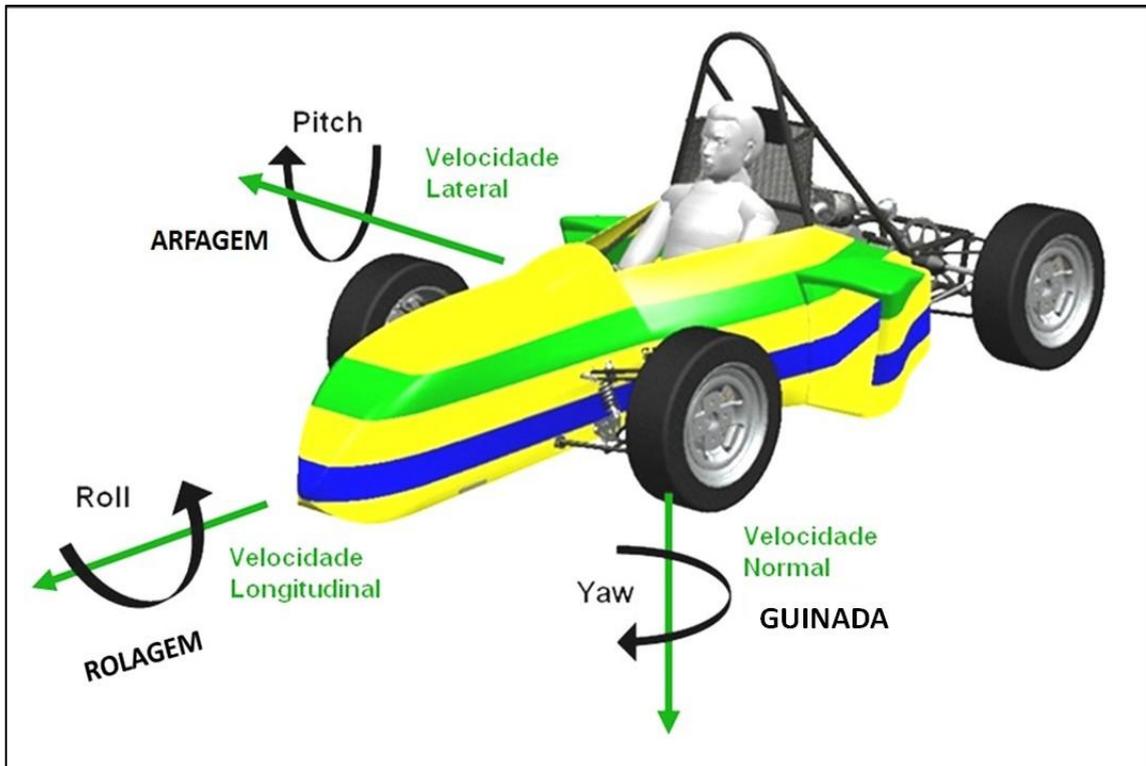


Figura 3: Sistemas de coordenadas SAE.

Fonte: Autor.

2.1.4 Convergência e divergência

As rodas não estão sempre perpendiculares ao solo. Ângulos diferentes são colocados no eixo de rotação, com diversas funções: aumentar a aderência em curva, garantir auto-alinhamento do volante e reduzir a força de esterçamento, etc. A seguir serão descritos os ângulos que as rodas possuem.

Quando as extensões das linhas de centro das rodas tendem a se encontrar a frente do veículo, chamamos isto de convergência. Se as linhas tenderem a se encontrar na traseira do veículo, divergência (RILL, 2006).

O ângulo de convergência pode ser determinado através do eixo longitudinal do veículo e a linha de centro da roda, olhando o veículo por cima, normal a Z, como mostrado na figura 4.

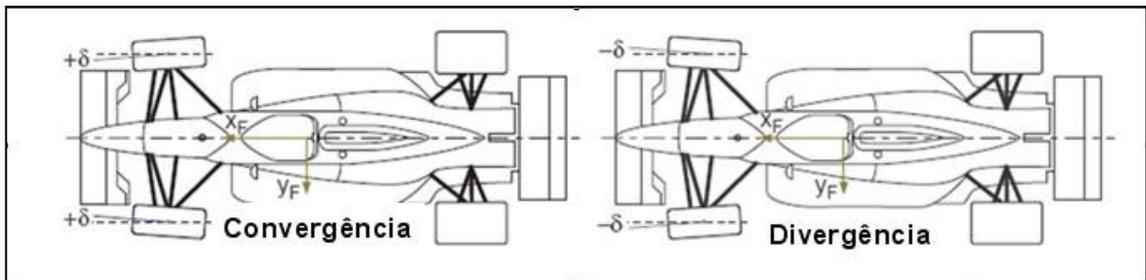


Figura 4: Convergência e divergência
Fonte: Rill, 2007, p.4

A medida de convergência pode ser expressa em ângulo δ formado quando as rodas não estão paralelas entre si ou pela diferença da largura do traçado formado pelo ponto mais avançado do pneu e do mais recuado em relação à linha de centro do veículo.

Arranjos de convergência podem afetar três grandes áreas de rendimento do veículo: desgaste de pneu, estabilidade em retas e características de entrada de curva (ou ataque de curva).

Para um desgaste e uma perda de potência mínima, as rodas dos eixos devem apontar para frente quando este estiver em linha reta. Convergência ou divergência em excesso causa desgaste excessivo do pneu, por estar sempre em ângulo com referência à trajetória.

Um ganho de divergência ou convergência durante o trabalho da suspensão é desejável e pode ser muito eficiente no contorno de curvas, atuando sobre o raio de giro do veículo, fazendo com que a roda externa esteja divergente com o ganho de compressão no sistema.

Durante uma curva a convergência pode melhorar a estabilidade direcional do veículo e em conjunto com o caster e reduzir a tendência de “shimmy”, que é um efeito indesejado de oscilação da roda em torno do eixo de rotação da manga.

2.1.5 Camber e Caster de roda

Camber de roda é o ângulo formado pela posição vertical relativa, vista pela frente ou traseira do veículo, plano YZ, conforme figura 5. Se as rodas inclinam para fora, temos camber positivo (RILL, 2006).

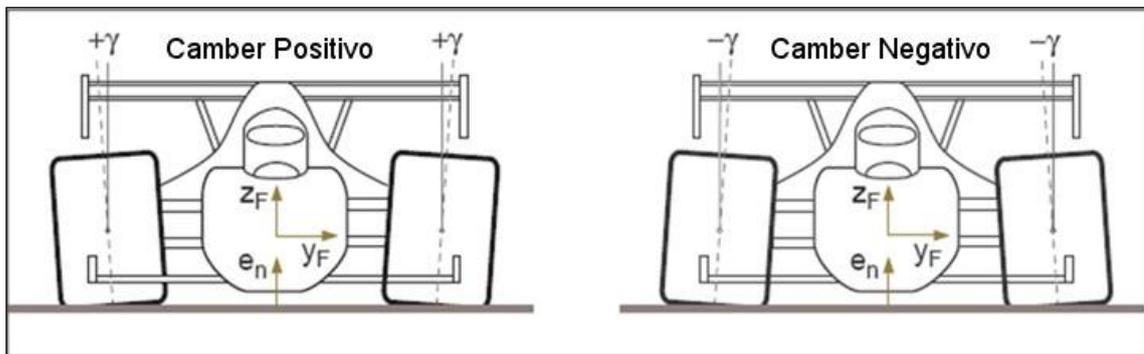


Figura 5: Camber positivo e negativo.
Fonte: Rill, 2007, p.5

Se esta se inclina em direção do veículo, o camber é negativo. O ângulo de camber da roda não deve ser confundido com camber do pneu, que é definido pelo ângulo do centro da roda e a normal em relação à pista (e_n , como visto na figura 10).

Camber excessivo causa desgaste assimétrico ou irregular do pneu. Um pneu pode suportar uma maior força lateral durante a curva se estiver com camber negativo.

Com a rolagem do chassi, a suspensão deve ser projetada para que o ângulo de camber mude com a movimentação vertical da roda. Uma suspensão como a McPherson pode gerar camber negativo com a compressão do sistema, se assim projetada, por exemplo.

O camber negativo auxilia na maior aderência do veículo em curva, pois traz o ponto de contato pneu/solo mais para dentro, próximo à metade interna da área de contato assim, aumenta a capacidade do pneu em receber aumento de força normal aplicada e na resultante da força lateral.

O caster ν auxilia no aumento de camber durante o esterçamento, assim como no retorno do volante a sua posição inicial. Sempre observando o valor do torque auto alinhante para que não seja elevado, causando esforço excessivo do condutor durante esterçamento.

Pode-se observar grandes valores de caster em veículos fora de estrada que necessitam de uma maior penetração ou ataque ao solo e também em veículos com grandes entre-eixos, por exemplo, pick-ups, caminhões e ônibus.

Em veículos de entre-eixos curto um alto valor de caster pode apresentar um efeito que torna o veículo instável, por deixar a frente mais rápida na entrada ou ataque de curva, podendo causar escorregamento da traseira devido de transferência de carga dinâmica para o eixo traseiro ou o escorregamento da dianteira por saturar os pneus dianteiros na entrada da curva.

Este ângulo trabalhando em conjunto com o eixo de rolagem do veículo ou “roll-axis”, que é o eixo formado pela ligação do centro de rolagem ou “roll-center”, dianteiro e traseiro, pode atenuar ou aumentar este fato, figura 6.

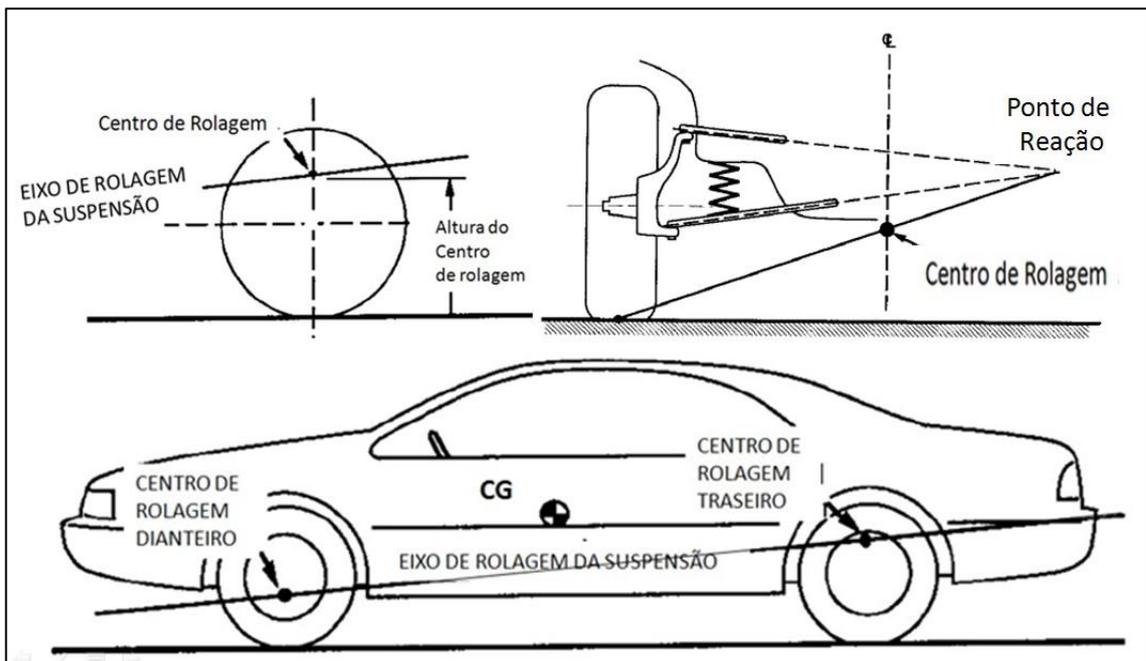


Figura 6: Definição de Centro de Rolagem e Eixo de Rolagem
Autor: Gillespie, 1992. p.217

Quando o eixo longitudinal de rolagem estiver inclinado para frente, ou seja, centro de rolagem dianteiro mais baixo que o centro de rolagem traseiro, pode favorecer a saída de frente ou “understeer”, pois transfere carga para a frente do veículo, fazendo com que este empurre a frente do veículo. Entretanto, quando inclinado para trás, pode favorecer a saída de traseira ou “oversteer” por transferir carga a traseira. (GILLESPIE, 1992)

A sua influência pode ser mais facilmente notada, quanto maior for a transferência de carga entre os eixos. A distância ou braço perpendicular do eixo longitudinal formado pelo conjunto de suspensões ao centro de gravidade do veículo gera momento e por consequência a transferência de carga dinâmica.

Todos estes comportamentos dinâmicos, citados acima, não dependem de apenas um ângulo ou geometria de suspensão separadamente, são resultado de um conjunto de ações que garantem o comportamento do veículo como projetado.

Em veículos de competição, os ajustes destes ângulos e do “roll axis” são muito mais importantes pois trata-se de conseguir a maior força normal por transferência de carga para os pneus. Em veículos de passeio geralmente não ultrapassam valores de $0,3 g$ de aceleração lateral em sua extrema utilização enquanto em veículos de competição esse valor pode passar de $1,0 g$ de aceleração lateral. (GILLESPIE, 1992)

Na figura 7, pode-se observar a manga de eixo do RS3 e o braço de direção que permite variação do ângulo de caster, no plano XZ. O deslocamento o ponto A em relação ao ponto B aumenta o valor do ângulo de caster.

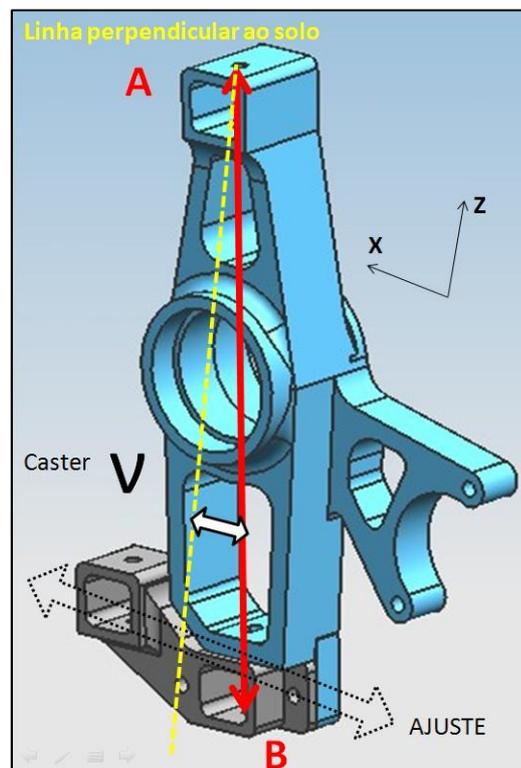


Figura 7: Manga de Eixo do RS3- Ajuste de Caster.
Fonte: Autor.

2.1.6 Determinação do vetor normal ao ponto de contato da roda.

O vetor e_{y_R} descreve o eixo de rotação da roda. Sua orientação em relação ao plano de coordenadas do cubo de roda pode ser definida pelos ângulos δ_0 e γ_0 ou γ_0^* , mostrados na figura 8. Em posição de projeto, o eixo correspondente às coordenadas de C e F é paralelo. Importantes na obtenção de e_n , com componentes em X e Y. Então, para a roda, tem-se:

$$e_{y_{R,F}} = e_{y_{R,C}} = \frac{1}{\sqrt{\tan^2 \delta_0 + 1 + \tan^2 \gamma_0}} \begin{bmatrix} \tan \delta_0 \\ 1 \\ -\tan \gamma_0^* \end{bmatrix} \quad (1.1)$$

$$e_{y_{R,F}} = e_{y_{R,C}} = \begin{bmatrix} \sin \delta_0 \cos \gamma_0 \\ \cos \delta_0 \cos \gamma_0 \\ -\sin \gamma_0 \end{bmatrix} \quad (1.2)$$

Onde δ_0 é o ângulo entre o eixo y_F e a projeção da linha do eixo de rotação da roda no plano $x_F - y_F$, onde γ_0^* descreve o ângulo entre o eixo y_F e a projeção da linha do eixo de rotação da roda no plano $y_F - z_F$, onde γ_0 é o ângulo entre o eixo de rotação da roda e_{y_R} sua projeção no plano $x_F - y_F$. (RILL, 2006)

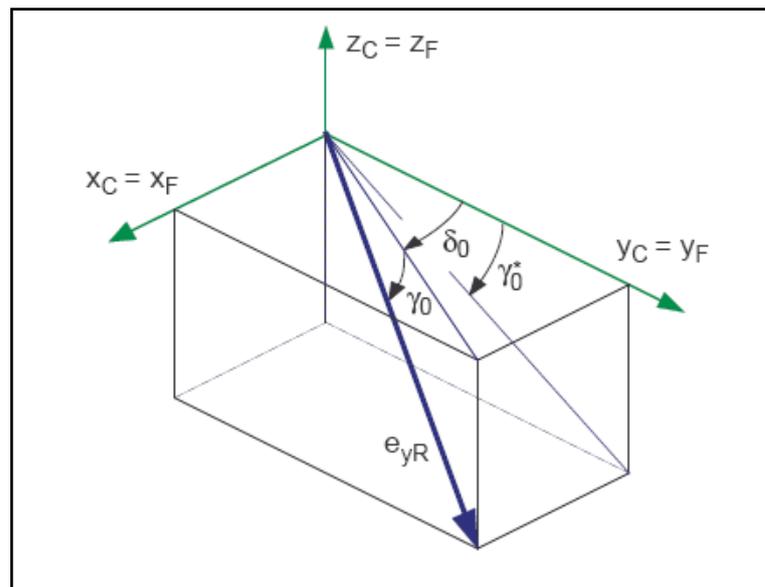


Figura 8: Posição de projeto do eixo de rotação da roda
Fonte: Rill, 2007, p.6

Em uma via plana e horizontal onde a normal da pista e_n aponta na direção do eixo vertical $z_C = z_F$ o ângulo δ_0 e o γ_0 , correspondem com o ângulo de convergência δ e o ângulo de camber γ . Para especificar a diferença entre γ_0 e γ_0^* , a proporção entre o terceiro e o segundo componente o vetor unidade e_{yR} é considerado.

$$\frac{-\tan \gamma_0^*}{1} = \frac{-\sin \gamma_0}{\cos \delta_0 \cos \gamma_0} \text{ ou } \tan \gamma_0^* = \frac{\tan \gamma_0}{\cos \delta_0} \quad (1.3)$$

Portanto, para pequenos valores de $\delta_0 \ll 1$ diferença entre os ângulos δ_0 e γ_0^* dificilmente é notada (RILL, 2006).

A manga de roda gira ao redor da linha do pino mestre nos movimentos de esterçamento. Na figura 9, estão mostradas os três tipos de suspensões mais utilizados em veículos de passeio. Cada tipo de suspensão tem características diferentes de variação dos ângulos das rodas.

Geralmente, o eixo de rotação instantâneo não é fixo nem à manga nem ao chassi e pode variar de posição de acordo com o trabalho de suspensão e o movimento de esterçamento. Na suspensão tipo duplo-A as juntas esféricas A e B, determinam o eixo do pino mestre.

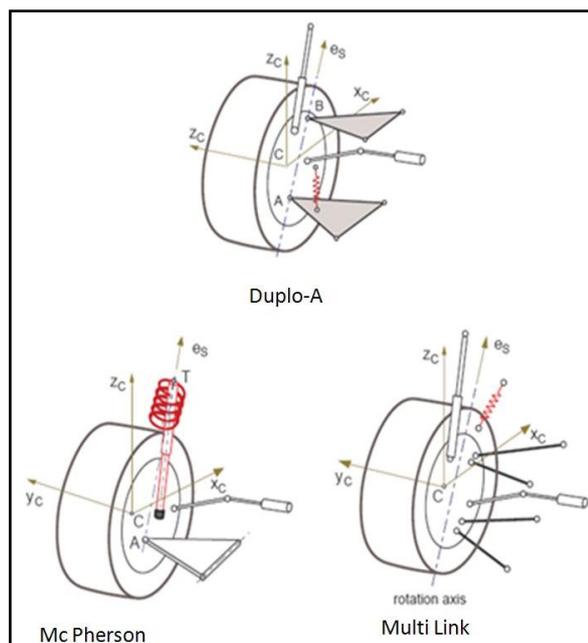


Figura 9: Mangas em diferentes tipos de suspensão.
Fonte: Rill, 2007, p.7

O vetor unitário e_S descreve o vetor direção do pino mestre. O ângulo de caster ν formado entre o eixo z_F e a projeção da linha de e_S no plano $x_F - z_F$. De maneira similar a projeção de e_S no plano $y_F - z_F$ resulta no ângulo de inclinação do pino mestre σ , conforme figura 8. Já o eixo de rotação de esterçamento pode ser visto na figura 10.

Os valores correntes do ângulo de caster ν e o ângulo do pino mestre σ podem ser calculados pelas componentes do vetor unitário e_S na direção do eixo do pino mestre, descrito na referência fixa no veículo, onde $e_{S,F}^{(1)}$, $e_{S,F}^{(2)}$ e $e_{S,F}^{(3)}$ são as componentes do vetor unitário $e_{S,F}$ expressado pela referência das coordenadas F fixas ao veículo.

$$\tan \nu = \frac{-e_{S,F}^{(1)}}{e_{S,F}^{(3)}} \quad e \quad \tan \sigma = \frac{-e_{S,F}^{(2)}}{e_{S,F}^{(3)}} \quad (1.4)$$

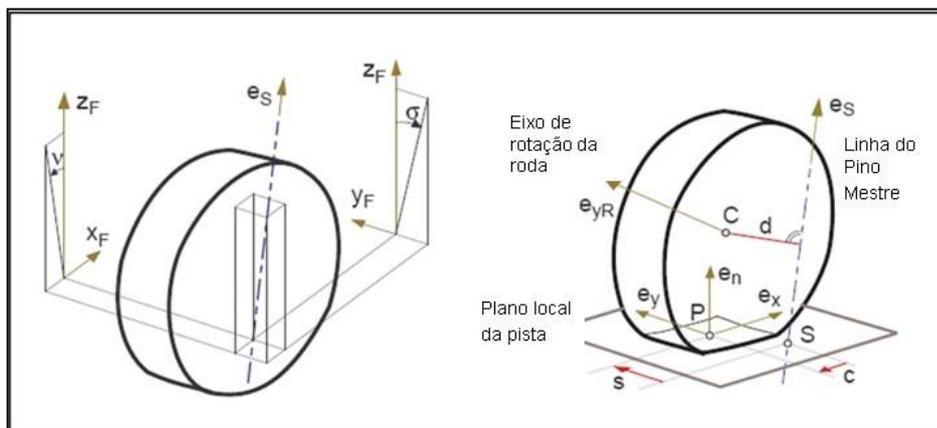


Figura 10: Inclinação do pino mestre e caster offset
Fonte: Rill, 2007, p.8

No ponto de contato P , os vetores unidade e_x e e_y que apontam na direção longitudinal e lateral da força resultantes da geometria de contato do pneu, a normal a pista e_N . Em geral, o ponto S onde a extensão da linha do pino mestre encontra a superfície da pista, não coincidente com ponto de contato P , como mostrado na figura 10.

Como ambos os pontos estão localizados no plano da pista, para a roda esquerda o vetor de S para P pode ser escrito como:

$$r_{SP} = -ce_x + se_y \quad (1.5)$$

Onde c chama-se “caster trail” e s é o “steering offset” ou braço a terra. Ambos serão positivos, se S estiver localizado a frente e interno à P . A distância d entre o centro de roda C e a linha do pino mestre representa a força de auto-alinhamento. É um valor importante na avaliação geral do comportamento de esterçamento.

Estes valores influenciam diretamente no tempo de resposta e o esforço no sistema de direção, tornando o volante mais pesado com um retorno mais rápido ou uma variação de cambagem com o esterço, dependendo do trabalho a ser realizado. O caster em conjunto com o esterçamento pode aumentar o valor do camber ao longo do esterço do volante.

Com os valores de entrada das normais, e_N são usadas no cálculo de força normal que é crucial no comportamento do veículo, ou seja, a capacidade de transferir normal ao solo através do pneu. Quanto mais normal o pneu estiver sujeito, maior a força lateral e longitudinal resultante.

3 DESCRIÇÃO DOS SISTEMAS UTILIZADOS NO MODELO

3.1 Motor e Transmissão

3.1.1 Motor do RS3

Neste item, serão descritos os sistemas que são utilizados para alimentar os dados iniciais dos subsistemas do ADAMS/Car®, tais como, motor, transmissão e chassi que contém a posição no espaço dos “hard points” ou pontos de relevância para a geometria da suspensão, por exemplo.

Por regulamento da competição de FSAE, os motores estão limitados a 600 cc ou 0,6 litros de capacidade volumétrica. Podendo ser sobre alimentados ou aspirados, porém todos devem utilizar restritor na admissão.

O motor que equipa o FEI-RS3 é um Honda de 0,599 l, 4 cilindros, 16 válvulas com duplo comando e refrigeração líquida. Trata-se do mesmo motor que equipa a moto Honda CBR 600RR, figura 11. Entre os critérios empregados na escolha, os principais foram: alto desempenho, baixa manutenção e menor massa em relação aos demais motores de 0,6 l disponíveis.



Figura 11: CBR600RR, 2008, Origem do motor do F-RS3.
Fonte: Honda.

Para a adequação do motor ao regulamento da competição foi necessária a retirada do corpo de quatro borboletas, sendo uma por cilindro, pelo uso de apenas uma borboleta de admissão, com uso de restrição por Venturi de diâmetro controlado. Isto impôs a utilização de um novo coletor de admissão e escapamento, assim como o sistema de injeção e ignição que foram recalibrados para a nova aplicação. Também foi necessário o redimensionamento do sistema de arrefecimento.

Para adequar as curvas de torque e potência do motor, foram utilizados novos diâmetros e comprimentos no coletor de admissão e escapamento. Foram aplicadas análises de CFD para otimização do volume coletor de admissão e do fluxo de ar dentro do mesmo, assim como as velocidades individuais para cada cilindro.

As modificações foram comprovadas por dinamômetro, onde as curvas de potência e torque foram levantadas, figura 12.

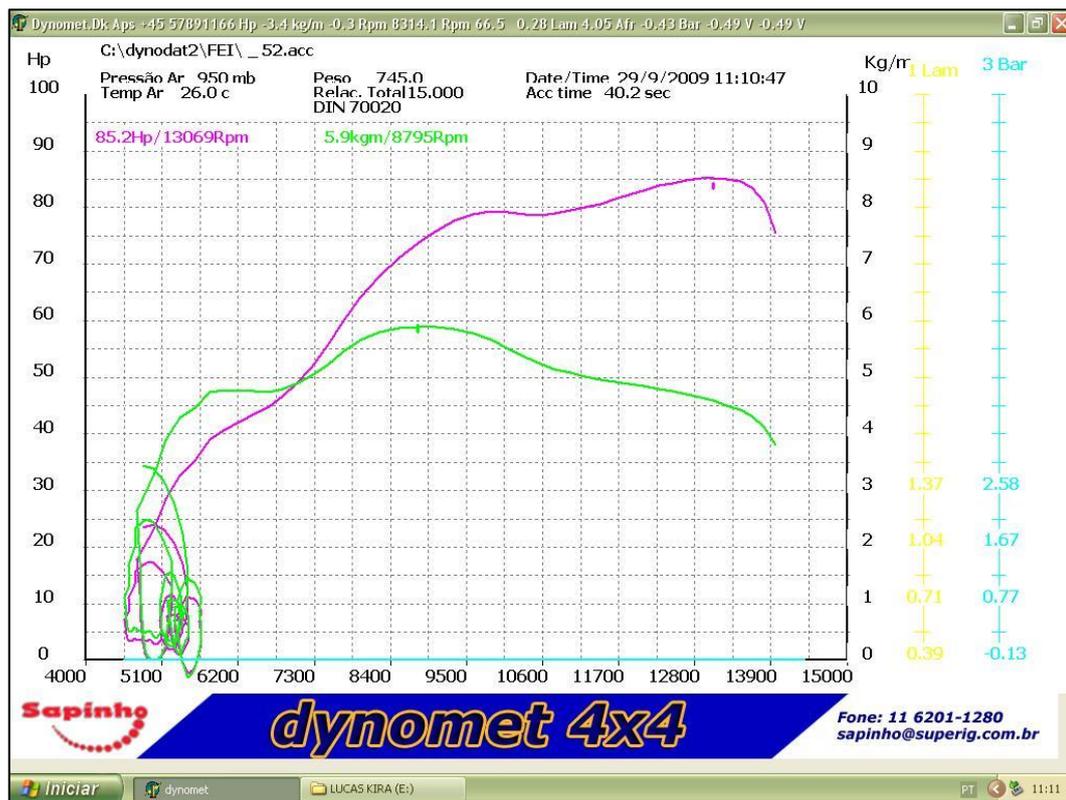


Figura 12: Curva de Potencia e Torque do F-RS3.

Fonte: Oficina Sapinho

Foi desenvolvido também um novo cárter em alumínio, com objetivo de reduzir a altura da fixação do motor, diminuindo sua altura relativa em relação ao solo ou pista, baixando o centro de gravidade do veículo. Com todas essas modificações houve uma considerável redução de massa, melhora de desempenho e dirigibilidade.

3.1.2 Transmissão do RS3

A caixa de transmissão do Formula RS3 é a mesma da Honda CBR 600RR sendo modificada apenas a relação final, pinhão e coroa, esta foi reduzida em comparação com a utilizada na moto para favorecer a aceleração, como pode ser visto na figura 13.

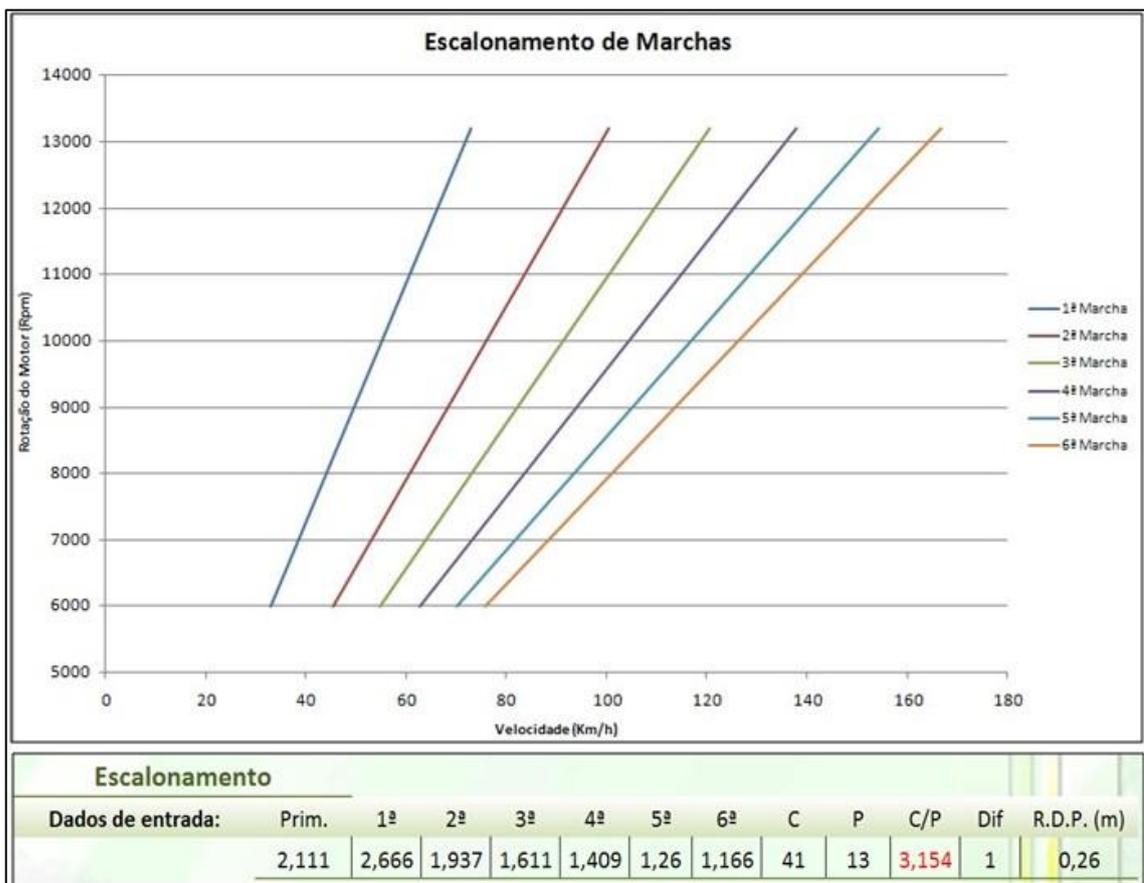


Figura 13: Gráfico de Escalonamento de Marchas.
Fonte: Equipe Formula-FEI.

O diferencial utilizado no FSAE é o TORSEN®, modelo T-1 que possui três conjuntos de engrenagens helicoidais duplas dispostas a 120° , que bloqueiam de maneira progressiva as rodas com uma relação de torque de até 3:1. Em condição normal 50% do torque do motor é transmitido para cada semi-eixo, sendo que em casos extremos a roda carregada recebe no mínimo 25% do torque total do motor.

Na figura 14, a imagem do diferencial TORSEN® modelo T-1 e suas engrenagens helicoidais. O modelo do FSAE é ligeiramente menor e trabalha com graxa ao invés de óleo, por não ser permitido nenhum vazamento durante a competição evitando a necessidade de construção de uma caixa de vedação sobre o TORSEN®.

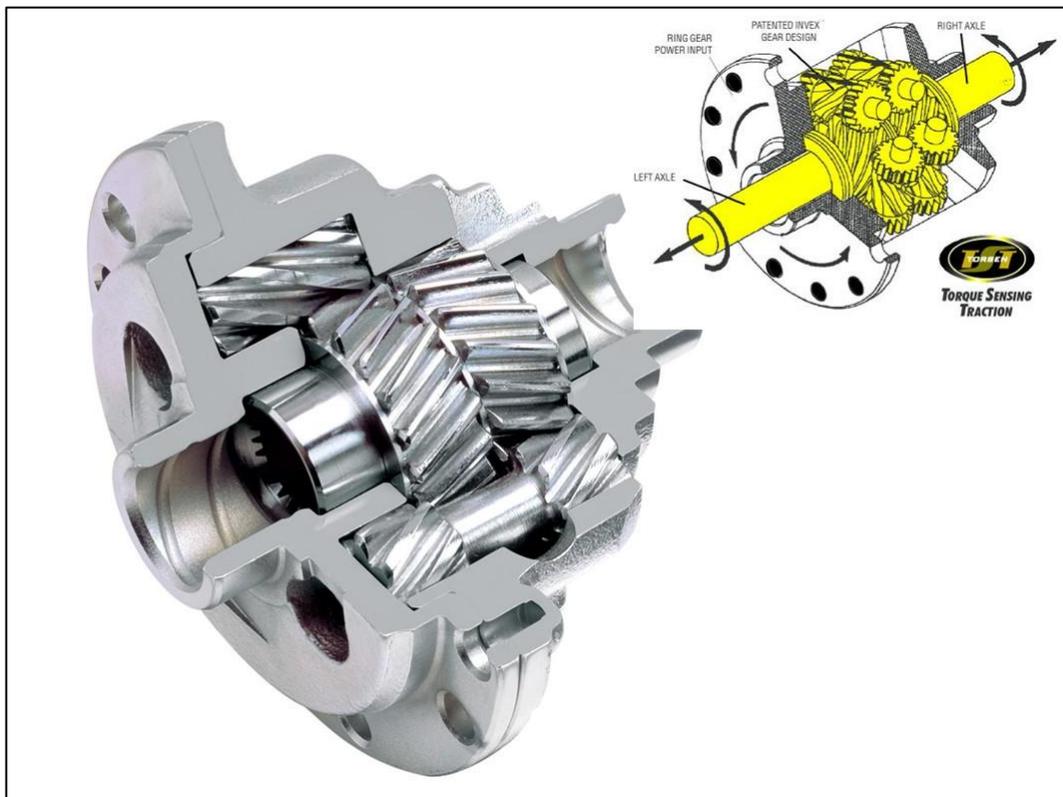


Figura 14: Diferencial TORSEN® Modelo T-1.
Fonte: Torsen Traction.

O escalonamento da relação final foi trabalhado de tal maneira que a relação de cada marcha trabalhe o mais próximo do torque máximo de $5,9 \text{ kgm}$ (@ 8795 rpm), garantindo uma boa aceleração. A transmissão final feita por corrente, um pinhão de 13 dentes e uma coroa de 41 dentes, fazendo assim uma redução de aproximadamente 3,154: 1, como pode ser visto na figura 13.

3.2 Modelamento e Simulação

Para início e criação de um modelo virtual é necessário o modelamento em CAD do maior número de componentes assim como suas características geométricas, seus materiais, sua massa e seus momentos de inércia. Quanto maior a precisão neste estágio do modelamento, mais preciso será o comportamento do modelo em estudo ou simulação. Na figura 15, pode-se ver os diferentes perfis de aço utilizados na construção do chassi.

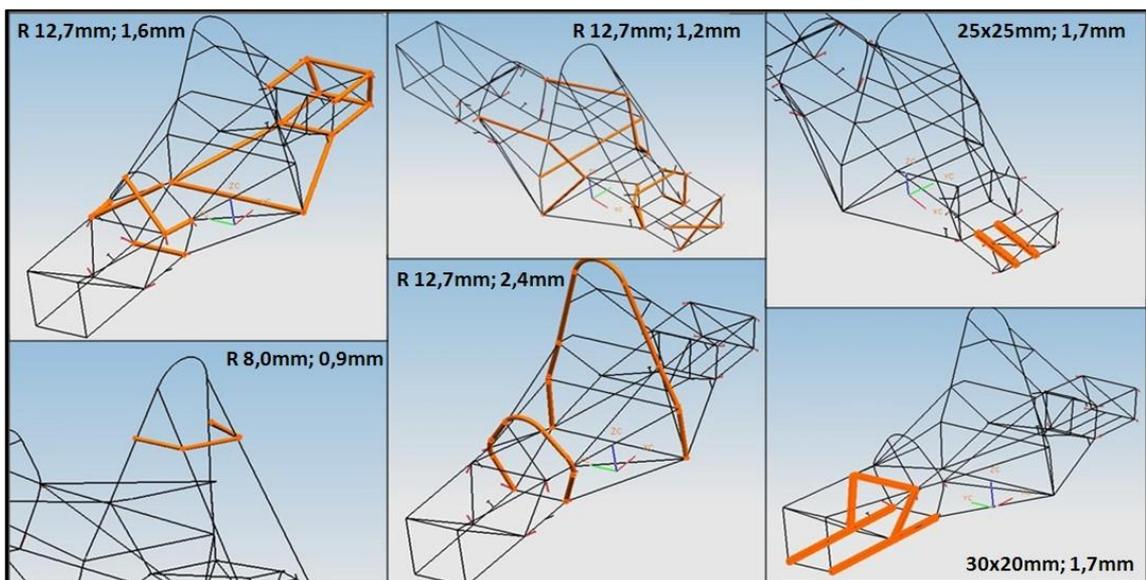


Figura 15: Diferentes perfis utilizados no chassi.

Fonte: Autor.

O modelamento matemático de veículos em multi-corpos, necessita de uma grande quantidade de informações e valores de projeto, que depois de formatados, são de grande auxílio e proporcionam uma importante ferramenta de desenvolvimento, viabilizando ensaios e soluções antes mesmo de um protótipo físico chegar ao campo de provas.

A simulação de análises dinâmicas tem se tornado uma importante ferramenta na determinação da eficiência de componentes e na calibração de veículos em desenvolvimento, acelerando o desenvolvimento de novos projetos e diminuindo cada vez mais o seu cronograma.

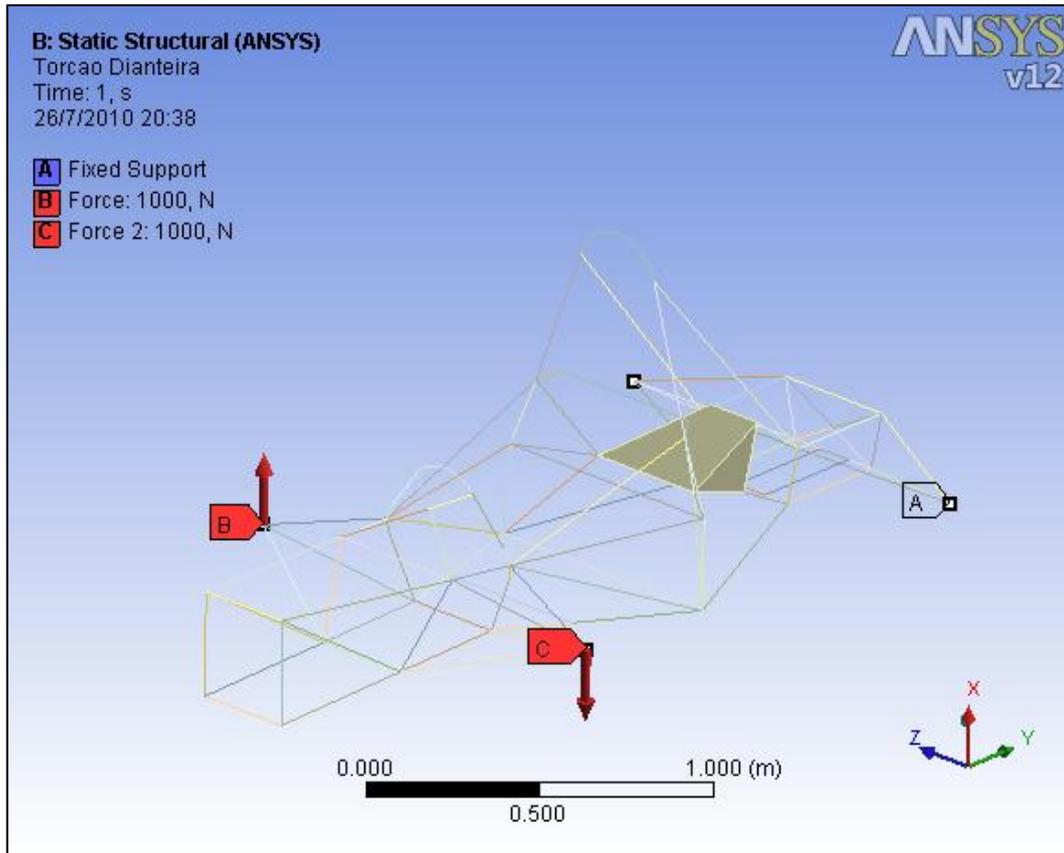


Figura 16: Tela inicial na Ansys Work Bench.
 Fonte: Autor.

Para a simulação de torção demonstrada na figura 16, os braços de suspensão dianteiros são travados ao chassi em seus pontos de ancoragem e ligados a um único ponto de atuação nas rodas e o carregamento é aplicado. Os braços traseiros são engastados ao chassi da mesma maneira que os dianteiros.

A força aplicada não deve passar do regime elástico do material de construção do chassi. Com o momento aplicado os deslocamentos por grau de rotação são analisados e tem-se a rigidez.

Na figura 17, pode-se ver o sétimo modo de vibrar em ambos os modelos em estudo, sendo que o modelo tubular alcança $32,729\text{Hz}$ de frequência natural, porém o modelo rígido não sofre deformação elástica no ADAMS/Car®. Já o modelo flexível obteve $42,212\text{ Hz}$ para o sétimo modo de vibração, pois os seis primeiros modos são de corpos livres ou sem restrição em nenhum eixo ou rotação, seus dois corpos também não sofrem com os esforços aplicados, pois são dois corpos rígidos e não sofrem deformação, apenas a bucha de torção gera movimento relativo entre ambos.

Aqui o modelo foi construído de maneira similar ao do utilizado nas simulações em ADAMS/Car®, os dois corpos foram unidos por uma junta de revolução com uma rigidez torcional de $1,2 \text{ kNm}/^\circ$.

A relação de distribuição de massas (49% Dianteiro, 51% Traseira) foi mantida em ambos os casos e o motor considerado elemento rígido. O mesmo princípio utilizado das avaliações dinâmicas demonstra nos próximos capítulos.

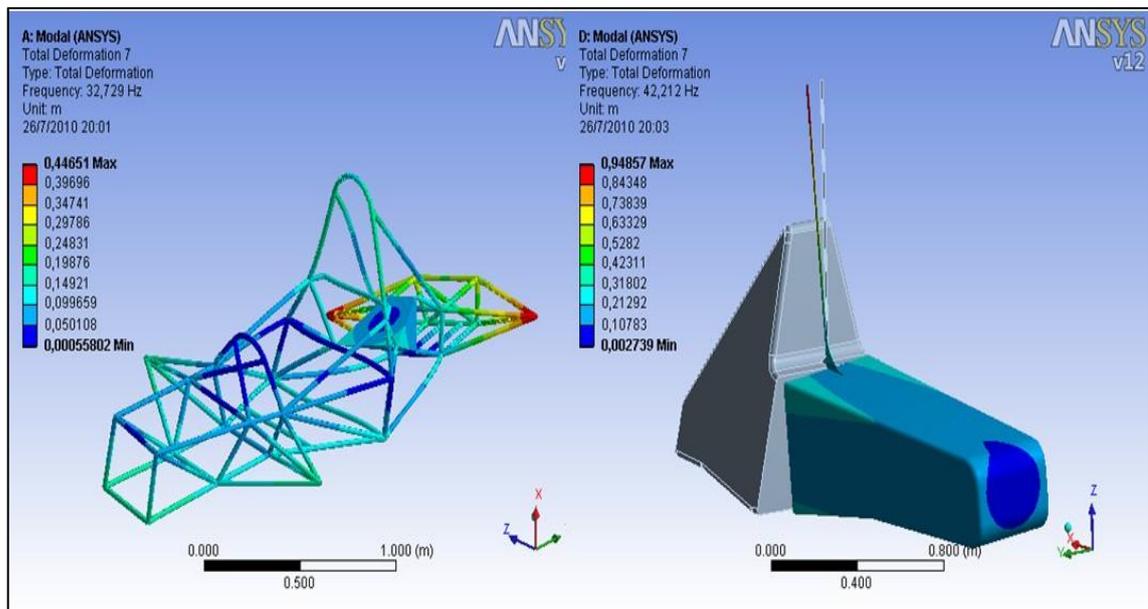


Figura 17: Análise Modal do Ansys, para os dois modelos.
Fonte: Autor.

3.3 Sistemas de suspensão e direção

3.3.1 Componentes e função da suspensão

Na indústria automotiva são usados diferentes tipos de sistemas de suspensão. Diversos fatores afetam na escolha, custo, espaço necessário, propriedades cinemáticas, atributos de flexibilidade, no tipo de sistema a ser escolhido (RILL, 2006).

O mais utilizado em carros de passeio é a McPherson (figura 19), pelo número reduzido de peças e robustez do sistema. Proporciona poucos ajustes, mas é eficiente na sua aplicação. Para veículos de corrida o mais usual é o duplo-A (figura 19), sistema que permite um maior número de ajustes para trabalhos mais específicos, ou seja, de acordo com o acerto do veículo para determinada pista. Ambas descritas nos parágrafos seguintes.

A função principal do sistema de suspensão é: sustentar o veículo e sua carga, manter o alinhamento das rodas, controlar a direção do veículo, manter os pneus em contato com o solo, reduzir os efeitos das irregularidades da pista. Estas funções dependem e variam de acordo com a aplicação do sistema (RILL, 2006).

O sistema de suspensão consiste em:

- Elemento guia:
 - a) Braços de controle, braços.
 - b) Estruturas.
 - c) Feixe de molas, bandejas.

- Elementos de amortecimento:
 - a) Molas helicoidais, barra de torção, molas de ar, feixe de molas.
 - b) Barras de anti-rolagem, estabilizadoras.
 - c) Amortecedores.
 - d) Buchas de borracha, apoios hidrostáticos.

- Pneus

Pneus e molas pneumáticas suportam o peso total do veículo. A ação de mola pneumática do pneu é muito importante para a qualidade do rodar e a segurança do veículo nas manobras. Na figura 18 pode-se observar as forças e momentos atuantes no pneu.

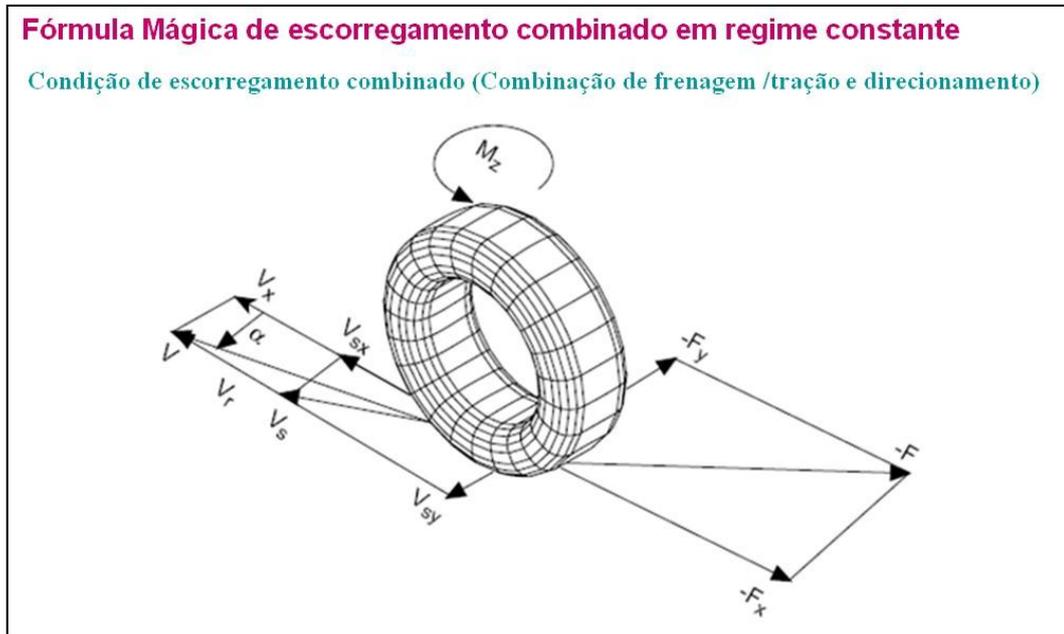


Figura 18: ADAMS/Tire – referência.
 Fonte: Using the MF-MCTyre Model Theory p.208

O pneu fornece as forças e torques necessários para manter o veículo na trajetória. Não se entrará no mérito de discutir modelos matemáticos de pneus nesta dissertação, por não serem os objetos de estudo deste trabalho. A referência utilizada para dados e informações foi PACEJKA.

3.3.2 Tipos de suspensões

Na figura 19, abaixo estão mostrados três tipos de suspensão: Duplo-A, McPherson e a Multi-link. Sendo as duas primeiras dianteiras e direcionáveis, já a traseira é Multi-link podendo ter capacidade de convergência e divergência.

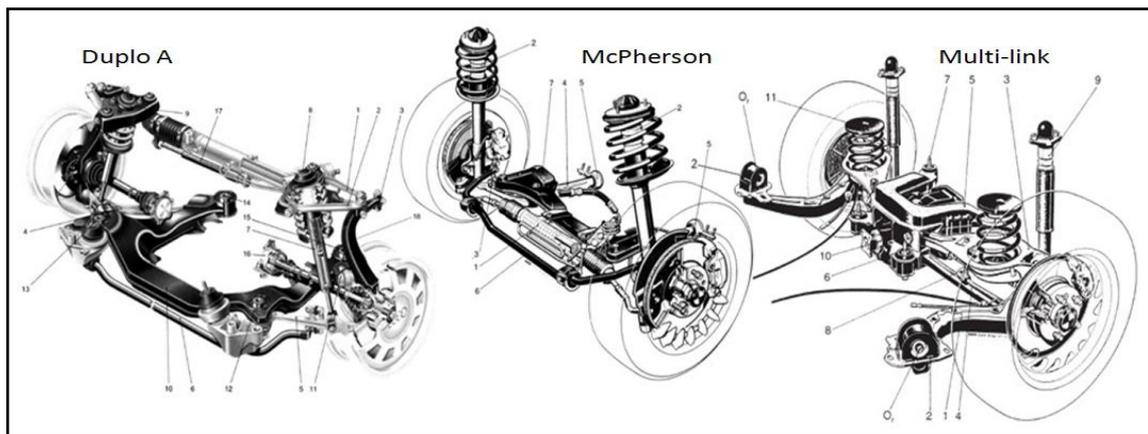


Figura 19: Duplo A, McPherson e Multi-link
Fonte: The Automotive Chassis, 2001.

Na McPherson a junta A (ver figura 9) é fixa na manga e a junta superior T é fixa ao corpo do veículo, também conhecida como torre do amortecedor. Muito popular em veículos de passeio de baixo custo e permite colocar o motor transversalmente entre as rodas por ocupar pouco espaço. Também no sistema McPherson o conjunto mola/amortecedor é montado com a inclinação do braço estrutural, e age como braço superior. São utilizados em eixos dianteiros com esterçamento ou como eixos traseiros não direcionais. Este sistema de suspensão permite ser utilizado nos eixos motrizes.

Já na “Multi-link” o eixo do pino mestre não é mais definido por juntas. Assim, como em uma McPherson mais aprimorada, onde o braço A é desmembrado em dois links. Geralmente utilizados em veículos mais caros e com mais recursos técnicos e mecânicos, de tração dianteira ou não, por permitirem maiores valores de caster e camber ao longo de seu deslocamento.

Na figura 20, pode-se observar as variações de “toe in” ou “toe out” (convergência ou divergência). Com a rolagem da carroceria e a compressão da suspensão, a roda ganha camber

e divergência do lado externo a curva favorecendo a característica de sobre-esterçamento e diminuindo o raio de giro do veículo.

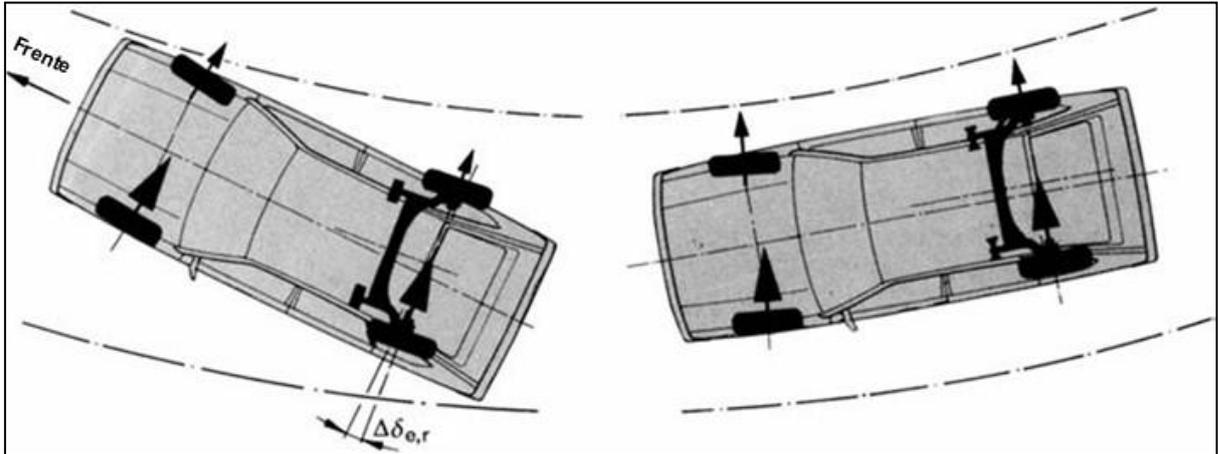


Figura 20: Eixo traseiro com convergência dinâmica.
Fonte: The Automotive Chassis, 2001.

Tem-se o exemplo de como é possível minimizar o sobre-esterçamento, onde para a mesma curva é utilizado um esterçamento maior que o esperado. Fazendo com que a roda externa devido à ação de forças laterais e a rolagem do chassi provoquem a convergência da roda com a compressão da suspensão e a roda interna ganhe em divergência devido à extensão da suspensão.

Na Figura 21, podem-se observar as variações de camber, “toe” (convergência) e até a alteração da bitola da suspensão. Pode-se avaliar a resposta do sistema, quando exigido, que no caso da figura abaixo corresponde ao comportamento da suspensão de um sedan de tração integral.

O que se pode notar é o ganho de camber chegando a -4° com 100mm de compressão do sistema de suspensão e na distensão o valor não se torna positivo, sendo praticamente -3° a -100mm . Ou seja, a roda externa neste caso continuaria com camber negativo, auxiliando na curva.

Outro ponto que pode ser notado neste gráfico é o aumento da bitola do veículo devido ao curso de suspensão que descreve um arco, variando de -30mm a 10mm no valor total da bitola, uma variação de 40mm .

Mais um dado do gráfico é a variação de convergência. Pode-se notar que ao longo de todo trabalho de compressão e distensão, permanece convergente mesmo que com um pequeno valor, alinhado o veículo a trajetória, tornando a traseira do veículo mais estável. Em piso ondulado ter uma suspensão divergente, pode levar a traseira do veículo a ser muito mais instável.

Todos os cuidados devem ser tomados na concepção da suspensão de um veículo, pois como mostrado na figura 21, muitas conclusões podem ser tomadas apenas com a variação de pequenos valores de geometria.

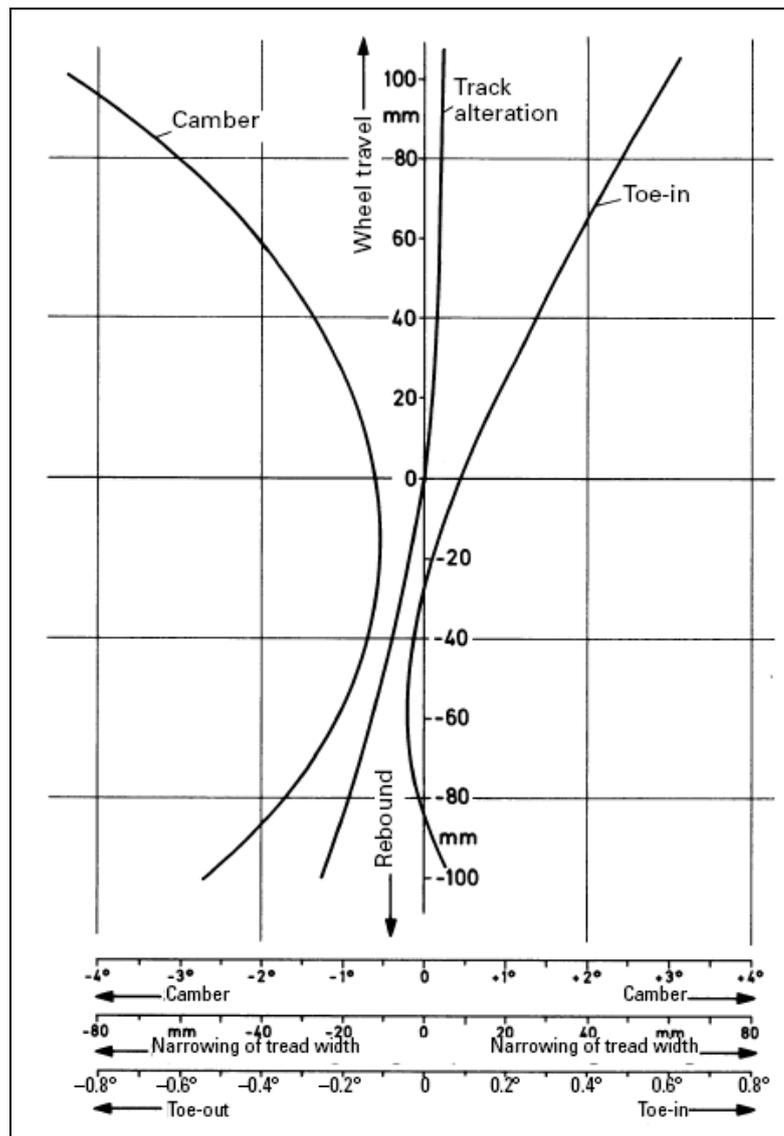


Figura 21: Gráfico do trabalho de suspensão traseira de um Audi A6.
Fonte: The Automotive Chassis, 2001, p.197.

3.4 Sistema de Direção

3.4.1 Componentes e pré-requisitos

O sistema de direção é a interface entre condutor e veículo. Pelo sistema de direção, o piloto controla o veículo e obtém respostas pelo torque de esterçamento. O sistema de direção tradicional de veículos de alta velocidade são sistemas mecânicos formados por um volante, uma coluna, uma caixa e os braços. Sistemas de direção atuais utilizam engrenagens que amplificam ou modificam o ângulo de esterço.

O sistema de direção deve garantir um uso simples e seguro do veículo. A totalidade do mecanismo de transmissão deve ser capaz de suportar todas as forças e tensões decorrentes da operação. (RILL, 2006).

3.4.2 Direção pinhão e cremalheira

Pinhão e cremalheira é o sistema mais comum de esterço em veículos de passeio, (figura 22). O pinhão pode ser colocado tanto atrás, formando o ângulo de Ackerman, como também pode ser colocado à frente do eixo dianteiro, formando o ângulo de Jeanteau. Ambos exercem influência no comportamento dinâmico e na reação de esterço do veículo, podendo deixar o veículo com tendência sub ou sobre esterçante, ou seja, saindo de frente ou saindo com a traseira. Porém este comportamento pode ser mais ou menos evidente devido à influência de outros fatores tais como o trabalho da suspensão em torno do seu eixo de rolagem. Este assunto pode ser melhor avaliado nas referências descritas no final do trabalho.

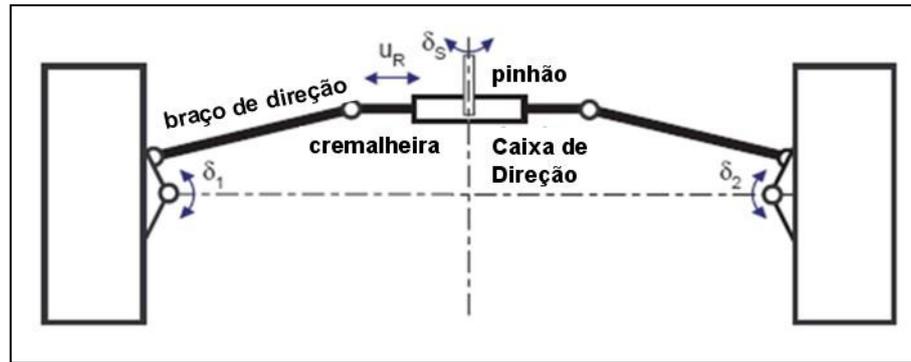


Figura 22: Direção pinhão e cremalheira
 Fonte: Rill, 2007, p.74

Primeiramente, as rotações do volante δ_S são transformadas em movimento transversal da cremalheira $u_R = u_R(\delta_S)$. Portanto, o esterço depende da relação da caixa de direção atuando na cinemática dos braços de direção.

Outro importante aspecto do sistema é seu posicionamento. Este é vital para que não interfira no trabalho da suspensão, causando o esterçamento das rodas durante a compressão ou distensão da suspensão, “bump-steer”, que afeta diretamente no equilíbrio do veículo durante a oscilação do conjunto, causando convergência ou divergência das rodas, dependendo do posicionamento.

Em alguns casos este efeito pode ser utilizado como recurso de ganho de convergência durante a compressão da suspensão podendo ser utilizado a favor, fazendo a roda externa à curva ter um maior esterço de acordo com o carregamento, que na traseira necessita de um braço esterçante para causar o efeito. Este assunto deve ser tratado com cuidado, pois se pode sobrecarregar o pneu com maior facilidade, devido ao aumento do ângulo de escorregamento.

Este trabalho não visa o desenvolvimento de sistemas de direção, apenas mostrar alguns modelos e a grande influência dos ângulos obtidos no trabalho da geometria pode acarretar em um veículo estável ou altamente instável.

3.5 Elementos: mola e amortecedor

3.5.1 Molas

Molas suportam o peso do veículo e seus carregamentos. Em suspensões veiculares, molas pneumáticas, barras de torção e feixes de molas são os sistemas mais comuns (figura 23).

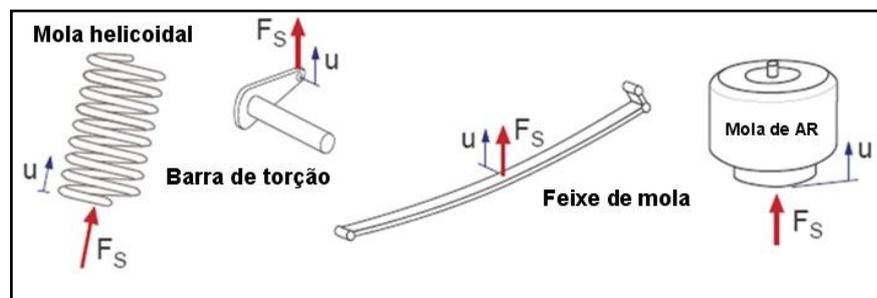


Figura 23: Molas veiculares
Fonte: Rill, 2007, p.77

Molas helicoidais, barras de torção e feixes de mola absorvem cargas por compressão. Porém, a altura livre é afetada dependendo da condição de carregamento. Molas pneumáticas são cilindros de borracha carregados com ar comprimido. Elas estão se tornando cada vez mais populares em carros, pick-ups e caminhões por causa da correção da altura livre poder ser mantida independente do carregamento, ajustando-se a pressão interna da mola (RILL, 2006).

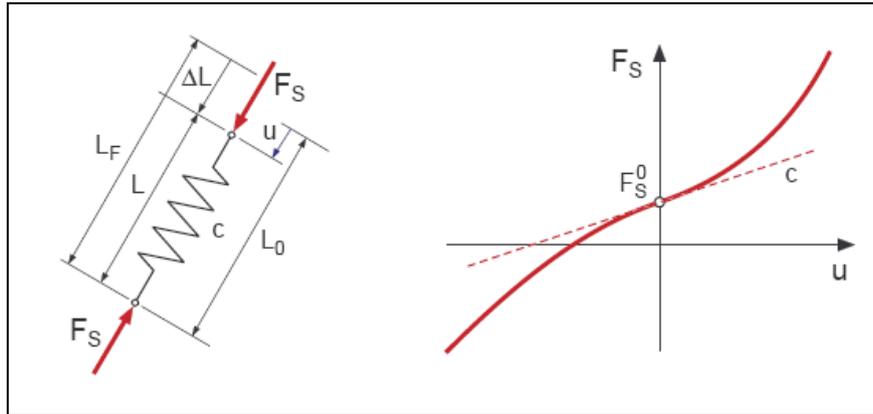


Figura 24: Mola linear de características gerais
Fonte: Rill, 2007, p.77

Uma mola linear pode ser caracterizada por seu comprimento livre L_F e sua rigidez a compressão c , figura 24. A força atuante resulta de:

$$F_S = c(L_F - L) \quad (5.1)$$

Onde L é o comprimento da mola sem carga. A mola montada em um veículo deve suportar o peso do chassi correspondente. Portanto, a mola será comprimida à configuração $L_0 < L_F$. Agora a expressão 5.1 pode ser escrita como:

$$F_S = c(L_F - (L_0 - u)) = c(L_F - L) + cu = F_S^0 + cu \quad (5.2)$$

Onde F_S^0 é a pré-carga da mola e u descreve o comprimento da mola comprimida em relação ao comprimento original da mola.

Geralmente a força F_S pode ser definida como uma função não-linear da compressão da mola u .

$$F_S = F_S(u) \quad (5.3)$$

Para um maior detalhamento, modelos mais sofisticados, um modelo dinâmico pode ser utilizado (RILL, 2006).

3.5.2 Barra estabilizadora

A barra anti-rolagem ou estabilizadora é utilizada para atenuar o ângulo de rolagem do veículo durante uma curva e prover estabilidade adicional. Normalmente, uma simples barra de metal, conectada aos braços de controle, figura 25. Apesar das duas rodas de um eixo estar interligadas por uma barra de torção. Ao invés do chassi rolar ele comprime a mola do lado contrária a curva.

Quando a suspensão em uma roda se move para cima o outro tende a acompanhar defasado pela torção da barra, em uma boa aproximação, esta força é dada por:

$$F_{arb} = \pm c_{arb}(s_1 - s_2) \quad (5.4)$$

Onde s_1 , s_2 denotam a movimentação na vertical do centro da roda esquerda e direita. E c_{arb} em [N/m] caracteriza a rigidez da barra de anti-rolagem com respeito ao movimento vertical dos centros de roda.

Presumindo uma simples barra de perfil U , sua rigidez é determinada pela geometria e propriedades do material. Forças verticais de magnitude F , aplicadas na direção oposta aos terminais da barra, resultam no deslocamento vertical Δz medido entre os dois terminais da barra, conforme figura 25. A rigidez da barra estabilizadora pode ser definida por:

$$c = \frac{F}{\Delta z} \quad (5.5)$$

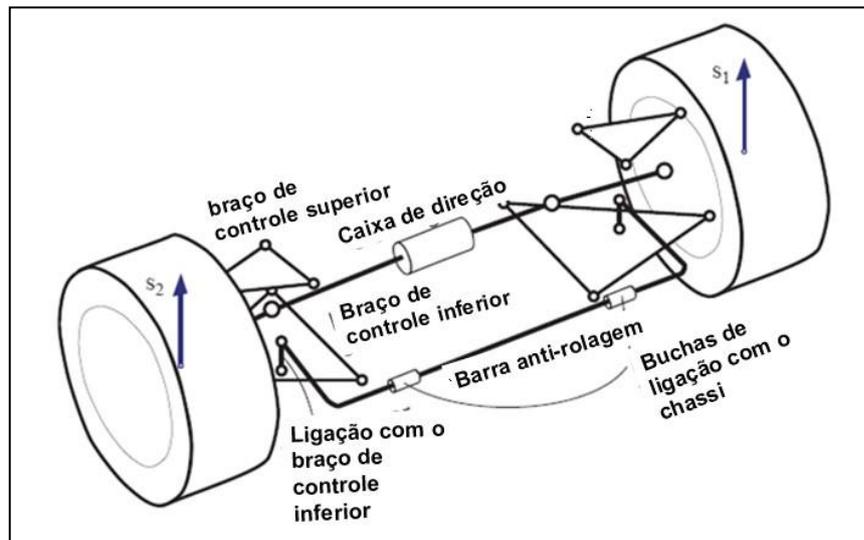


Figura 25: Eixo com barra anti-rolagem no braço inferior
Fonte: Rill, 2007, p.79

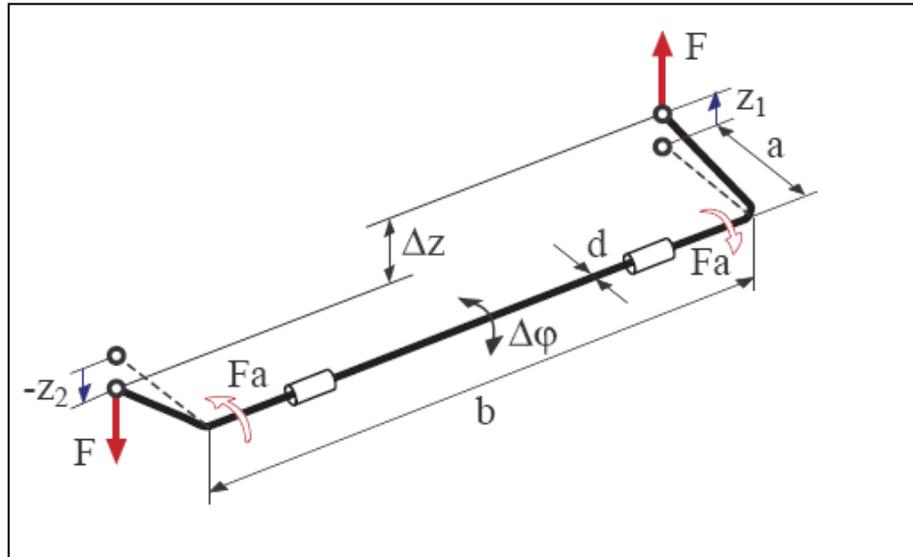


Figura 26: Barra anti-rolagem com carregamento vertical
Fonte: Rill, 2007, p.79

Desconsiderando as flexões, tem-se:

$$\Delta_z = a\Delta\varphi = a \frac{F_{ab}}{G \frac{\pi}{32} D^4} \quad (5.6)$$

Onde G é o módulo de elasticidade transversal e as distâncias a e b estão definidas na figura 26. Portanto, a rigidez das barras estabilizadora é dada por:

$$c = \frac{\pi GD^4}{32 a^2 b} \quad (5.7)$$

Dependendo do desenho do eixo os terminais da barra são ligados ao eixo por braços com rótulas, como pode ser visto na figura 25. Os braços que ligam a barra aos braços inferiores de controle ou “lower control arms”.

Em ambos os casos o deslocamento dos terminais da barra anti-rolagem são função do deslocamento vertical do centro da roda. Para pequenos deslocamentos tem-se:

$$z_1 = i_{arb} s_1 \text{ e } z_2 = i_{arb} s_2 \quad (5.8)$$

Onde i_{arb} é a proporção de movimento vertical em relação ao centro da roda s_1 , s_2 e os terminais da barra z_1 e z_2 . Agora, a rigidez da barra anti-rolagem no que diz respeito à movimentação vertical da suspensão é dada por:

$$c_{arb} = i_{arb}^2 \frac{\pi}{32} \frac{GD^4}{a^2 b} \quad (5.9)$$

A rigidez depende principalmente do diâmetro da barra de rolagem. Este cálculo produzirá a real rigidez, não exata, por não considerarmos os efeitos da flexão da barra e as deformações causadas nos elementos da barra anti-rolagem (RILL, 2006).

O modelo utilizado para simulações permite a utilização de barra estabilizadora, porém não foi empregado, para não atenuar a rolagem do chassi e assim obter maiores valores de torção.

3.5.3 Amortecedores

Amortecedores são atenuadores de oscilação, pode-se observar seu funcionamento através da figura 27. Com o deslocamento da suspensão para cima e para baixo, o fluido hidráulico é forçado através de pequenos furos. Isto reduz a velocidade do movimento da suspensão (RILL, 2006).

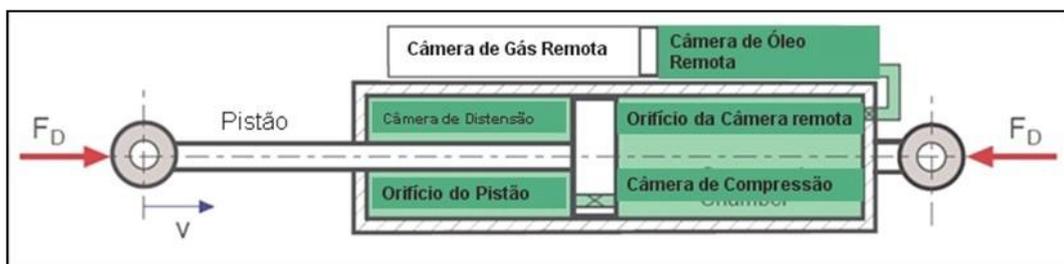


Figura 27: Modelo de um amortecedor Mono-tubo.
Fonte: Rill, 2007, p.80

Modelos dinâmicos de amortecedores calculam a força de amortecimento em função da pressão do fluido aplicada em cada lado do pistão. A mudança na pressão do fluido na compressão e na distensão é calculada pela lei de conservação das massas. Em uma aplicação padrão em um veículo de passeio:

$$F_D = F_D(v) \quad (5.11)$$

É utilizado para descrever a força F_D como função da velocidade de amortecimento v . Para se obter suas características o amortecedor é excitado com uma curva senoidal $u = u_0 \text{sen}2\pi f_t$. Variando a frequência em vários passos de $f = f_0$ até $f = f_E$, diferentes forças de deslocamento são obtidas, $F_D = F_D(u)$, figura 28. Pelos valores dos picos obtidos pela força de deslocamento $u = u_0$ correspondentes as velocidades $v = \pm 2\pi f u_0$ as características de $F_D = F_D(v)$ são geradas. Aqui o ciclo da distensão do amortecedor está associado à velocidade negativa do amortecedor (RILL, 2006).

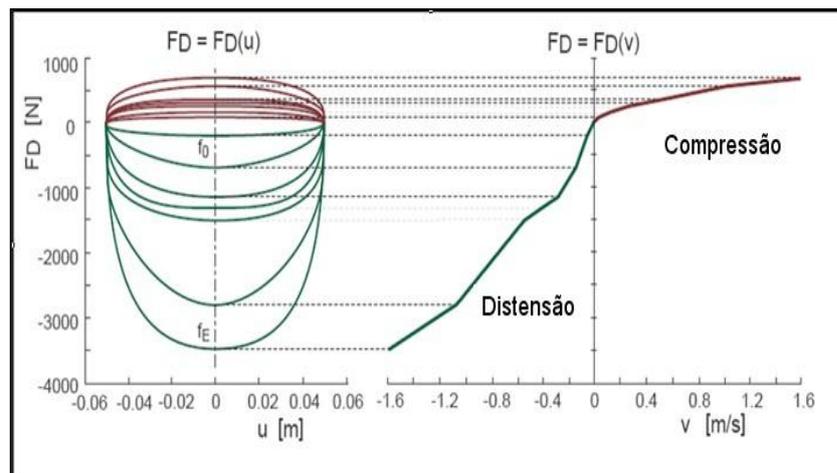


Figura 28: Medição das características de um amortecedor.
Fonte: Rill, 2007, p.81

3.5.4 Elementos de articulação

No Formula SAE, são utilizados elementos rígidos de articulação. Juntas esféricas ou “ball joints”, figura 29, foram utilizados em todo o sistema de suspensão e direção do veículo, pois, no caso do Formula SAE, não havia interesse de filtrar as vibrações do solo ao piloto.



Figura 29: Junta Esférica ou Ball Joint.
Fonte: Autor.

Outra característica para o desenvolvimento do modelo matemático dos “hard points” da suspensão é o modelamento da união com o chassi que pode ser feito com elementos de rotação, articulações esféricas ou com buchas de torção.

No caso, o FSAE utiliza na união do sistema de suspensão com o chassi por juntas esféricas rígidas que realizam transferência de carga e a não geração de momento proporcionado pelo uso de buchas de torção.

3.6 Aquisição de dados

Foi disponibilizado para a equipe, um equipamento de aquisição móvel de dados da marca AIM EVO3 PRO ® (<http://www.aimsports.com/index.html>) composto de acelerômetros, GPS, medidores de deslocamento, velocidade das rodas individualmente e informações do motor. Toda a informação é armazenada e depois analisada por um software que formata os dados em gráficos e planilhas.

Estes valores foram essenciais na calibração do modelo matemático, acertando as curvas obtidas na aquisição de dados, com a execução de simulações no ADAMS/Car.®, assim como no ajuste dos valores de μ (atrito dos pneus) dos pneus utilizados.

Os valores obtidos alimentam os valores de entrada das manobras executadas, podendo assim criar uma correlação entre real e modelo matemático.

Os sensores utilizados foram:

- Velocidade por roda fônica nas 4 rodas: distância requerida do sensor: 0,5 a 1 mm. Número de pulsos por volta: 4
- Potenciômetros de suspensão: resistência nominal: $1k\Omega / 25mm$, Velocidade máxima no eixo: $1000 mm/s$
- Potenciômetro para ângulo de esterçamento : resistência nominal: $10 k\Omega / 25mm$. Tolerância no valor da resistência: 5%, precisão: 0,034%, curso nominal: $3600^\circ / 10$ voltas
- Pressão de freio: faixa de medição: $0 - 2000 psi$, sinal de saída: $1 - 5V$
- Giroscópio: faixa de medição: $\pm 90^\circ/s$, linearidade: 5%,
- Acelerômetro vertical (massa suspensa): faixa de medição: $\pm 5 g$, linearidade: 1% da escala total
- GPS: registra velocidade, número de satélites, aceleração lateral, aceleração longitudinal, Heading (posição em relação ao norte), Giroscópio [$^\circ/s$]
- Acelerômetros Longitudinal (ACC1) e Lateral (ACC2)
- Internos ao módulo EVO3 Pro: Sensor de rotação original do motor, sensor de posição da borboleta original do motor.

Conforme a figura 30 pode-se observar a diagramação dos sensores e módulos do sistema de aquisição de dados utilizados.

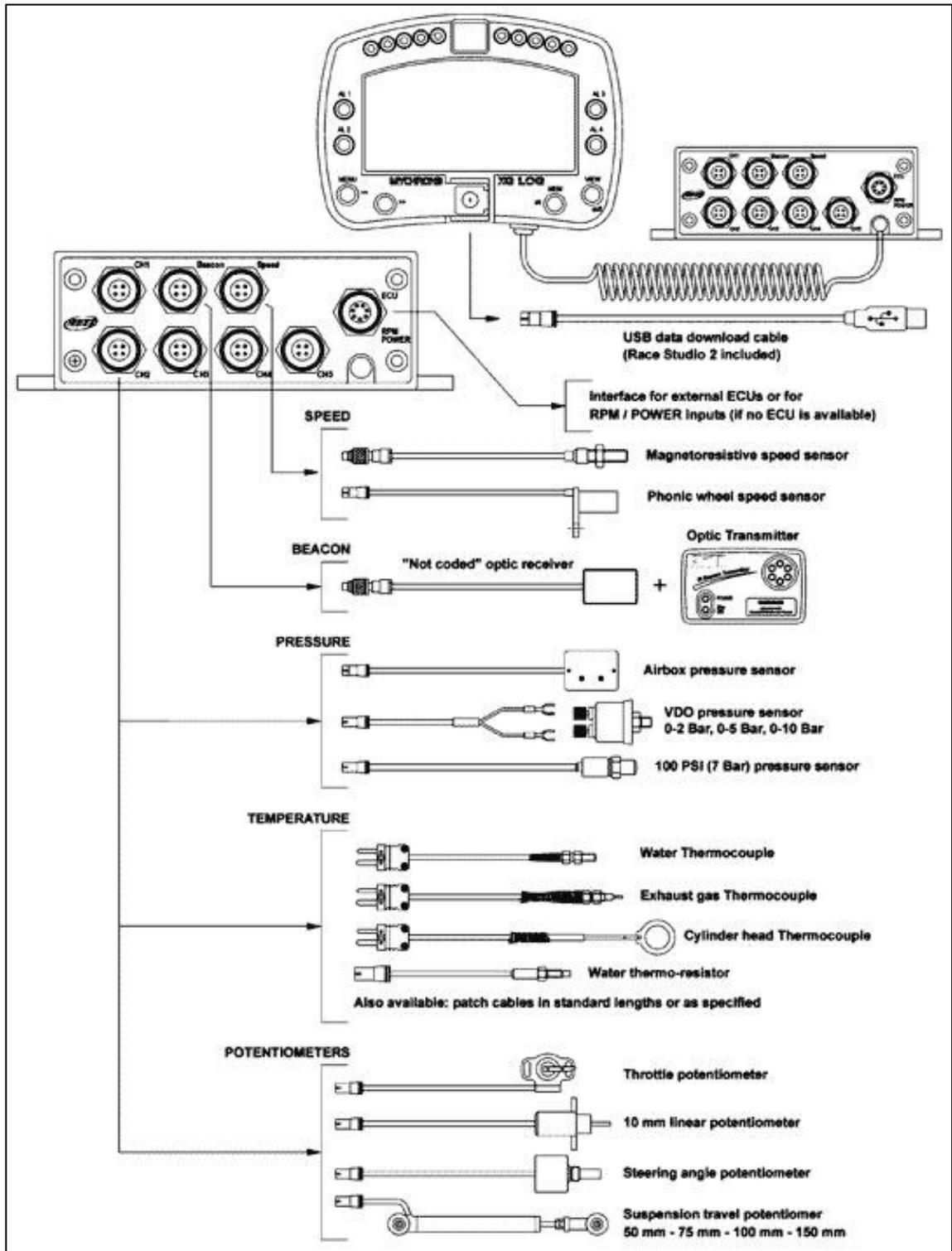


Figura 30: AIM EVO3 PRO – Diagrama.

Fonte: Autor



Figura 31: Aquisição de dados – Campus da FEI
Fonte: Autor

Na figura 31, pode-se ver a aquisição de dados realizada na faculdade, durante a realização dos testes. Os dados foram estudados e utilizados no acerto do FSAE RS3, assim como no ajuste do modelo matemático estudado.

A correlação de valores foi essencial para melhorar a resposta do modelo analisado no ADAMS/Car®. Mostrando esta ser uma ferramenta importante no auxílio da evolução do acerto de projetos.

4 SIMULAÇÕES

4.1 Modelagem

Para esta dissertação utilizou-se o modelo 3D do veículo FSAE, completo em software de CAD, que forneceu as posições relativas a um ponto de referência comum ao CAD e ao ADAMS/Car®, o que auxilia na descrição dos “hard points” do veículo, as inércias dos componentes que são as variáveis responsáveis pelos valores de acelerações dos corpos durante as análises dinâmicas. São necessárias também as características das molas e amortecedores da suspensão, para que haja uma correlação como os valores obtidos nos testes realizados com o veículo. Assim, como a curva de torque e potência do motor para alimentar o modelo no ADAMS/Car.® é proporcional aos tempo de aceleração e retomada durante a manobra.

O desenvolvimento do chassi é necessário propor uma sequência cronológica:

- a) Construção do modelo matemático 3D básico;
- b) Simulação de elementos finitos para conhecimento mínimo das propriedades do modelo;
- c) Análise dinâmica para avaliar o comportamento do chassi e suas características;
- d) Retrabalho do chassi em CAD e CAE, com refinamento dos valores de rigidez e eliminação ou adição de barras com função de melhorar o comportamento do veículo.

Com este círculo de desenvolvimento fechado e as alterações conhecidas e localizadas, o conjunto pode ser aprimorado. Isto torna possível uma realimentação de informações dinâmicas que favorecem um melhor desenvolvimento do chassi, tornando-se mais preciso e específico para a sua aplicação.

Esta é uma grande ferramenta no desenvolvimento de veículos, sejam de competição ou produzidos em larga escala. Na figura 32 pode-se observar o desenvolvimento do modelo matemático obtido através da construção das peças em UG/NX5®, software de CAD. Com

isto foi possível obter valores de massa e inércia, das peças modeladas e com estes valores alimentar o ADAMS/Car®, tornando-o mais preciso em relação ao modelo real

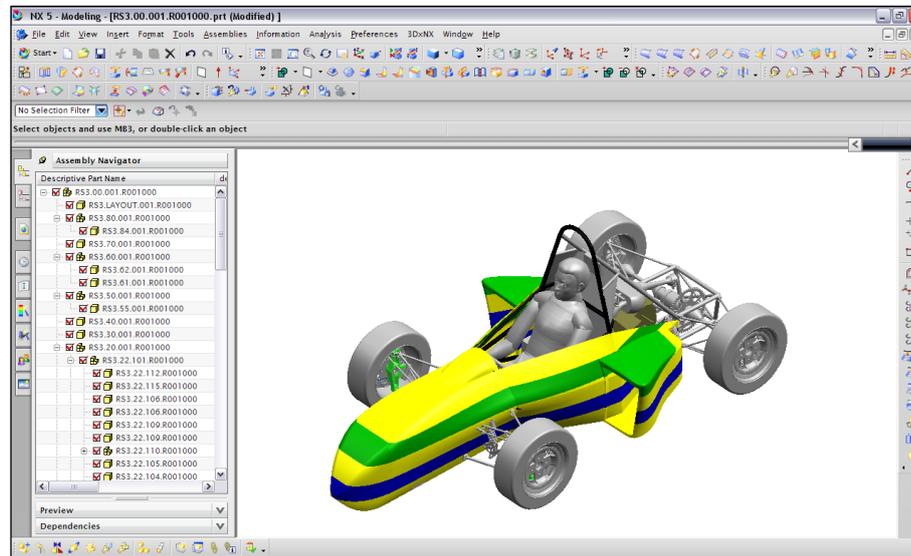


Figura 32: Tela do UGNX5® – Conjunto Completo do FSAE.

Fonte: Autor

Pode-se avaliar e quantificar a rigidez ideal para a aplicação desejada, ou seja, realimentar o sistema. Com os testes práticos e as simulações em ADAMS/Car®, é possível demonstrar os compromissos a serem tomados no desenvolvimento e aprimoramento do veículo, onde a relação entre peso e desempenho é extremamente importante na obtenção de resultados em uma competição.

4.2 Descrição do modelo

Os resultados obtidos nas simulações serão demonstrados através de gráficos gerados no ADAMS/Car®, com um chassi rígido e um flexível que foi dividido em dois corpos e estão ligados entre si por bucha de rigidez.

Esta bucha possibilita variação de qualquer valor de rigidez de torção e flexão. Os valores aqui utilizados foram de 25%, 50%, 100% e 200%, do valor obtido em análise estrutural do chassi do FSAE em software de elementos finitos. Calculado em $1,2 \text{ kNm}/^\circ$.

Na figura 33, pode-se ver o modelo dividido em dois corpos unidos por uma bucha de flexão e/ou torção.

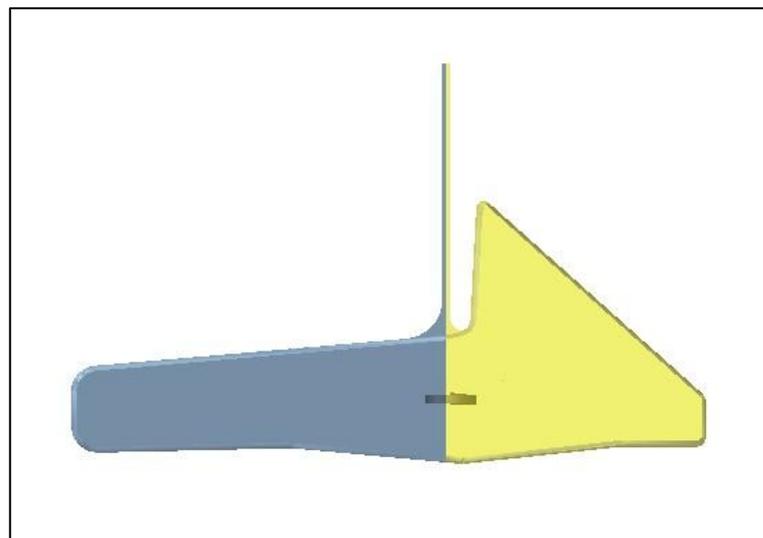


Figura 33: Modelo flexível de dois corpos unidos por bucha de rigidez
Fonte: Autor

Outro modelo pode ser obtido através de CAE com auxílio do PATRAN®, que gera um modelo flexível, levando em conta os valores geométricos e físicos do chassi em análise, chamado de MNF (modal neutral file). Neste arquivo estão contidas as informações sobre:

- a) Geometria do chassi;
- b) Centro de massa e inércia;
- c) Forma modal ou modos de vibrar;
- d) Massa geral e rigidez das formas de vibrar;

Um exemplo de uma análise com chassi flexível, demonstrando a variação da tensão e deformação é mostrado na figura 34. Podendo assim, por exemplo avaliar a influência da rigidez do chassi no trabalho do sistema de suspensão e direção. A influência da rigidez na tração do veículo. Este novo modelo será tratado em estudos futuros e em novos trabalhos. Dando assim continuidade ao estudo dinâmico de chassis.

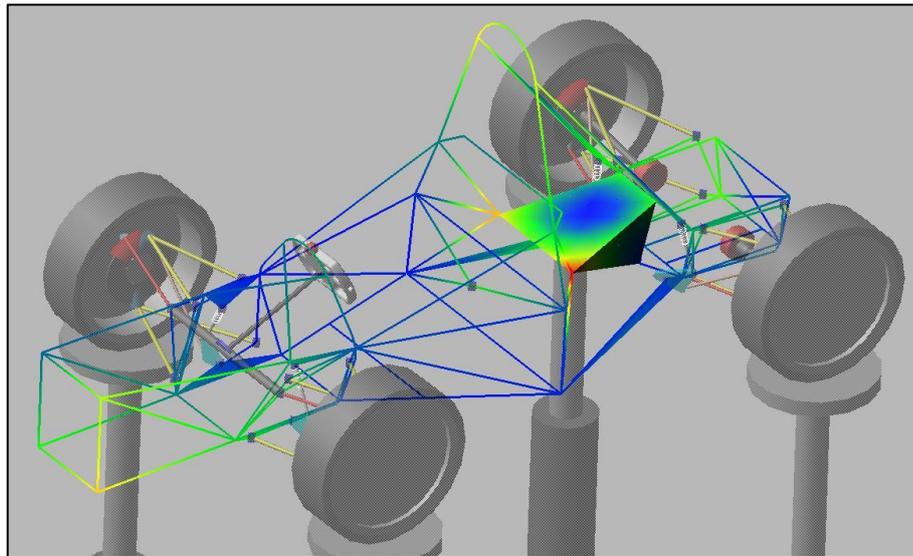


Figura 34: Modelo com chassi flexível MNF.
Fonte: Autor

Nas figuras 35, 36, 37 e 38 pode-se observar o nível de detalhe do modelamento matemático.



Figura 35: Formula SAE – Modelo CAD UG/NX – frente.
Fonte: Autor.



Figura 36: Formula SAE – Modelo CAD UG/NX – traseira.
Fonte: Autor.

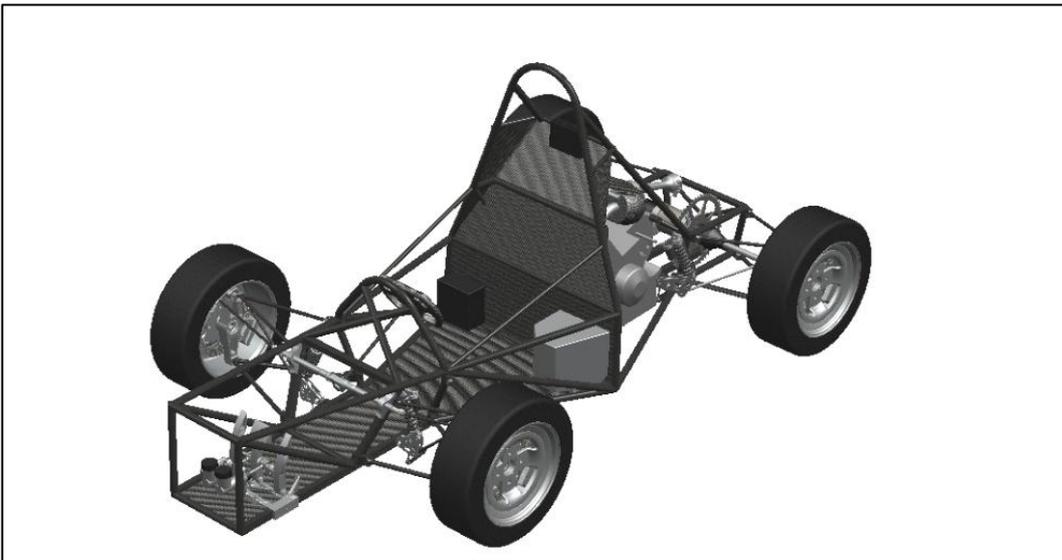


Figura 37: Formula SAE – Modelo CAD - sem carroceria, frente.
Fonte: Autor.

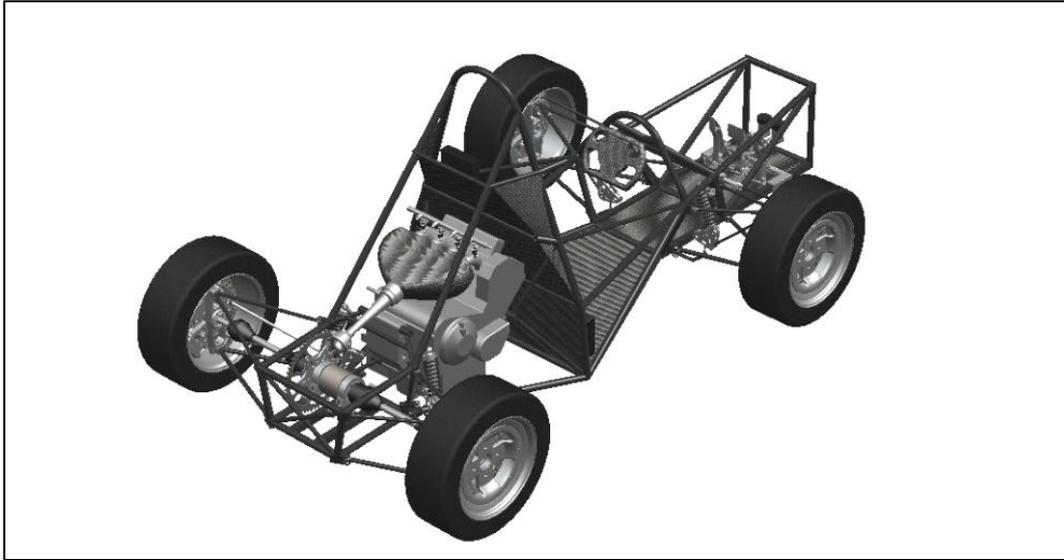


Figura 38: Formula SAE – Modelo CAD - sem carroceria, traseira.
Fonte: Autor.

Ficha Técnica do FSAE - RS3:

Comprimento:	2,820 m
Largura:	1,442 m
Altura:	1,120 m
Bitola dianteira:	1,270 m
Bitola traseira:	1,221 m
Entre eixos	1,600 m
Peso total considerando piloto (70 kg)	2368,4 N
Altura do centro de gravidade:	0,309 m
Distribuição de peso:	49% dianteiro e 51% traseiro
Coefficiente aerodinâmico:	0,72
Área frontal:	0,9 m ²

Todos os pontos de fixação da suspensão, direção, chassi e motor, que para o ADAMS/Car® são chamados de pontos fixos ou “hard points” com coordenadas (X,Y,Z). Com estas coordenadas o modelo em CAD agora tem seu correspondente multi-corpo no ADAMS/Car®.

4.2.1 Direção do modelo

No caso do Formula SAE em estudo, o ângulo de esterço é de 30° com apenas a movimentação de 90° do volante, ou seja, 180° de batente a batente, figura 39. Isto auxilia no tempo de resposta do piloto em uma manobra, porém torna o esforço exercido maior que o ideal de um veículo de passeio, por exemplo.

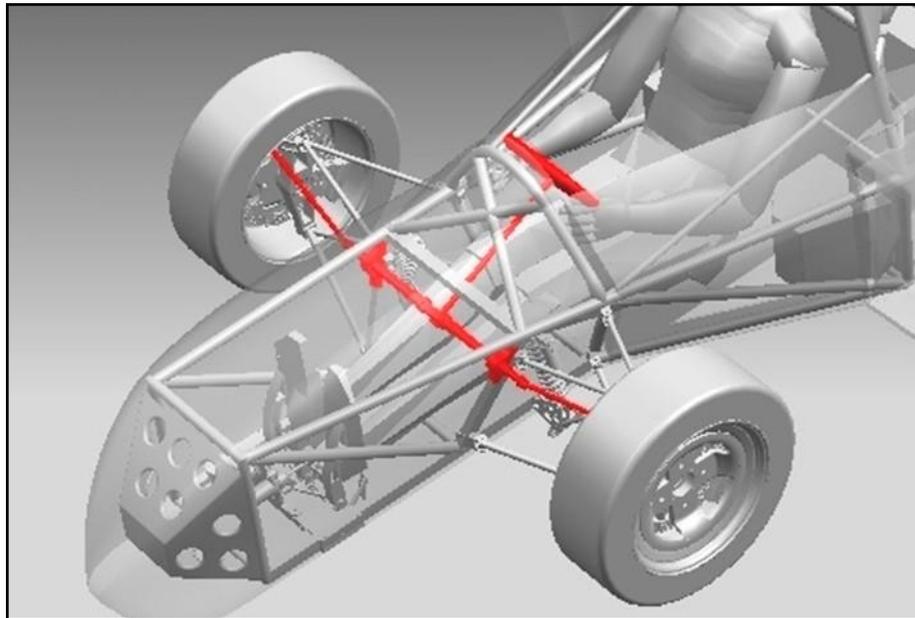


Figura 39: Sistema de Direção do FSAE.
Fonte: Autor.

4.2.2 Suspensão do modelo

No Formula SAE em estudo foi aplicado o sistema duplo-A na dianteira com braço de esterçamento e na traseira duplo-A com braço de convergência/divergência inferior. Como pode ser visto nas figuras 40 e 41. Os amortecedores são acionados por um sistema de haste e balancim, também conhecido como “push-rod”. A manga de eixo foi desenvolvida a permitir alguns ajustes, entre eles à troca do braço de direção, camber e caster.

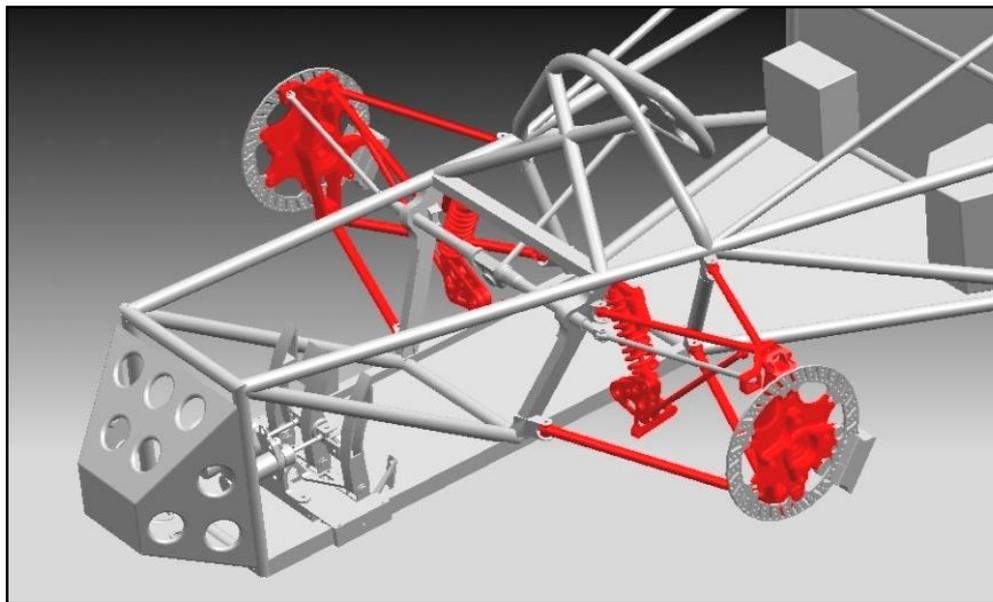


Figura 40: duplo-A Formula RS3.
Fonte: Autor.

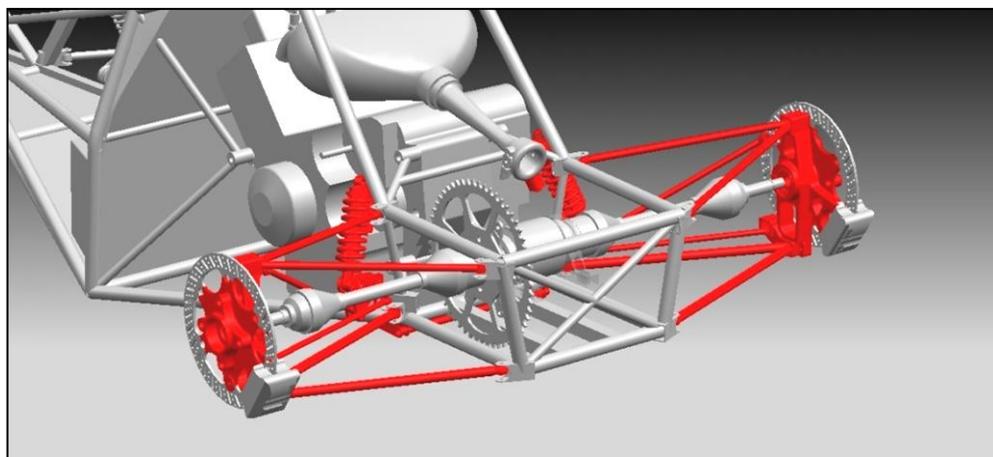


Figura 41: Duplo-A traseiro com braço de ajuste de convergência.
Fonte: Autor.

Ambos os sistemas dianteiro e traseiro, surgiram das necessidades do conjunto. Uma delas é a exigência de uma altura mínima do solo de $50mm$. Fazendo com que todo o sistema execute o trabalho de camber, caster, convergência e divergência em apenas $25mm$ de curso de compressão e também de $25mm$ distensão.

Para o Formula SAE, na suspensão (figura 40 e 41) foi utilizado uma configuração de “pull-rods”, por desvincular o sistema mola/amortecedor da massa não suspensa e trabalhar melhor a relação de forças atuantes no conjunto. Para a suspensão traseira o mesmo princípio foi utilizado. Quanto menor a massa não-suspensa maior a frequência natural do sistema. Mais sobre o sistema aplicado será mostrado na descrição do modelo matemático.

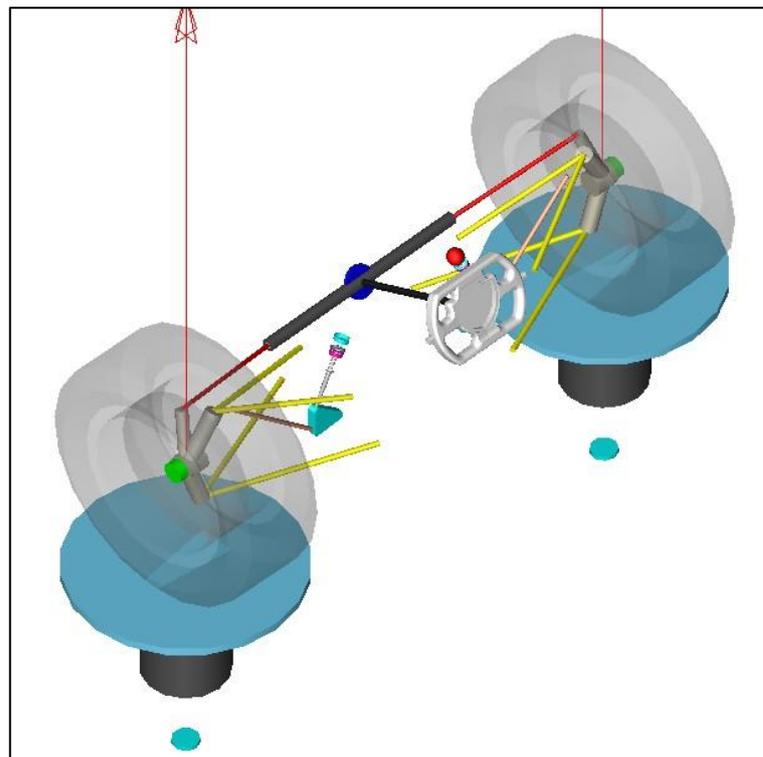


Figura 42: Conjunto da Suspensão dianteira no ADAMS/Car®.
Fonte: Autor.

Nas figuras 42 e 45, estão demonstradas as suspensões dianteiras e traseiras, com o sistema de direção e os conjuntos mola amortecedor do FSAE RS3 representados no ADAMS/Car®. As peças consideradas para inserção das propriedades no caso da suspensão dianteira foram: braço superior, braço inferior, manga de eixo, braço de direção, vareta de

acionamento do amortecedor, balancim, amortecedor, mola, pinça de freio, juntas esféricas e parafusos.

A suspensão dianteira usa molas com 23 N/mm de constante de elasticidade, a curva utilizada pode ser vista nas figuras 35 e 36.

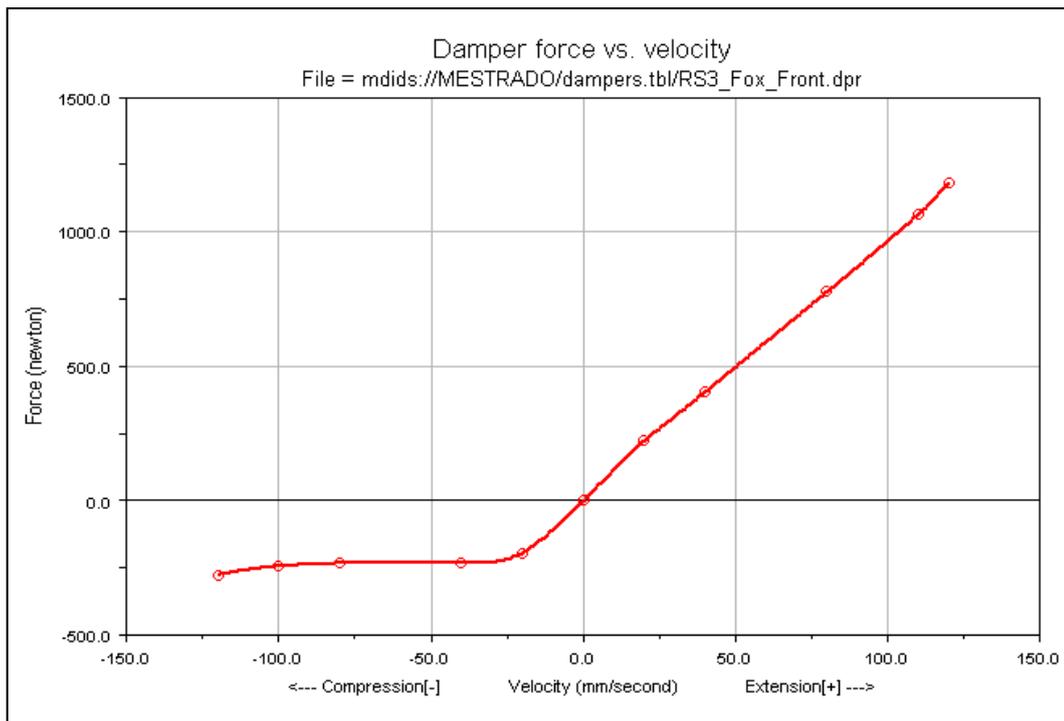


Figura 43: Curva do amortecedor no ADAMS/Car®, Conj. Dianteiro.
Fonte: Autor.

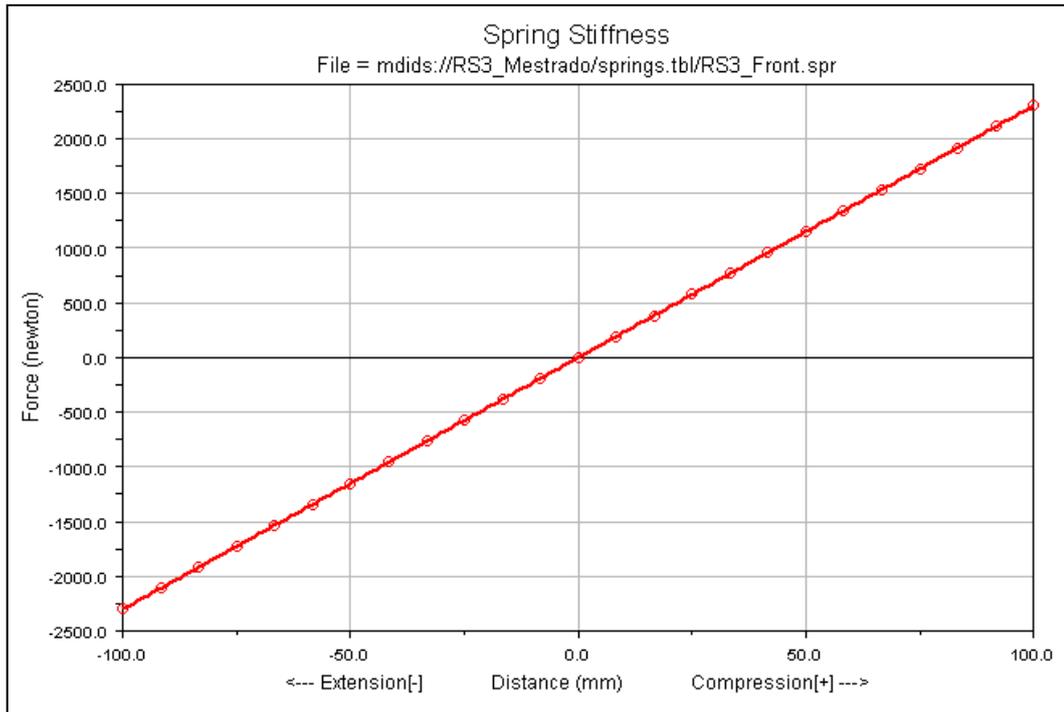


Figura 44: Curva da mola no ADAMS/Car®, Conj. Dianteiro.
Fonte: Autor.

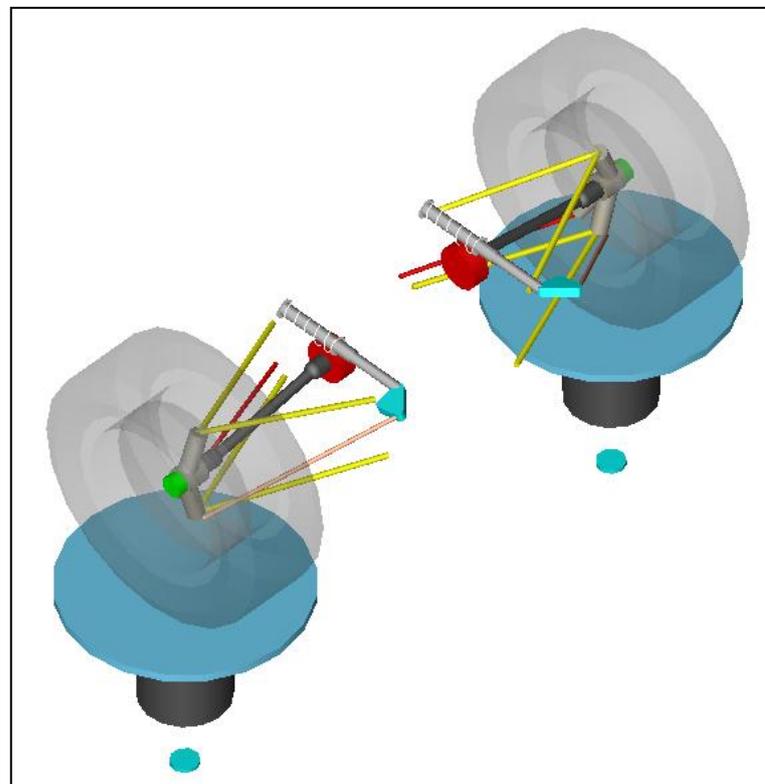


Figura 45: Conjunto da Suspensão traseira no ADAMS/Car®.
Fonte: Autor.

A suspensão traseira usa molas com 31 N/mm de constante de elasticidade, os amortecedores são iguais aos dianteiros, entretanto a regulagem é diferente, as curvas de amortecedor e mola traseiros podem ser vistas a seguir nas figuras 46 e 47, respectivamente.

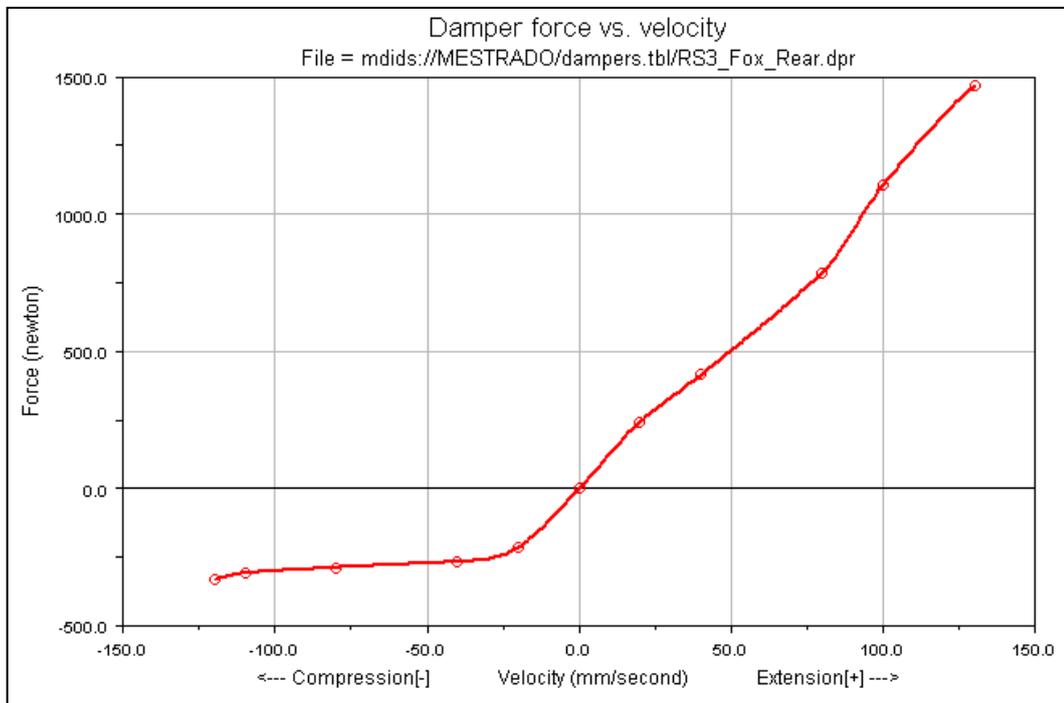


Figura 46: Curva do amortecedor no ADAMS/Car®, Conj. Traseiro.
Fonte: Autor.

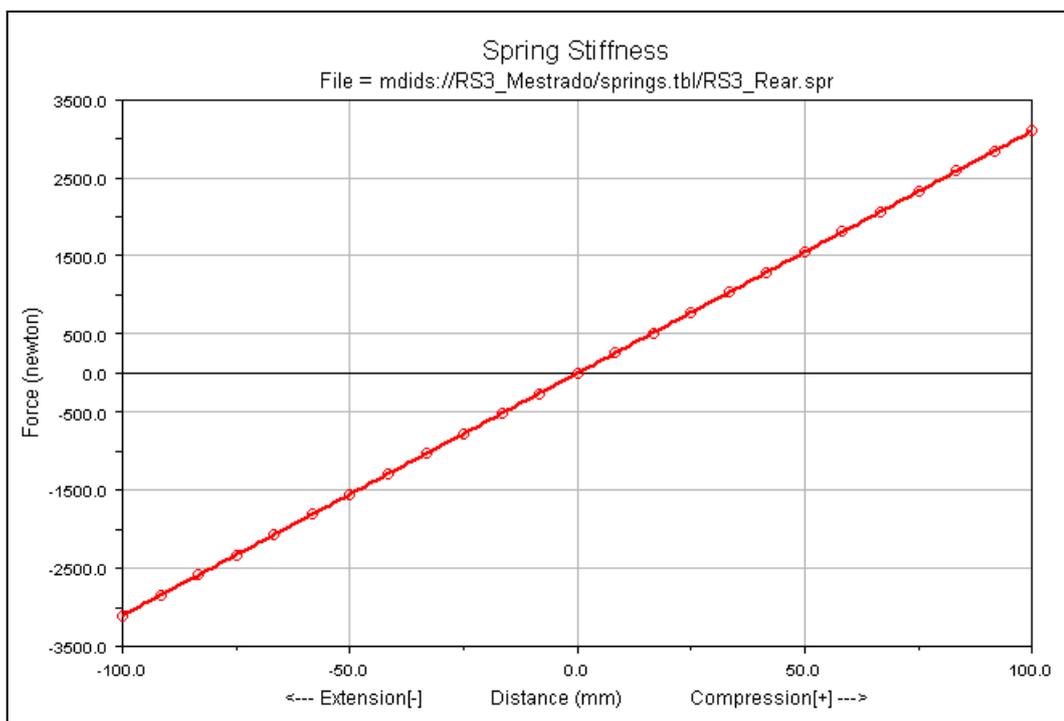


Figura 47: Curva da mola no ADAMS/Car., Conj. Traseiro.
Fonte: Autor.

4.2.3 Pneus do modelo

O modelo em Adams/Car® dos pneus, Hoosier 13” x 7.0” @ 12 psi, foi obtido através da aquisição de um banco de dados específico para veículos Formula SAE, com levantamento feito em dinamômetro por uma empresa especializada, a Stackpole Engineering Services Inc.

Portanto, o modelo usado tem exatamente as características do pneu do veículo. Este modelo foi recebido já no formato de arquivo utilizado pelo Adams/Car® e utiliza como formulação de Pacejka.

Foi feito ajuste nos coeficientes de atrito longitudinal e lateral, pois durante a aquisição em dinamômetro usa-se um tipo de material que simula o asfalto, entretanto os valores resultantes são diferentes dos valores da pista em que o veículo é testado. A Stackpole recomenda que sejam feitos os testes dinâmicos com um protótipo e de acordo com valores aquisitados por acelerômetros longitudinais e laterais se façam as correções dos valores dos coeficientes de atrito. Após testes e avaliação dos valores obtidos chegamos à conclusão que os fatores de correção deveriam ser de 75% dos fatores originais das curvas.

Este acerto foi feito com base nos valores obtidos com o AIM EVO3 PRO ®, como descrito anteriormente.

4.3 Descrição do chassi

Para construção do chassi foram utilizados diferentes valores de diâmetro e espessura dos tubos. Alguns são exigidos por regulamento, outros tem função apenas de suporte de sistemas agregados ao veículo. No caso em estudo o motor foi considerado como parte estrutural do chassi, fazendo a ligação entre a suspensão traseira e o habitáculo. Nas figuras 48, 49, 50 e 51 pode-se observar a construção do chassi e sua geometria, assim como os pontos de fixação da suspensão motor e transmissão.

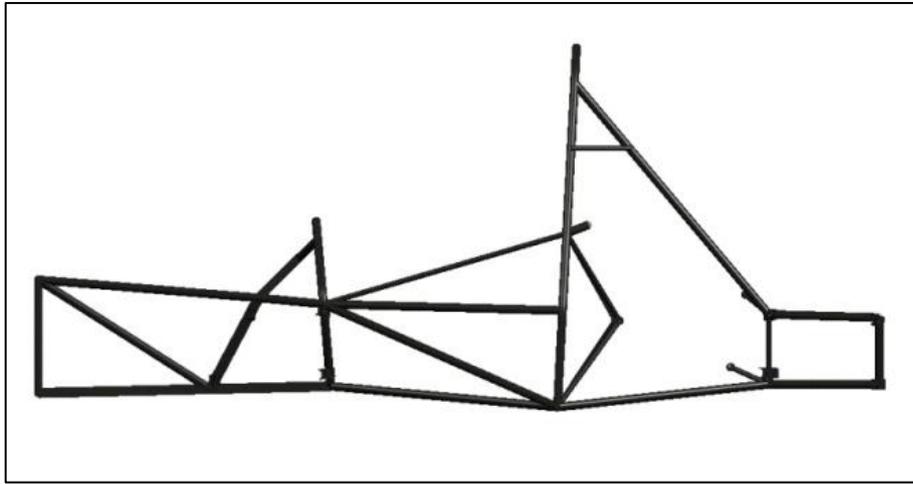


Figura 48: FSAE – Modelo do Chassi – vista lateral.

Fonte: Autor.

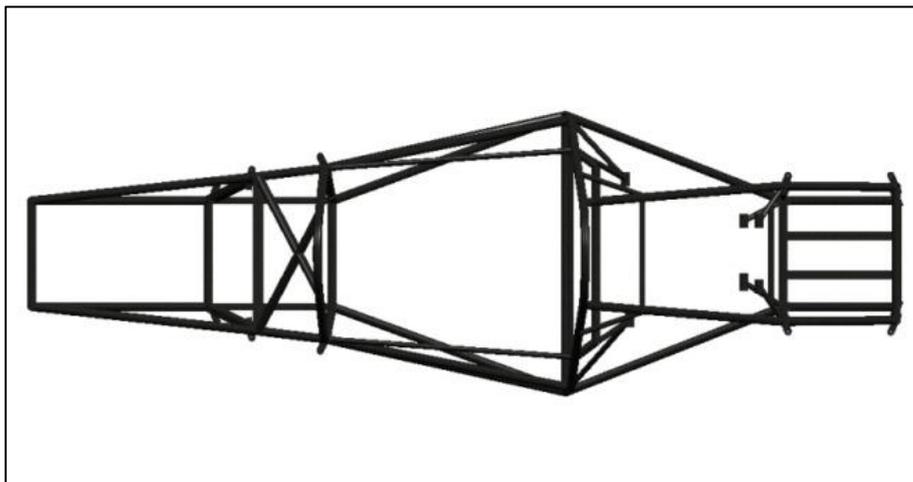


Figura 49: FSAE – Modelo do Chassi – vista de planta.

Fonte: Autor.

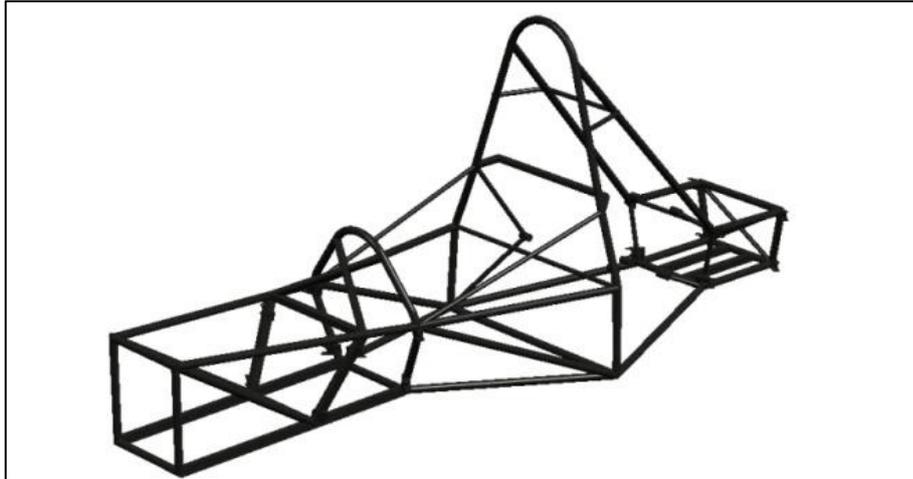


Figura 50: FSAE – Modelo do Chassi – complementar frente.
Fonte: Autor.

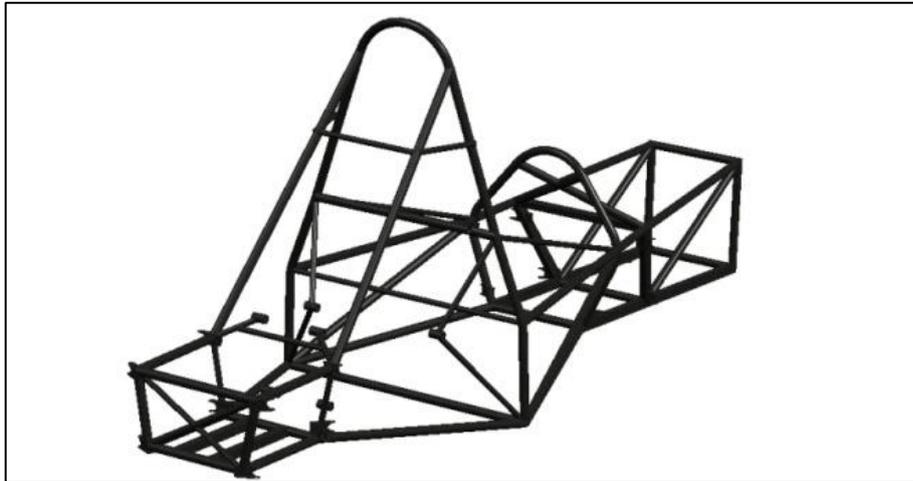


Figura 51: FSAE – Modelo do Chassi – complementar traseira.
Fonte: Autor.

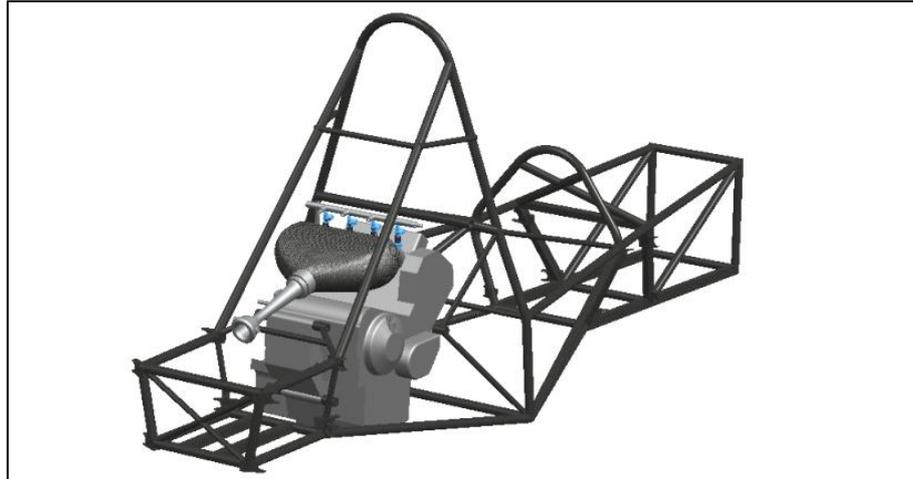


Figura 52: FSAE – Mod. Chassi com modelo em CAD do motor.
Fonte: Autor.

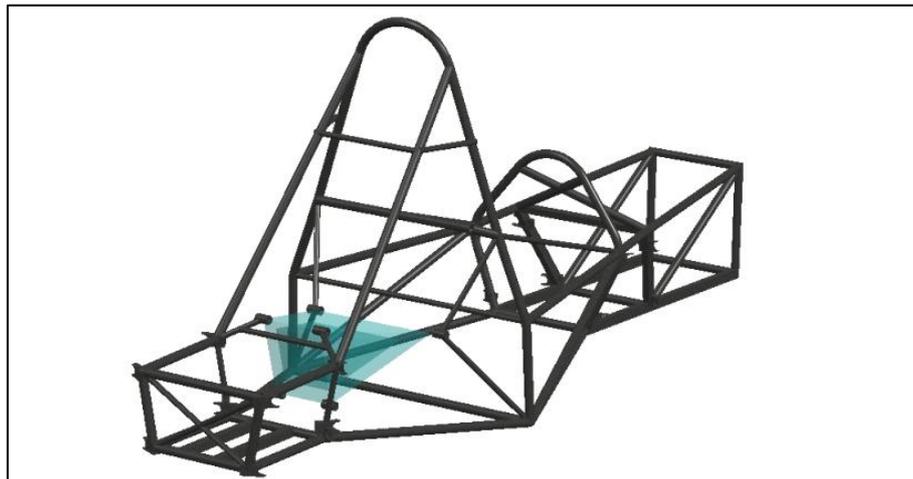


Figura 53: FSAE – Mod. Chassi com modelo representativo do motor em azul.
Fonte: Autor.

Para simplificação do modelo em estudo e obtenção do valor de rigidez do chassi, o motor com transmissão (vide figura 52) foi substituído por um sólido, com o mesmo peso, como mostrado na figura 53, porém rígido não flexível como o chassi, assim isolam-se as influências que forem do chassi, já que os componentes do veículo são rígidos e não sofrem deformação.

Com isso, espera-se fazer o mesmo trabalho do motor, que serve de elemento de ligação do chassi, fazendo parte da estrutura, maximizando a resposta do chassi ao carregamento dinâmico. Nas figuras 54, 55 e 56 pode-se observar o modelo matemático e o modelo multi-corpos do ADAMS/Car®, respectivamente.

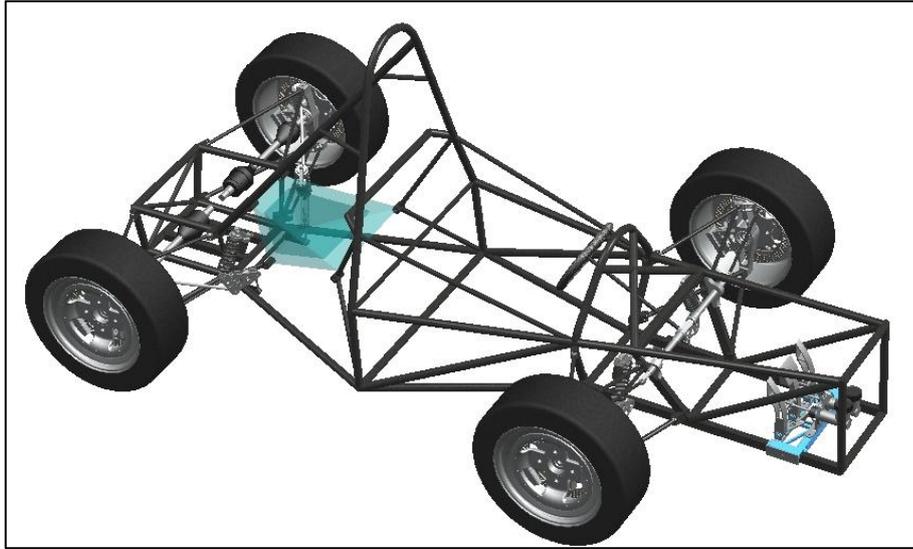


Figura 54: FSAE – Modelo de CAD utilizado para avaliação em ADAMS/Car®.
Fonte: Autor.

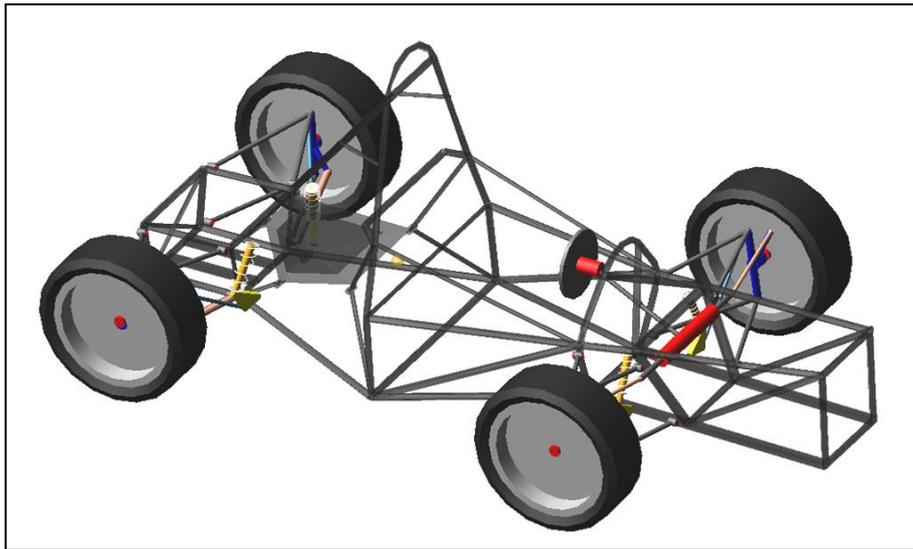


Figura 55: Modelo do ADAMS/Car® utilizado para avaliação.
Fonte: Autor.

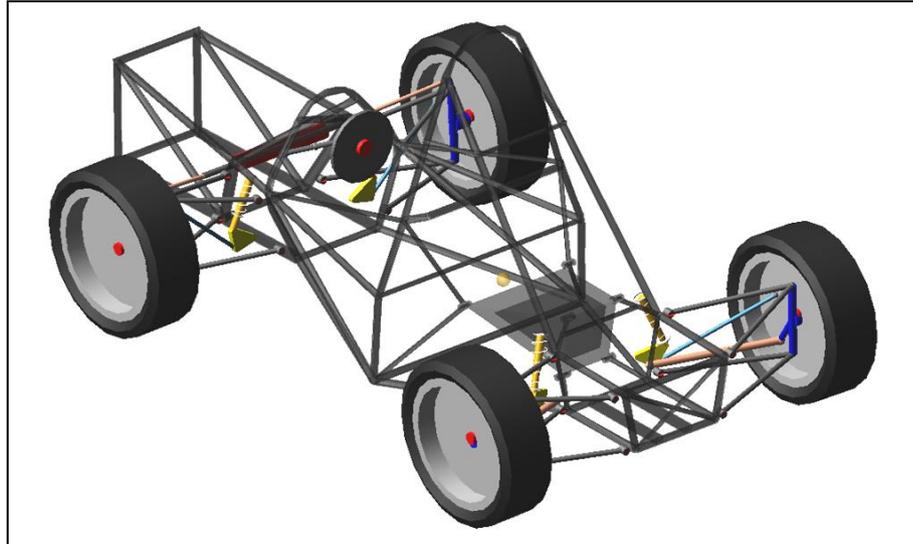


Figura 56: Modelo do ADAMS/Car® utilizado para avaliação- traseira.
Fonte: Autor.

Fica como sugestão para trabalhos futuros, a utilização desta mesma estrutura tubular a ser utilizada na análise que irá gerar o modelo MNF, realizado em PATRAN®. Para dar início ao corpo flexível em estudos futuros e ter assim uma base de comparação entre um modelo flexível e um modelo multi-corpo simplificado.

Após isto o modelo dinâmico do chassi terá propriedades de flexão e torção, podendo assim influenciar nos trabalhos de suspensão e de direção, pois passa a ser deformável com a aplicação de forças em pontos localizados. Porém este é assunto para um novo trabalho.

4.4 Simplificações do modelo

Para comparação entre as análises de torção do chassi foi utilizado, uma simplificação do modelo. Adotando o chassi como duas massas ligadas por uma bucha, sendo esta uma mola com os valores de torção e flexão de análises estruturais do chassi. Quanto maior o numero de corpos representando o chassi, mais próximo do modelo flexível o modelo se torna.

Porém a intenção de simplificação do modelo é justamente a facilidade de se obter valores comparativos da influência da torção e da flexão nos ensaios a serem realizados no ADAMS/Car®. Na figura 57, o exemplo de um veículo representado por três corpos.

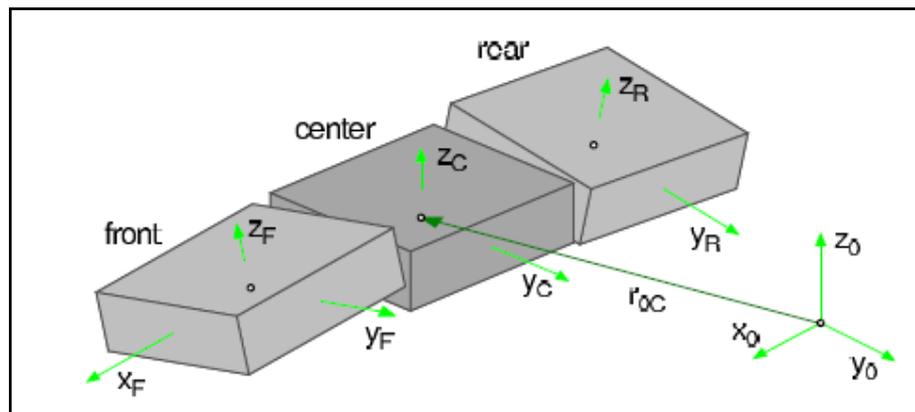


Figura 57: Exemplo de modelo Flexível.
Fonte: Vehicle Modeling by Subsystems, 2006, p.431.

Para maior simplificação do modelo e uma primeira série de análises de resultados obtidos após a construção do modelo e execução dos ensaios, o modelo foi construído com dois corpos apenas.

Portanto, somente uma etapa será feita entre rígido e flexível e iniciando assim as comparações entre ambos. A figura 58, sem escala, mostra a aceleração lateral e o deslocamento angular em função do tempo da manobra de “single lane change”.

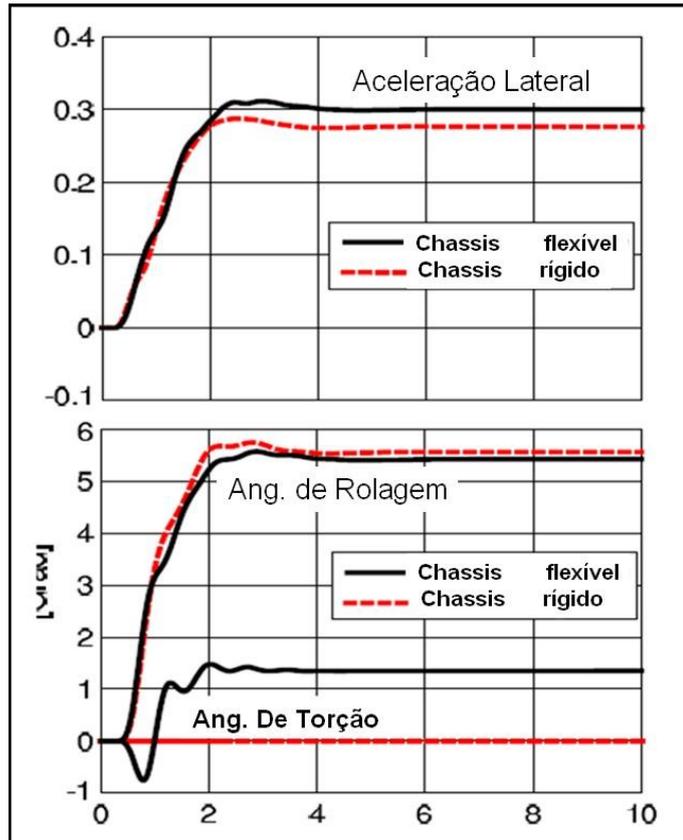


Figura 58: Exemplo de modelo Rígido x Flexível. (sem escala)
 Fonte: Vehicle Modeling by Subsystems, 2006, p.432.

Como se pode ver no gráfico, neste caso, os valores de aceleração lateral, são maiores para o modelo flexível por estressar menos os pneus que o modelo rígido.

Outro fator a ser comparado no gráfico é o ângulo de rolagem do chassi, onde para o modelo rígido são ligeiramente maiores, comprovando a maior transferência de carga e por consequência a menor aceleração lateral.

O que neste caso confirma o uso de dois modelos no ensaio, o ângulo de torção do modelo flexível e o valor nulo do modelo rígido.

4.4.1 Modelo flexível simplificado

O chassi do Formula SAE será analisado da seguinte maneira, duas massas sendo uma a representação da dianteira do chassi e a segunda a traseira. A massa dianteira do chassi com $m_{CD} = 116,13 \text{ kg}$ e a massa traseira do chassi $m_{CT} = 121,87 \text{ kg}$ com CG do veículo em $(890, 0, 384) \text{ mm}$ para um piloto de 70 kg . As molas de torção $MT_C = 1,18 \times 10^6 \text{ Nmm}/^\circ$, a mola de flexão longitudinal de $MF_{Lc} = 0,80 \times 10^6 \text{ Nmm}/^\circ$. Já a flexão transversal com $MF_{Tc} = 0,70 \times 10^6 \text{ Nmm}/^\circ$. A representação matemática da mola será posicionada no CG , no centro de gravidade do subconjunto chassi.

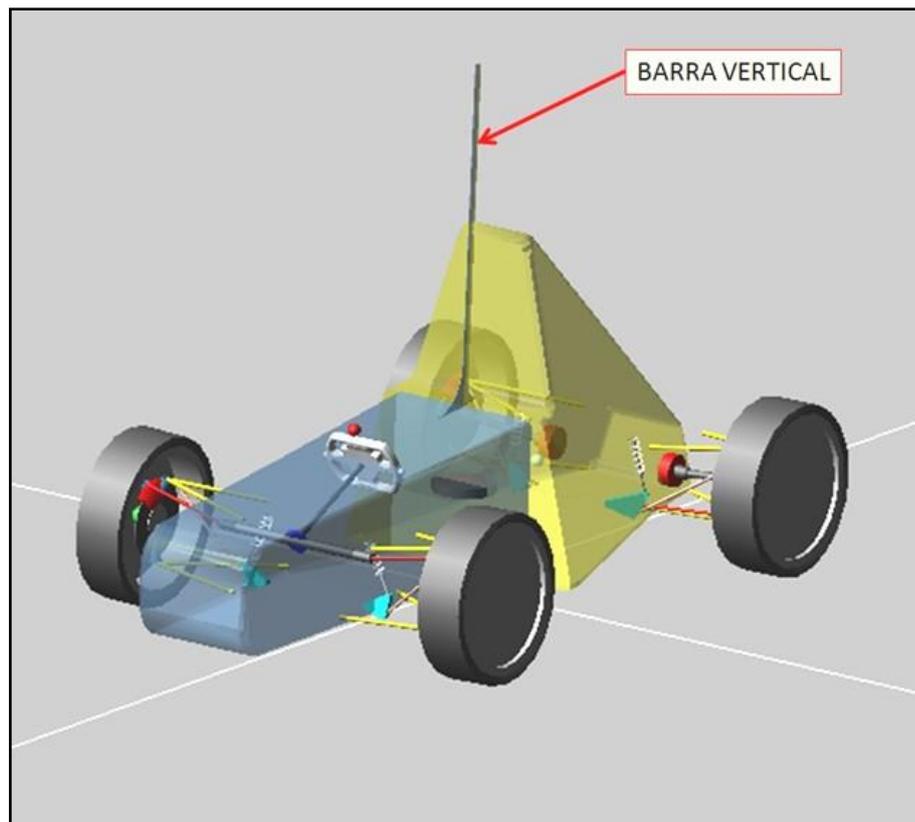


Figura 59: Modelo simplificado
Fonte: Autor.

Foi colocada uma barra vertical em cada corpo para visualização da movimentação torsional da bucha, lembrando que para o software estas são apenas representações

geométricas dos corpos avaliados. Para efeito de análise e cálculo, a geometria do corpo não é levada em conta, apenas os valores de massa e inércia, assim como os “hard points”, “mounts” e “general parts” são os principais valores e referências para os cálculos das forças e acelerações obtidas nas análises. Na figura 59, pode-se ver o modelo do FSAE com o chassi dividido em dois corpos. Já na figura 60, observa-se a movimentação relativa entre os dois corpos indicados pelas setas.

Todos os valores e propriedades físicas são alimentados na criação do modelo matemático, por exemplo, a área frontal e a densidade do ar e o coeficiente aerodinâmico do modelo.

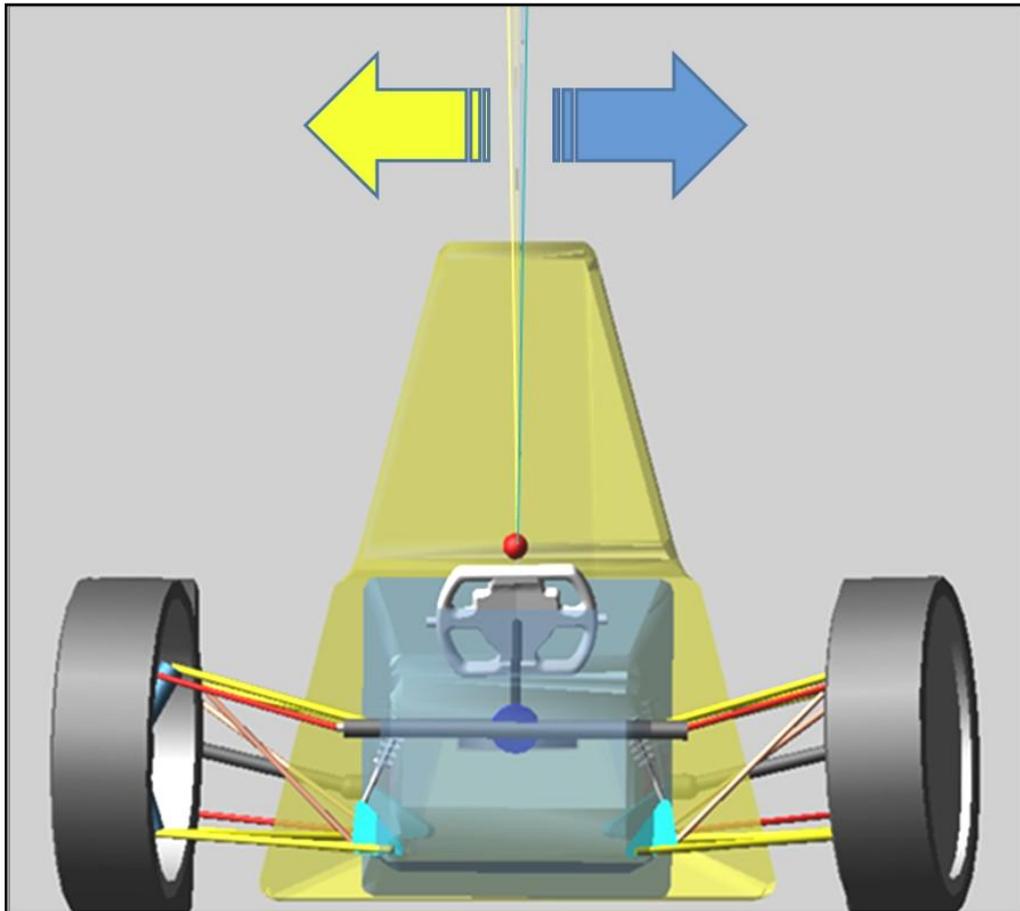


Figura 60: Movimentação relativa entre os corpos Dianteiro e Traseiro
Fonte: Autor

4.5 Simulações

4.5.1 Determinação da velocidade dos ensaios

O aumento da rigidez de torção em um chassi melhora o comportamento dinâmico do veículo, permitindo que a suspensão e seus componentes possam controlar uma porcentagem maior da cinemática do veículo. Por exemplo, um controle previsível do veículo pode ser alcançado se o chassi for rígido o bastante para que a rolagem do veículo entre a massa suspensa e a massa não suspensa seja absorvida inteiramente pela suspensão. Além disso, um chassi deve ter a rigidez de torção adequada de modo que os modos de vibrar do chassi não se entrem em fase com os modos de vibrar da suspensão (THOMPSON, RAJU, LAW, 1998).

Qual o valor ideal de rigidez torcional? Ao longo dos anos, cada vez mais os carros estão se tornando mais rígidos, por influência no comportamento da absorção de impacto ou “crash test” e se tornando cada vez mais pesados dependendo da aplicação. Em SHIBAOKA, KUSAKA, NAKANISHI e ITAI, 2003, observa-se a influência da rigidez à flexão que auxilia e atua diretamente no conforto dos passageiros, eliminando a má impressão causada pela movimentação longitudinal do chassi.

Já a rigidez a torção tem um papel maior no desempenho dinâmico do veículo, aumentando a rigidez dos suportes e pontos de fixação do chassi, garantindo um melhor acerto do conjunto de suspensão, isolando as movimentações involuntárias do chassi no trabalho do conjunto (MILLIKEN, 1995).

O valor de rigidez do chassi deve ser capaz de resistir às diferenças de rigidez do conjunto dianteiro e traseiro. A rigidez deve ser tal que suporte as transferências de carga atuantes no sistema, pois a partir deste momento o limitante de performance passa a ser o conjunto de pneus utilizados no veículo, ou seja, o chassi foi acertado para a solicitação.

Optou-se pelos ensaios de “fish hook” e “single lane change”, pois são manobras onde há alta transferência de carga, resultando em maiores carregamentos sobre os eixos, dianteiro e traseiro. Na figura 61, pode-se observar algumas simulações de “fish hook”.

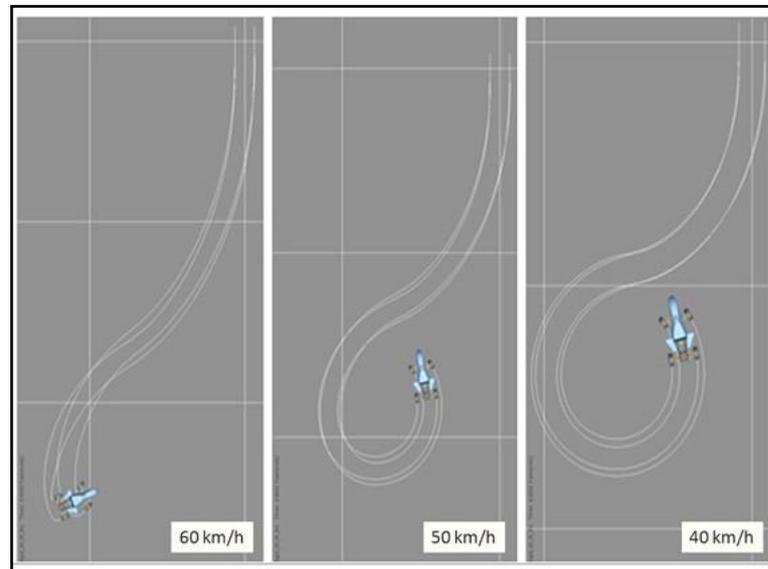


Figura 61: Exemplo de uma simulação de Fish Hook a 60, 50 e 40 km/h.
Fonte: Autor.

Pode-se ver que a partir de 40km/h , o veículo se torna instável e há escorregamento dos pneus. Este efeito pode ser observado no gráfico de força normal dos pneus x tempo, figura 76, obtido no ensaio de “fish hook”.

4.5.2 Ensaio Fish Hook

Avaliação da manobra “fish hook”, que consiste em um pequeno intervalo de tempo e com determinada velocidade inicial (40 *km/h*, por exemplo) aplicar um esterço de 90° para direita em 0,2 s (tempo de execução do esterço) durante 0,8 s (tempo de execução da manobra à direita). Logo em seguida, um esterço, contrario de 180° no volante em 0,4 s durante 3 segundos (tempo de execução da manobra à esquerda). Na figura 62 e 63, pode-se ver a trajetória sem escorregamento realizada a 40 *km/h* pelo Formula SAE no ADAMS/Car®.

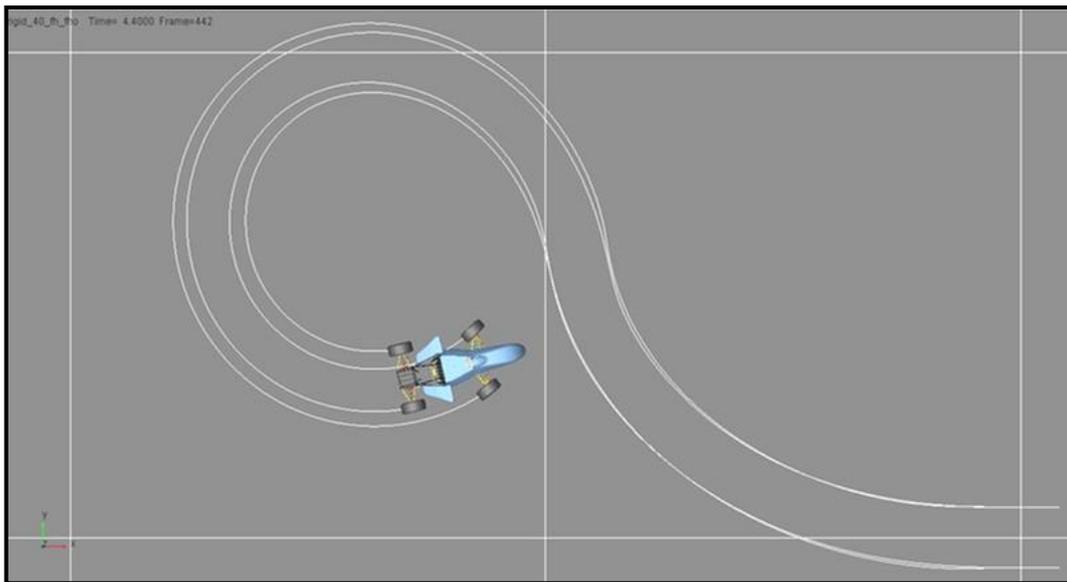


Figura 62: FH, Trajetória do FSAE executando o Fish Hook a 40km/h.
Fonte: Autor.

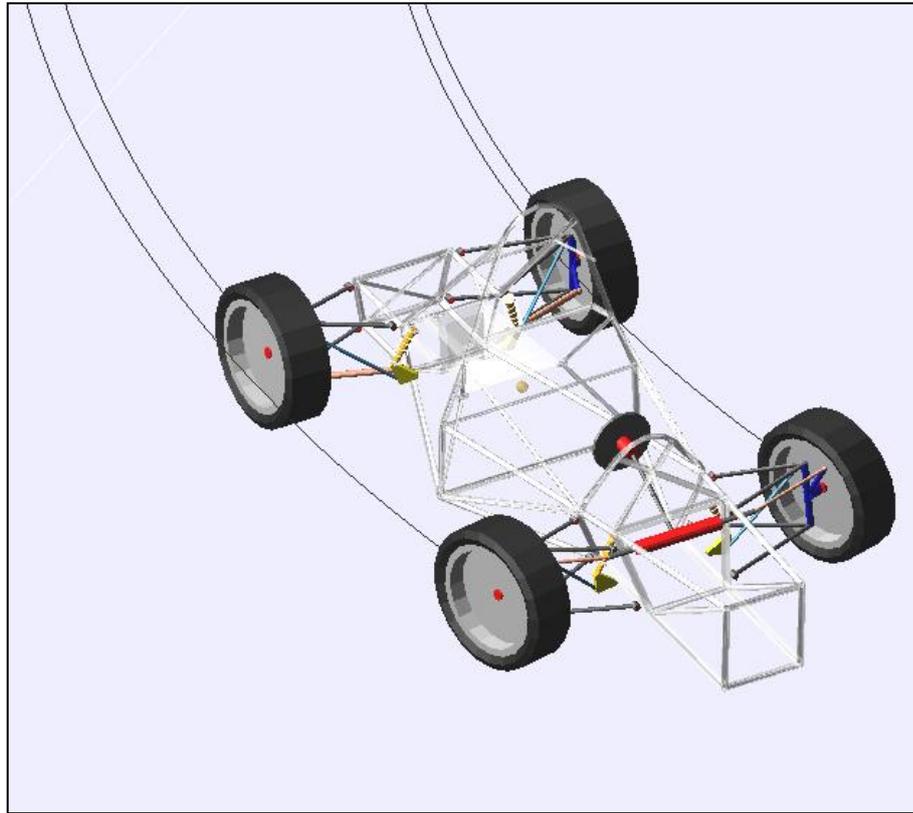


Figura 63: FH, FSAE executando Fish Hook.
Fonte Autor.

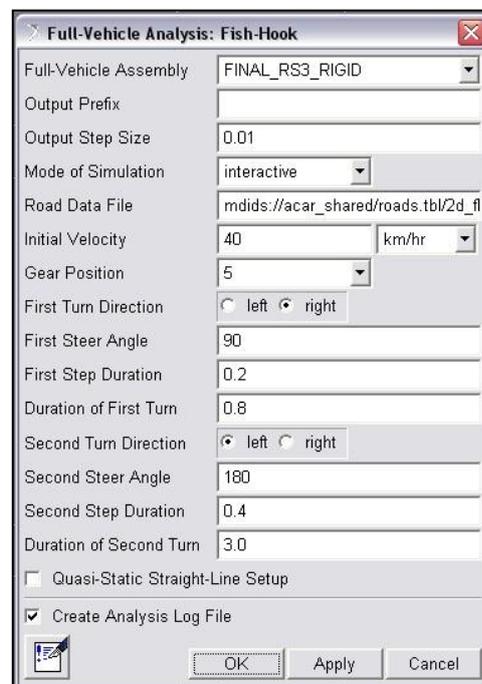


Figura 64: Tela da manobra do ADAMS/Car®.
Fonte: Autor.

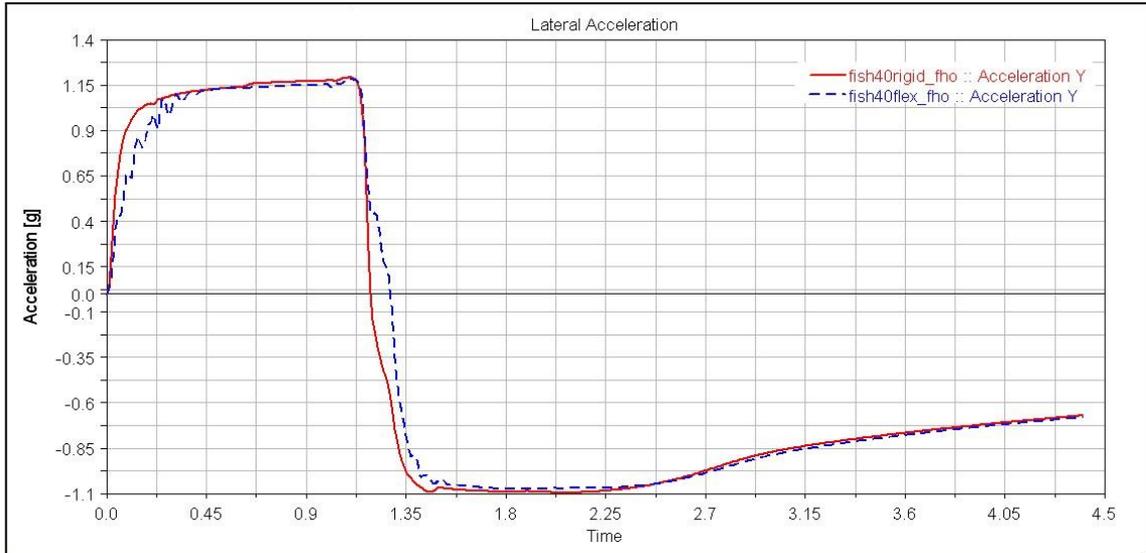


Figura 65: FH, Gráfico de Aceleração Lateral x Tempo.
Fonte: Autor

Na figura 64, estão os valores alimentados para análise do “fish hook”. Ao analisar o gráfico acima pode-se observar o pico de aceleração lateral $1,19\text{ g}$, obtido na simulação virando para a direita e depois um pico de $1,10\text{ g}$ para a esquerda, menor devido à desaceleração do sistema. Como pode-se observar nas figuras 65 e 66, os valores mais uniformes nos mostram o não escorregamento.

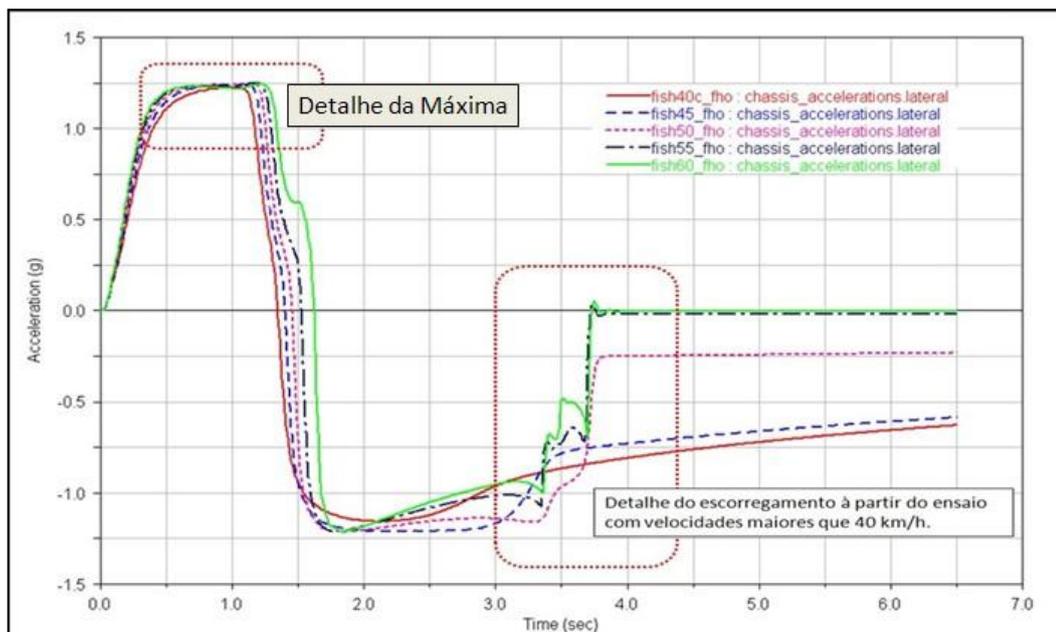


Figura 66: FH, Aceleração Lateral x Tempo para 60, 55, 50, 45 e 40 km/h.
Fonte: Autor,

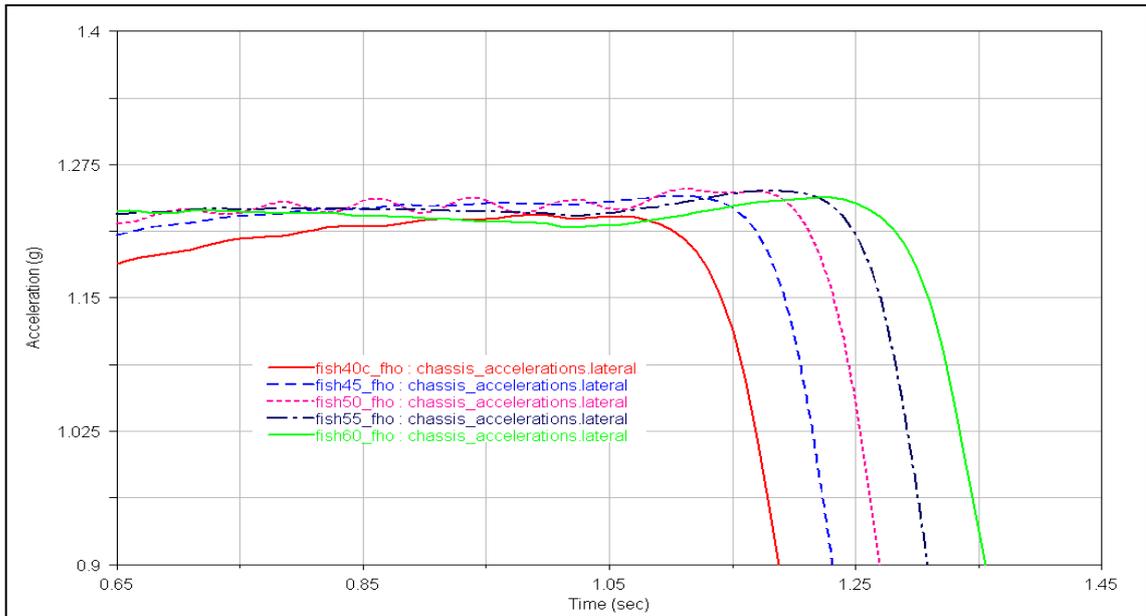


Figura 67: FH, Aceleração Lateral x Tempo, detalhe valor máximo.
Fonte: Autor.

A figura 67, mostra que com o aumento da velocidade o tempo de resposta ao primeiro sinal da direção se torna mais lento, ou seja, há escorregamento do conjunto de pneus dianteiros. As curvas tendem para direita do gráfico com o aumento da velocidade e não para esquerda da curva de 40km/h.

O ajuste ou “set up” do veículo, responde as entradas ou “inputs” da simulação da maneira aqui demonstrado nos gráficos, porém não há restrição em se repetir os ensaios com outros ajustes e melhorar os resultados de aceleração lateral e diminuir o escorregamento dos pneus.

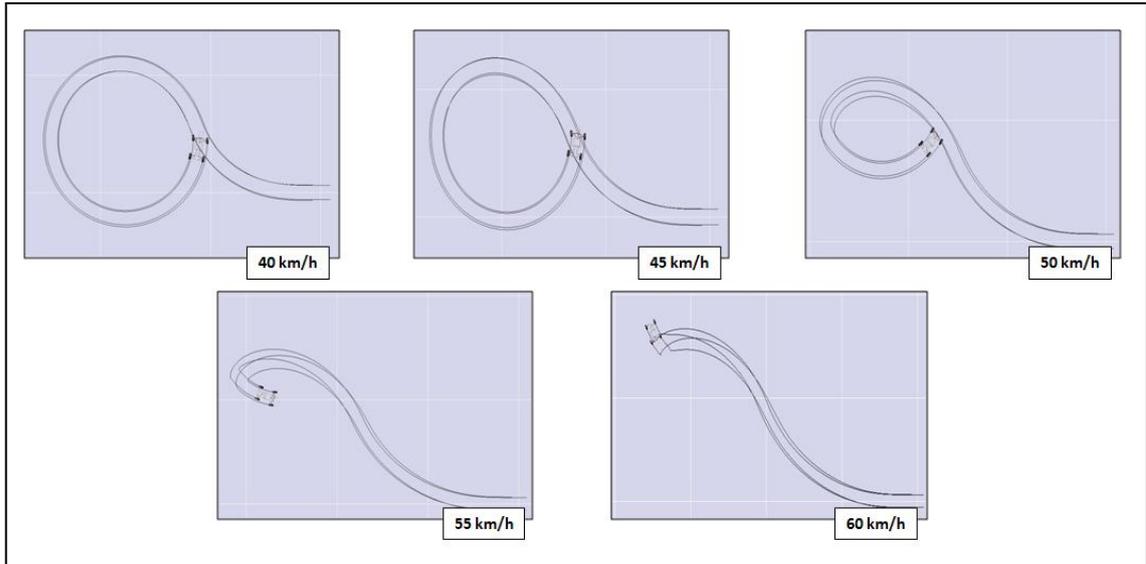


Figura 68: FH, Ensaio com os diferentes valores de velocidade inicial.

Fonte: Autor

As diferentes trajetórias formadas pelas simulações realizadas, podem ser vistas na figura 68, onde a única variável alterada foi a velocidade inicial, variando de 40 até 60 km/h . Pode-se ver que a partir de 40 km/h , o escorregamento do pneu afeta o desempenho. Assim, esta velocidade foi escolhida para a simulação de aumento da rigidez por esta acarretar no menor escorregamento.

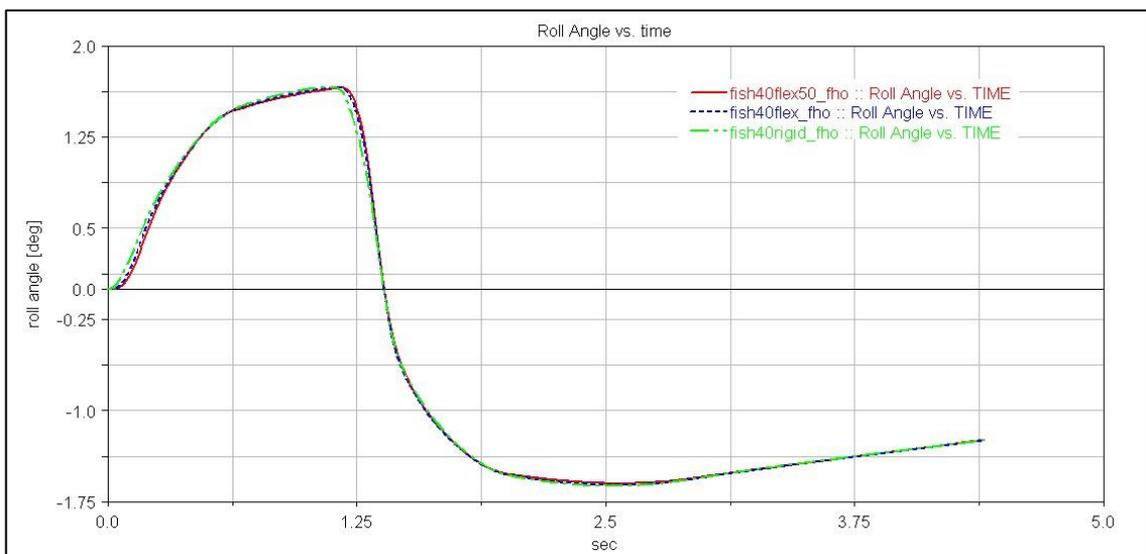


Figura 69: FH, Roll Angle x Tempo.

Fonte: Autor.

Nos gráficos da figura 69 e 70, encontram-se as curvas para os valores de rígido (ideal), flexível com 100% da rigidez (calculado) e foi adicionada uma simulação com a rigidez do chassi em 50% do obtido em ensaio, ou seja, 50% de $1,2 \text{ kNm}/^\circ$. Como pode-se observar as alterações são mínimas para um ensaio em baixa velocidade e com piso sem irregularidades.

Mas o que pode-se notar entre as curvas é a variação do ângulo de "pitch", que durante a primeira etapa do ensaio varia de aproximadamente de $0,025^\circ$, para o modelo rígido e $0,175^\circ$ para o modelo flexível com 50% da rigidez.

Como esta é a rotação/inclinação em torno de Y, pode ser considerado como a flexão do chassi ou a diferença entre o corpo dianteiro e traseiro do modelo flexível.

Esta grande diferença pode ser causada pela bucha de rigidez utilizada, com rotação nos três eixos X,Y e Z sendo o valor utilizado em Y e Z muitas vezes superior ao valor obtido no chassi, na ordem de $10^6 \text{ kNm}/^\circ$, mesmo para o corpo de menor valor de rigidez em X.

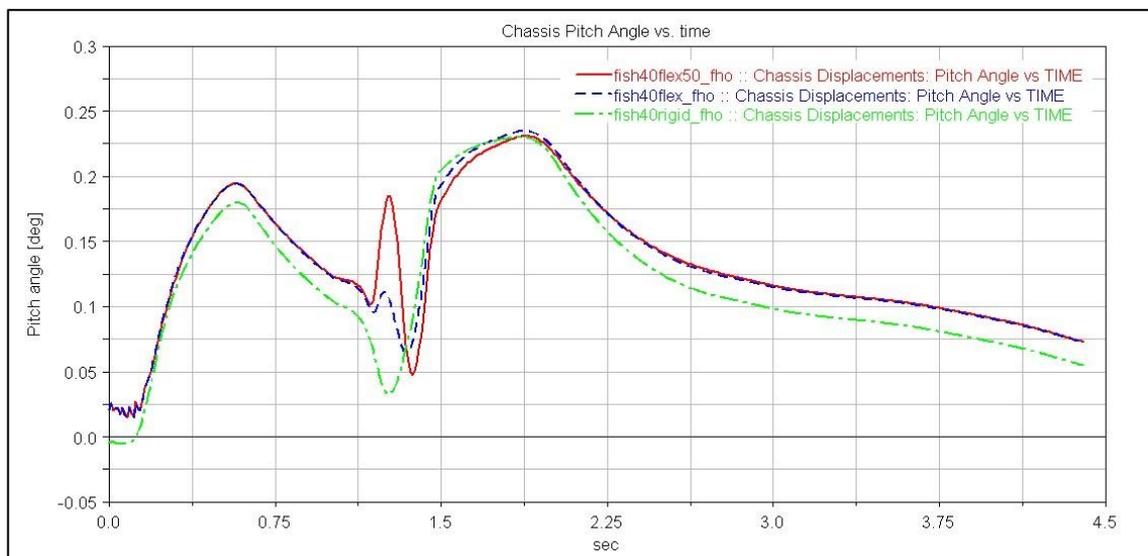


Figura 70: FH, Pitch Angle x Tempo.

Fonte: Autor

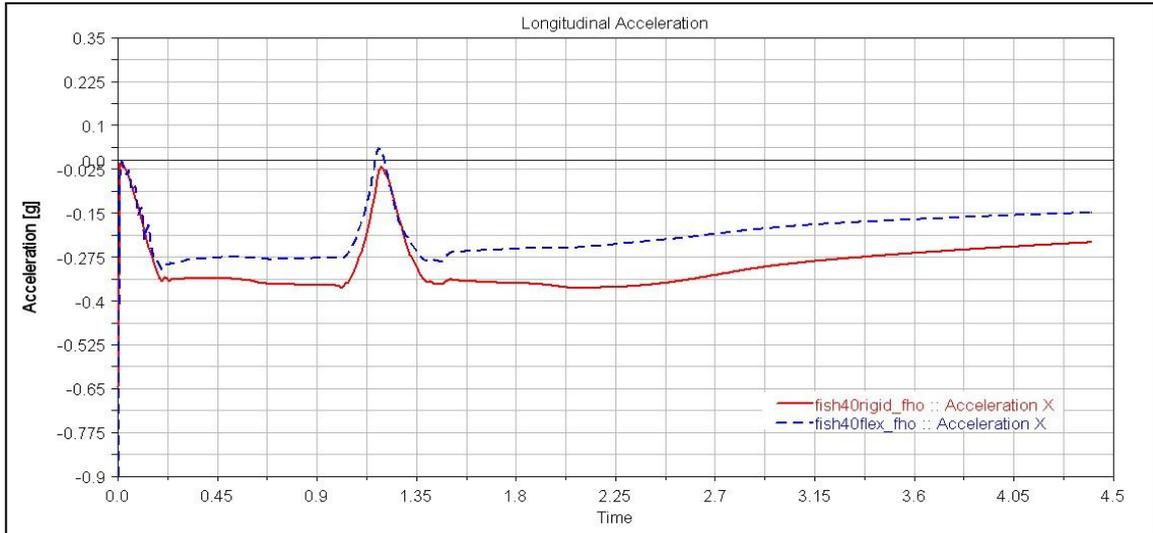


Figura 71: FH, Gráfico de Aceleração Longitudinal x Tempo.
Fonte: Autor

Como neste ensaio não temos a influência do motor, aceleração longitudinal $0g$, os valores obtidos são referentes desaceleração do sistema. E o que torna este gráfico da figura 71, representativo, é a diferença de aceleração entre os modelos, ou seja, pode-se esperar uma diferença de velocidades entre os modelos ao final da trajetória. Sendo o modelo rígido mais rápido, pois conserva melhor a aceleração longitudinal ao longo do tempo.

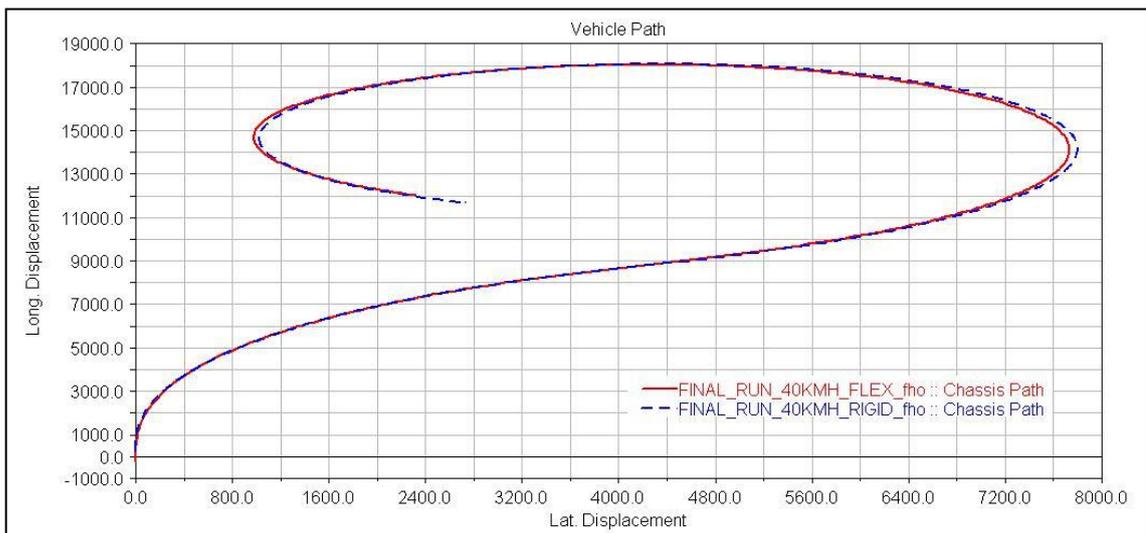


Figura 72: FH, Gráfico de deslocamento do veículo; lateral x longitudinal.
Fonte: Autor.

Na figura 72, está diagramada a trajetória do veículo durante a execução da manobra. Já na figura 73, está demonstrado o esterçamento ao longo do tempo.

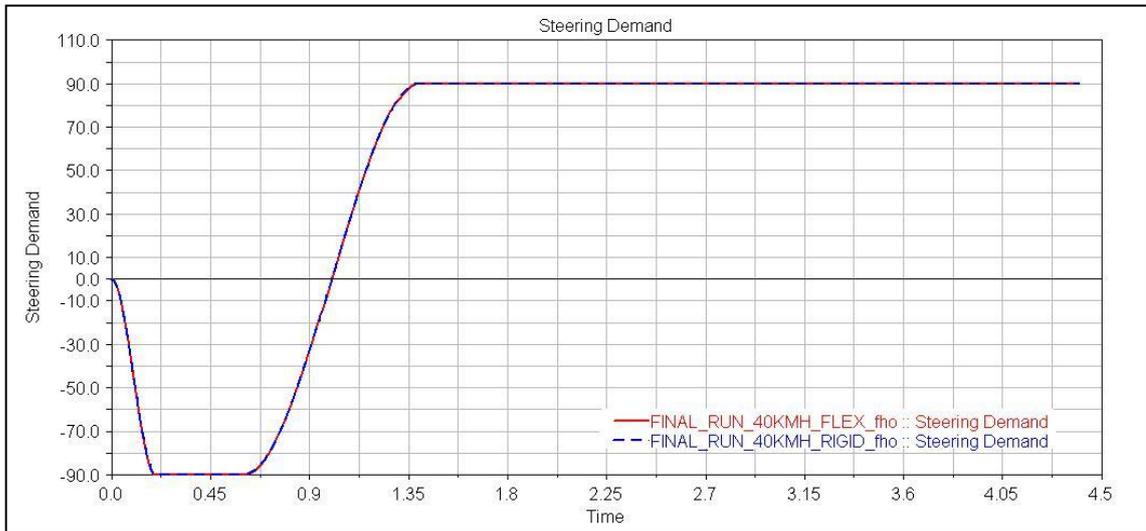


Figura 73: FH, Gráfico do Ângulo de esterço x Tempo.
Fonte: Autor.

A mesma informação de alimentação de volante foi aplicada nos dois modelos, rígido e flexível. Batente de uma extremidade a outra do volante, portanto de -90° a mais 90° durante certo período de tempo, com a mesma velocidade. Por exemplo, 90° em 0,2s, durante 0,8s e logo em seguida a inversão de direção em 180° em 0,4s durante 3,0s, concluindo a manobra.

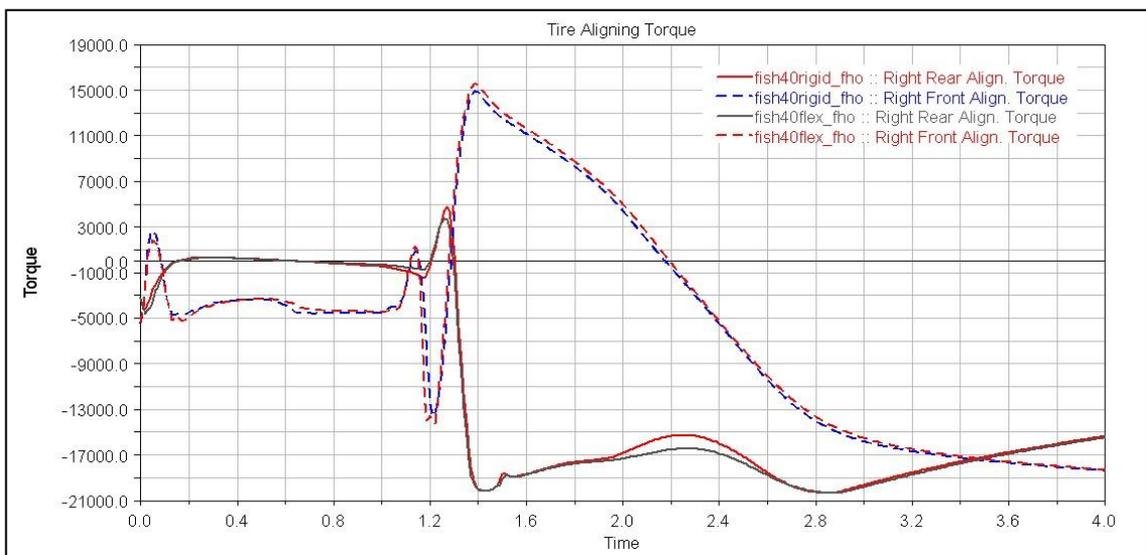


Figura 74: FH, Gráfico de Torque de alinhamento do pneu x Tempo.
Fonte: Autor.

Sendo o gráfico da figura 74, dependente da geometria de suspensão e direção, tendo pouca influência do chassi como pode-se observar pela pouca variação no valor de torque entre os modelos.

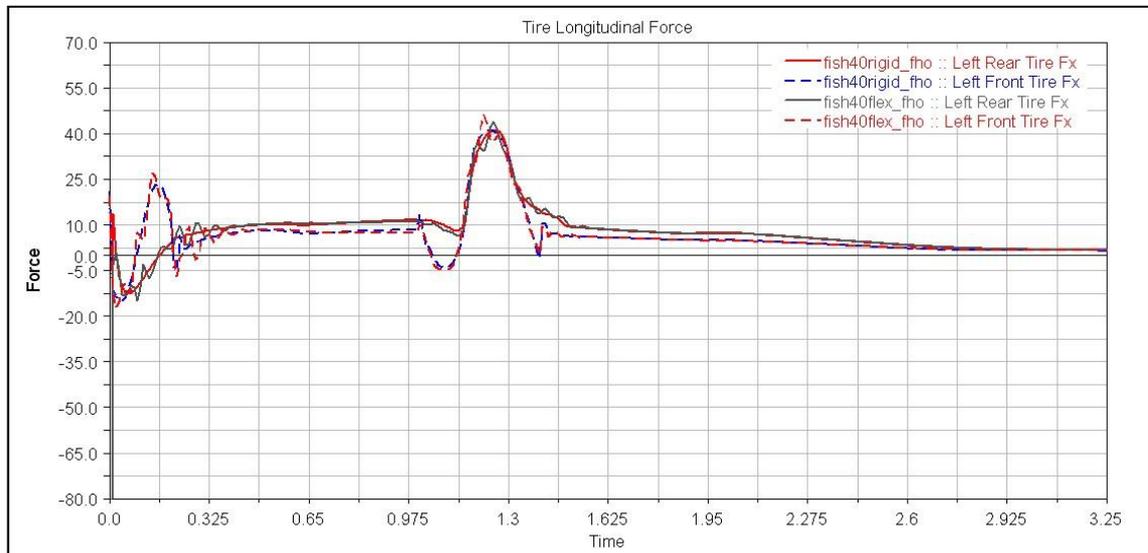


Figura 75: FH, Gráfico de Força longitudinal do pneu x Tempo.
Fonte: Autor.

No gráfico da figura 75, estão os valores das forças longitudinais sofrendo variação durante a execução da manobra, ou seja, durante a transferência de carga. Porém no gráfico da figura 71, existe uma clara diferença de conservação de aceleração entre os modelos, que para o sistema dos pneus não é tão representativa quanto para o modelo completo. O mesmo se aplica para os gráficos das figuras 76 e 77.

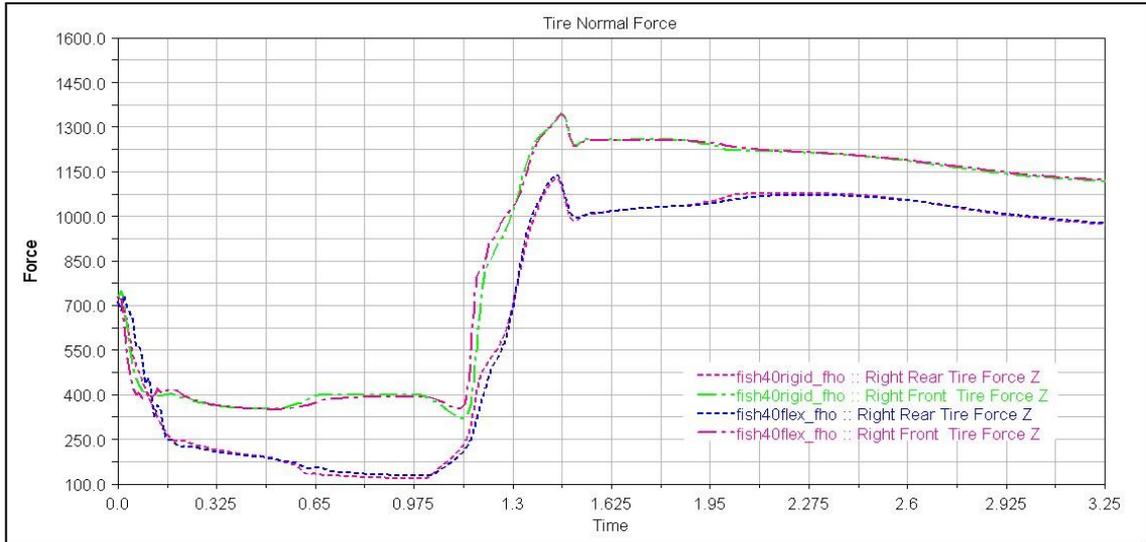


Figura 76: FH, Gráfico da Força Normal do pneu x Tempo.
Fonte: Autor.

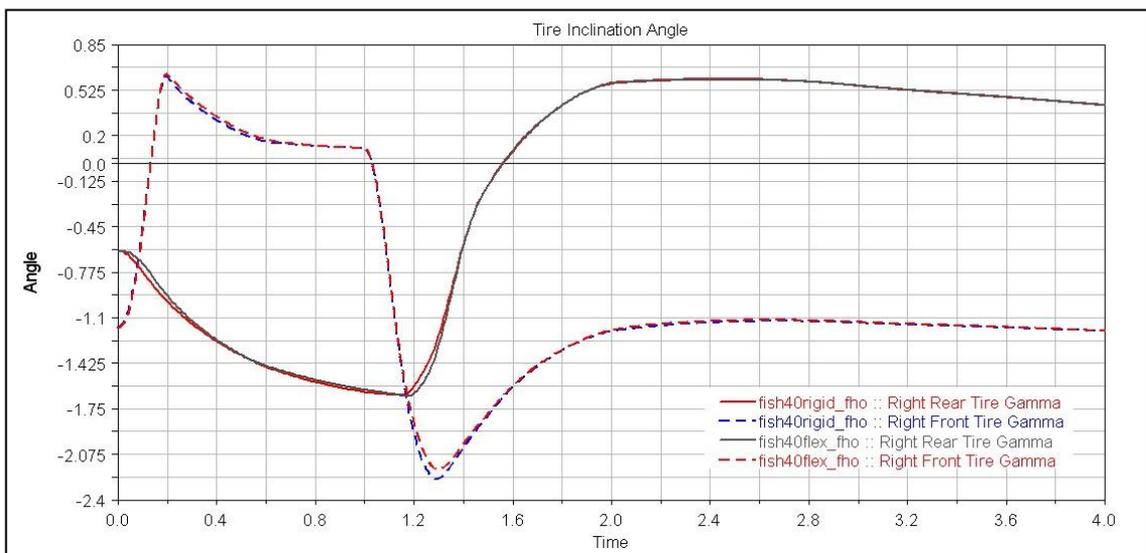


Figura 77: FH, Gráfico do Ângulo de Camber x Tempo.
Fonte: Autor.

No gráfico abaixo, da figura 78, pode-se ver que nos pneus dianteiros, não há variação significativa entre eles, já nos traseiros direitos, o maior valor obtido ficou com o modelo rígido com aproximadamente 11° , o que seria esperado de um modelo rígido, ou seja, saturar primeiro seus pneus. Já o modelo flexível obteve 9° , sendo 22% menor.

Portanto o modelo flexível nesta manobra, no eixo traseiro exige menos do pneu, podendo transferir mais carga para o mesmo trabalho.

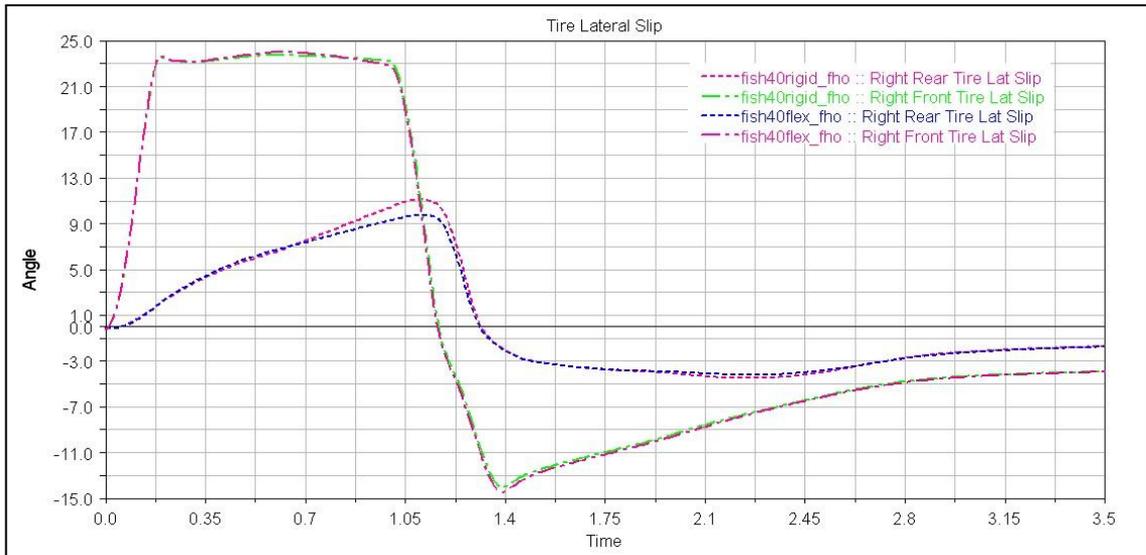


Figura 78: FH, Gráfico do Ângulo de escorregamento lateral do pneu x Tempo.
Fonte: Autor.

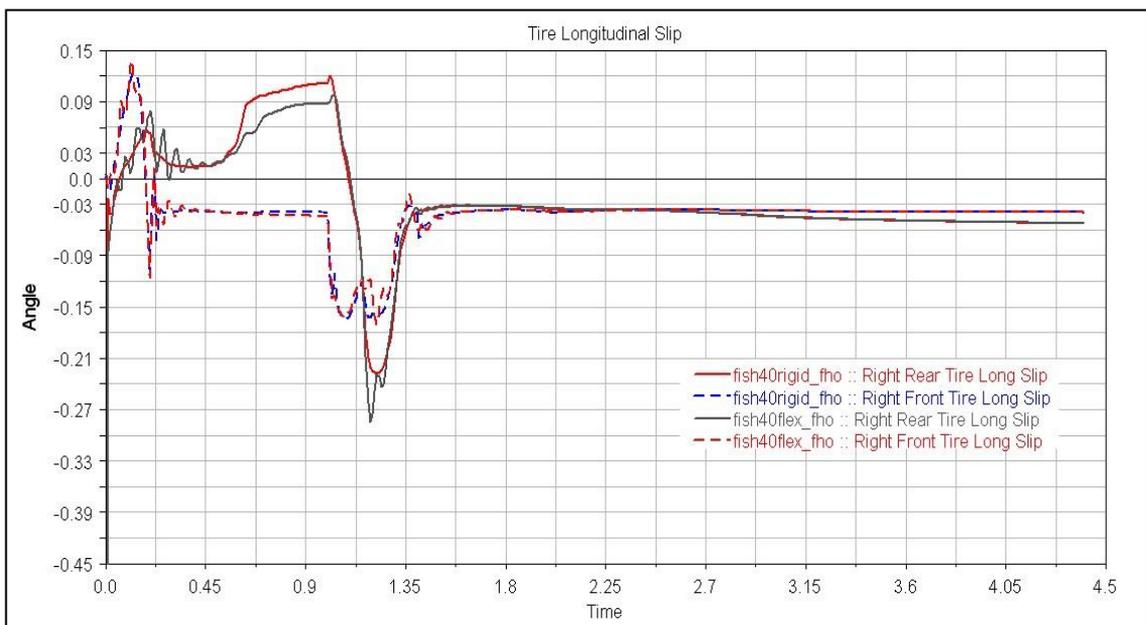


Figura 79: FH, Gráfico do Ângulo de escorregamento longitudinal x Tempo.
Fonte: Autor.

O mesmo comportamento se repete nos gráficos das figuras 79 e 80, onde o modelo rígido exerce maior esforço sobre os pneus. Que para os valores de escorregamento longitudinal, $0,12^\circ$ para o rígido e $0,09^\circ$ para o flexível para os valores máximos sobre o eixo traseiro, que apesar de próximos a zero, foram 33% maiores no modelo rígido.

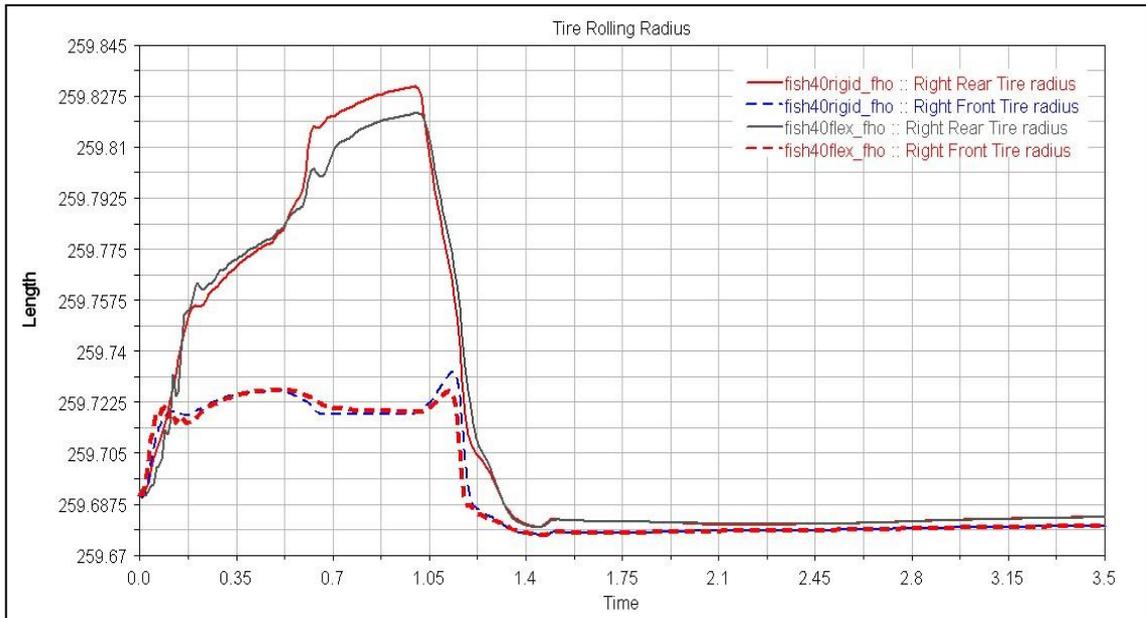


Figura 80: FH, Gráfico do Raio de rolamento x Tempo.

Fonte: Autor.

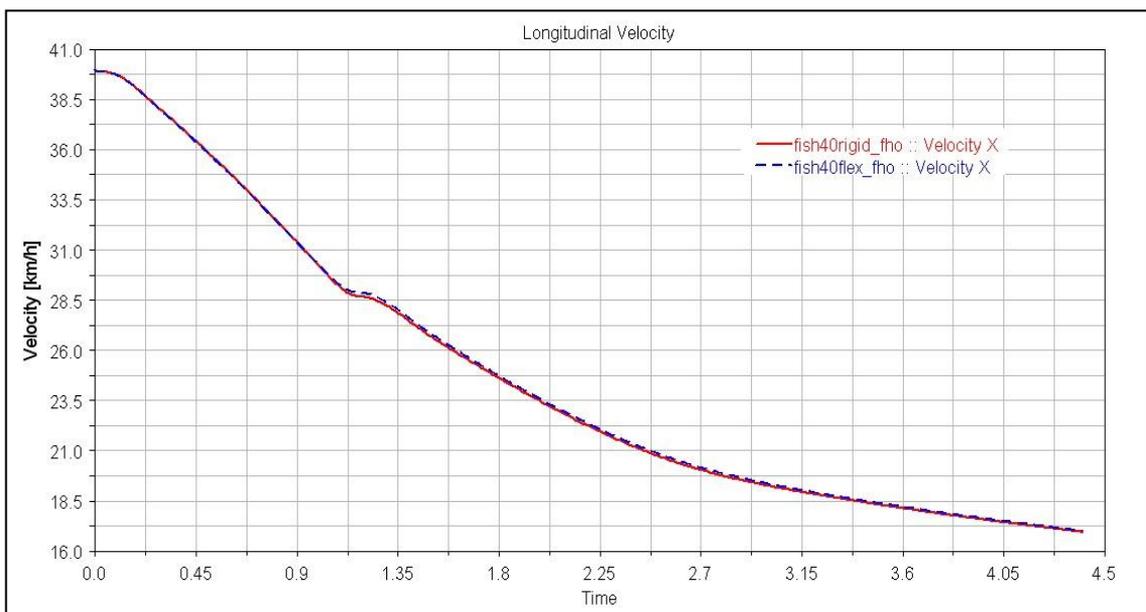


Figura 81: FH, Gráfico de Velocidade x Tempo.

Fonte: Autor.

Na figura 81, seria esperada uma maior variação de velocidade ao final da trajetória, devido à perda de aceleração longitudinal do modelo flexível. Porém para a manobra a perda não foi tão representativa ao final das simulações.

Para a velocidade constante de 40km/h utilizada na simulação de “fish hook”, pode-se observar na figura 82, a variação de rigidez aplicada ao chassi durante o mesmo ensaio e

tem-se a esquerda do gráfico os valores aquisitados de deformação angular entre os corpos do chassi.

Variando os valores de rigidez entre 25% (curva *teste25_fho*, figura 82), 50% (curva *teste50_fho*, figura 82), 100% (curva *teste100_fho*, figura 82) e 200% (curva *teste200_fho*, figura 82) do valor real obtido em análise experimental e por meio de simulação de torção no ANSYS®, fica demonstrado o aumento da torção do chassi com a diminuição da rigidez. Chegando a mais de 0,5° de pico de deformação.

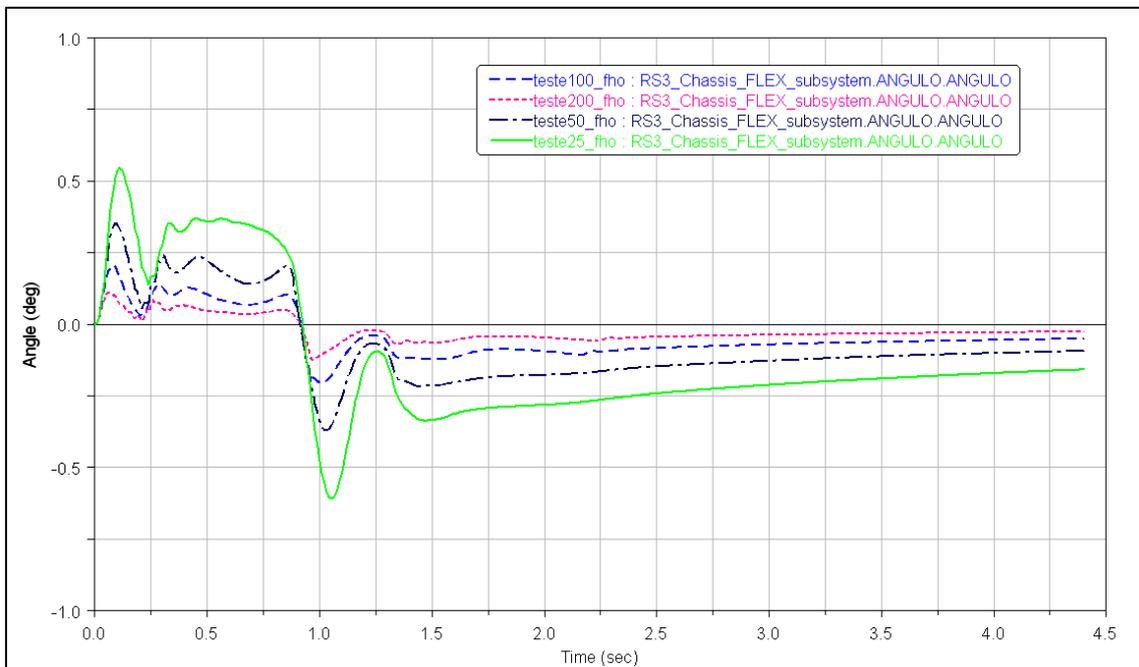


Figura 82: FH, Gráfico do Ângulo relativo entre corpos x Tempo, com variação da rigidez da bucha de torção.
Fonte: Autor.

4.5.3 Efeito da velocidade sobre o ensaio

Na simulação mostrada a seguir, foi analisado o modelo rígido e o modelo flexível com 50% do valor nominal da rigidez de torção, variando a velocidade de 40km/h , 50km/h até 60km/h , os dados de entrada podem ser vistos na figura 83.

Neste caso foi considerado o menor valor de rigidez do chassi para verificar se a diferença entre os valores ficaria mais evidente.

Para os valores de esterçamento, duração e período foram mantidos iguais para todos os ensaios, para efeito de comparação entre as curvas dos gráficos. Como já foi dito anteriormente com os valores de velocidades acima de 40km/h , ocorre o escorregamento dos pneus. Como fica demonstrado nas curvas de aceleração lateral, onde acabam tendendo a zero.



Figura 83: FH, Valores das simulações do ADAMS/Car.
Fonte: Autor.

Nas figuras 84, 85 e 86 pode-se ver os valores de aceleração lateral encontrados para os valores de velocidades descritos acima. Onde em cada gráfico esta representando o modelo flexível com 50% e o modelo rígido. Neste caso pode-se observar que ambos os modelos se comportam de maneira similar, sobre o efeito dos valores de velocidade. Não existe uma divergência evidente entre os modelos. Possivelmente em uma pista ondulada o trabalho do chassi seja mais solicitado, pois nestas análises o trabalho esta sendo absorvido pela suspensão e deflexão do pneu.

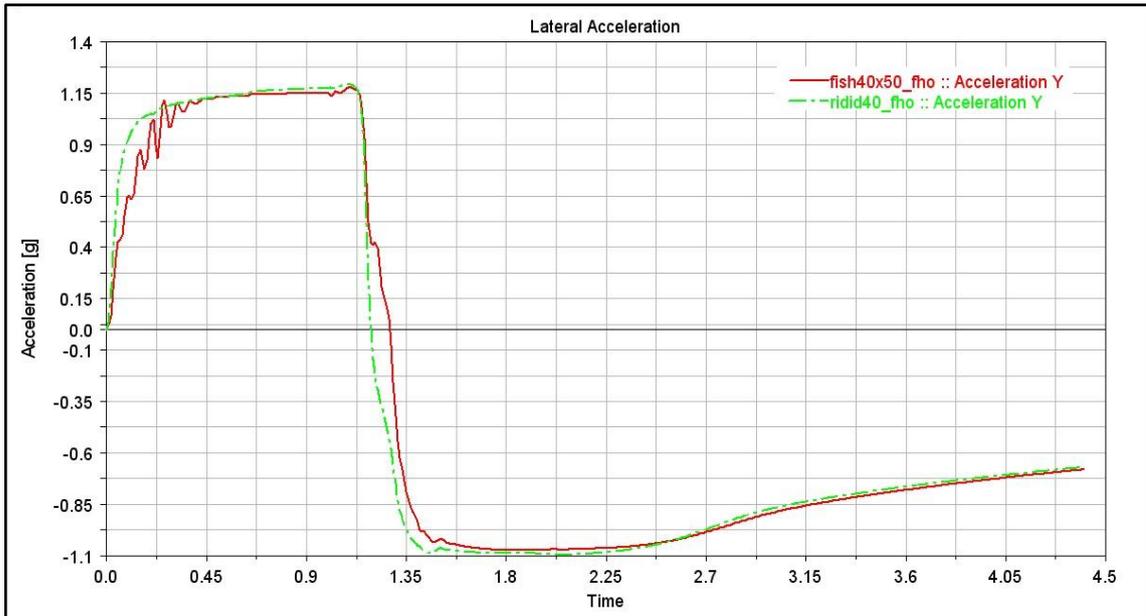


Figura 84: FH, Gráfico de Aceleração Lateral x Tempo (40 km/h).
Fonte: Autor

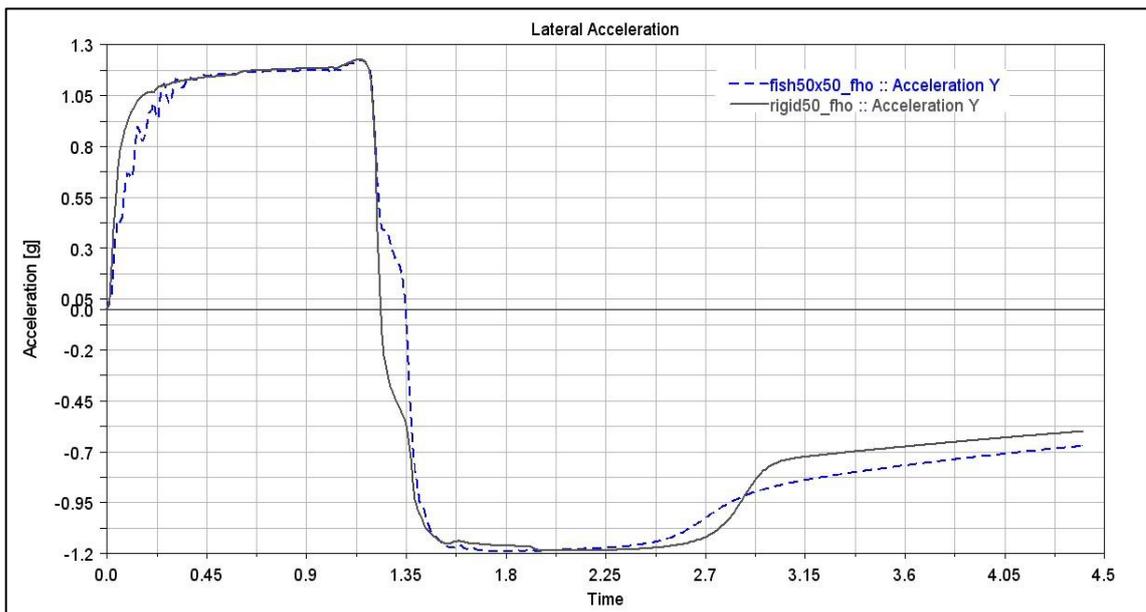


Figura 85: FH, Gráfico de Aceleração Lateral x Tempo (50 km/h).
Fonte: Autor.

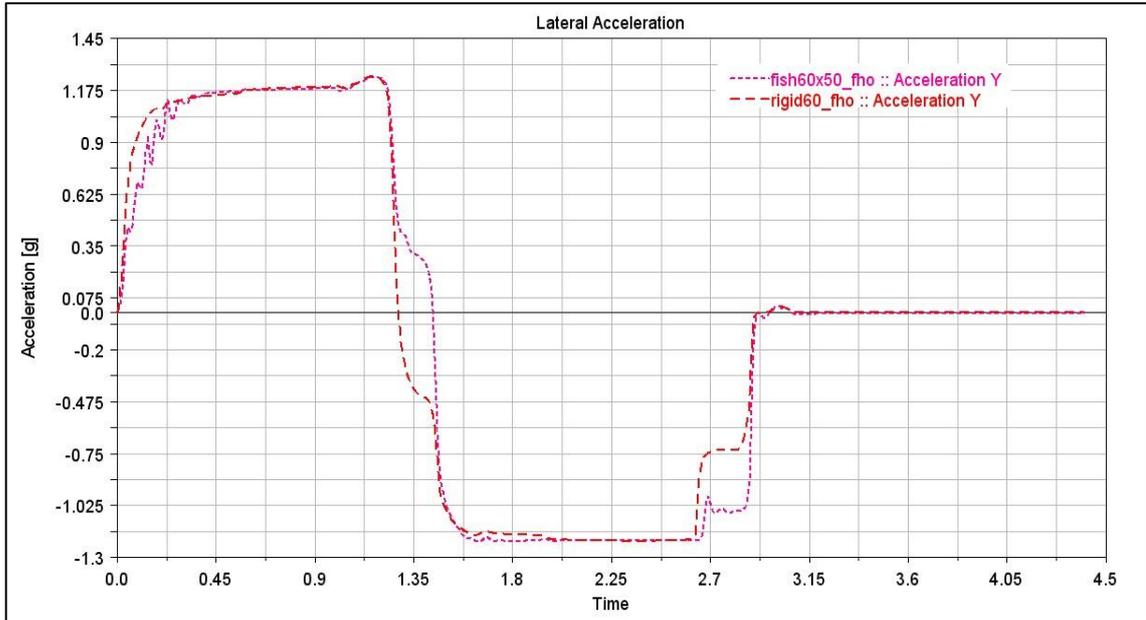


Figura 86: FH, Gráfico de Aceleração Lateral x Tempo (60 km/h).
Fonte: Autor.

Outros valores obtidos no ADAMS/Car® e colocados em gráfico para melhor discussão foram os valores de escorregamento lateral do pneu e a velocidade dos modelos durante o ensaio. Mais uma vez pode-se ver nas figuras 87 e 88 que não há divergência entre os valores obtidos e entre os modelos.

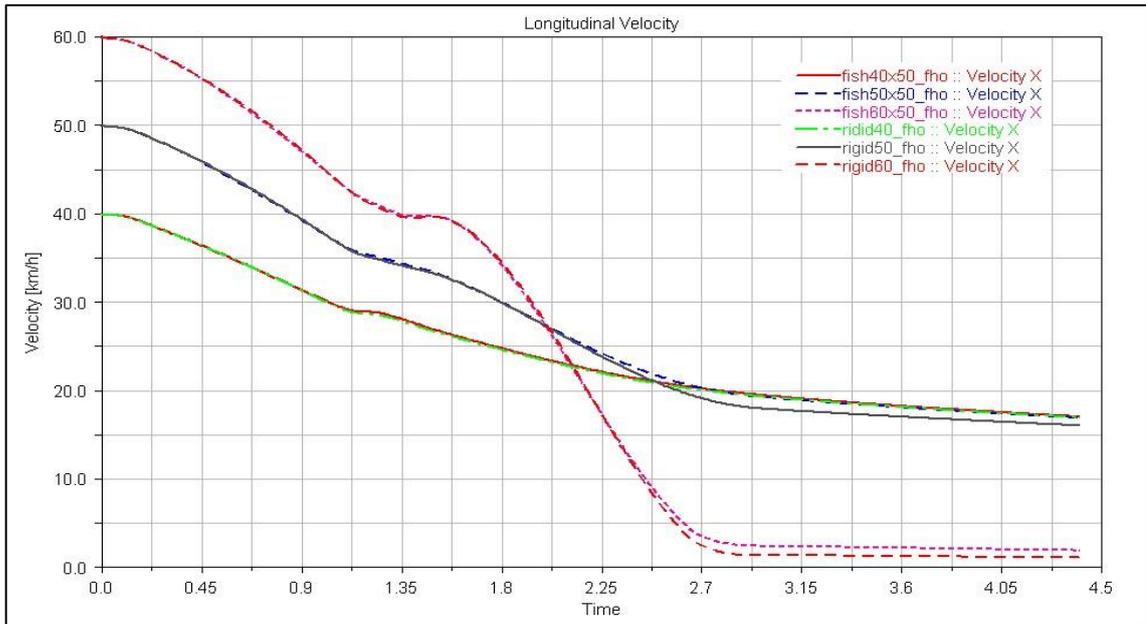


Figura 87: FH, Gráfico de Velocidades x Tempo, durante o ensaio.
Fonte: Autor.

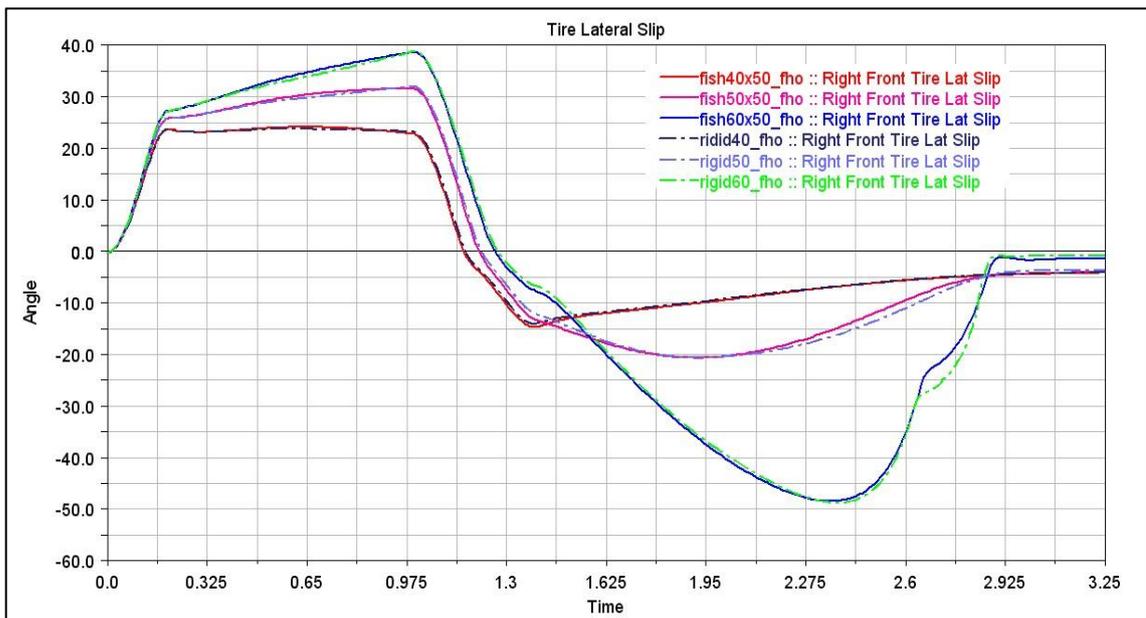


Figura 88: FH, Gráfico de Escorregamento Lateral do pneu Dianteiro Direito.
Fonte: Autor.

Apenas para facilitar a visualização das curvas no gráfico acima, foram colocadas apenas as curvas da roda dianteira direita. Já que a primeira curva do “fish hook” é realizada para a direita. E fica demonstrado o comportamento do pneu e dos modelos, sobre influência da velocidade nos três ensaios.

O que se pode ver no modelo flexível com o acréscimo de velocidade do modelo é que este responde de maneira similar ao modelo rígido. E para as velocidades longitudinais, para o ensaio de “fish hook”, só fica clara a variação de velocidade terminal, quando ocorre escorregamento. Sendo que o modelo rígido exerce maior estresse sobre os pneus. Como dito anteriormente.

4.5.4 Ensaio de Single Lane Change

O ensaio de “single lane change” consiste em simular uma mudança de faixa única, ou seja, uma ultrapassagem, neste caso sem o retorno a faixa de origem. Pode-se avaliar a tendência de “roll over” do veículo, minimizada neste caso pelo baixo *CG* do FSAE. Pode-se também avaliar a transferência de carga analisando as forças normais nos pneus e também o ângulo de escorregamento dos pneus.

Na simulação em questão só há um input de esterço de 30° e uma correção de no máximo 60°, permitida. Com 4,0s de duração, execução em 0,5s (primeiro esterço para direita) e 1,0 segundo para correção.

Como se pode observar na figura 89, acima de 40 *km/h*, o FSAE desvia sua trajetória devido ao escorregamento do pneu, se tornando instável acima desta velocidade. Que foi definida da mesma maneira que para a manobra anterior.

Onde ficou demonstrado a instabilidade para realização da manobra do veículo a partir dos 40 *km/h*, já que os ajustes da suspensão foram avaliados como no FSAE real, para efeito de validação e comprovação dos valores obtidos nas simulações e nos ensaios no estacionamento da faculdade.

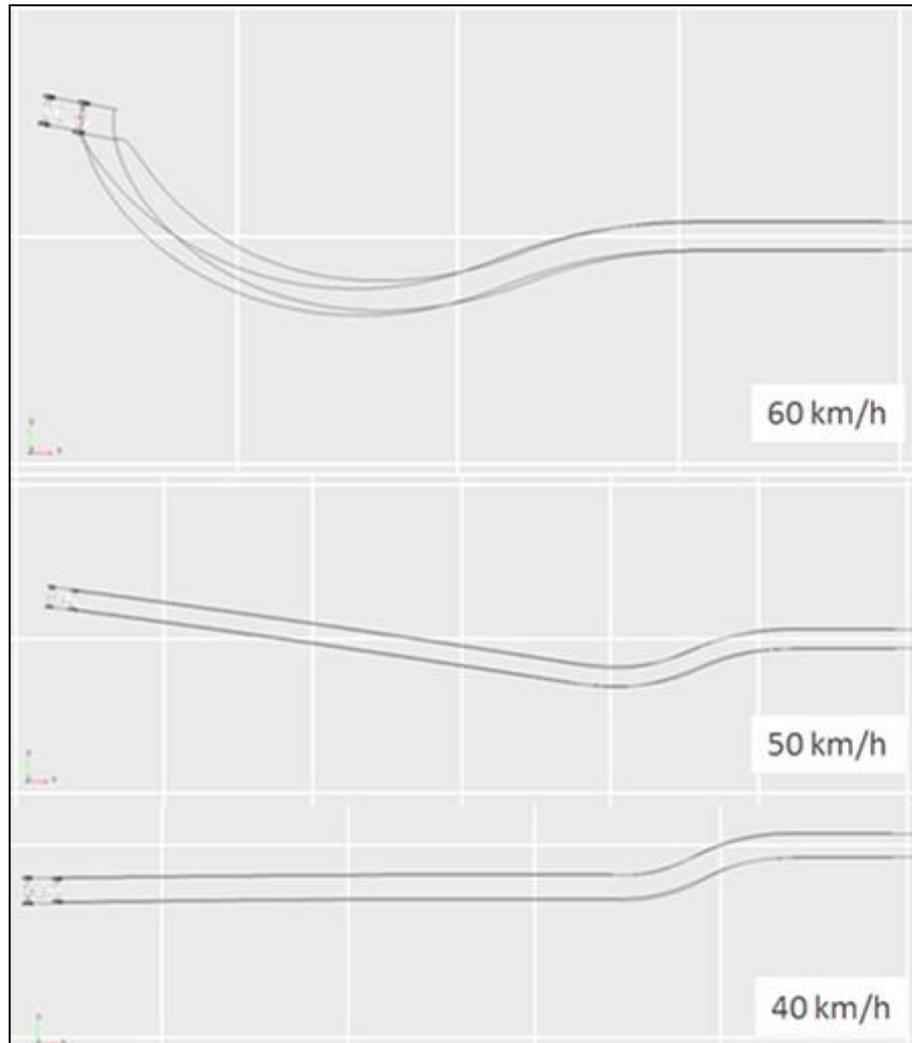


Figura 89: SLC, FSAE executando Single Lane Change a 60, 50 e 40 km/h.
Fonte: Autor.

Na figura 90, pode-se observar as diferentes trajetórias realizadas pelo modelo, variando a velocidade de 40km/h , 50km/h e por 60km/h . Observando os deslocamentos transversais e longitudinais, pode-se ver o desvio da trajetória linear inicial.

No gráfico pode-se diferenciar o modelo rígido do flexível assim como sua respectiva velocidade de ensaio, por exemplo, o *flex40_slc*, sendo o modelo flexível ensaiado a 40 km/h e o *rigid50_slc*, sendo o modelo rígido ensaiado a 50 km/h e assim por diante. Já na figura 91, estão os valores descritos anteriormente, para alimentação dos dados do ensaio no ADAMS/Car®.

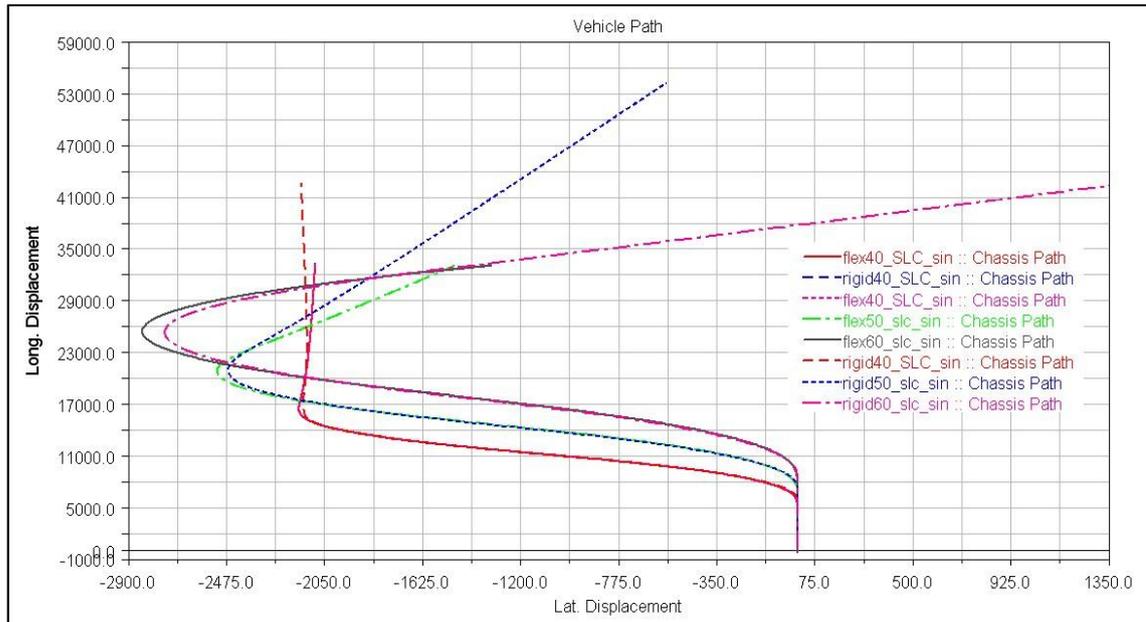


Figura 90: SLC, Trajetória do modelo em, 40 km/h, 50 km/h e 60 km/h.
Fonte: Autor.

Na figura 90, pode-se observar a instabilidade do modelo nos ensaios acima dos 40 km/h para realização da manobra.

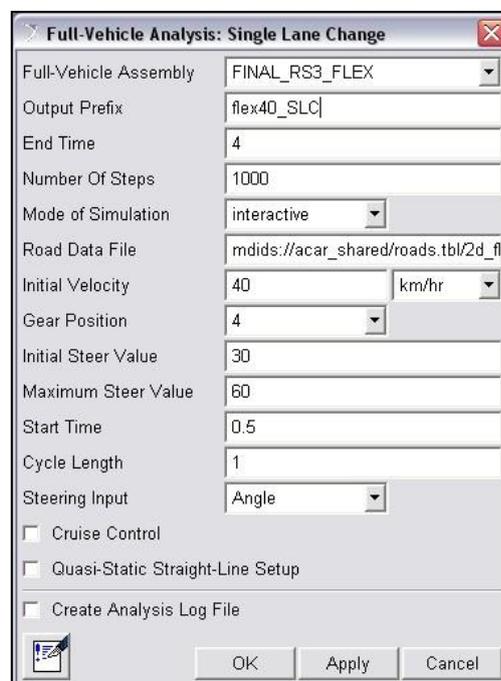


Figura 91: SLC, Tela da manobra do ADAMS/Car.
Fonte: Autor.

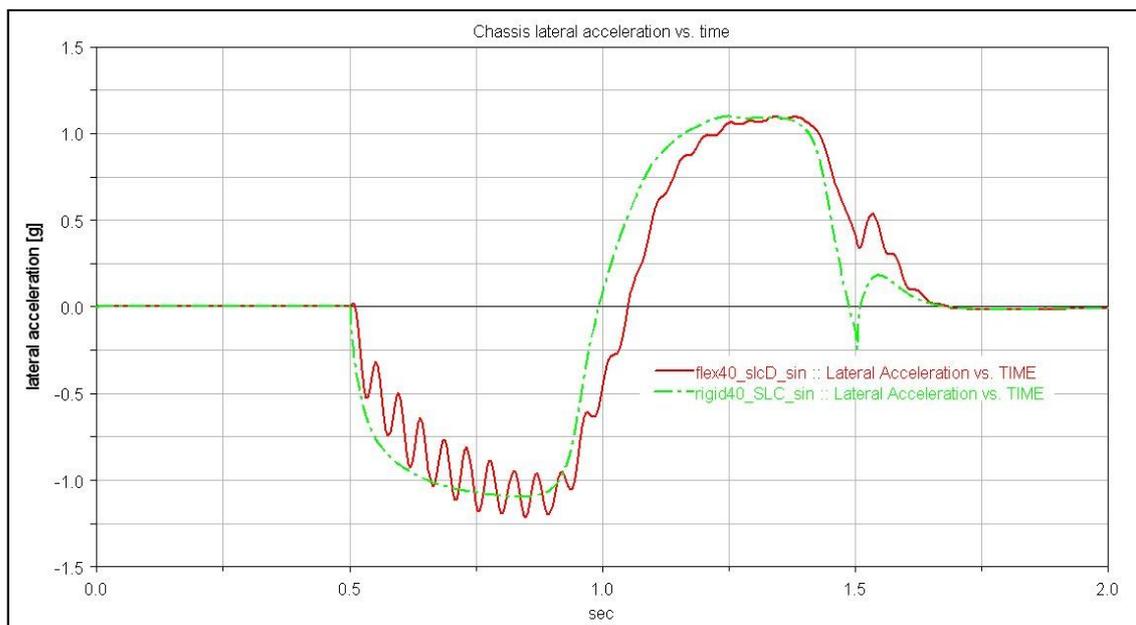


Figura 92: SLC, Gráfico de Aceleração Lateral x Tempo.
Fonte: Autor

A oscilação na curva de aceleração, na figura 92, pode ser decorrente da variação dos esforços sobre a bucha de rigidez, ($1,2kNm/^\circ$ em X), que não tem amortecimento das variações de força com a eficiência necessária para que a curva seja uniforme como a do modelo rígido.

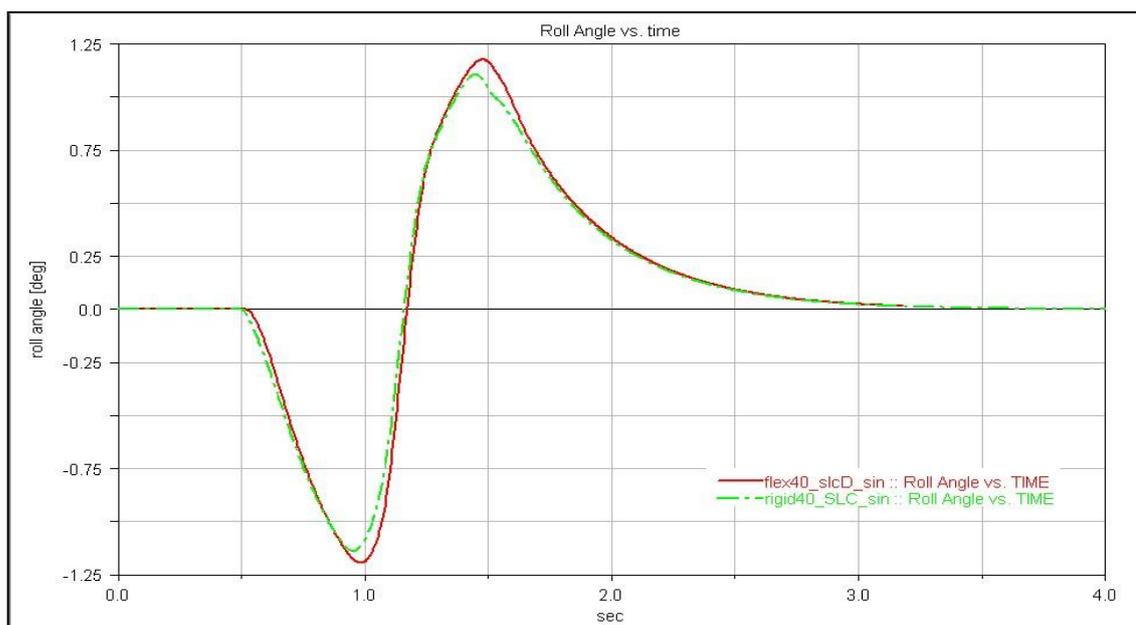


Figura 93: SLC, Roll Angle x Tempo.
Fonte: Autor.

Pode-se observar no gráfico da figura 93, o ângulo de rolagem em relação ao tempo. Sendo que o modelo rígido ($1,21^\circ/s$), como esperado, apresenta um maior valor de ângulo de rolagem em relação ao modelo flexível ($1,10^\circ/s$). Pode-se dizer que este delta é a influência do chassi na rolagem e também proporciona um maior carregamento sobre os pneus do veículo.

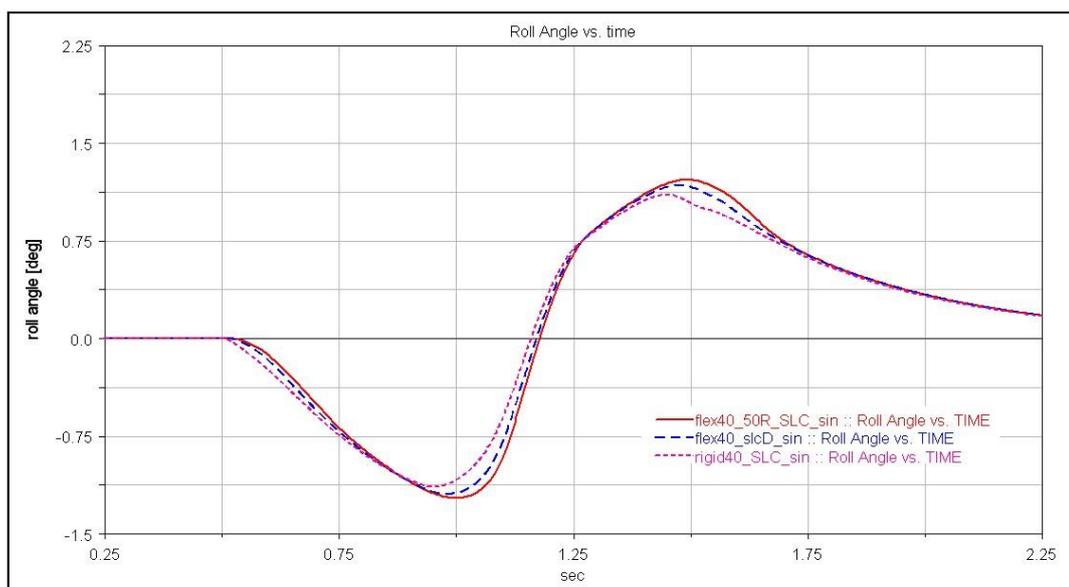


Figura 94: SLC, Ângulo de rolagem x Tempo.
Fonte: Autor.

Na figura 94, foi adicionado o ensaio com a rigidez do modelo flexível em 50% de seu valor nominal (*flex40_50R_SLC*). Observa-se a influência da rigidez na rolagem do chassi.

O valor máximo e mínimo das curvas do modelo com 50%, obtido foi $1,21^\circ$ e $-1,22^\circ$ de ângulo de rolagem, enquanto que para o modelo rígido os valores obtidos foram $1,10^\circ$ e $-1,14^\circ$ respectivamente, 10% a menos de rolagem.

No gráfico da figura 95 e 96, temos a força normal atuando no pneu dianteiro direito e esquerdo respectivamente, para facilitar a visualização dos valores obtidos.

Pode-se ver que os valores obtidos nas curvas estão muito próximos. Porém, os valores de pico máximo e mínimo têm seus maiores valores no modelo rígido, correlacionando com os resultados obtidos no gráfico da figura 93, ângulo de rolagem por tempo.

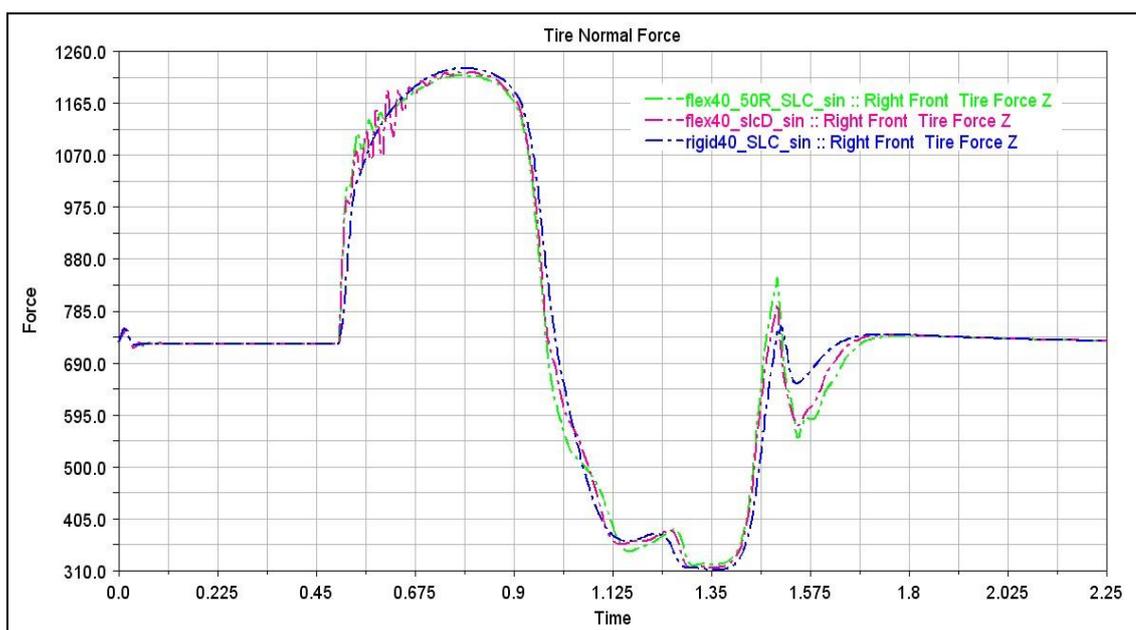


Figura 95: SLC, Gráfico de Força Normal nos pneus Dianteiro Direito x Tempo.
Fonte: Autor

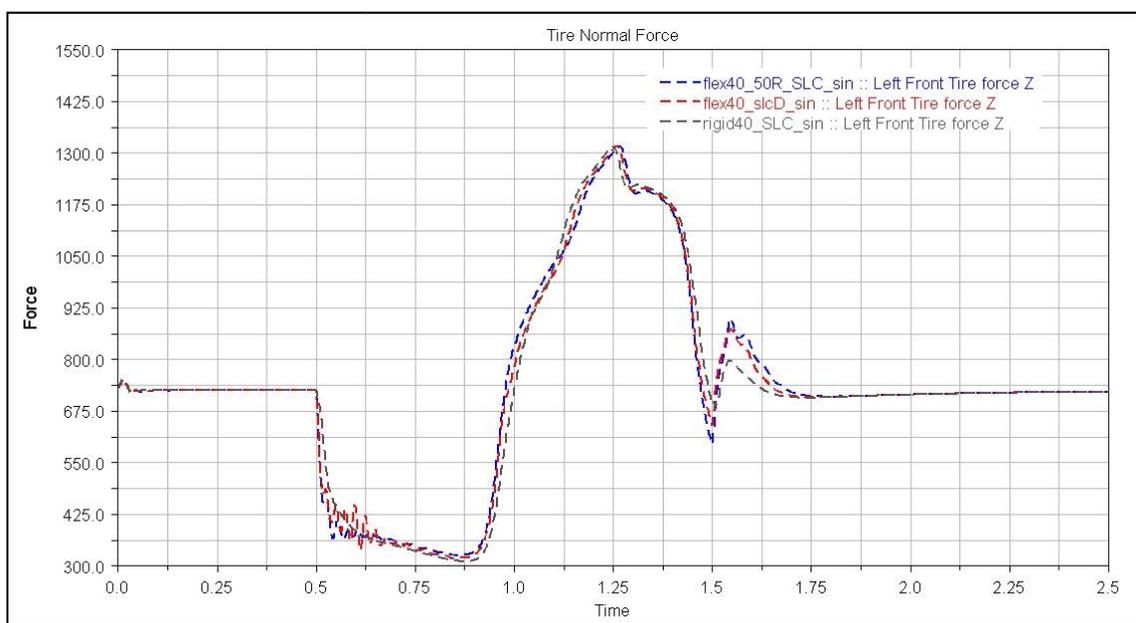


Figura 96: SLC, Gráfico de Força Normal nos pneus Dianteiro Esquerdo x Tempo.
Fonte: Autor.

Como pode ser observado na figura 97, onde está o ângulo de escorregamento do pneu. A variação dos valores de escorregamento do pneu com relação à variação do valor da

rigidez do chassi é mínima, tendendo a zero. Como pode ser visto no detalhe mostrado nas figuras 98 e 99.

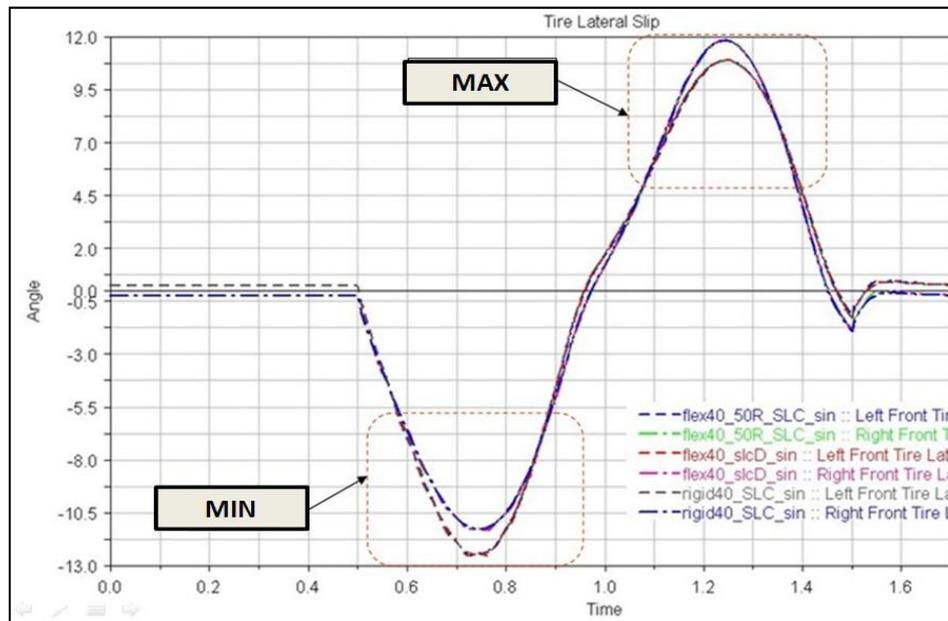


Figura 97: SLC, Gráfico de Escorregamento Lateral do Pneu, Ângulo x Tempo.
Fonte: Autor.

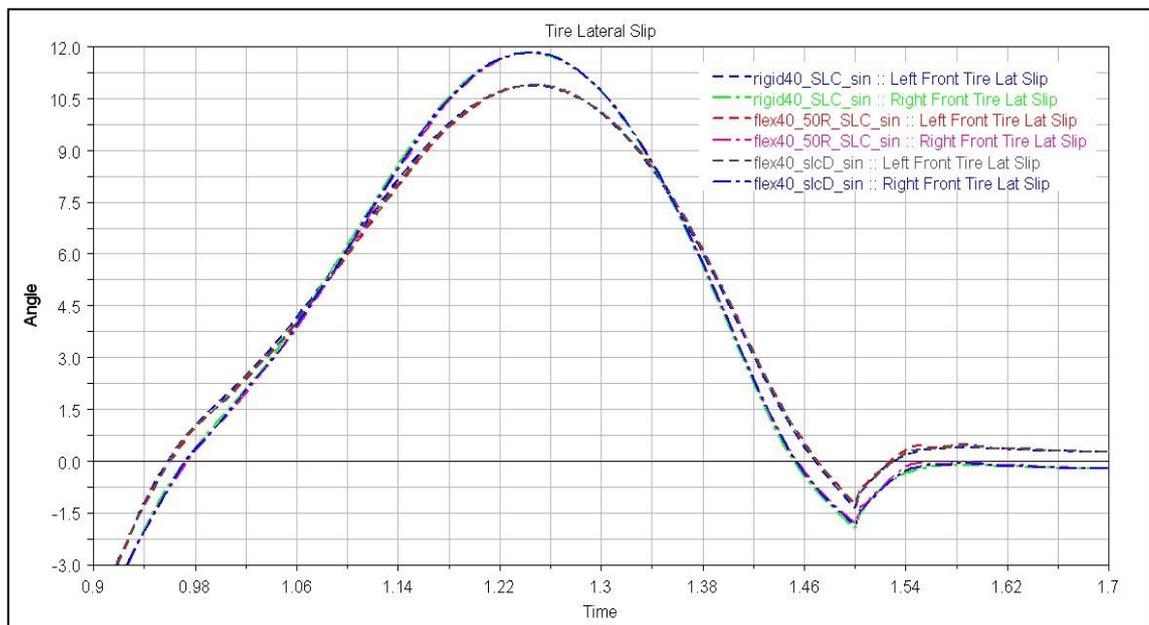


Figura 98: SLC, Detalhe Superior do gráfico 97.
Fonte: Autor.

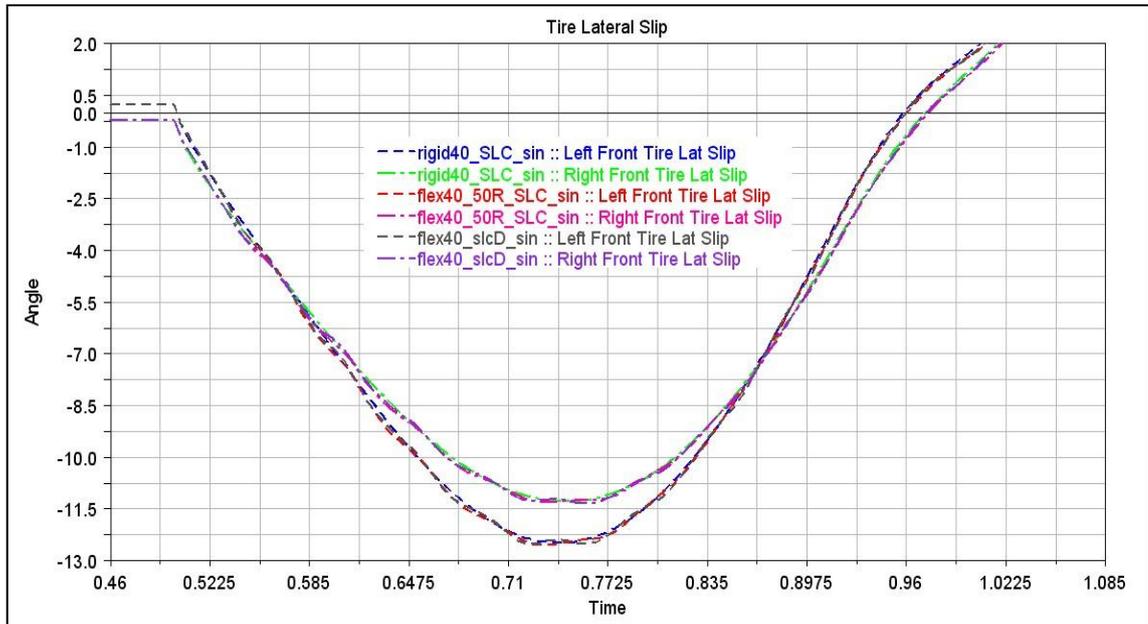


Figura 99: SLC, Detalhe Inferior do gráfico 97.
Fonte: Autor.

Tanto para o chassi rígido (*rigid40_SLC*) como para o chassi com 50% da rigidez efetiva (*flex40_50R_SLC*) os valores de escorregamento de pneu são de praticamente 10% de diferença. Sendo $10,87^\circ$ para o valor máximo do pneu esquerdo e $11,83^\circ$ para o pneu direito.

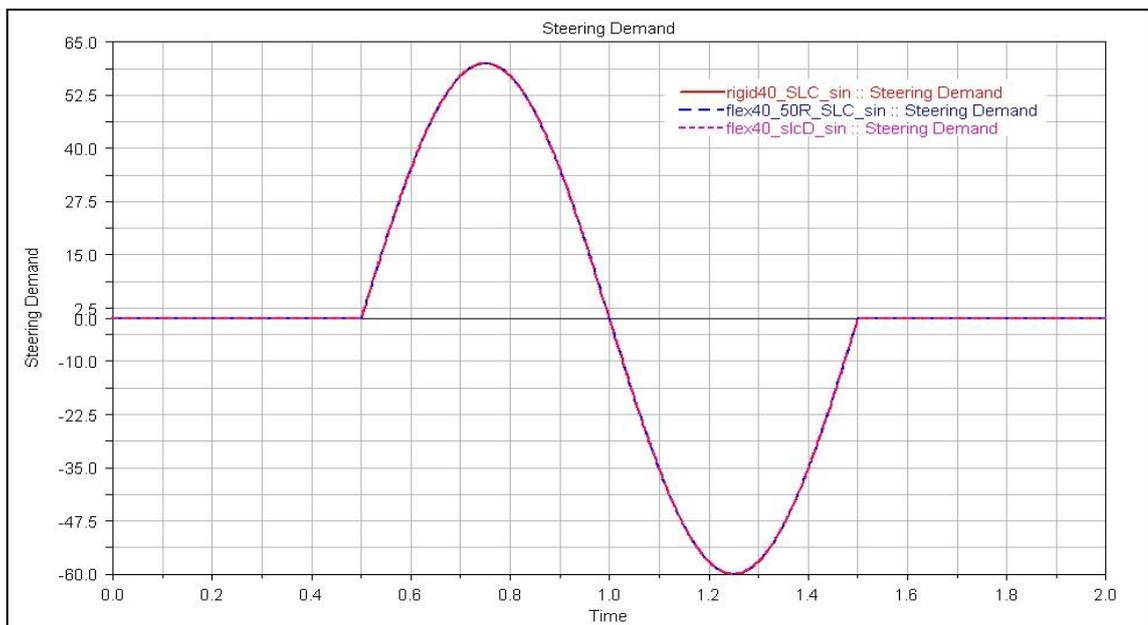


Figura 100: SLC, Gráfico do Ângulo da Direção x Tempo.
Fonte: Autor.

Na figura 100, pode-se observar o ângulo da direção ao longo do tempo do ensaio. Resultado da análise de “single lane change” do ADAMS/Car®, realizado a 40km/h.

Nas figuras 101,102 e 103, pode-se analisar a força lateral no pneu durante o ensaio. No primeiro gráfico (figura 101), obtém se as forças atuantes no eixo dianteiro para os ensaios rígidos, 50% e para o valor nominal do chassi do RS3 (1,2 kNm/°).

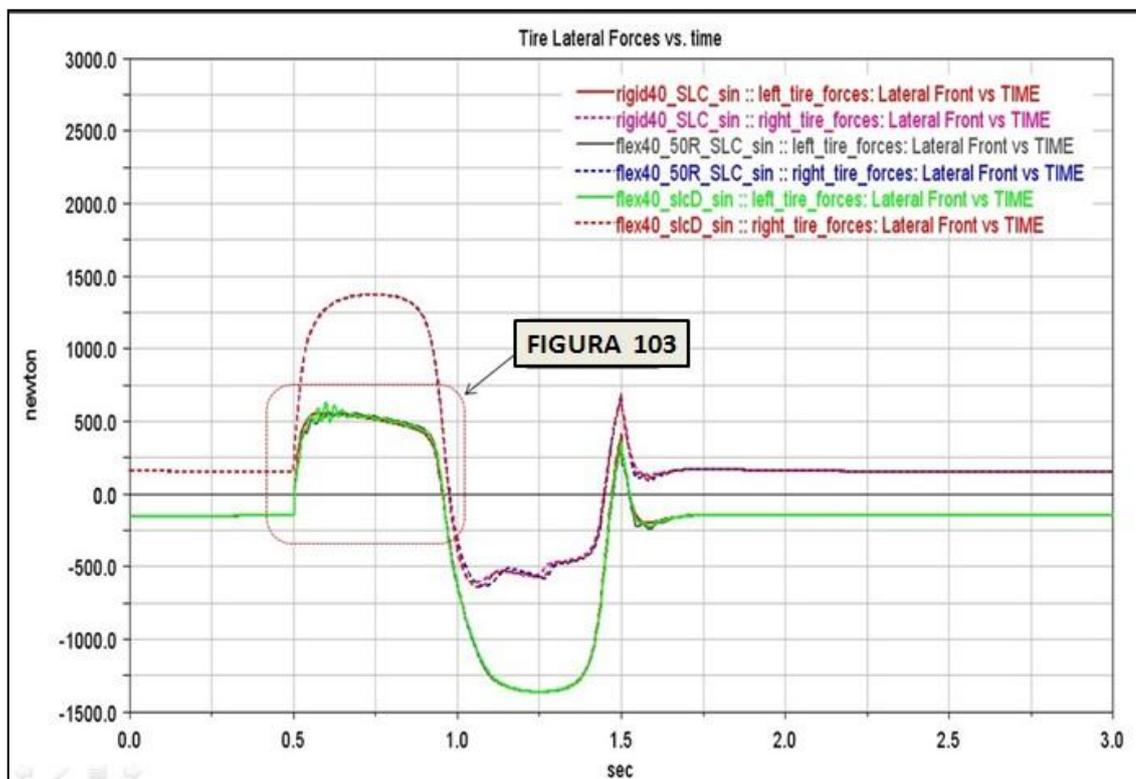


Figura 101: SLC, Gráfico de Força Lateral do pneu (DIANTEIROS) x Tempo.
Fonte: Autor.

Novamente pode-se ver que existe pouca diferença entre os valores dos resultados obtidos, melhor visualizada na figura 103, onde estão isoladas as curvas para a roda dianteira. Onde no detalhe, se pode ver que, para o chassi flexível existe uma oscilação do gráfico.

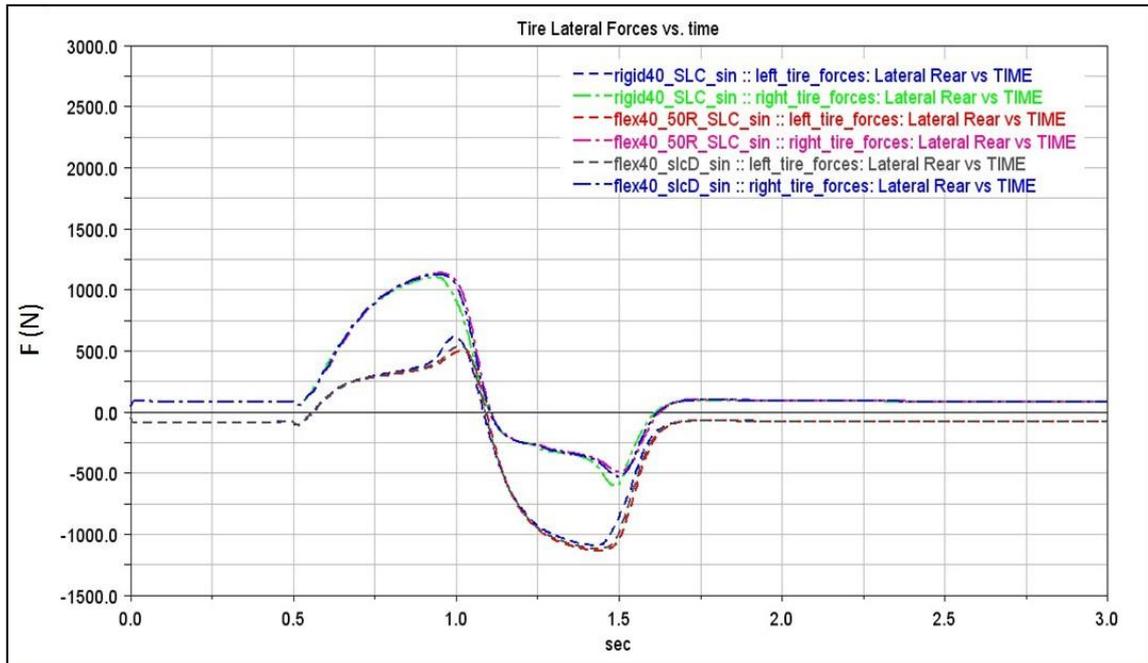


Figura 102: SLC, Gráfico de Força Lateral do pneu (traseiros) x Tempo.
Fonte: Autor.

Mas isto não chega a distorcer um valor médio obtido. Ou seja, não desvia em mais de 3% entre os valores encontrados nos gráficos, como mostrado na figura 103.

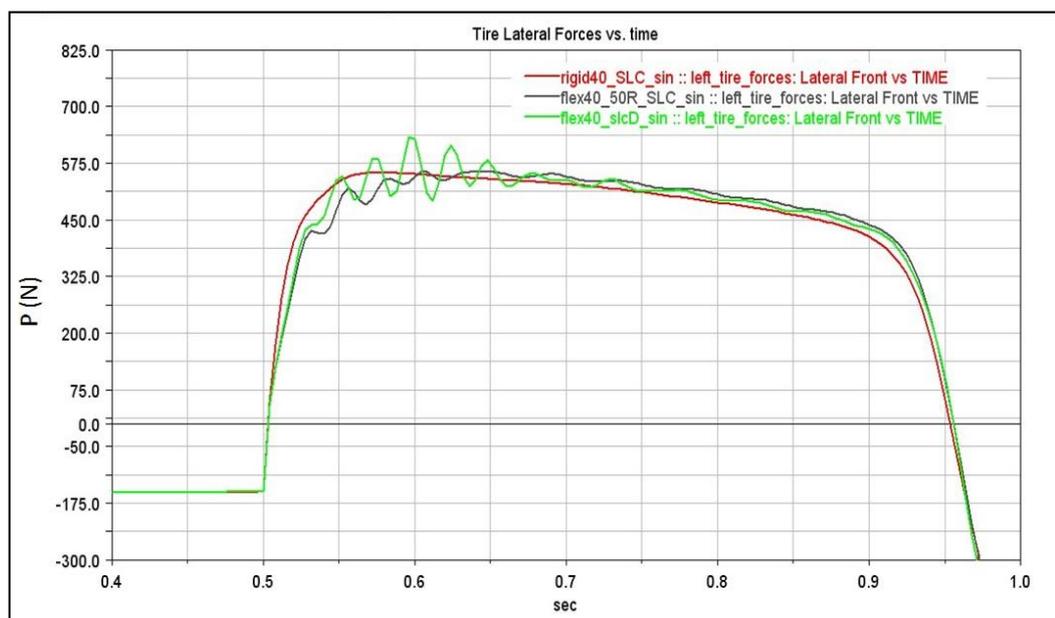


Figura 103: SLC, Detalhe do gráfico 101, Força Lateral no Pneu Diant. Esq. x Tempo.
Fonte: Autor.

Por exemplo, para o ensaio de corpo rígido (*rigid40_SLC*) temos um valor médio de $F_L = 335,19 N$, já para o ensaio de 50% da rigidez do chassi (*flex40_50R_SLC*), temos $F_L = 339,09 N$, já para o valor efetivo de rigidez do chassi (*flex40_SLC*) temos $F_L = 344,02 N$.

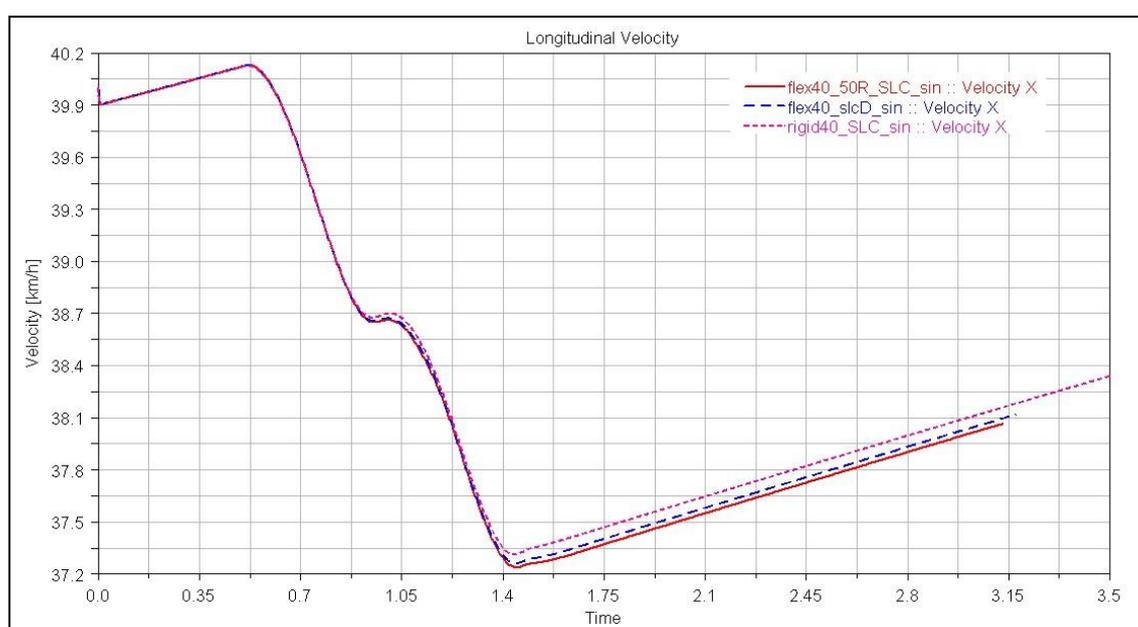


Figura 104: SLC, Gráfico de Velocidade x Tempo.
Fonte: Autor.

Já no gráfico de velocidade ao longo do tempo (figura 104), pode-se notar que não há grande diferença nos valores, porem o chassi rígido no mesmo período está ligeiramente mais rápido que o chassi flexível.

Que para $t = 3,0s$ temos $38,08km/h$ para o chassi rígido e $37,99km/h$ para o chassi com 50% da rigidez do chassi do RS3. Uma diferença de 0,25%, o que só seria perceptível e um diferencial, em uma prova de maior duração. Já que poderia haver uma perda de 0,25% de velocidade e tempo por manobra, teoricamente. Na figura 105, modelo rígido executando manobra no ADAMS/Car®.

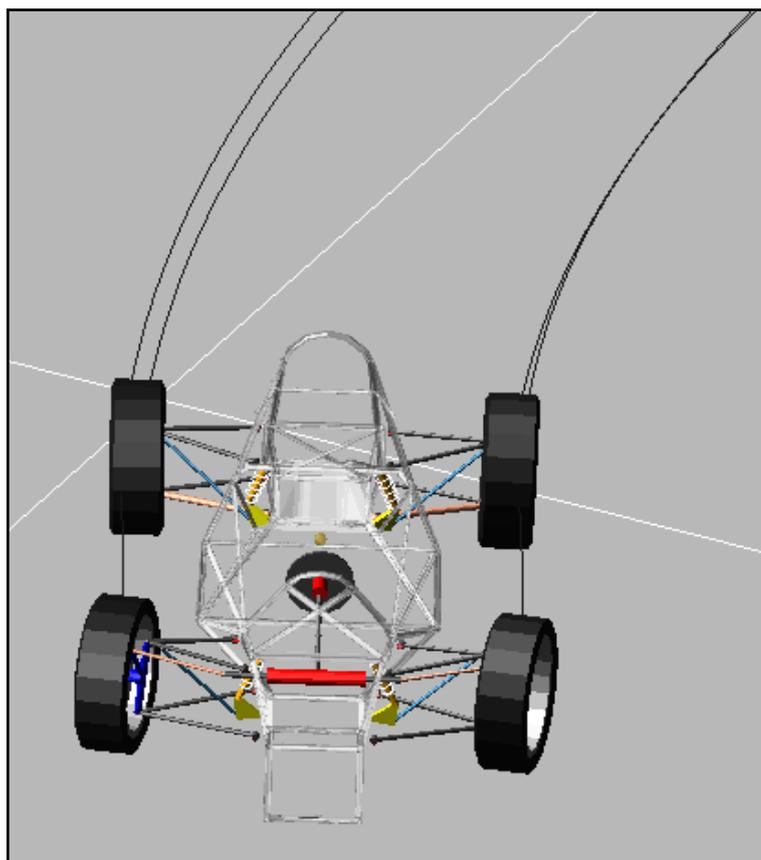


Figura 105: SLC, FSAE executando a manobra, chassi rígido.
Fonte Autor.

Esta pequena diferença também pode ser importante em provas onde o tempo e a maior velocidade média faz a diferença, um “skid pad”, “autocross” e um enduro, por exemplo. Porém para ter um chassi mais rígido, pode acarretar no acréscimo de massa no chassi.

Com isso deve-se avaliar se o ganho de velocidade média compensa o aumento de massa, que pode vir a prejudicar as provas de aceleração e frenagem. Um estudo mais aprimorado de rigidez do chassi se faz necessário em competições. E descobrir e conciliar o equilíbrio perfeito entre desempenho e rigidez.

5. CONCLUSÃO

No estágio atual o modelo vem apresentando pouca variação de resultados, mas ainda necessita de alguns ajustes em seu modelamento e configuração de parâmetros. Mas também permite inúmeras alterações de valores para ensaio, como “set-up” de suspensão, por exemplo, onde no caso atual não foi explorado nem a variação de camber e nem a se convergência possíveis tanto na suspensão dianteira, como traseira. Porém os modelos já serviram de base para avaliação preliminar de diversos aspectos do comportamento dinâmico do veículo.

Os resultados mostraram que, para sua solicitação o chassi atual tem rigidez maior do que a necessária para realização das manobras deste trabalho, ou seja, em condições de piso (pista) favoráveis a um chassi com menor rigidez do que a encontrada no FSAE RS3 da FEI. Resta descobrir qual a diferença de peso, equivalente a 50% do valor da rigidez do chassi, e saber se tal redução é efetivamente viável. Não transformando o chassi em algo, onde não se podem fazer as amarrações necessárias entre os demais sistemas, sendo esta uma função importante do chassi, a união e transferência de cargas do conjunto dianteiro para o traseiro, afetando diretamente no comportamento do veículo.

Em todas as simulações foi considerado um piso perfeito, entretanto a situação real da competição não foge muito desta singularidade, pois é sempre realizado em piso de boa ou excelente condição. Por exemplo, a pista do campo de provas da Goodyear em Americana, São Paulo ou em um grande estacionamento de concreto, como na competição de Michigan.

Como pode-se observar nas simulações de “fish hook”, a 40km/h , a diferença de velocidade no final da trajetória ficou em torno de 0,52% , sendo o modelo flexível (com 100% do valor real do chassi) com $19,33\text{km/h}$ em $t = 3,0\text{s}$ e o modelo rígido com $19,23\text{km/h}$ em $t = 3,0\text{s}$. Muito pouco para se justificar um aumento de rigidez.

Já para a simulação de “single lane change”, a 40km/h , a diferença de velocidade ao final da trajetória ficou em torno de 0,16%, sendo o modelo flexível (com $1,2\text{ kNm/}^\circ$) com $38,03\text{ km/h}$, para $t = 3,0\text{s}$ e o modelo rígido com $38,09\text{ km/h}$, para $t = 3,0\text{s}$. Também um valor muito pequeno para justificar um possível aumento de massa. Porém quando diminuimos o valor da rigidez para 50%, com velocidade em $t = 3,0\text{s}$ de $37,99\text{ km/h}$, esta

diferença sobe para 0,25%, já se mostrando como limite para perda de rendimento em comparação ao modelo rígido ideal. (figura 96)

Portanto, as simulações se mostram úteis na busca de equilíbrio entre o valor de rigidez e a busca por um maior rendimento sem o acréscimo de massa ao chassi. Mostrando que para a manobra efetuada, o chassi do Formula SAE se mostra competitivo em relação ao modelo ideal.

Entretanto, fica aqui a sugestão de continuação e avaliação do modelo flexível onde as deformações são observadas em tempo real. E pontuais ao longo de todo o chassi e não apenas em um chassi formado por dois corpos distintos unidos por uma bucha de torção. Como pode-se observar na figura 106.

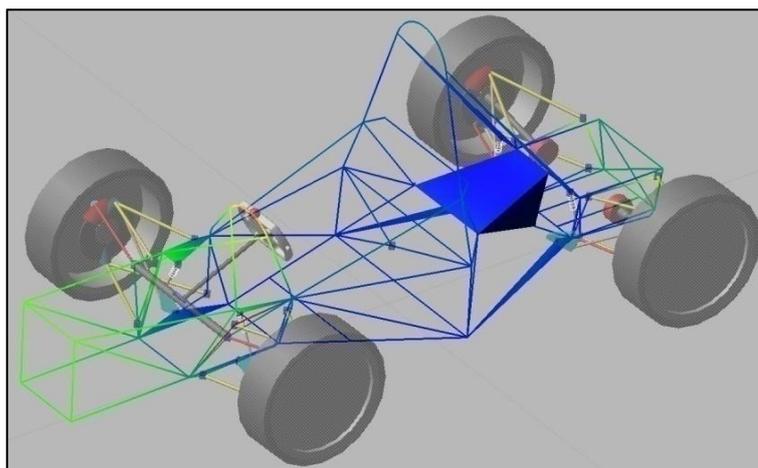


Figura 106: Exemplo de um modelo MNF.
Fonte: Autor

Para finalizar como já foi dito em parágrafos anteriores, este trabalho tenta buscar e ser uma maneira de descobrir mais facilmente, através de ensaios e simulações dinâmicas o equilíbrio entre desempenho e rigidez.

O mais ideal possível, sem favorecer ou prejudicar o rendimento de provas, por mais distintas que sejam. E para que não haja comprometimento da segurança, nem da evolução das técnicas de construção de chassi atualmente empregadas na competição.

5.1. Sugestão de trabalhos futuros

5.1.1. Variação de Convergência

O modelo multi-corpos gerado no ADAMS/Car® de suspensão do modelo em estudo, permite o ajuste de convergência no sistema de suspensão dianteiro e no traseiro, porém seria mais uma variável a ser controlada, portanto foi utilizado em 0,2° na dianteira e 0° na traseira, em ambos os conjuntos. Assim, todos os ensaios gerados nesta dissertação foram feitos com os valores estabelecidos sem nenhum ajuste na realização dos ensaios aqui descritos.

Fica como sugestão de trabalho futuro a possibilidade de se avaliar a influência da convergência no sistema.

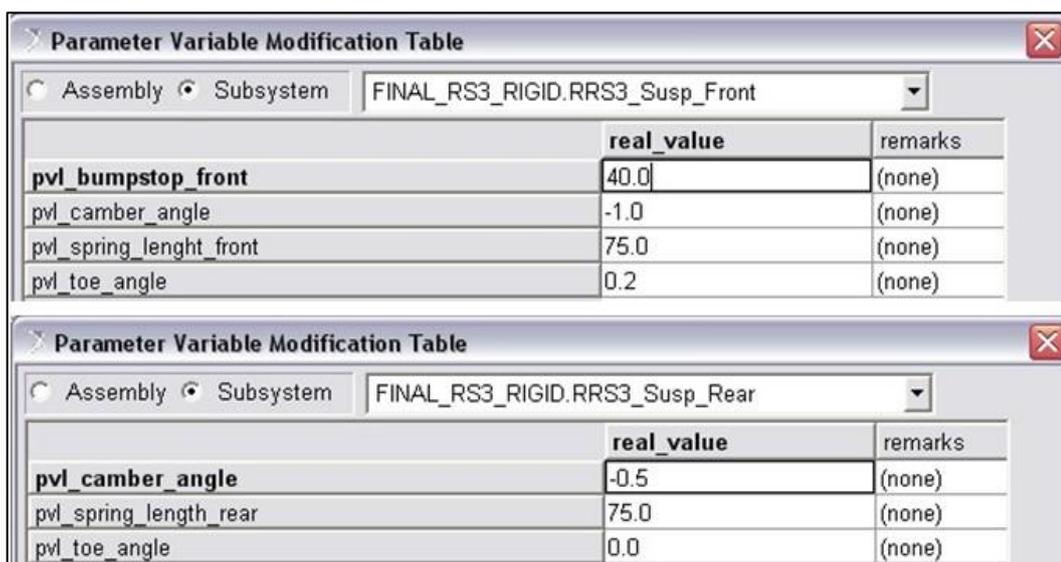


Figura 107: Tela de ajuste de Camber e Convergência do ADAMS/Car®.
Fonte: Autor.

5.1.2. Variação de Caster e Camber

O modelo multi-corpos de suspensão do modelo em estudo, permite o ajuste de cambagem estática assim como no valor estático de caster, mas por simplificação das análises e não ser este o foco do trabalho. Foi deixado em -1° para a dianteira e $-0,5^\circ$ para a traseira, para o camber em ambos os conjuntos, havendo somente variação dinâmica de acordo com o trabalho da geometria de suspensão.

Assim, todos os ensaios gerados nesta dissertação foram feitos com os valores estabelecidos sem nenhum ajuste na realização dos ensaios citados no capítulo 4.

Fica também, como sugestão de trabalho futuro a possibilidade de se avaliar a influência da cambagem no sistema. Bem como a aplicação e influência do caster no resultado das manobras.

Como mostrado na figura 108, o caster pode ser alterado modificando-se a posição relativa entre o ponto *hpl_LCA_outer* e o ponto *hpl_UCA_outer*, sendo estes os pontos inferior e superior da manga de eixo do RS3.



	loc_x	loc_y	loc_z	remarks
hpl_damper_to_bellcrank	-768.620525848	-265.730019987	253.758492875	(none)
hpl_damper_to_body	-769.161607204	-184.705790131	408.4769141	(none)
hpl_LCA_front	-926.419984951	-195.365312948	211.247676944	(none)
hpl_LCA_outer	-782.037784951	-583.035512948	199.472676944	(none)
hpl_LCA_rear	-627.956965475	-200.741783866	230.04339332	(none)
hpl_pivot_bellcrank	-768.7098	-188.449304543	212.006979506	(none)
hpl_prod_inner	-768.55718895	-250.998724659	192.942478361	(none)
hpl_prod_outer	-768.637503973	-509.949616639	430.273355737	(none)
hpl_tierod_inner	-888.024179248	-277.279009801	398.74622227	(none)
hpl_tierod_outer	-826.984039173	-601.369408598	447.503096934	(none)
hpl_UCA_front	-829.661679248	-236.738761358	406.422617334	(none)
hpl_UCA_outer	-768.621539173	-560.829160155	455.179491998	(none)
hpl_UCA_rear	-636.606039173	-273.637160155	417.532491998	(none)
hpl_wheel_center	-782.0	-630.0	330.2	(none)

Figura 108: Tela de ajuste de Hard Points do ADAMS/Car®.

Fonte: Autor.

Referências

ANSYS, Inc. - **ANSYS - Fundamental FEA Concepts And Applications - A Guidebook For The Use And Applicability Of Workbench Simulation Tools From Chassis.**

F. MOL ÁLVARES DA SILVA, R. MOLINA VALLE, M. TÚLIO CORRÊA DE FARIA, F. PENA DUARTE - **Modal Analysis of a Tubular Structure Vehicle**, 2004. Society of Automotive Engineers, Inc.

GILLESPIE, THOMAS D., **Fundamentals of Vehicle Dynamics**, 1992. Society of Automotive Engineers, Inc.

MERA, VERA AND ESPERILLA. - **Influence of Roll Axis in Vehicle Dynamics. Bond Graph Models**, 2002. Society of Automotive Engineers, Inc.

MILLIKEN, F.W.; MILLIKEN, D.L. - **Race Car Vehicle Dynamics**, 1995. Society of Automotive Engineers, Inc.

RILL, G - **Vehicle Modeling By Subsystems**, 2006. University of Applied Sciences. Prof. Dr. Georg Rill.

RILL, G - **Vehicle Dynamics - Lecture Notes**, 2007. University of Applied Sciences. Prof. Dr. Georg Rill.

SHIBAOKA, KUSAKA, NAKANISHI AND ITAI. - **New Approach to High Rigidity Body Construction Using Dynamic Analysis**, 2003. Society of Automotive Engineers, Inc.

S.-H. LIN, C. G. CHENG AND C. Y. LIAO, Y.-F. SHAN - **CAE Analyses for Suspension System and Full Vehicle under Durability Road Load Conditions**, 2007. Society of Automotive Engineers, Inc.

PACEJKA, HANS B., - **Tire and Vehicle Dynamics**, 2002. Society of Automotive Engineers, Inc.

ADAMS Products Guides; **Getting Started using ADAMS/Cars.**

MD R2 ADAMS/Car Help-car_analysys.pdf

REIMPELL, J – **The Automotive Chassis**, 2001. Butterworth-Heinemann.

MUELLER, RUSSEL L. – **Full Vehicle Dynamics Model of a Formula SAE Racecar using Adams/Car.**, 2005. Texas A&M University.

SMITH, STEVE – **Advanced Race Car Suspension Development**, 1974. Steve Smith Auto sports Publications.

LONNY L. THOMPSON, SRIKANTH RAJU and E. HARRY LAW – **Design of a Winston Cup Chassis for Torsional Stiffness**, 1998. Department of Mechanical Engineering, Clemson Univ.

BARRETO, M. Z. – **Dinâmica Longitudinal: Efeitos da Geometria de Suspensão nas Mudanças na Atitude da Massa Suspensa e os Esforços nos Elementos da Suspensão, e os Esforços nos Elementos da Suspensão**, 2005. Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo.