

UNIVERSIDADE ESTADUAL PAULISTA

"JÚLIO DE MESQUITA FILHO"

CAMPUS DE GUARATINGUETÁ

TIAGO AUGUSTO FARIA LOURENÇO

Projeto de uma suspensão traseira independente para um veículo mini Baja SAE

Guaratinguetá

2021

Tiago Augusto Faria Lourenço

Projeto de uma suspensão traseira independente para um veículo mini Baja SAE

Trabalho de Graduação apresentado ao Conselho de Curso de Graduação em Engenharia Mecânica da Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista, como parte dos requisitos para obtenção do diploma de Graduação em Engenharia Mecânica.

Orientador: Prof^o Dr. Marcelo Sampaio Martins

Guaratinguetá

2021

L892p Lourenço, Tiago Augusto Faria
 Projeto de uma suspensão traseira independente para um veículo mini Baja
SAE / Tiago Augusto Faria Lourenço. – Guaratinguetá, 2021.
 92 f : il.
 Bibliografia: f. 87-89

 Trabalho de Graduação em Engenharia Mecânica - Universidade Estadual
Paulista, Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá, 2021.
 Orientador: Prof. Dr. Marcelo Sampaio Martins

 1. Automóveis - Projeto e construção 2. Automóveis - Molas e suspensão
 3. Veículos a motor I. Título

CDU 629.113

UNIVERSIDADE ESTADUAL PAULISTA
"JÚLIO DE MESQUITA FILHO"
CAMPUS DE GUARATINGUETÁ

TIAGO AUGUSTO FARIA LOURENÇO

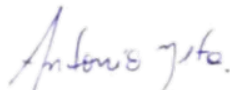
ESTE TRABALHO DE GRADUAÇÃO FOI JULGADO ADEQUADO COMO PARTE DO
REQUISITO PARA A OBTENÇÃO DO DIPLOMA DE "**GRADUADO EM**
ENGENHARIA MECÂNICA "

APROVADO EM SUA FORMA FINAL PELO CONSELHO DE CURSO DE
GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

Prof. Dr. CELSO EDUARDO TUNA
Coordenador

BANCA EXAMINADORA:


Prof. Dr. MARCELO SAMPAIO MARTINS
Orientador/UNESP-FEG


Prof. Me. ANTONIO FARIA DOS REIS NETO
UNESP-FEG


Prof. Me. EVERTON COELHO DE MEDEIROS
UNESP-FEG

Fevereiro , 2021

AGRADECIMENTOS

A Deus, por toda a graça e saúde dadas a mim, além de forças nos momentos difíceis;

Aos meus pais *Marcos* e *Nelita* por me darem todo o suporte necessário para que essa graduação se tornasse realidade;

Ao meu orientador *Prof. Dr. Marcelo Sampaio Martins* por sua paciência e prestatividade sempre que solicitado;

Aos membros da equipe Piratas do Vale, em especial aos acadêmicos *Rodrigo Nogueira* e *Lucca Soares Almeida* por todo o auxílio e aconselhamentos, sem os quais esse projeto não se desenvolveria.

*“ Por vezes sentimos que aquilo que fazemos não é senão uma gota de água no mar. Mas o mar
seria menor se lhe faltasse uma gota “
(Madre Teresa de Calcuta)*

RESUMO

Devido a constante busca por melhorias, achou-se necessária a mudança na geometria da suspensão traseira do veículo mini Baja SAE da equipe Piratas do Vale. Nesse trabalho será apresentado uma metodologia para projeto de uma suspensão independente para um veículo *off-road* visando maior desempenho. Escolheu-se uma suspensão independente do tipo Duplo A e serão apresentadas metodologias de análises no *software Adams Cars* e também a análise estrutural da suspensão no *Ansys*. Como resultados, definiu-se uma suspensão cuja variação de *camber* e *toe* encontraram-se dentro do esperado, já na análise estrutural e encontrou-se pontos de concentração de tensão na suspensão que foram desconsiderados, sendo considerados anomalias, causadas pelo método dos elementos finitos.

PALAVRAS-CHAVE: Suspensão independente. Baja SAE. Dimensionamento da Suspensão.

ABSTRACT

Due to the constant search for improvements, it was necessary to change the geometry of the rear suspension of the mini Baja SAE vehicle of the Piratas do Vale team. In this work, a methodology will be presented for the design of an independent suspension for a vehicle off-road aiming greater performance. A Double Wishbone independent suspension was chosen and analysis methodologies will be presented in software Adams Cars and also the structural analysis of the suspension in Ansys. As results, was defined a suspension whose variation of camber and toe were within the expected, in the structural analysis was found points of tension concentration in the suspension that were disregarded, being considered anomalies caused by the finite element method.

KEYWORDS: Independent Suspension. Baja SAE. Design of the suspension.

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1	Protótipo Baja.	18
Figura 2	Exemplos de molas helicoidais.	21
Figura 3	Exemplos de molas do tipo lâmina.	21
Figura 4	Exemplo de amortecedor tipo hidráulico telescópico.	22
Figura 5	Exemplo de buchas.	22
Figura 6	Exemplo de um pneu <i>offroad</i>	23
Figura 7	Esquema mostrando manga de eixo e os braços de uma suspensão.	24
Figura 8	Terminais esféricos.	25
Figura 9	Exemplo de uma junta rotacional.	25
Figura 10	Representação das principais suspensões do tipo eixo-rígidos.	26
Figura 11	Representação de uma suspensão do tipo <i>Trailing arm</i>	27
Figura 12	Esquematização de uma suspensão <i>Semi-Trailing Arm</i>	28
Figura 13	Representação de uma suspensão do tipo <i>Tri-link</i>	29
Figura 14	Suspensão Duplo-A com <i>Toe-link</i>	30
Figura 15	Esquematização de uma suspensão <i>Multi-Link</i>	30
Figura 16	scale=0.35	32
Figura 17	Esquema de cambagem negativa no <i>bump</i>	32
Figura 18	scale=0.4	33
Figura 19	Esquematização do eixo instantâneo de rotação.	33
Figura 20	Centro de rolamento de acordo com a geometria da suspensão.	35
Figura 21	Ângulo de deriva.	36
Figura 22	Representação da bitola.	36
Figura 23	scale=0.8	37
Figura 24	Configurações de <i>Toe-in</i> e <i>Toe-out</i>	38
Figura 25	Diagrama de corpo livre de um carro sob efeito de frenagem.	39
Figura 26	Diagrama de corpo livre de uma suspensão traseira do tipo independente.	40
Figura 27	Comprimentos característicos das molas helicoidais	42
Figura 28	Quadro de materiais de molas helicoidais de acordo com suas aplicações	43

Figura 29	Coeficientes para cálculo do limite de resistência a tração da mola de acordo com material	44
Figura 30	Porcentagens para cálculo de S_{fw} de acordo com material e acabamento da mola	45
Figura 31	Tipos de tratamentos das extremidades da mola	46
Figura 32	Tendência de flambagem da mola	47
Figura 33	Formas de posicionamento da mola em diferentes suspensões	50
Figura 34	Modelo um quarto de carro	53
Figura 35	Diagrama de forças para o sistema um quarto de carro	53
Figura 36	Forças atuantes no veículo no momento da curva.	56
Figura 37	Relação do RC e a distribuição das forças da suspensão.	58
Figura 38	Modelo para calculo da variação da altura do centro de gravidade de um veículo.	59
Figura 39	Caminhos para uma análise estrutural.	60
Figura 40	Exemplificação do processo de discretização de um meio contínuo	61
Figura 41	Exemplos dos tipos de elementos	61
Figura 42	Exemplo de utilização do comando medida do <i>SolidWorks</i>	65
Figura 43	Janela de preenchimento do novo subsistema	67
Figura 44	Opções para seleção de (<i>Template</i>)	67
Figura 45	Tabela de modificação dos <i>hardpoints</i>	68
Figura 46	Relação dos nomes dos <i>hardpoints</i> e os <i>links</i> de uma suspensão traseira duplo A	68
Figura 47	Áreas <i>Force elements</i> e <i>Parameter Variables</i>	69
Figura 48	Representação de uma montagem no Adams Cars.	70
Figura 49	Interface para análise de resultados	71
Figura 50	Janela para configuração do <i>plot</i> dos resultados das análises do programa.	71
Figura 51	Interface do <i>SpaceClaim</i>	73
Figura 52	Interface do <i>Mechanical</i>	73
Figura 53	Fluxograma da análise da estrutura.	76
Figura 54	Vistas iniciais do chassi	80
Figura 55	Pontos iniciais da suspensão no <i>SolidWorks</i>	80
Figura 56	Variação do <i>camber</i>	81

Figura 57	Variação do <i>toe</i>	82
Figura 58	Posicionamento do RC e IC	83
Figura 59	Modelagem da suspensão <i>SolidWorks</i>	85
Figura 60	Simplificações da manga e dos terminais rotulares esféricos.	85
Figura 61	Resultado da modelagem da geometria inicial no <i>Spaceclaim</i>	86
Figura 62	Preparação das restrições e fixações.	86
Figura 63	Detalhes do posicionamento da força.	87
Figura 64	Malha gerada para a primeira simulação.	88
Figura 65	Resultados gerais da primeira simulação.	88
Figura 66	Detalhes dos concentradores de tensão da primeira simulação.	89
Figura 67	Pontos de ruptura entre o apoio do amortecedor e a chapa	89
Figura 68	Resultado da modelagem da geometria das simulações finais no <i>Spaceclaim</i>	90
Figura 69	Malha gerada para a segunda simulação.	91
Figura 70	Resultados gerais da segunda simulação.	91
Figura 71	Detalhes dos concentradores de tensão.	92
Figura 72	Ponto de concentração de tensão entre o apoio do amortecedor direito e a chapa.	92
Figura 73	Detalhes pontos de ruptura nas juntas rotacionais superiores.	93
Figura 74	Malha gerada para a terceira simulação.	93
Figura 75	Resultados gerais da terceira simulação.	94
Figura 76	Resultado do comando <i>Stress probe</i> para as juntas rotacionais superiores.	94
Figura 77	Detalhes dos concentradores de tensão da terceira simulação.	95

LISTA DE TABELAS

Tabela 1	–	Valores de referência para o cálculo de S_{ys}	44
Tabela 2	–	Frequências naturais recomendadas	52
Tabela 3	–	Diferenças entre as coordenadas do <i>Adams Cars</i> e <i>SolidWorks</i>	64
Tabela 4	–	Abreviações do <i>Adams Cars</i>	69
Tabela 5	–	Valores de rigidez do pneu número 21x7-R10 calibrado com 8psi	77
Tabela 6	–	<i>Hardpoints</i> esquerdos iniciais no <i>Adams Cars</i>	79
Tabela 7	–	<i>Hardpoints</i> esquerdos finais no <i>Adams Cars</i>	81
Tabela 8	–	Valores necessários para os cálculos	83

LISTA DE SÍMBOLOS

α	Ângulo de deriva
β	Ângulo de inclinação da força em relação ao solo
γ	Ângulo de <i>camber</i>
Δh	Variação de altura do CG
Δw	Transferência de carga entre eixos
θ_{sr}	Ângulo entre a linha que une o centro da roda e o IC e uma paralela ao solo
τ_{max}	Tensão de cisalhamento máxima
τ_a	Tensão alternada
τ_m	Tensão média
τ_i	Tensão mínima
a_y	Aceleração lateral
a_{ymax}	Aceleração lateral máxima
C	Índice da mola
C_r	Fator de amortecimento
C_r^{ade}	Coefficiente de amortecimento ideal para aderência
C_r^{iso}	Coefficiente de amortecimento ideal para isolamento
d	Diâmetro do arame da mola
D	Diâmetro da espira da mola
D_i	Diâmetro interno da espira da mola
F	Força axial aplicada na mola
F_a	Força alternada

F_m	Força média
F_{max}	Força máxima atuante
F_{min}	Força mínima
f_n	Frequência natural da massa suspensa
f_{ns}	Frequência natural da massa não suspensa
F_r	Força do <i>drop test</i> por roda
f_t	Força de frenagem ou aceleração
F_{tr}	Força transmitida
F_y	Força lateral atuante no pneu
f_z	Componente vertical da força transmitida
f_{zi}	Força vertical máxima
g	Aceleração da gravidade
G	Módulo de cisalhamento do material
H	Altura do centro de gravidade em relação ao solo
h_{roll}	Diferença de altura entre RC e CG
h_{rollc}	Altura do RC
K	Constante de rigidez mola
K_{eq}	Rigidez equivalente da suspensão
K_p	Rigidez do pneu
K_r	Rigidez efetiva da roda
K_{rs}	Rigidez efetiva de mola
K_s	Fator de cisalhamento direto
K_w	Fator de Wahl

L	Distância entre eixos
L_a	Comprimento de pré-carga da mola
L_f	Comprimento livre da mola
L_m	Comprimento de maior deflexão da mola
L_s	Comprimento sólido da mola
M	Massa total do carro
M_{ns}	Massa não suspensa suportada no eixo
m_{ns}	Massa não suspensa suportada por roda
M_s	Massa suspensa suportada no eixo
m_s	Massa suspensa suportada por roda
M_{zt}	Torque de Auto alinhamento
N_a	Número total de espiras ativas
N_e	Coefficiente de segurança para o caso de carga estática na mola
N_{fs}	Coefficiente de segurança para cargas alternadas
N_t	Número total de espiras
p	Passo da mola
S_{es}	Limite de resistência a fadiga alternada
S_{ew}	Limite de resistência a fadiga torcional
S_{fw}	Limite de resistência a fadiga
SL	Alavanca da suspensão
S_{us}	Limite de resistência ao cisalhamento
S_{ut}	Limite de escoamento a tração
S_{ys}	Limite de escoamento torcional

t	Bitola
W	Peso do veículo
x_2	Altura do <i>instant center</i> lateral em relação ao solo
y	Deflexão da mola
y_2	Distância do <i>instant center</i> em relação ao centro das rodas

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	18
2	OBJETIVOS	19
3	FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA	20
3.1	ASPECTOS GERAIS DAS SUSPENSÕES	20
3.2	PRINCIPAIS COMPONENTES DE UMA SUSPENSÃO	20
3.2.1	Mola	20
3.2.2	Amortecedor	21
3.2.3	Buchas.....	22
3.2.4	Pneus	23
3.2.5	Braços da suspensão e Manga de eixo	23
3.2.6	Conexões	24
3.3	TIPOS DE SUSPENSÃO	25
3.3.1	Eixo rígido	25
3.3.2	Eixo independente.....	26
3.3.3	Trailing Arm.....	27
3.3.4	Semi-Trailing Arm	28
3.3.5	Tri Link.....	29
3.3.6	Duplo-A ou Double Wishbone	29
3.3.7	Multi-Link	30
3.4	PARÂMETROS DE DIRIGIBILIDADE	31
3.4.1	Massa suspensa e Massa não suspensa	31
3.4.2	Camber	31
3.4.3	Centro instantâneo ou Instant center (IC)	33
3.4.4	Centro de rolagem ou Roll Center (RC).....	34
3.4.5	Ângulo de deriva ou Slip angle	34
3.4.6	Bitola ou Track Width	36
3.4.7	Distância ao solo.....	37
3.4.8	Convergência ou Toe	37
3.5	GEOMETRIAS ANTI-DIVE E ANTI-SQUAT	39
3.6	DIMENSIONAMENTO DA MOLA	41
3.6.1	Material	42

3.6.2	Diâmetro da espira e índice de mola	44
3.6.3	Número e tratamento das espiras.....	45
3.6.4	Deflexão e constante da mola.....	46
3.6.5	Flambagem das molas	47
3.6.6	Tensão de cisalhamento na mola	47
3.6.7	Análise estática da mola	48
3.6.8	Análise da fadiga da mola	49
3.7	DIMENSIONAMENTO DOS AMORTECEDORES	50
3.8	FREQUÊNCIA NATURAL.....	51
3.8.1	Método um quarto de carro.....	52
3.9	EFEITO JACKING	55
3.9.1	Aceleração máxima na curva.....	56
3.9.2	Levantamento do chassi em curvas.....	57
3.10	ANÁLISE ESTRUTURAL	59
3.10.1	Método dos Elementos Finitos.....	60
4	METODOLOGIA.....	63
4.1	DETERMINAÇÃO DA GEOMETRIA	63
4.1.1	Adams Cars	65
4.1.1.1	Hierarquia no Adams Cars.....	66
4.1.1.2	Preparação.....	66
4.1.1.3	Modelagem da Suspensão Traseira no Adams Cars	66
4.1.1.4	Simulações.....	70
4.2	METODOLOGIA PARA ANÁLISE ESTRUTURAL	72
4.2.1	Ansys	72
4.2.1.1	Modelagem	72
4.2.1.2	Junções e condição de contorno	73
4.2.1.3	Geração das malhas	74
4.2.1.4	Aplicação das cargas.....	74
4.2.1.5	Solução	75
4.2.1.6	Análise dos resultados	75
5	RESULTADOS E DISCUSSÕES	77
5.1	LIMITAÇÕES IMPOSTAS PELO REGULAMENTO.....	77
5.2	PNEUS E CUBOS DE RODA	77

5.3	GEOMETRIA.....	78
5.4	PARÂMETROS DE DIRIGIBILIDADE	78
5.5	DETERMINAÇÃO DOS PONTOS CARACTERÍSTICOS DA SUSPENSÃO	
	79	
5.5.1	Levantamento dos pontos iniciais	79
5.5.2	Simulações	80
5.5.3	Valores para a geometria Anti-Squat.....	82
5.5.4	Efeito jacking	83
5.6	ESTUDO DAS MOLAS E AMORTECEDORES	84
5.7	FREQUÊNCIA NATURAL NA TRASEIRA.....	84
5.8	ANÁLISE ESTRUTURAL	84
5.8.1	Modelagem inicial.....	84
5.8.2	Restrições de fixações e aplicação da força	86
5.8.3	Primeira simulação	88
5.8.4	Segunda simulação	90
5.8.5	Terceira Simulação	92
6	CONSIDERAÇÕES FINAIS.....	96
6.1	RECOMENDAÇÕES PARA TRABALHOS FUTUROS	96
	REFERÊNCIAS	98
	APÊNDICE A – Cálculo da força de reação do pneu/solo	10

1 INTRODUÇÃO

O programa Baja SAE é um desafio entre alunos de ensino superior de engenharia com o objetivo de permitir que eles apliquem os conhecimentos adquiridos na academia formando equipes que devem projetar e construir um veículo monoposto, *off-road* e esportivo. Esse veículo deve ser de fácil manutenção, seguindo rígidas normas de segurança e com a capacidade de vencer obstáculos e terrenos acidentados em várias condições de climas (SAE, 2019).

O monoposto deverá ser utilizado em apenas duas competições, onde serão avaliados todos os aspectos do veículo, entre eles o desempenho em percursos e provas específicas. Além disso, a prova conta com apresentações do projeto do veículo que deve ser desenvolvido como se fosse para comercialização, explanando seus subsistemas de freios, transmissão, suspensões, sistema elétrico e direção. A equipe que adquirir a vitória tem o direito de representar o Brasil na competição mundial. A Figura 1 é uma foto do protótipo da equipe Piratas do Vale da UNESP.

Figura 1 – Protótipo Baja.



Fonte: Equipe Piratas do Vale (2019).

É por esse motivo que é importante estar sempre evoluindo e buscando inovações. Sendo assim decidiu-se que, para o próximo protótipo, será substituída a atual suspensão traseira de eixo rígido por uma independente, a fim de ganhar performance, pois essa apresenta melhores controles de cambagem e convergência, garantindo maior contato do pneu com o solo, aumentando assim o desempenho em curvas e estabilidade em retas.

2 OBJETIVOS

Esse trabalho visa a obtenção de uma suspensão traseira do tipo independente para um protótipo mini Baja SAE para a equipe Piratas do Vale da UNESP com campus em Guaratinguetá. A suspensão deve ser de fácil manutenção e fabricação, assim como ter o menor custo possível, visando um melhor desempenho do mesmo nas condições diversas de terreno e obstáculos.

3 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

Nessa seção serão abordados os principais conceitos necessários para a realização de um projeto de suspensão.

3.1 ASPECTOS GERAIS DAS SUSPENSÕES

A constante competição na indústria e o crescente avanço da tecnologia permitiu que os veículos ficassem cada vez mais sofisticados, tendo maiores exigências de performance, atingindo maiores velocidades finais e também maiores níveis de segurança e conforto em condições adversas. Para atingir esses resultados os engenheiros têm se dedicado no estudo da dinâmica veicular nas mais diversas condições de operação (REZENDE, 2007).

Um dos principais responsáveis pelo conforto e comportamento dinâmico do veículo é a suspensão. Segundo Gillespie (1992), as principais funções de uma suspensão são:

- Isolar o chassi das excitações causadas pelas irregularidades da pista, promovendo um maior conforto aos ocupantes e integridade da carga.
- Manter as rodas com o máximo de contato com o solo para manter a aderência e tração em todo percurso.
- Resistir ao rolamento do chassi.
- Controlar as forças produzidas nos pneus quando o veículo é submetido a aceleração e frenagem e quando está em curvas.

3.2 PRINCIPAIS COMPONENTES DE UMA SUSPENSÃO

A seguir serão apresentados os principais componentes de uma suspensão.

3.2.1 Mola

A mola é responsável junto com o amortecedor por absorver as vibrações do terreno, transformando a energia proveniente do movimento do conjunto da suspensão em energia elástica que posteriormente é dissipada pelo amortecedor, gerando conforto aos passageiros. As mais comuns são do tipo helicoidal, que são as mais utilizadas em veículos leves por serem mais

compactas, e também do tipo lâmina, que são mais utilizadas em veículos de carga em suspensões de eixo rígido. Ao longo do trabalho, voltará a ser abordado sobre esse componente. Na Figura 2 e Figura 3 observam-se exemplos de molas helicoidais e do tipo lâmina, respectivamente.

Figura 2 – Exemplos de molas helicoidais.



Fonte: Júnior (2006).

Figura 3 – Exemplos de molas do tipo lâmina.

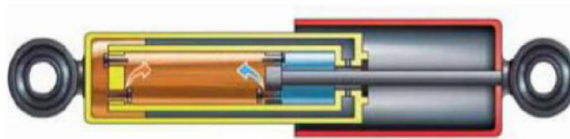


Fonte: Júnior (2006).

3.2.2 Amortecedor

O amortecedor trabalha em conjunto com a mola e sua função é dissipar a energia introduzida pelas vibrações. Os mais utilizados atualmente são os hidráulicos convencionais e os hidráulicos pressurizados. Ao longo do trabalho, voltará a ser abordado sobre esse componente. A Figura 4 representa um exemplo de amortecedor hidráulico.

Figura 4 – Exemplo de amortecedor tipo hidráulico telescópico.



Fonte: Barbosa (2016).

3.2.3 Buchas

A função da bucha é absorver vibrações. Ela está localizada em várias peças da suspensão como bandejas, amortecedores, molas, etc. Independente do material, as buchas sofrem deformações e fazem parte dos principais responsáveis pela variação do alinhamento da suspensão quando o veículo está em movimento. A Figura 5 contém exemplos desse componente.

Figura 5 – Exemplo de buchas.



Fonte: Rezende (2007).

As buchas fabricadas de borracha são os tipos mais comuns em veículos. Nas suas vantagens se destacam a não necessidade de lubrificação, o baixo custo e o melhor isolamento das vibrações. Porém, elas possuem uma grande desvantagem que é o fato de que apresentam deformações em excesso, sendo assim não são recomendadas em veículos competitivos onde as deformações devem ser mínimas. Nesse caso, recomenda-se o uso de buchas de uretano, nylon ou aço, que suprem essa necessidade quanto a deformação, no entanto necessitam de lubrificação e encarecem o projeto (REZENDE, 2007).

3.2.4 Pneus

Segundo Gillespie (1992), os pneus são responsáveis por suportar as cargas verticais, além de desenvolver as forças longitudinais para aceleração e frenagem assim como as forças laterais para a execução de curvas.

Segundo Nicolazzi, Leal e Rosa (2012) caracteriza-se como pneus com bom desempenho aqueles que suprem características tais como alta capacidade de carga, excelente aderência tanto em pisos secos quanto em molhados, proporcionam conforto, durabilidade e apresentam elevada estabilidade quando forças transversais estão atuando nele.

Milliken e Milliken (1995) explica que não há como se obter de um mesmo pneu performance e conforto, pois essas características são inversamente proporcionais, por exemplo quanto melhor a capacidade de amortecimento maior a resistência a rodagem, resultando em necessidades de maiores esforços por parte do motorista para esterçamento. Por esse motivo deve-se ter em mente qual característica é mais importante para a escolha do pneu.

A Figura 6 mostra um exemplo de um pneu *offroad* utilizado em um projeto mini baja.

Figura 6 – Exemplo de um pneu *offroad*.



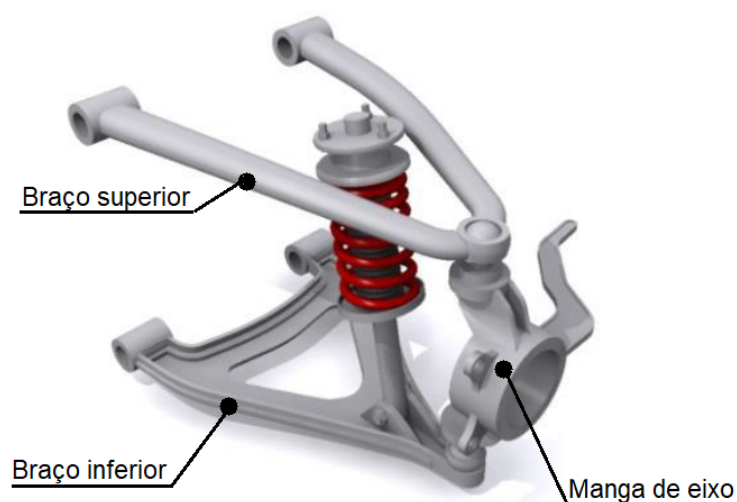
Fonte: Oliveira (2018).

3.2.5 Braços da suspensão e Manga de eixo

Também chamados de *links* são os responsáveis pela ligação articulada entre a roda e o chassi. São determinantes no momento do projeto, pois a forma como são fixados definem os ângulos que influenciam na dinâmica veicular (FERNANDES; OLIVEIRA; JUNIOR, 2018).

A manga de eixo, por sua vez é responsável pela ligação da roda com os *links* da suspensão (FERNANDES; OLIVEIRA; JUNIOR, 2018). Um exemplo pode ser visto na Figura 7.

Figura 7 – Esquema mostrando manga de eixo e os braços de uma suspensão.



Fonte: Adaptado de Lenz (2016).

3.2.6 Conexões

Os elementos de ligação entre o chassi do veículo e os braços da suspensão, assim como esses últimos com a manga de eixo devem ser articulados. Esses elementos de ligação recebem o nome de conexões e são responsáveis por transmitir e impor restrições nos movimentos da suspensão (VIEGAS, 2016).

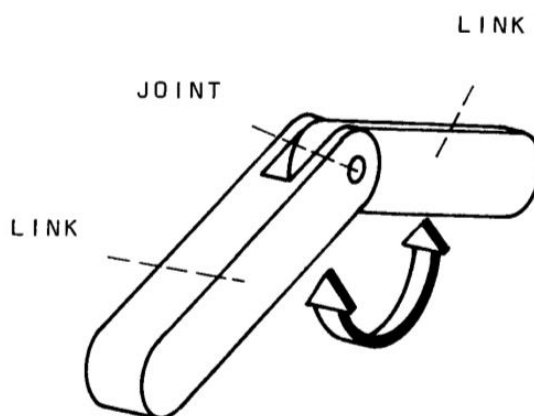
No projeto de suspensão, as mais comuns são as rotulares esféricas (Figura 8), que permitem movimentação com 3 graus de liberdade e são utilizadas entre os braços e a manga de eixo, além das rotulares ou rotacional (Figura 9) que permitem apenas movimentação de rotação em 1 eixo (1 grau de liberdade) e são utilizadas na união dos braços com o chassi (OLIVEIRA, 2018).

Figura 8 – Terminais esféricos.



Fonte: Viegas (2016).

Figura 9 – Exemplo de uma junta rotacional.



Fonte: Gonçalves et al. (2012).

3.3 TIPOS DE SUSPENSÃO

Existem vários tipos de suspensões atualmente na literatura e o uso de cada uma delas depende das características principais desejadas do veículo (MERLING, 2007).

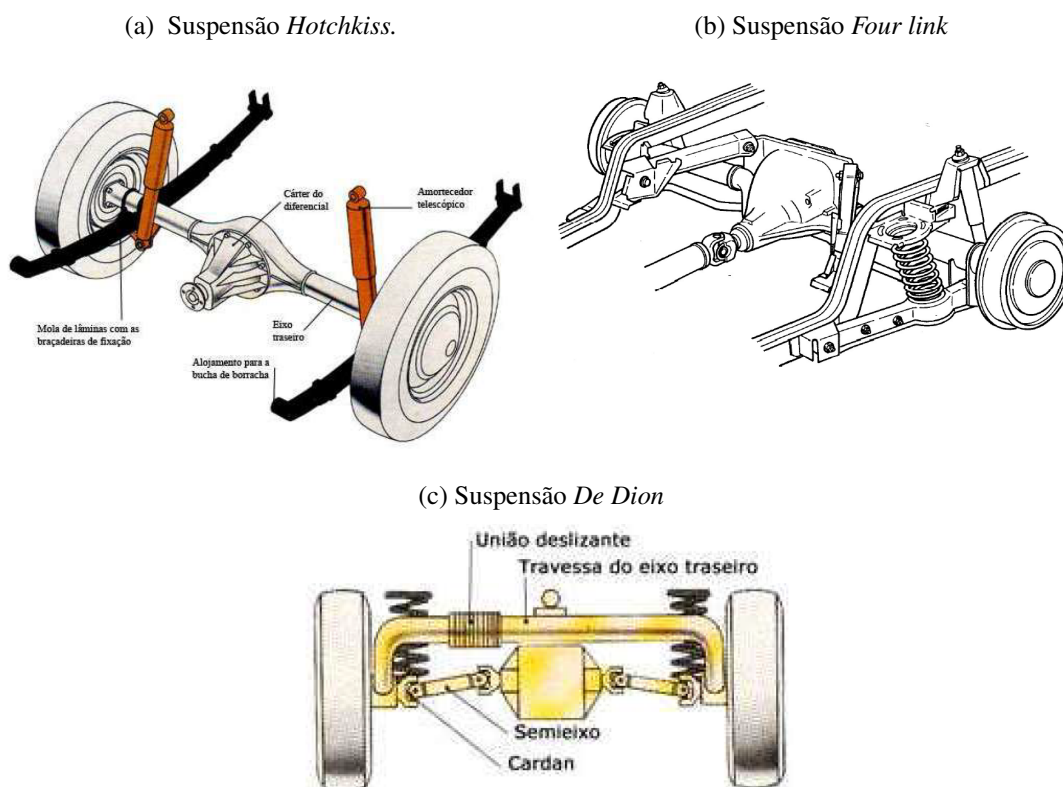
Os principais tipos de suspensão são divididos em dois grupos: suspensão com eixo rígido e suspensão com eixos independentes. (REZENDE, 2007)

3.3.1 Eixo rígido

Merling (2007) define como eixo rígido a suspensão que possui um elo rígido de ligação entre as rodas, restringindo assim os movimentos relativos entre elas (excluindo os movimentos de rotação e da direção).

As principais suspensões citadas nessa classe são: *Hotchkiss*, *Four link*, *De Dion*. A Figura 10 exemplifica a construção de cada uma delas (GILLESPIE, 1992).

Figura 10 – Representação das principais suspensões do tipo eixo-rígidos.



Fonte: Adaptado de Merling (2007).

Essa geometria foi a primeira a ser usada em veículos e possui como vantagens a elevada capacidade de carga, além de que o *camber* não varia com o rolamento da carroceria e também há a manutenção do alinhamento da suspensão (REZENDE, 2007).

No entanto há algumas desvantagens como, pelo fato de estarem ligadas por um eixo rígido, uma roda interfere no movimento da outra, podendo levar a vibrações indesejadas. Além de ocuparem muito espaço e devido ao diferencial estar no eixo, o conjunto geralmente apresenta uma grande massa não-suspensa o que influencia mais uma vez negativamente no conforto dos seus ocupantes. Pode-se citar também a impossibilidade de ajustes dos ângulos característicos (REZENDE, 2007).

3.3.2 Eixo independente

Ao contrário da suspensão de eixo rígido, suspensões independentes tem a característica de permitir que cada roda se movimente verticalmente sem afetar a roda oposta (GILLESPIE, 1992).

De acordo com Gillespie (1992) esse tipo de suspensão tem por vantagens o maior espaço para alocação do sistema motor, além de proporcionar uma maior facilidade de controle do centro de rolamento da suspensão, gera, também, um grande curso de movimento da roda e apresenta uma baixa massa não-suspensa e grande rigidez ao rolamento.

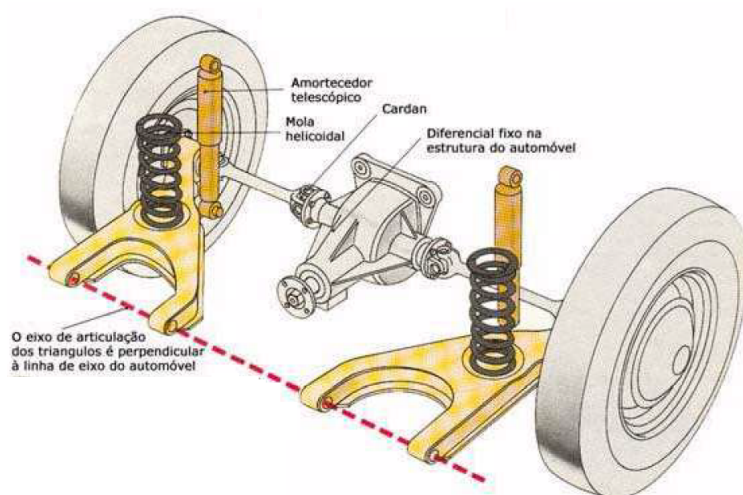
As principais suspensões citadas nessa classe são: *Trailing Arm*, *Semi-Trailing Arm*, Duplo-A ou *Double Wishbone*, *Multi-links* e a *Trailing-arm* com bandejas para controle de *camber*.

Essas geometrias serão discutidas um pouco mais a fundo, pois a definição de cada uma, assim como as suas vantagens e desvantagens são importantes para a decisão de qual geometria adotar para o projeto desse trabalho.

3.3.3 *Trailing Arm*

Essa suspensão consiste em um único *link* que, em uma extremidade, apresenta duas juntas cilíndricas que são posicionadas transversalmente ao veículo e paralelas ao solo, e na outra a roda é montada rigidamente. Tem como vantagens sua facilidade de fabricação e manutenção, além de ocupar pouco espaço e possuir um funcionamento simples. Seu esquema de montagem é mostrado na Figura 11 (MILLIKEN; MILLIKEN, 1995).

Figura 11 – Representação de uma suspensão do tipo *Trailing arm*.



Fonte: Adaptado de Merling (2007).

Esse sistema não permite qualquer variação do *camber* ou de movimentos laterais em relação ao chassi. Esse comportamento pode ser indesejável quando o foco é maiores velocidades

em curvas, pois quando o veículo rola em uma curva, há uma mudança de cambagem fazendo que o veículo perca aderência em velocidades mais altas (REZENDE, 2007).

Outro fator importante a se considerar é o fato desse único *link* suportar todo o esforço da suspensão, portanto ele deve ser estruturalmente mais reforçado comparado as outras suspensões. Isso pode aumentar o peso se comparado com outros sistemas (REZENDE, 2007).

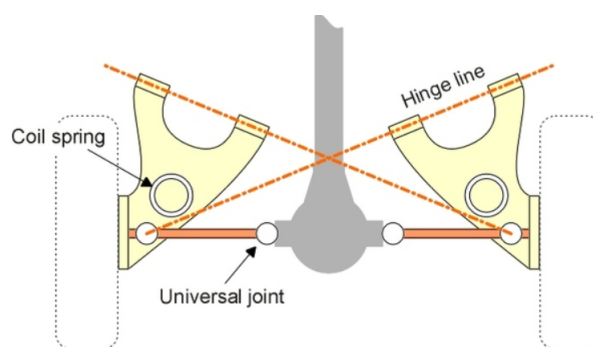
3.3.4 *Semi-Trailing Arm*

Possui o mesmo conceito estrutural da suspensão *Trailing-Arm*, no entanto nesse caso os eixos das buchas apresentam uma angulação com relação aos eixos longitudinal, transversal e vertical do veículo (MILLIKEN; MILLIKEN, 1995).

Essa pequena mudança de construção faz com que haja, durante o curso da suspensão, mudanças na cambagem, convergência e bitola, mudando o comportamento dinâmico do veículo (OLIVEIRA, 2018).

A Figura 12 mostra um esquema dessa suspensão.

Figura 12 – Esquemática de uma suspensão *Semi-Trailing Arm*.



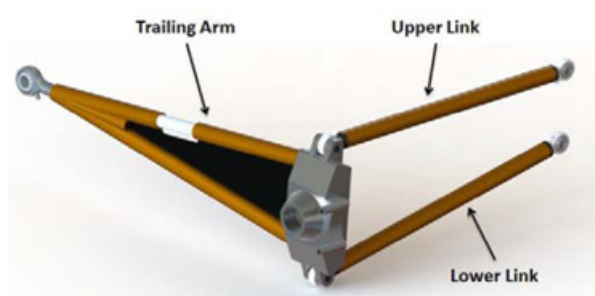
Fonte: The Contact Patch (2015) .

Entretanto essa geometria possui dois grandes problemas, o primeiro é que ela gera uma variação linear do *camber* e o segundo é que a variação do *toe* é uma linha curva. No entanto, o comportamento oposto disso é o esperado de uma boa suspensão (MILLIKEN; MILLIKEN, 1995). Além do fato de um único *link* suportar todo o esforço, conforme discutido anteriormente.

3.3.5 Tri Link

Também chamada de *Trailing-arm* com bandejas para controle de *camber*, é uma modificação da suspensão *Trailing-arm*. Ela é composta por três *links*, sendo um principal, longitudinal ao veículo, rígido e responsável por suportar os esforços da pista, e dois transversais paralelos que servem para controle do *camber* além de absorção de esforços laterais, como esquematizado na Figura 13. (OLIVEIRA, 2018)

Figura 13 – Representação de uma suspensão do tipo *Tri-link*.



Fonte: Thosar (2014).

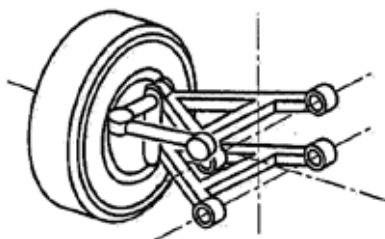
Ela une as principais características da suspensão *Trailing Arm* e da *Multi-link*, dando como vantagens melhor controle do *camber* ao longo do curso da suspensão, boa capacidade de resistir a esforços laterais, possui baixo peso, menor uso de espaço (OLIVEIRA, 2018). Porém como desvantagem apresenta uma maior complexidade de projeto e um maior custo de fabricação (THOSAR, 2014).

3.3.6 Duplo-A ou *Double Wishbone*

É uma das suspensões mais usadas para a dianteira dos veículos, porém pode ser também usada na traseira. Além desses nomes ela também é conhecida como SLA (*Short Long Arm*), pois ela apresenta dois braços de controle laterais que ligam a manga de eixo no chassi. Sendo o braço superior geralmente menor que o inferior (GILLESPIE, 1992) .

A Figura 14 mostra um exemplo de como é essa geometria. Ela é muito usada em veículos de competição, pois, devido ao braço superior ser menor que o inferior, ela tem a característica de conseguir, no momento em que a suspensão é comprimida, um maior ganho negativo da cambagem em relação as outras geometrias de suspensões. Essa condição faz com que no momento de curva o pneu externo a ela fique perpendicular à pista, mantendo a

Figura 14 – Suspensão Duplo-A com *Toe-link*.



Fonte: Milliken e Milliken (1995).

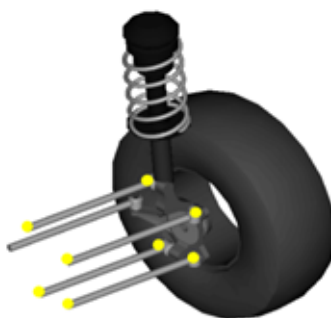
máxima aderência resultando em curvas com maiores velocidades. Porém deve ser bem projetada para evitar o efeito "*jacking*", devido ao *camber* desfavorável na roda do lado interno da curva (REZENDE, 2007).

3.3.7 *Multi-Link*

Segundo Rezende (2007), *multi-link* é a denominação dada a qualquer suspensão independente com três ou mais braços de controle. Esses braços não possuem elos nem pontos de junção em comum, tanto na roda como no chassis. Sendo assim ela apresenta uma grande flexibilidade de projeto, permitindo grandes opções de controle da geometria, mais que qualquer outro sistema.

A Figura 15 apresenta um exemplo de suspensão traseira Multi-Link.

Figura 15 – Esquematização de uma suspensão *Multi-Link*.



Fonte: Tak, Chung e Chun (2000).

A construção se caracteriza pela utilização de juntas esféricas como elementos de conexão no fim dos braços de modo que esses não sofram flexão. Apesar de que a maior vantagem desse sistema seja a grande capacidade de controle, o elevado número de braços e a quantidade de

juntas encarece o projeto, além de aumentar o peso da massa não suspensa e torna o projeto mais difícil (MILLIKEN; MILLIKEN, 1995; GILLESPIE, 1992) .

3.4 PARÂMETROS DE DIRIGIBILIDADE

Para o projeto de uma suspensão, é fundamental conhecer, além dos tipos de suspensão e seus componentes, as principais terminologias e relações geométricas que definem o comportamento dinâmico do veículo (REZENDE, 2007).

A seguir serão apresentados os principais termos e definições relacionados ao projeto de uma suspensão traseira independente.

3.4.1 Massa suspensa e Massa não suspensa

O termo massa suspensa é utilizado para se referir ao somatório de massas que são sustentadas pelas molas da suspensão, dentre esses elementos pode-se citar o motor, o câmbio, o chassi, os ocupantes do veículo e a carroceria. Já o termo massa não suspensa é o oposto, aqueles que não são sustentados pelas molas e são esses o pneu, o diferencial (para casos onde ele não está fixo ao chassi), as rodas e alguns dos eixos e elementos da direção (REZENDE, 2007).

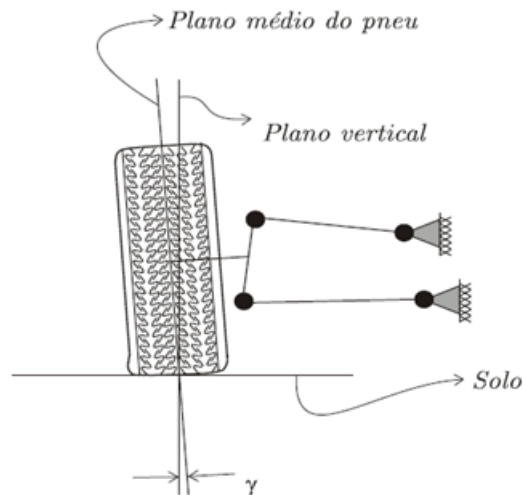
3.4.2 *Camber*

O *camber* (γ) é a denominação usada mundialmente referente ao ângulo, observado pela vista frontal do veículo, entre a inclinação do plano da roda e o plano vertical perpendicular ao solo que passa pelo centro de contato entre o pneu e o solo. Ele pode ser positivo quando a roda é inclinada para fora do veículo, como mostrado na Figura 16, e negativo quando inclinada para o centro do mesmo (MILLIKEN; MILLIKEN, 1995).

Dinamicamente o *camber* negativo é favorável em veículos de competição e esportivos pois ele melhora o comportamento em curvas, devido a possibilidade de absorção de esforços laterais maiores e permitindo, assim, maiores velocidades em curvas (NICOLAZZI; LEAL; ROSA, 2012).

Em curvas, por conta da característica da suspensão independente, as rodas inclinam juntamente com a carroceria do carro, o que ocasiona uma tendência da roda externa ficar com uma cambagem positiva elevada. Esse cenário é indesejado, pois a roda externa é a mais carregada e com esses valores de *camber* há uma diminuição da capacidade de absorção de esforços laterais (REIMPELL; STOLL; BETZLER, 2001).

Figura 16 – *Camber* positivo.

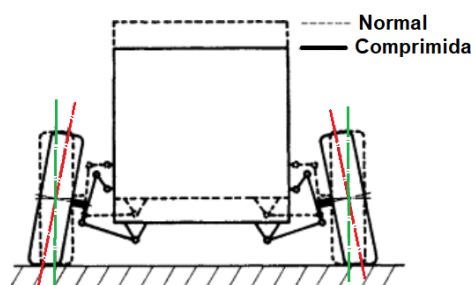


Fonte: Nicolazzi, Leal e Rosa (2012).

Como solução para esse problema o projeto da suspensão deve se dar de forma que o ângulo de *camber* estático seja negativo e conforme a roda suba em relação a carroceria (movimento de *bump*) o valor do ângulo de *camber* fique mais negativo, enquanto no movimento contrário (*rebound*) o mesmo ângulo se torne mais positivo a fim de compensar o movimento da carroceria (NICOLAZZI; LEAL; ROSA, 2012).

Porém a cambagem negativa não é desejada quando se deseja passar por obstáculos paralelos, pois as rodas nesses casos tendem a ficar com *camber* negativo quando a suspensão é comprimida, conforme Figura 17. Para isso um ângulo positivo pode auxiliar a corrigir esse movimento permitindo que a roda fique paralela quando transpassando um obstáculo como um tronco (REIMPELL; STOLL; BETZLER, 2001).

Figura 17 – Esquema de cambagem negativa no *bump*.

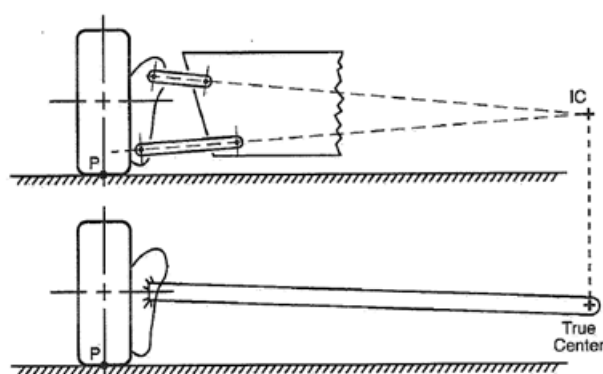


Fonte: Adaptado de Reimpell, Stoll e Betzler (2001).

3.4.3 Centro instantâneo ou *Instant center (IC)*

Segundo Nicolazzi, Leal e Rosa (2012) o centro instantâneo, ou em inglês *Instant Center* (IC), pode ser determinado pela intersecção da projeção das bandejas da suspensão como mostrado na Figura 18. Esse ponto depende do tipo de suspensão e sua geometria. Quando as bandejas são paralelas o IC se encontra no infinito (NICOLAZZI; LEAL; ROSA, 2012).

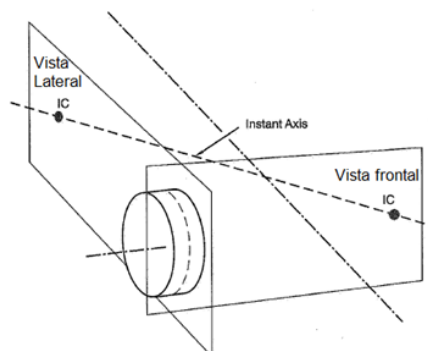
Figura 18 – Centro instantâneo de rotação.



Fonte: Milliken e Milliken (1995).

Esse ponto pode ser encontrado na vista frontal do veículo e também na sua vista lateral, como ilustrado na Figura 19. A união de ambos forma o eixo instantâneo de rotação, *Instant Axis* (IA) em inglês. Ele é importante pois o movimento da roda é dado pela rotação ao redor dele. Além disso os pontos tentem a mudar conforme a suspensão se movimenta em seu curso, logicamente o IA também muda (MILLIKEN; MILLIKEN, 1995).

Figura 19 – Esquematização do eixo instantâneo de rotação.



Fonte: Adaptado de Milliken e Milliken (1995).

3.4.4 Centro de rolagem ou *Roll Center* (RC)

Segundo Nicolazzi, Leal e Rosa (2012), centro de rolagem, ou *Roll Center* em inglês, é definido como o ponto imaginário de um plano vertical que passa pelo centro do eixo que, num terminado momento permanece sem translação.

Segundo Merling (2007) nesse ponto as forças laterais podem ser aplicadas à massa suspensa sem que haja efeitos de rolagem.

Para determinar esse ponto deve-se projetar uma linha de cada lado da suspensão, que parte da linha de centro do contato entre o pneu e o solo até o respectivo centro instantâneo. O lugar de cruzamento dessas retas é o ponto de estudo. A reta imaginária que liga os pontos da suspensão dianteira e da traseira é denominada de eixo de rolamento (NICOLAZZI; LEAL; ROSA, 2012).

A Figura 20 representa o centro de rolamento, indicado pelo ponto M, em diversos tipos de suspensão.

Esse ponto é importante na dinâmica do veículo, pois quando ele se encontra fazendo uma curva, as forças laterais resultantes do movimento atuam no centro de gravidade do veículo, portanto quanto maior a distância entre o centro de gravidade e o centro de rolagem maior o momento gerado e assim maior o ângulo rolagem (MILLIKEN; MILLIKEN, 1995).

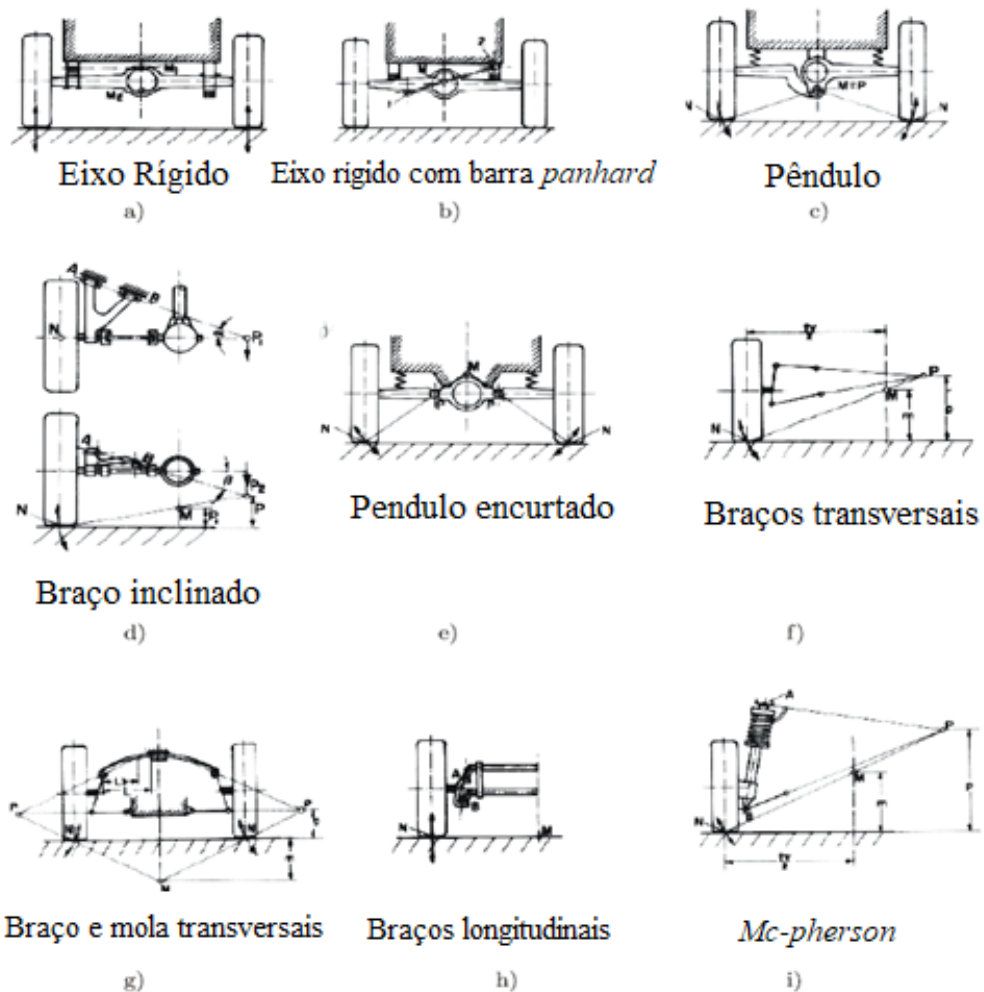
No entanto um centro de rolagem muito alto pode gerar o chamado Efeito “*Jacking*” que consiste na elevação do carro na curva devido a reação das forças na suspensão, causando a perda de aderência do pneu com o solo devido aos esforços laterais (MILLIKEN; MILLIKEN, 1995).

Quando esse efeito está presente na suspensão dianteira, tem-se a característica de sub-esterçamento (*understeer*), popularmente conhecido como “sair de dianteira” e quando na suspensão traseira tem-se a característica sobre-esterçante (*oversteer*) ou sair de traseira. Em casos onde há necessidade de uma maior manobrabilidade e um maior ângulo de guinada (*Yaw angle*) em baixas velocidades a característica sobre-esterçante é mais favorável. Para esse tipo de resposta, a altura do centro de rolagem do eixo traseiro deve ser maior que o da dianteira (OLIVEIRA, 2018).

3.4.5 Ângulo de deriva ou *Slip angle*

Segundo Gillespie (1992) o ângulo criado entre a direção que pneu está apontado e a direção real que ele está se deslocando é denominado ângulo de deriva, representado pela letra

Figura 20 – Centro de rolamento de acordo com a geometria da suspensão.

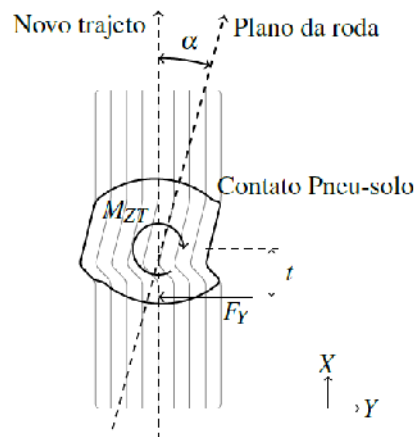


Fonte: Nicolazzi, Leal e Rosa (2012).

grega α . Isso se dá pelo fato do pneu ter características elásticas que absorvem o esforço lateral provocando uma deformação. A Figura 21 mostra uma representação desse ângulo.

Quando o veículo se encontra em uma curva os esforços laterais resultantes (F_y) do movimento causam o surgimento desse ângulo de forma que quanto maiores essas forças, maior o seu valor. Essa força é equilibrada com uma força de atrito resultante do contato do pneu com o solo, por conta dessa deformação do pneu há uma diferente distribuição de forças de atrito, formando uma zona de alta pressão, onde há muito contato e assim bastante aderência e uma zona de baixa pressão, onde há pouca aderência. Essa diferença de pressão gera um momento que tende a alinhar a roda com a direção real de deslocamento. Esse momento recebe o nome de torque de auto alinhamento do pneu (M_{zt}) (NICOLAZZI; LEAL; ROSA, 2012).

Figura 21 – Ângulo de deriva.

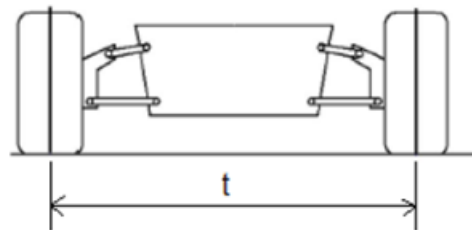


Fonte: Oliveira (2018).

3.4.6 Bitola ou *Track Width*

Esse parâmetro é definido como a distância medida no plano central de eixo da suspensão, entre os planos médios dos pneus direitos e esquerdos desse eixo, quando esses se encontram em contato com o solo. Conforme mostrada na Figura 22 (MILLIKEN; MILLIKEN, 1995).

Figura 22 – Representação da bitola.



Fonte: Milliken e Milliken (1995).

Nas suspensões independentes com altos centros de rolagem, ocorre grandes variações no valor desse parâmetro, o que deve ser evitado, pois acarreta forças laterais indesejáveis nos centros de contato do pneu com o solo. Essas forças atuam no plano lateral do veículo e geram instabilidade na direção, além de escorregamento e desgaste dos pneus. Por isso deve-se evitar centros de rolagens acima do necessário (REIMPELL; STOLL; BETZLER, 2001).

A bitola deve ser a maior possível, sendo que a traseira deve ser menor que a dianteira quando se deseja característica *oversteer* no veículo, devindo a transferência de carga na dianteira

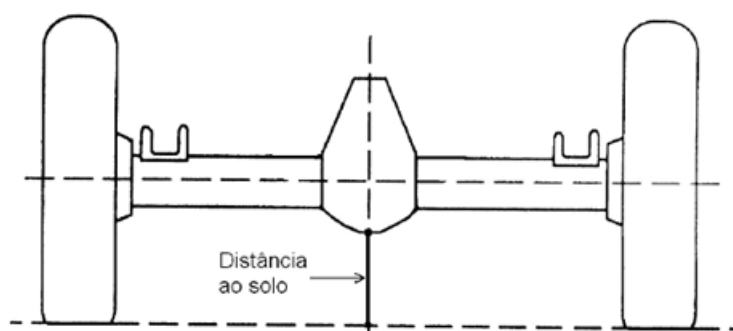
ser menor que a traseira nessa configuração (REIMPELL; STOLL; BETZLER, 2001).

3.4.7 Distância ao solo

Esse parâmetro é definido, como o nome sugere, como sendo o valor da menor distância entre o ponto mais baixo da massa suspensa e o solo, observado da vista frontal do veículo (MERLING, 2007).

A Figura 23 mostra uma representação dessa medida.

Figura 23 – Definição de distância ao solo.



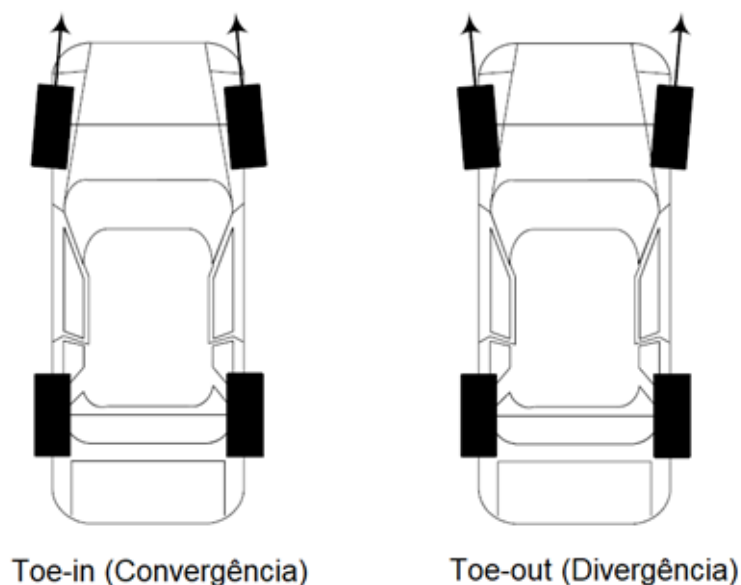
Fonte: Merling (2007).

Em veículos *off-road* é desejável uma maior distância possível, para que o mesmo possa passar por maiores obstáculos. No entanto uma maior distância implica em grandes proporções dos braços da suspensão em relação ao veículo. Por isso ela deve ser bem avaliada no início do projeto, para evitar problemas no futuro (MERLING, 2007).

3.4.8 Convergência ou *Toe*

Observando a vista superior, o ângulo formado entre o plano que passa pelas rodas e um plano paralelo ao eixo longitudinal do veículo é denominado *toe*. Quando as arestas principais das rodas apontam uma para a outra a configuração recebe o nome de *Toe-in*, ou convergência, e quando elas apontam em direções contrárias uma da outra denomina-se *Toe-out*, ou divergência. A Figura 24 exemplifica essas configurações para o conjunto de rodas dianteiras de um veículo (JAZAR, 2008).

Figura 24 – Configurações de *Toe-in* e *Toe-out*



Fonte: Adaptado de Jazar (2008).

As configurações do Toe influenciam na dinâmica do veículo em três principais aspectos: estabilidade em retas, desgaste do pneu e o desempenho na entrada de curvas (JAZAR, 2008).

Segundo Jazar (2008) o *Toe-in* possibilita uma melhor estabilidade direcional do veículo, mas torna a direção menos responsiva, enquanto o *Toe-out* melhora a resposta de direção, no entanto o veículo passa a ser mais instável. Mas ele deve ser bem dimensionado, pois um *Toe-in* excessivo causa desgaste acelerado nas bordas externas dos pneus, enquanto excesso de *Toe-out* causa desgaste nas bordas internas.

Segundo Nicolazzi, Leal e Rosa (2012) para melhor aproveitamento dos pneus o veículo deve andar de modo que as rodas fiquem perfeitamente em linha reta.

Para manter o alinhamento dos pneus, para o eixo motriz recomenda-se uma pequena divergência na condição estática, pois o torque do motor gera forças nos braços de suspensão para frente. No caso de eixos que não são tracionados, eles estão sujeitos a um comportamento cinemático como se estivessem em constante frenagem, devido o atrito com a pista e resistências ao rolamento, resultando em forças no sentido contrário ao movimento do veículo, por esse motivo é recomendado um perfil de convergência nesses eixos (MERLING, 2007).

A variação da convergência devido aos movimentos de *bump* e *rebound* é denominado *Bump steer* (MERLING, 2007).

3.5 GEOMETRIAS *ANTI-DIVE* E *ANTI-SQUAT*

No momento da frenagem o veículo tende a abaixar a frente e levantar a traseira em relação ao veículo em repouso. Esse movimento causa um efeito denominado mergulho (*dive*) que resulta numa perda na aderência do veículo com o solo durante a frenagem além de instabilidade na direção (MERLING, 2007).

Outro movimento característico do carro é o denominado *squat*, que consiste na elevação da dianteira e o abaixamento da traseira durante o momento da aceleração do veículo. Esse movimento pode influenciar nos parâmetros de suspensão causando sua instabilidade, dificultando a manobrabilidade do veículo e também aumentando o desgaste do pneu (MERLING, 2007).

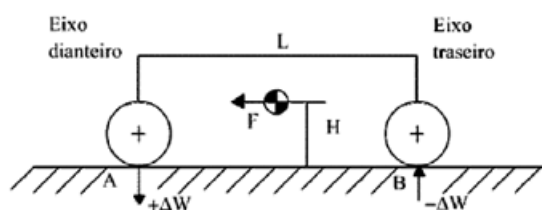
Segundo Gillespie (1992) o sistema de suspensão deve ser projetado de forma a neutralizar a transferência de peso da traseira para a dianteira, causadora desses movimentos, minimizando-os.

Uma geometria *anti-dive* é aquela que gera forças resultantes que impedem o movimento de mergulho do carro e a *anti-squat* é o mesmo conceito aplicado a suspensão que impede o movimento de elevação do carro (MILLIKEN; MILLIKEN, 1995).

Ambas as geometrias são verificadas na vista lateral do veículo, sendo importante na análise o conceito de transferência de carga entre os eixos e também a posição do *instant center* das suspensões projetados na vista em questão. (MERLING, 2007)

Segundo Milliken e Milliken (1995), a força resultante de uma aceleração continua ou uma frenagem atua no centro de gravidade do veículo e suas componentes transmitidas entre os eixos são uma função da distância entre eles (L), da altura do centro de gravidade do carro na vista lateral (H) e da força de frenagem/aceleração (F_t). Conforme mostrado na Figura 25, para o caso de uma frenagem.

Figura 25 – Diagrama de corpo livre de um carro sob efeito de frenagem.



Fonte: Gillespie (1992).

Segundo Gillespie (1992), a força de frenagem é definida na Equação 1.

$$F_t = W \left(\frac{a_1}{g} \right) \quad (1)$$

Onde W é o peso do veículo atuando no seu centro de massa e g é a aceleração da gravidade.

A carga transferida (ΔW) entre os eixos é calculada pela Equação 2.

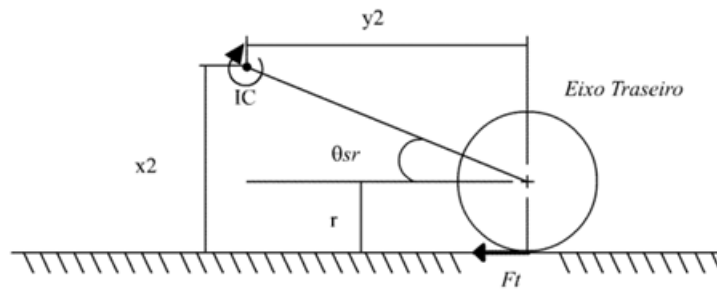
$$\Delta W = W \left(\frac{a_1}{g} \right) \left(\frac{H}{L} \right) \quad (2)$$

A geometria *anti-dive* é obtida através da análise da suspensão dianteira, enquanto a *anti-squat* pela suspensão traseira em carros com tração traseira (MILLIKEN; MILLIKEN, 1995).

Como o foco do trabalho é na suspensão traseira em um veículo com suspensão independente de tração traseira, será analisada a forma de cálculo da geometria *anti-squat*.

A Figura 26, mostra um diagrama de corpo livre de uma vista lateral do eixo traseiro de um veículo com suspensão do tipo independente.

Figura 26 – Diagrama de corpo livre de uma suspensão traseira do tipo independente.



Fonte: Milliken e Milliken (1995).

Para uma suspensão traseira independente, Barreto (2005) diz que o cálculo da força *anti-squat* é dado pela Equação 3 e 4. A partir das coordenadas da Figura 26 tem-se:

$$\text{Força anti-squat} = Ft \left(\frac{x_2 - r}{y_2} \right) \quad (3)$$

$$\tan(\Theta_{sr}) = \left(\frac{x_2 - r}{y_2} \right) \quad (4)$$

O percentual *anti-squat* é dado pela divisão a força anti-squat pela transferência de carga, dada pela Equação 2. Com isso tem-se:

$$\% \text{ anti-squat} = \frac{F_t \left(\frac{x_2 - r}{y_2} \right)}{W \left(\frac{a_1}{g} \right) \left(\frac{H}{L} \right)} \quad (5)$$

Sendo a força de frenagem a Equação 1, substituindo na Equação 5, temos então a Equação 6.

$$\% \text{ anti-squat} = \frac{\tan(\Theta_{sr})}{\left(\frac{H}{L} \right)} \quad (6)$$

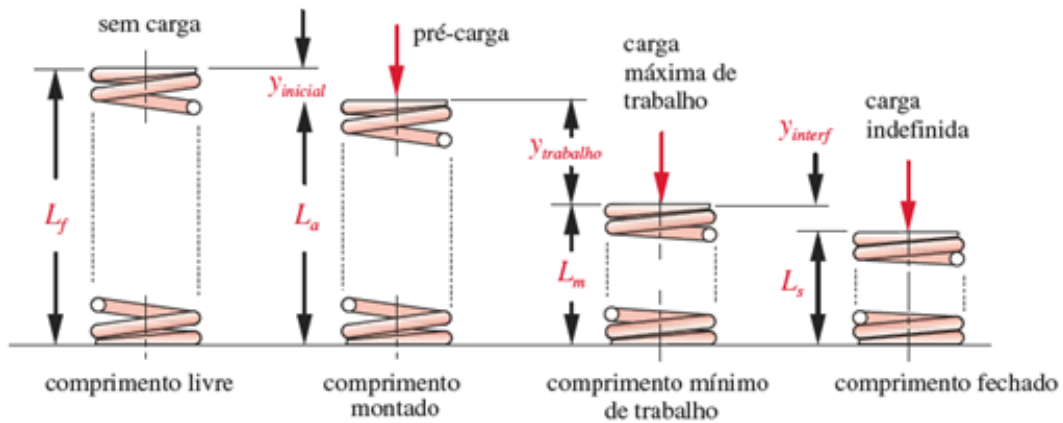
3.6 DIMENSIONAMENTO DA MOLA

Segundo Merling (2007) o objetivo do dimensionamento de uma mola é determinar o material e o diâmetro do arame a ser utilizado, bem como o diâmetro externo, o número de voltas, o comprimento livre e o seu coeficiente de rigidez. Além de garantir que o limite de escoamento do material não será atingido quando a mola estiver completamente comprimida, ou seja, quando atingir o comprimento sólido.

Para o início da rotina de cálculos alguns dados devem ser obtidos a partir dos desenhos da suspensão. São elas: o comprimento livre L_f , o comprimento de pré carga L_a , o comprimento de maior deflexão L_m , que segundo Merling (2007) pode ser ou não o comprimento sólido da mola L_s , porém, Norton (2013) define um limite de interferência como sendo a razão entre L_m e L_s , expresso em porcentagem e recomenda que seu valor mínimo esteja entre 10 e 15%. A Figura 27 apresenta uma representação dos comprimentos citados.

O peso líquido do veículo somado ao peso do condutor é considerado a pré carga da mola. No processo de *bump*, no momento que a suspensão atinge o seu ponto máximo, o projeto deve garantir que a tensão na mola não seja superior a tensão de escoamento do material do arame, de forma a garantir que não haja deformação plástica. No processo de *rebound* deve-se garantir que, no limite inferior do movimento, os suportes da mola não atinjam um valor superior ao seu comprimento livre, caso contrário a mola se soltará deles, causando mal funcionamento do

Figura 27 – Comprimentos característicos das molas helicoidais



Fonte: Norton (2013).

sistema (MERLING, 2007). Norton (2013) recomenda ainda que a faixa de operação da mola esteja 15% e 85% de sua deflexão total.

Com esses dados em mãos segue-se a rotina cálculo apresentada a seguir.

3.6.1 Material

O primeiro passo é a determinação do material da mola. A tabela mostrada na Figura 28 serve como guia nessa etapa do processo.

Com a escolha do material, define-se o diâmetro do arame de acordo com os disponíveis comercialmente e então calcula-se o limite de escoamento a tração de acordo com a Equação 7.

$$S_{ut} = Ad^b \quad (7)$$

Onde os coeficiente A e d são coeficiente que dependem do material e podem ser retirados da tabela encontrada na Figura 29 e d é o diâmetro do arame.

O limite de resistência ao cisalhamento (S_{us}) pode ser calculado como sendo 67% da resistência ao limite de tração (NORTON, 2013).

$$S_{us} = 0,67S_{ut} \quad (8)$$

O limite de escoamento torcional, S_{ys} é dado como uma porcentagem de S_{ut} . Essa porcentagem varia de acordo com o material e seu valor pode ser encontrado na Tabela 1.

Figura 28 – Quadro de materiais de molas helicoidais de acordo com suas aplicações

N° ASTM	Material	N° SAE	Descrição
A227	Fio repuxado a frio (encruado)	1066	Fio de mola mais barato e de uso mais geral. Adequado para carregamento, porém inadequado para carga de fadiga ou impacto. O intervalo de temperaturas vai de 0 a 120°C (250°F).
A228	Fio musical	1085	Material mais tenaz e de uso mais generalizado para molas de pequenas espiras. Resistência mais alta de tração e fadiga de todos os fios musicais. Intervalo de temperaturas de 0 a 120 °C (250°F).
A229	Fio revenido em óleo	1065	Aço de uso geral para molas. Menos custoso e disponível em tamanhos maiores que os fios musicais. Adequados para carga estática, mas inadequados para carga de fadiga ou impacto. Intervalo de temperatura de 0°C a 180°C (350°F).
A230	Fio revenido em óleo	1070	Qualidade de mola para válvula – adequado para carga de fadiga.
A232	Cromo vanádio	6150	Liga mais popular de aço para mola. Qualidade de mola para válvula – adequada para carga de fadiga. Também boa para cargas de choque e impacto. Para temperaturas até 220°C (425°F). Disponível na forma recozido e pré-revenido.
A313(302)	Aço inoxidável	30302	Adequado para aplicações de fadiga.
A401	Cromo de silício	9254	Qualidade de mola de válvula – adequado para carregamento de fadiga. Segunda resistência mais alta para fio musical e tem resistência mais elevada à temperatura máxima de até 220°C (425°F).
B134, 260	Latão de mola	CA-260	Baixa resistência – boa resistência à corrosão.
B159	Fósforo bronze	CA-510	Resistência mais alta que a do latão – melhor resistência à fadiga – boa resistência à corrosão. Não pode ser tratado termicamente ou dobrado ao longo dos grãos.
B197	Berílio cobre	CA-172	Resistência maior que a do latão – melhor resistência à fadiga – boa resistência à corrosão. Pode ser tratado termicamente ou dobrado ao longo dos grãos.
–	Inconel X-750	–	Resistência à corrosão.

Fonte: Norton (2013).

O limite de resistência a fadiga sob torção, S_{fw} , é calculado como sendo um percentual de S_{ut} , sendo que esse valor depende do material e seu valor pode ser encontrado na Figura 30.

O limite de resistência a fadiga torcional, S_{ew} é um valor fixo no caso de S_{ut} menores que 200kpsi e fios menores que 10mm. Seu valor é de 45kpsi para molas não jateadas e 67,5kpsi para molas jateadas (NORTON, 2013).

Figura 29 – Coeficientes para cálculo do limite de resistência a tração da mola de acordo com material

N° ASTM	Material	Intervalo		Expoente b	Coeficiente A		Fator de correlação
		mm	in		MPa	psi	
A227	Repuxado a frio	0,5-16	0,020-0,625	-0,182 2	1753,3	141040	0,998
A228	Fio musical	0,3-6	0,010-0,250	-0,162 5	2153,5	184649	0,9997
A229	Revenido em óleo	0,5-16	0,020-0,625	-0,183 3	1831,2	146780	0,999
A232	Cromo-v	0,5-12	0,020-0,500	-0,145 3	1909,9	173128	0,998
A401	Cromo-s	0,8-11	0,031-0,437	-0,093 4	2059,2	220779	0,991

Fonte: Norton (2013).

Tabela 1 – Valores de referência para o cálculo de S_{ys}

Material	Percentagem máxima do limite da resistência de tração	
	Antes da remoção de deformação permanente	Depois da remoção de deformação permanente
Aço-carbono repuxado a frio (e. g. A227, A228)	45%	60-70%
Aço-carbono endurecido e revenido e aço de baixa liga (e. g. A229, A230, A232, A401)	50	65-75
Aço inoxidável austenítico (e. g. A313)	35	55-65
Ligas não ferrosas (e. g. B134, B159, B197)	35	55-65
Ligas não ferrosas (e. g. B134, B159, B197)		55-65
Ligas não ferrosas (e. g. B134, B159, B197)	35	55-65

Fonte: Norton (2013).

Por fim, o limite de resistência à fadiga sob carregamento alternado, S_{es} é calculado a partir da Equação 9.

$$S_{es} = 0,5 \left(\frac{S_{ew}S_{us}}{S_{us} - 0,5S_{ew}} \right) \quad (9)$$

3.6.2 Diâmetro da espira e índice de mola

Nessa etapa deve-se definir o diâmetro de espira da mola, D . COSTA (2006) diz que o diâmetro interno da mola (D_i) deve ser maior que o diâmetro do corpo do amortecedor em pelo menos 10mm.

Norton (2013) define o índice de mola, C , como sendo a razão do diâmetro da espira, D ,

Figura 30 – Porcentagens para cálculo de S_{fw} de acordo com material e acabamento da mola

Vida a fadiga (ciclos)	Percentual do limite de resistência à tração			
	ASTM 228, aço inox austenítico deformação permanente:		ASTM A230 e A232 e não ferrosos deformação permanente:	
	sem jateamento	com jateamento	sem jateamento	com jateamento
10^5	36%	42%	42%	49%
10^6	33	39	40	47
10^7	30	36	38	46

Fonte: Norton (2013).

e o diâmetro do fio, d , conforme Equação 10. Ele sugere que o valor de C esteja entre 4 e 12, sendo que valores menores que 4 resulta numa difícil fabricação da mola e valores maiores que 12 resultam em molas muito suscetíveis a flambagem.

$$C = \frac{D}{d} \quad (10)$$

3.6.3 Número e tratamento das espiras

O número total de espiras, N_t , pode ser calculado a partir do comprimento sólido da mola, L_s , através da expressão 12.

$$L_s = d(N_t + 1) \quad (11)$$

$$N_t = \frac{L_s}{d} - 1 \quad (12)$$

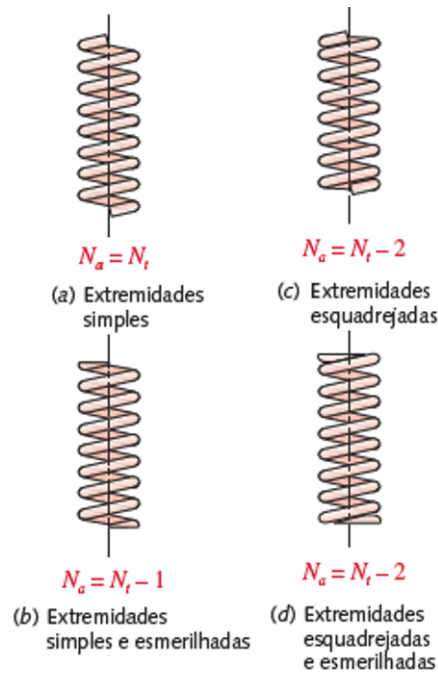
Outro conceito importante é o número total de espiras ativas, N_a . Esse valor é utilizado nos cálculos pelo fato de que dependendo do tratamento das extremidades da mola, pode haver ou não contribuição do número total de espiras na deflexão da mola. A Figura 31 mostra os tipos de terminações e os respectivos valores de N_a .

Merling (2007) recomenda o tipo esmerilhado e esquadrejado em ambos os lados para melhor distribuição de carga.

O passo da mola, p , pode ser calculado a partir da Equação 13.

$$p = \frac{L_f - 3d}{N_a} \quad (13)$$

Figura 31 – Tipos de tratamentos das extremidades da mola



Fonte: Adaptado de Norton (2013).

3.6.4 Deflexão e constante da mola

Norton (2013) apresenta um modelo simplificado para calcular a deflexão da mola, y . O método não considera a curvatura do fio e a deflexão é dada pela Equação 14.

$$y = \frac{8FD^3N_a}{d^4G} \quad (14)$$

Onde:

F é força axial aplicada na mola;

G é o modulo de cisalhamento do material.

Além disso a deflexão da mola pode ser calculada através da Equação 15, quando é conhecida a constante da mola, K .

$$y = \frac{F}{K} \quad (15)$$

Substituindo a deflexão da Equação 15 pela apresentada na Equação 14, e isolando a

constante da mola, tem-se a Equação 16

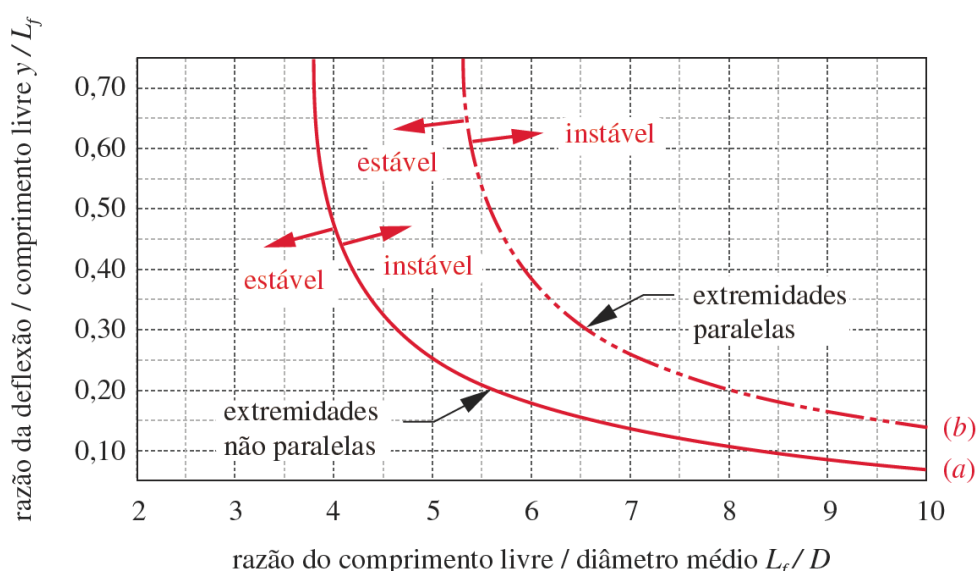
$$K = \frac{d^4 G}{8D^3 N_a} \quad (16)$$

3.6.5 Flambagem das molas

Outro fator importante no momento de definir o dimensional de uma mola é que ela, quando submetida a esforço de compressão se comporta como uma coluna e pode flambar. Um fator de esbeltez pode ser utilizado para analisar a ocorrência desse fenômeno na mola. Esse fator é definido como a razão entre o comprimento livre e o diâmetro da espira (L_f/D). Se esse valor for maior que 4 a mola pode flambar. Além disso a extremidade da mola afeta a tendência dessa a sofrer flambagem. Finalmente a razão de deflexão da mola e o seu comprimento livre também interfere nessa tendência.

O gráfico apresentado na Figura 32 mostra uma combinação de todos os efeitos na tendência de flambagem da mola.

Figura 32 – Tendência de flambagem da mola



Fonte: Norton (2013).

3.6.6 Tensão de cisalhamento na mola

Uma mola helicoidal de compressão apesar de estar sujeita a forças de compressão, suas espiras estão sofrendo forças de tração e de torção simultaneamente. A tensão de cisalhamento

resultante da combinação desses esforços para um fio reto resulta na Equação 17.

$$\tau_{max} = K_s \frac{8FD}{\pi d^3} \quad (17)$$

Onde:

K_s é o fator de cisalhamento direto dado pela Equação 18.

$$K_s = \left(1 + \frac{0,5}{C} \right) \quad (18)$$

No entanto o fio de uma mola é curvado e, por conta disso, há uma concentração de tensão na parte interna da curvatura. Para isso um novo fator de cisalhamento é utilizado no lugar de K_s , denominado como fator de Wahl, K_w , que é calculado pela Equação 19.

$$K_w = \frac{4C - 1}{4C - 4} + \frac{0,615}{C} \quad (19)$$

A substituindo o K_s por K_w na Equação 17 resulta em:

$$\tau_{max} = K_w \frac{8FD}{\pi d^3} \quad (20)$$

Merling (2007) diz que para cargas estáticas a Equação 17 pode ser utilizada, mas no caso de forças cíclicas onde a mola fica sujeita a fadiga, a Equação 20 é a mais adequada.

3.6.7 Análise estática da mola

Norton (2013) diz que o primeiro passo na análise estática é a definição de um diâmetro para o arame, em seguida define-se um valor adequado para C . Com isso calcula-se o diâmetro da espira D .

Na próxima etapa define-se o material do arame e calcula-se as tensões S_{ut} e S_{ys} . Define-se a força aplicada na mola e calcula-se as tensões atuantes na mola de acordo com as equações 17 ou 20 de acordo com o caso.

O coeficiente de segurança, N_e , para o caso de carga estática para a mola é calculado de acordo com a Equação 21.

$$N_e = \frac{S_{ys}}{\tau} \quad (21)$$

Se o valor de N_e for menor que 1 ou então muito maior que esse valor, deve-se recalcular a mola escolhendo um novo o diâmetro do fio, ou índice de mola ou um outro material. Valores menores que 1 representa pouca resistência e possível ruptura da mola, valores muito maiores representa superdimensionamento, resultando em uma mola muito mais robusta que a necessária, resultando em um excesso de massa no projeto.

Após a definição razoável dos valores, pode-se calcular a constante da mola, assim como sua deflexão e comprimento livre. Deve-se verificar a possibilidade de flambagem da mola e se seu diâmetro interno e externo está dentro das limitações do projeto. Deve, por fim, verificar o valor de N_e levando em conta as tensões quando a mola está totalmente comprimida, ou seja, em sua altura fechada.

3.6.8 Análise da fadiga da mola

Quando há uma variação da força aplicada na mola no tempo, o equipamento está sujeito a ruptura por fadiga. Para calcular o coeficiente de segurança para esse caso primeiro calcula-se as forças médias e alteradas, utilizando as formas máximas e mínimas atuantes no equipamento, conforme Equações 22 e 23.

$$F_a = \frac{F_{max} - F_{min}}{2} \quad (22)$$

$$F_m = \frac{F_{max} + F_{min}}{2} \quad (23)$$

Com o valor da força alternada, média e mínima, F_i , podemos calcular a tensão mínima e média através das Equações 24, 25 e 26, respectivamente.

$$\tau_a = K_w \frac{8F_a D}{\pi d^3} \quad (24)$$

$$\tau_m = K_w \frac{8F_m D}{\pi d^3} \quad (25)$$

$$\tau_i = K_w \frac{8F_i D}{\pi d^3} \quad (26)$$

O coeficiente de segurança para o caso de molas sujeitas a cargas alternadas é dado pela

Equação 27.

$$N_{fs} = \frac{S_{es}(S_{us} - \tau_i)}{S_{es}(\tau_m - \tau_i) + S_{us}\tau_a} \quad (27)$$

As mesmas considerações sobre a análise do coeficiente de segurança e as etapas após a sua análise apresentadas na seção 3.6.7 devem ser utilizadas nesse caso.

3.7 DIMENSIONAMENTO DOS AMORTECEDORES

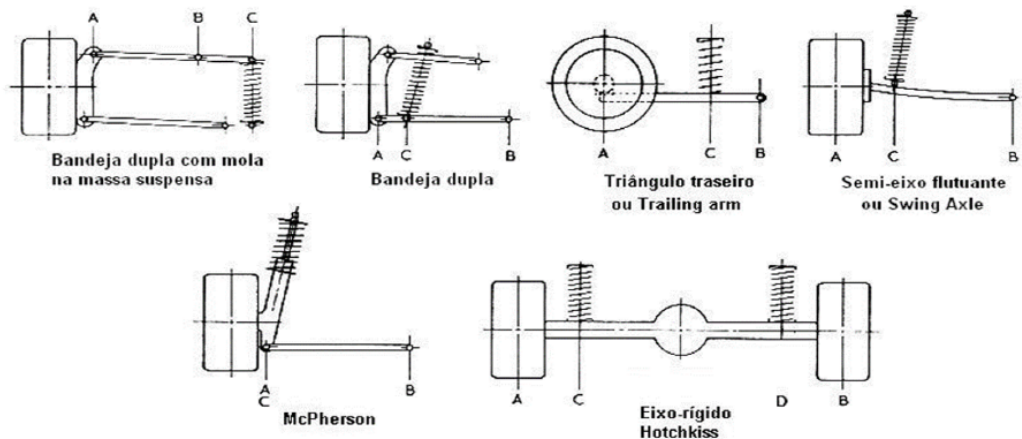
Os amortecedores servem para absorver as energias provenientes das excitações e dos obstáculos da pista, fazendo, quando bem dimensionado, que o sistema volte a condição estática após essas perturbações o mais rápido possível (VIEGAS, 2016).

Para o cálculo do fator de amortecimento alguns passos devem ser utilizados, começando pela definição de alavanca de suspensão, SL . Milliken e Milliken (1995) definiram o termo alavanca ou razão de suspensão como uma razão entre o comprimento de instalação do sistema amortecedor e mola e o comprimento do braço de suspensão. A partir dos pontos dados na Figura 33, SL pode ser calculado a partir da Equação 28, exceto para sistemas de eixo rígido, onde o cálculo é feito a partir da Equação 29.

$$SL = \frac{d_{(A-B)}}{d_{(B-C)}} \quad (28)$$

$$SL = \frac{d_{(A-B)}}{d_{(B-C)} + d_{(C-D)}} = 1 \quad (29)$$

Figura 33 – Formas de posicionamento da mola em diferentes suspensões



Fonte: Viegas (2016).

A partir do cálculo da alavanca de suspensão é possível definir o valor da rigidez efetiva da mola, K_{rs} . Essa rigidez depende também da rigidez da mola, K , e pode ser calculada a partir da Equação 30.

$$K_{rs} = \frac{K}{SL} \quad (30)$$

A rigidez efetiva da roda é calculada levando em conta que a força atuante na roda é equilibrada pela suspensão e fazendo um equilíbrio de momentos o resultado é a Equação 31.

$$K_R = \frac{K_{rs}}{SL} = \frac{K}{SL^2} \quad (31)$$

Finalmente Viegas (2016) cita em seu trabalho que de forma geral existem dois valores para o amortecimento de acordo com a dinâmica do veículo. Um valor ideal para isolamento (C_r^{iso}) de vibrações e outro ideal para aderência (C_r^{ade}). As equações 32 e 33 mostram como calcula-se cada um desses valores.

$$C_r^{iso} = \sqrt{\frac{K_R(M_s + M_{ns})(k_p + K_R)}{2k_p}} \quad (32)$$

$$C_r^{ade} = \sqrt{\frac{(M_s + M_{ns})(k_p + K_R)(k_p + 2K_R)}{2k_p}} \quad (33)$$

Onde:

k_p é o coeficiente de rigidez vertical ou radial do pneu;

K_R é a rigidez efetiva da roda;

M_s é a massa suspensa suportada pelo eixo;

M_{ns} é a massa não suspensa suportada pelo eixo.

O ideal é que seja definido um fator de amortecimento, C_r que esteja entre esses valores para melhor dinâmica do veículo (VIEGAS, 2016). Com esses dados em mãos pode-se, então, entrar em contato com um fornecedor e comprar um amortecedor de acordo com a necessidade do veículo.

3.8 FREQUÊNCIA NATURAL

O cálculo da frequência natural da massa suspensa é uma importante característica na definição do conforto e segurança do veículo. Segundo Nicolazzi, Leal e Rosa (2012) quando

o objetivo é o máximo conforto a frequência natural deve ser o mais baixo possível, em torno de 1Hz. No entanto carros de alto desempenho, que necessitam de maiores manobrabilidade a frequência natural gira em torno de 2 a 2,5Hz. Merling (2007) cita alguns valores de frequências naturais de acordo com a aplicação do veículo. Esses valores podem ser observados na 2.

Tabela 2 – Frequências naturais recomendadas

Frequência (Hertz)	Aplicação
< 0,833	Perigoso. A massa suspensa do veículo ganha muito movimento
1 – 1,33	Para veículos de rua visando o conforto
1,33 – 1,67	Para veículos de rua visando a esportividade
1,67 – 2,1	Para veículos de corrida
2,1 – 2,9	Para veículos de corrida mais solicitados
> 2,9	Para veículos de Fórmula 1

Fonte: Merling (2007).

Para o cálculo da frequência um dos métodos mais utilizados é o método de 1\4 de Carro, que será apresentado na seção seguinte.

3.8.1 Método um quarto de carro

O modelo em questão é o método clássico para o cálculo da frequência natural da massa não suspensa. Esse método consiste em dividir o carro em 4 partes e analisa-las separadamente, sendo que as partes são associadas a cada roda do veículo e as que se referem ao mesmo eixo são equivalentes (COSTA, 2006; NICOLAZZI; LEAL; ROSA, 2012) .

O sistema é modelado como duas molas com dois graus de liberdade, sendo que uma mola representa o pneu e outra representa a suspensão. A massa m_s representa metade da massa suspensa sustentada pelo respectivo eixo e a m_{ns} representa metade da massa não suspensa sustentada pelo eixo analisado (NICOLAZZI; LEAL; ROSA, 2012).

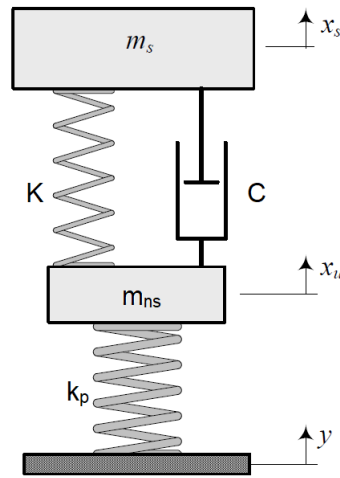
A Figura 34 mostra um diagrama de como o modelo é esquematizado.

O diagrama de forças para esse sistema é apresentado na Figura 35. Sendo que as forças são calculadas da seguinte forma:

$$F_1 = K(x_s - x_u) \quad (34)$$

$$F_2 = C(\dot{x}_s - \dot{x}_u) \quad (35)$$

Figura 34 – Modelo um quarto de carro

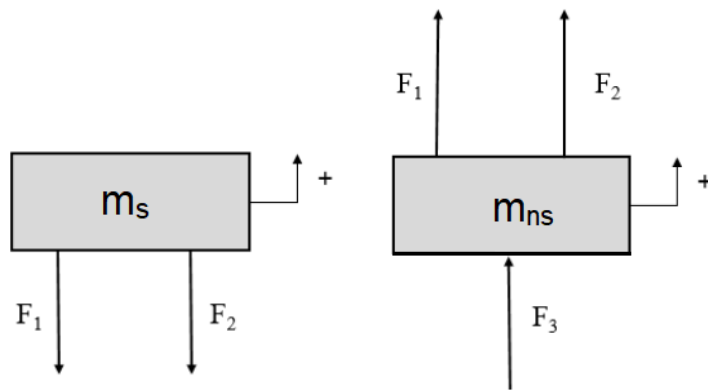


Fonte: Adaptado de Jazar (2008).

Figura 35 – Diagrama de forças para o sistema um quarto de carro

(a) Massa suspensa

(b) Massa não suspensa



Fonte: Adaptado de Diniz (2014).

$$F_3 = k_p(x_s - x_u) \quad (36)$$

Aplicando a primeira lei de Newton em cada uma das massas tem-se:

$$m_s \ddot{x}_s = -K(x_s - x_u) - C(\dot{x}_s - \dot{x}_u) \quad (37)$$

$$m_{ns} \ddot{x}_u = K(x_s - x_u) - C(\dot{x}_s - \dot{x}_u) - k_p(x_s - x_u) \quad (38)$$

Expressando o sistema acima em forma de matriz tem-se:

$$[m]\dot{x} + [c]\dot{x} + [k]x = F \quad (39)$$

$$\begin{bmatrix} m_s & 0 \\ 0 & m_{ns} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{x}_s \\ \ddot{x}_u \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} C & -C \\ -C & C \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{x}_s \\ \dot{x}_u \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} K & -K \\ -K & K + k_p \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_s \\ x_u \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ k_p y \end{bmatrix} \quad (40)$$

Wong (2001) diz que, em geral, a diferença entre as frequências naturais amortecidas e não amortecidas são desprezíveis, portanto, pode-se simplificar a expressão acima retirando os termos relacionados ao amortecimento do sistema. Além disso Nicolazzi, Leal e Rosa (2012) diz que para calcular a frequência natural do sistema é considerado que ele esteja em vibração livre, em outras palavras não há excitação no sistema.

Finalmente é esperado que o deslocamento de x_s e x_u assumam um comportamento senoidal, conforme Equações 41 e 42 (WONG, 2001).

$$x_s = Z_1 \sin \omega_n t \quad (41)$$

$$x_u = Z_1 \sin \omega_n t \quad (42)$$

Onde Z_1 e Z_2 são as amplitudes dos movimentos.

A nova forma da matriz é apresentada na Equação 43.

$$\begin{bmatrix} m_s & 0 \\ 0 & m_{ns} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} Z_1 \\ Z_2 \end{bmatrix} (-\omega_n^2) \sin(\omega_n t) + \begin{bmatrix} K & -K \\ -K & K + k_p \end{bmatrix} \begin{bmatrix} Z_1 \\ Z_2 \end{bmatrix} \sin(\omega_n t) = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (43)$$

Rearranjando a Equação 43 obtém-se a Equação 44.

$$\begin{bmatrix} m_s(-\omega_n^2) + K & -K \\ -K & m_{ns}(-\omega_n^2) + (K + k_p) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} Z_1 \\ Z_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (44)$$

Para um resultado não trivial da equação, sendo Z_1 e Z_2 diferentes de zero, o seguinte determinante deve ser igual a zero:

$$\begin{vmatrix} -\omega_n^2 m_s + K & -K \\ -K & -\omega_n^2 m_{ns} + (K + k_p) \end{vmatrix} = 0 \quad (45)$$

Expandindo e resolvendo a equação encontra-se as frequências naturais em rad/s apresentadas na Equação 46.

$$\omega_{n1-2}^2 = \frac{B_1 \pm \sqrt{B_1^2 - 4A_1C_1}}{2A_1} \quad (46)$$

Onde:

$$\begin{aligned} A_1 &= m_s m_{ns} \\ B_1 &= m_s K + m_s k_p + m_{ns} K \\ C_1 &= K k_p \end{aligned}$$

No entanto essa é uma solução para o sistema com dois graus de liberdade e Wong (2001) e Nicolazzi, Leal e Rosa (2012) dizem que geralmente carros possuem uma massa suspensa significativamente maior que a massa não suspensa e portanto o modelo pode ser aproximada para um sistema com um grau de liberdade cujas frequências naturais podem apresentadas nas equações 47 e 49 para a massa suspensa e não suspensa respectivamente.

$$f_n = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{K_{eq}}{m_s}} \quad (47)$$

Onde:

$$k_{eq} = \frac{K k_p}{K + k_p} \quad (48)$$

$$f_{ns} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{K + k_p}{m_{ns}}} \quad (49)$$

3.9 EFEITO JACKING

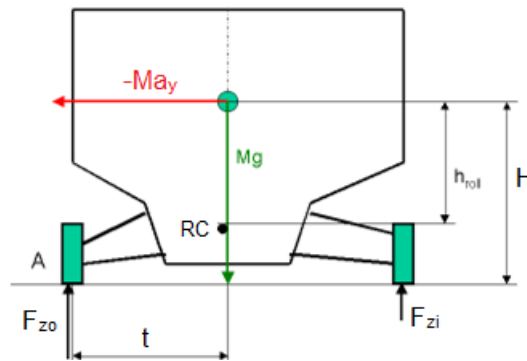
Como citado anteriormente o efeito *jacking* é o efeito de levantamento do carro quando submetido a forças laterais em uma curva a (MILLIKEN; MILLIKEN, 1995; REZENDE, 2007; HAC, 2002) . Nessa seção apresenta-se os cálculos para se avaliar o quanto esse fenômeno afetará a performance do carro.

3.9.1 Aceleração máxima na curva

A certa velocidade que o carro entra na curva, gera-se uma aceleração lateral suficiente para que as rodas internas à curvatura perdem o contato com o solo (FARIA, 2018; HAC, 2002). Para o cálculo dessa aceleração Gillespie (1992) e Hac (2002) adotam um modelo rígido onde as deflexões dos pneus e da suspensão são desconsideradas.

Hac (2002) explica que durante uma curva, as forças laterais existentes no pneu em contato com o solo, contrabalançam com a força inercial lateral do carro agindo no seu centro de gravidade, resultando assim no que se denomina momento de rolagem. Esse momento é, por sua vez, contrabalanceado pelos momentos das forças verticais atuantes no pneu. A Figura 36 mostra um diagrama de corpo livre para um veículo realizando uma curva para a direita, onde é possível observar as forças atuando no carro, com exceção das forças laterais.

Figura 36 – Forças atuantes no veículo no momento da curva.



Fonte: Adaptado de Hac (2002).

Realizando um somatório de momentos no ponto de contato com o pneu externo com o solo (ponto A) tem-se a Equação 50.

$$\sum T_A = \frac{Mgt}{2} - Ma_y H - F_{zi}t = 0 \quad (50)$$

Onde:

M é a massa do carro;

t é a bitola;

a_y é a aceleração lateral que o carro está submetido;

H é a altura do centro de gravidade do veículo;

g é a aceleração da gravidade local;

F_{zi} é a força vertical máxima da roda interna.

A condição de capotamento se dá no limite quando a roda interna perde o contato com o solo. Nesse ponto F_{zi} é zero. Sendo assim, realizando novamente o somatório de momentos em A, tem-se a Equação 51.

$$\sum T_A = \frac{Mgt}{2} - Ma_y H = 0 \quad (51)$$

Isolando a aceleração lateral, tem-se para essa condição a aceleração lateral máxima suportada pelo carro sem que a roda perca o contato com o solo, representada na Equação 52.

$$a_{ymax} = \frac{gt}{2H} \quad (52)$$

Esse valor é esperado que seja o maior possível para que o veículo possa fazer curvas mais rapidamente, por esse motivo em veículos de alta performance usa-se bitolas maiores e baixos centros de gravidade (GILLESPIE, 1992).

3.9.2 Levantamento do chassi em curvas

Outro fator importante a ser analisado, no momento em que um veículo realiza uma curva, é o quanto a altura do centro de gravidade do mesmo se elevará em relação ao solo. Forças laterais devido a manobra são transmitidas para o corpo do veículo através das bandejas da suspensão. Devido ao fato desses componentes não serem paralelos com o solo as forças de reações nesses membros possuem componentes verticais, que são os responsáveis pela elevação do corpo do carro (HAC, 2002).

Gillespie (1992) explica que as forças transmitidas entre o corpo do veículo e os braços da suspensão são dinamicamente equivalentes a uma única força disposta sobre a linha imaginária que parte do centro do ponto de contato do pneu como o solo até o *roll center* do veículo. A Figura 37 exemplifica o que foi explicado anteriormente.

Onde:

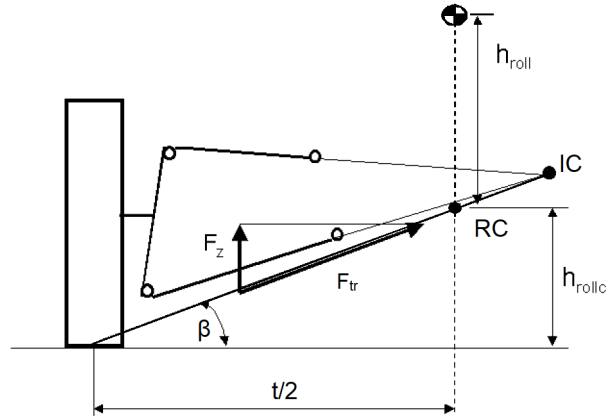
h_{rollc} é a altura do RC em relação ao solo;

h_{roll} é a diferença entre a altura do centro de gravidade (H) e o h_{rollc} ;

β é a inclinação da força em relação ao solo;

F_{tr} é a força transmitida;

Figura 37 – Relação do RC e a distribuição das forças da suspensão.



Fonte: Adaptado de Hac (2002).

F_z é a componente vertical da força transmitida.

Conforme a Figura 37 o ângulo β pode ser calculado de acordo com a Equação 53.

$$\tan(\beta) = \frac{2h_{rollc}}{t} \quad (53)$$

A componente vertical da força F pode ser calculada a partir da Equação 54.

$$F_z = F_y \tan(\beta) \quad (54)$$

Gillespie (1992) define F_y como sendo a força lateral em que o veículo está submetido numa curva, e pode ser calculado a partir da Equação 55.

$$F_y = M_s a_y \quad (55)$$

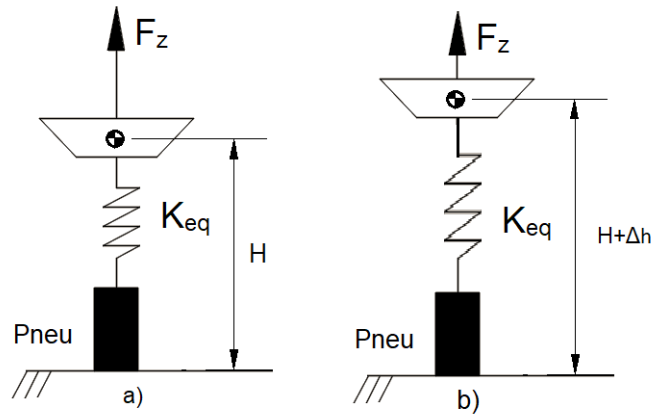
Onde M_s é a massa suspensa do veículo suportada pelo eixo analisado.

Substituindo as equações 53 e 54 em 55 encontra-se a Equação 56 utilizada para o cálculo da força vertical que é responsável pela elevação do veículo.

$$F_z = \frac{2M_s h_{rollc}}{t} \quad (56)$$

Supondo um modelo estático conforme Figura 38 é possível calcular o quanto de deflexão haverá na carroceria do carro, podendo assim avaliar se a suspensão é segura ou não para a competição.

Figura 38 – Modelo para calculo da variação da altura do centro de gravidade de um veículo.



Fonte: Autoria Própria (2021).

Para o cálculo, a força F_z vai gerar um deslocamento vertical no corpo do veículo proporcional a rigidez equivalente do pneu com a suspensão (HAC, 2002). Sendo assim tem-se a Equação 57.

$$F_z = \Delta h k_{eq} \quad (57)$$

Logo isolando a variação da altura do centro de gravidade (Δh) e substituindo a Equação 56 em 57, encontra-se o valor do deslocamento do centro de massa do carro verticalmente, conforme a Equação 58

$$\Delta h = \frac{F_z}{k_{eq}} = \frac{2M_s h_{roll} c a_y}{t k_{eq}} \quad (58)$$

3.10 ANÁLISE ESTRUTURAL

É de suma importância em uma suspensão que ela, além de permitir uma boa dirigibilidade e resposta ao piloto e aos ocupantes, suporte os esforços provenientes do terreno em que o veículo está transitando. É, portanto, necessária uma análise estrutural de todos os componentes que compõem sua construção. O objetivo dessa análise é avaliar os materiais e formatos com o objetivo de se evitar demasiada robustez ou fragilidade, definindo-os de acordo com a aplicação dos componentes (MERLING, 2007).

Filho (2013) explica que ao se analisar uma estrutura qualquer é necessário definir um modelo de cálculo. Esse modelo consiste, de modo geral, em analisar o problema real, realizando

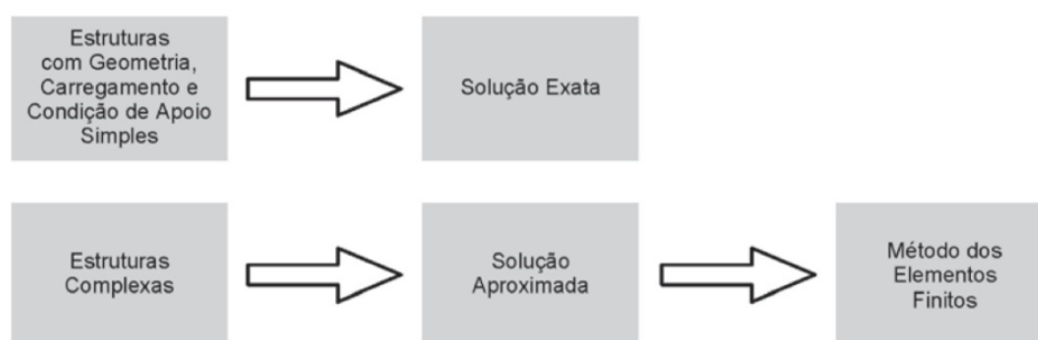
simplificações e aproximações com a intenção de gerar um modelo físico que represente o melhor possível a realidade. Obtendo-se o modelo físico a próxima etapa é a escolha do modelo matemático que traduzem o comportamento físico do objeto em análise. Em seguida há a solução do modelo matemático e finalmente a análise dos resultados comparando com as expectativas do modelo proposto com o problema real.

A solução do modelo matemático pode ser feita utilizando métodos analíticos clássicos, encontrando assim o resultado exato para o problema. Porém os métodos analíticos são limitados a modelos mais simples, quando enfrentando uma aplicação prática complexa esses métodos, que geralmente envolvem equações diferenciais e integrais, se tornam muito complicados ou até mesmo impossíveis de se resolver analiticamente (FILHO, 2013)

Nesse momento que os métodos numéricos são utilizados como solução para a limitação anteriormente citada. Esses métodos utilizam de simplificações de elementos muito complexos e desconhecidos em elementos simples e com soluções conhecidas. Ele gera soluções aproximadas, porém com precisões aceitáveis na engenharia. O método mais utilizado para soluções estruturais é o método de elementos finitos e uma introdução a ele será apresentada na próxima seção.

A Figura 39 mostra um resumo de quais caminhos seguir de acordo com a complexidade do problema que o engenheiro terá de resolver.

Figura 39 – Caminhos para uma análise estrutural.



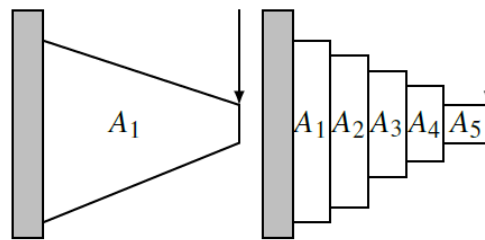
Fonte: Filho (2013).

3.10.1 Método dos Elementos Finitos

O Método dos Elementos Finitos (MEF) é caracterizado pela discretização de uma estrutura complexa e continua em várias sub-regiões menores, de forma que cada uma delas possa ser

representada por uma função matemática mais simples que a região inteira. A Figura 40 exemplifica esse processo de simplificação o (VIEGAS, 2016; ROCHA, 2015; FILHO, 2013).

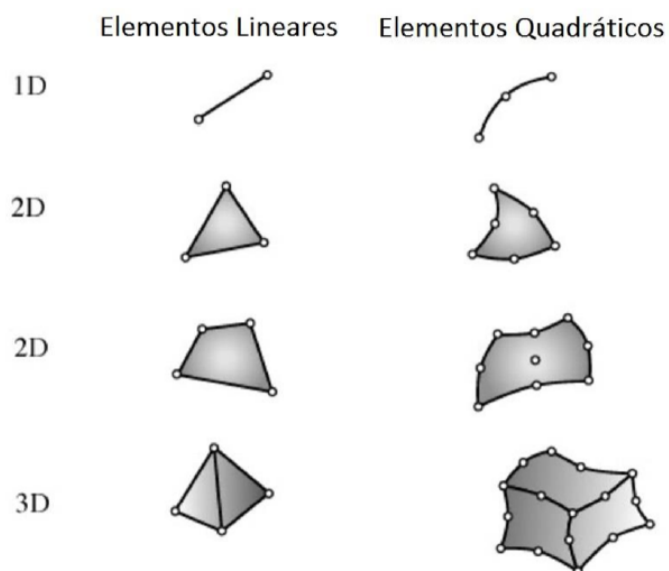
Figura 40 – Exemplificação do processo de discretização de um meio contínuo



Fonte: Oliveira (2018).

Essas sub-regiões são denominadas elementos e estão conectados entre si por pontos discretos chamados de nós. Um conjunto de elementos interligados é denominado de malha. A Figura 41 mostra alguns exemplos dos elementos (VIEGAS, 2016).

Figura 41 – Exemplos dos tipos de elementos



Fonte: Viegas (2016).

Viegas (2016) explica que o número de elementos de uma malha está diretamente ligado a qualidade do resultado, porém quanto maior o número, mais complexa a malha e maior o esforço

computacional exigido para os cálculos. Por esse motivo é importante que haja um equilíbrio entre o tamanho dos elementos e a forma como a estrutura será modelada, de maneira que o modelo esteja o mais próximo do real, porém da forma mais simplificada possível.

Definindo-se a malha de uma estrutura, o método analisa matematicamente o comportamento de um número finito de parâmetros (variáveis de campo) em cada elemento. Para análises estruturais as variáveis estudadas são os deslocamentos nodais e a partir de seus resultados é possível definir as tensões e os esforços internos atuantes na estrutura, tornando possível a avaliação da resistência do objeto em análise (FILHO, 2013).

Existem hoje muitos *softwares* que utilizam desse método para a análise de estruturas como o *ANSYS*, *Catia*, *Solidworks Simulation*, *MSC Nastran*, dentre outros.

4 METODOLOGIA

Para se projetar uma suspensão (STANIFORTH, 1999) elenca os principais passos de caráter técnico que devem ser seguidos:

1. Checagem das restrições e dos requisitos regulamentados na competição;
2. Escolha dos pneus e rodas;
3. Determinação do cubo de rodas;
4. Definição da geometria da suspensão;
5. Estudo de molas;
6. Estudo dos amortecedores.

Após esses passos, tendo obtido a geometria inicial da suspensão é então realizada a análise de forças atuantes nos braços e na manga de eixo e então é realizada uma análise estrutural com o objetivo de obter uma otimização estrutural e análise de resistência dos materiais utilizados.

A seguir será apresentado um detalhamento do quarto passo (definição da geometria da suspensão), e também da análise estrutural da suspensão. Os outros passos foram abordados na Seção 3.

4.1 DETERMINAÇÃO DA GEOMETRIA

Após a determinação dos parâmetros de dirigibilidade descritos na seção 3.4 e o tipo de suspensão a ser adotado, adotou-se uma sequência para auxiliar no processo de desenho da geometria e determinação dos *hardpoints* baseada no estudo apresentado por Merling (2007).

Primeiro passo resume-se na análise do desenho da vista superior do carro, evidenciando as dimensões do entre eixo e da bitola dianteira e a traseira de acordo com o requisito de projeto.

Após a análise da vista, no segundo passo determina-se da distância ao solo de acordo com os requisitos de projeto.

Em seguida, no terceiro passo, insere-se nas três vistas do carro (lateral, frontal e superior) o posicionamento de outros sistemas já existentes, de forma a evidenciar o espaço disponível para o curso da suspensão, analisando se ele atende os requisitos, e também os possíveis lugares disponíveis para fixação da suspensão no chassi do veículo.

No quarto passo define-se os pontos no chassi onde serão fixados os braços da suspensão. Nesta etapa que se verifica a ligação entre esses pontos de apoios e o centro de rotação dos pivôs presos a manga de eixo. Segundo Fernandes, Oliveira e Junior (2018), na manga de eixo os pivôs, ou juntas esféricas, superiores e inferiores devem estar os mais distantes possíveis de modo que a intensidade das forças atuantes nos braços de controle e outros componentes da suspensão seja minimizada.

O quinto passo é uma extensão do quarto e define o momento em que se define os ângulos característicos e dos centros de rolagem estáticos. O centro de rolagem é verificado na vista frontal, a verificação de angulações obtidas para geometrias *anti-squat* são feitas na vista lateral. Recomenda-se que os braços inferiores com o maior comprimento possível para que assim seja reduzida a velocidade angular dos membros da suspensão (FERNANDES; OLIVEIRA; JUNIOR, 2018).

O sexto passo é a determinação da posição de montagem da mola com o amortecedor. Sendo recomendado que eles estejam montados verticalmente para total aproveitamento dos mesmos, porém quando inviável, um valor de até 30 graus de inclinação é aceitável para que eles trabalhem de forma eficiente (FERNANDES; OLIVEIRA; JUNIOR, 2018).

Ao final desses passos, é possível definir no *software SolidWorks* os principais pontos da suspensão. Assim utilizando do comando medida é possível obter a coordenada do *hardpoint* que será utilizada como *input* no programa de análise de multicorpos.

O comando medida funciona da seguinte maneira: localizado na aba ferramentas, ou no menu ferramentas/avaliar/medida, ao ativá-lo é preciso clicar no ponto onde se deseja as medidas e na origem de coordenadas. O resultado pode ser observado na Figura 42, onde os valores de dx , dy e dz representam os valores de deslocamentos em relação aos eixos x,y e z, respectivamente. Há uma diferença entre os eixos da origem entre os *softwares Adams Cars* e *SolidWorks*, essa diferença é apresentada na Tabela 3.

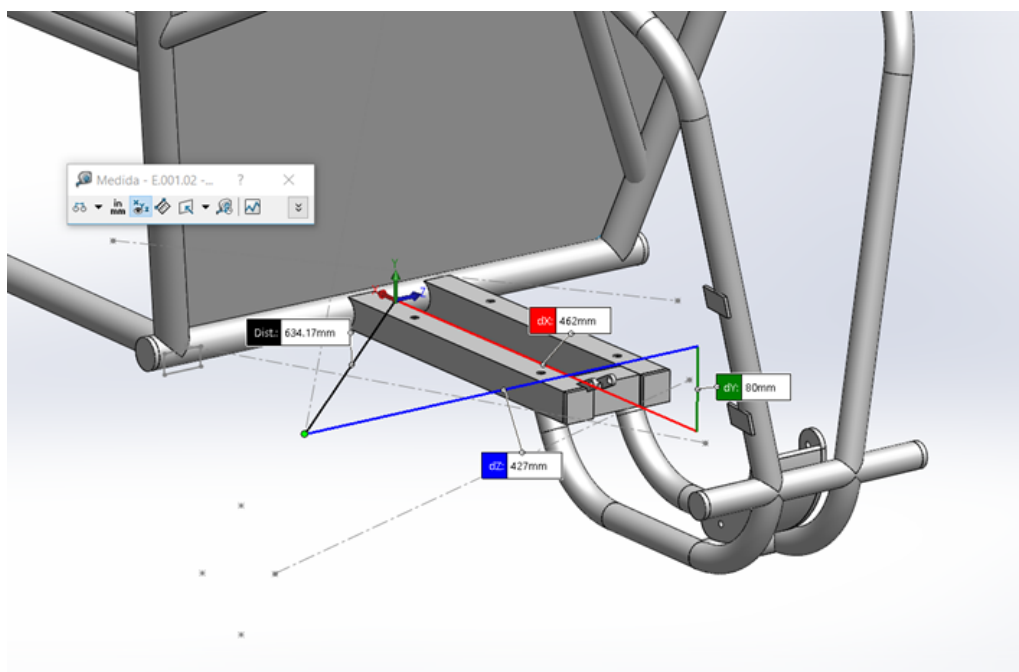
Tabela 3 – Diferenças entre as coordenadas do *Adams Cars* e *SolidWorks*

Adams Cars	SolidWorks
x	-x
y	z
z	y

Fonte: Autoria Própria (2021).

Enfim com os dados geométricos e *hardpoints* definidos é feito então a simulação no *software Adams Cars* com o intuito de avaliar a variação dos ângulos característicos de acordo

Figura 42 – Exemplo de utilização do comando medida do *SolidWorks*



Fonte: Autoria Própria (2021).

com o movimento de *bump* e *rebound*. Caso os valores estejam fora do limite aceitável realiza-se mudanças nos *harpoints* da geometria, visando obter o resultado ideal de projeto.

4.1.1 Adams Cars

O *Adams* (*Automatic Dynamic Analysis of Mechanical Systems*) é um *software* usado para a análise cinemática e dinâmica multicorpos de subsistemas de mecanismos mecânicos. Com ele é possível avaliar o comportamento de sistemas complexos e como eles interagem entre si (NUNES; SILVA, 2014).

O *Adams* é dividido em vários módulos, sendo cada um deles destinado a uma determinada aplicação. O módulo *Adams Cars* é utilizado em projetos automobilísticos, cujo objetivo é a construção de protótipos virtuais e a análise dos mesmos (NUNES; SILVA, 2014).

Para a análise no *Adams Cars* o veículo é dividido em subsistemas, sendo eles: subsistema de direção, de freios, do motor e transmissão, do chassi e da suspensão dianteira e traseira. Cada subsistema é construído separadamente no programa e a análise do veículo completo surge da união dos subsistemas (LENZ, 2016).

4.1.1.1 Hierarquia no Adams Cars

Na pratica o *Adams Cars* possui três tipos de níveis hierárquicos para a construção de um veículo, sendo eles o *Template*, *Subsystem* e *Assembly* (NUNES; SILVA, 2014).

O *Template*, ou modelo, é usado em níveis avançados de projetos por usuários definidos como *expert*. Através dele é possível criar do zero um subsistema, definindo suas partes, assim como a interação entre elas, graus de liberdade relativos entre elas através da definição dos tipos de juntas e buchas que as conectam (NUNES; SILVA, 2014).

Já o *Subsystem*, ou subsistema, ele é um arquivo gerado por um *Template*. Com ele é possível mudar algumas características do modelo de maneira mais simples, sem afetar o arquivo do *template*, como por exemplo, se for construído um modelo de uma suspensão duplo A, ao gerar um subsistema o usuário poderá mudar o comprimento dos elementos por meio da mudança dos *hardpoints*, assim como propriedades da mola ou amortecedor, o ângulo de toe estático, entre outras propriedades, porém o conjunto continua sendo uma suspensão duplo A e o modelo não é alterado o (NUNES; SILVA, 2014; RICCIARDI, 2016) .

Finalmente o ultimo nível é o *Assembly*, ou montagem. Esse nível corresponde a união de subsistemas mecânicos e um subsistema de teste virtual, responsável por impor o movimento na suspensão. É nesse arquivo onde é possível realizar as simulações necessárias para a análise dos protótipos (NUNES; SILVA, 2014).

4.1.1.2 Preparação

Antes de qualquer etapa de construção ou simulações deve-se definir um diretório de trabalho, que nada mais é que uma pasta onde serão salvos os arquivos de construção e os dados de análises. Para isso ele deve ir no menu *File - Select Directory*, em seguida, na janela que abrir, ir para a pasta desejada e clicar no botão *Selecionar Pasta*.

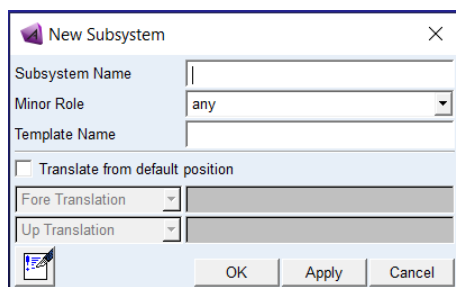
4.1.1.3 Modelagem da Suspensão Traseira no Adams Cars

A primeira etapa na construção de uma suspensão é a modelagem de um *Template*, porém o próprio *Adams Cars* já possui uma biblioteca de modelos mais comuns, então caso o usuário esteja trabalhando com um modelo de suspensão dentre os mais comuns essa etapa pode ser pulada, como foi o caso desse estudo.

A segunda etapa é a construção de um subsistema de acordo com os dados de projeto. Para isso, deve-se entrar no menu *File - New - Subsystem*, onde uma nova janela aparecerá, conforme

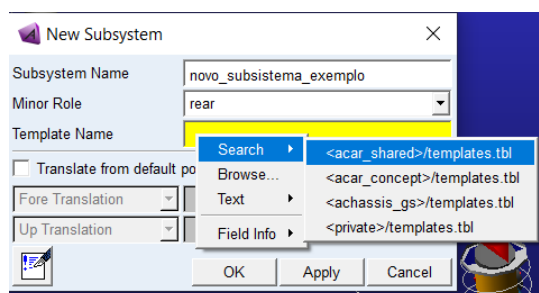
Figura 43.

Figura 43 – Janela de preenchimento do novo subsistema



Fonte: Autoria Própria (2021).

Na linha *Subsystem Name*, preenche-se o nome do subsistema. Já na linha *minor role*, define-se se é um subsistema da suspensão traseira (*rear*) ou dianteira (*front*) ou outro subsistema (*any*). Por fim na linha *Template Name* clica-se com o botão direito do mouse e algumas opções aparecerão conforme Figura 44. A opção *Search* é utilizada quando se deseja um modelo padrão do programa, e a opção destacada na imagem é a recomendada para escolha do modelo. Já a opção *Browse* é utilizada quando se deseja utilizar um modelo que foi criado pelo usuário e salvo num diretório qualquer no computador, através dessa opção é possível encontrá-lo e abri-lo.

Figura 44 – Opções para seleção de (*Template*)

Fonte: Autoria Própria (2021).

Ao abrir o novo modelo é possível mudar os *hardpoints* clicando no menu *Ajust - Hardpoints - table*. Ali aparecerá a tabela dos *hardpoints* (Figura 45) onde cada nome significa um elemento da suspensão conforme Figura 46. Há algumas abreviações que o programa usa para uma suspensão, sendo elas apresentadas na Tabela 4.

Figura 45 – Tabela de modificação dos *hardpoints*.

Hardpoint Modification Table				
Assembly Subsystem exemplo		Name Filter: *		
	loc_x	loc_y	loc_z	
hpl_drive_shaft_inr	0.0	-200.0	225.0	(none)
hpl_lca_front	-200.0	-400.0	150.0	(none)
hpl_lca_outer	0.0	-750.0	100.0	(none)
hpl_lca_rear	200.0	-450.0	155.0	(none)
hpl_lwr_strut_mount	0.0	-600.0	150.0	(none)
hpl_subframe_front	-400.0	-450.0	150.0	(none)
hpl_subframe_rear	400.0	-450.0	150.0	(none)
hpl_tierod_inner	200.0	-400.0	300.0	(none)
hpl_tierod_outer	150.0	-750.0	300.0	(none)
hpl_top_mount	40.0	-500.0	650.0	(none)
hpl_uca_front	100.0	-450.0	525.0	(none)
hpl_uca_outer	40.0	-675.0	525.0	(none)
hpl_uca_rear	250.0	-490.0	530.0	(none)
hpl_wheel_center	0.0	-800.0	300.0	(none)

Fonte: Autoria Própria (2021).

Figura 46 – Relação dos nomes dos *hardpoints* e os *links* de uma suspensão traseira duplo A

Posição	Hardpoint	
	1	2
1	lca_front	lca_outer
2	lca_rear	lwe_strut_mount
3	lwe_strut_mount	wheel_center
4	wheel_center	tierod_inner
5	tierod_inner	tierod_outer
6	tierod_outer	top_mount
7	top_mount	uca_front
8	uca_front	uca_outer
9	uca_outer	uca_rear
10	uca_rear	drive_shaft_inr
11	drive_shaft_inr	
12		

Fonte: Autoria Própria (2021).

Além dos *hardpoints*, caso for necessário realizar simulações mais complexas pode-se entrar com os dados de rigidez da mola, constante de amortecimento e valores da rigidez das buchas de suspensão. Esses dados podem ser mudados na área *Force elements*. Não houve necessidade de alteração desses dados para as simulações utilizadas nesse projeto.

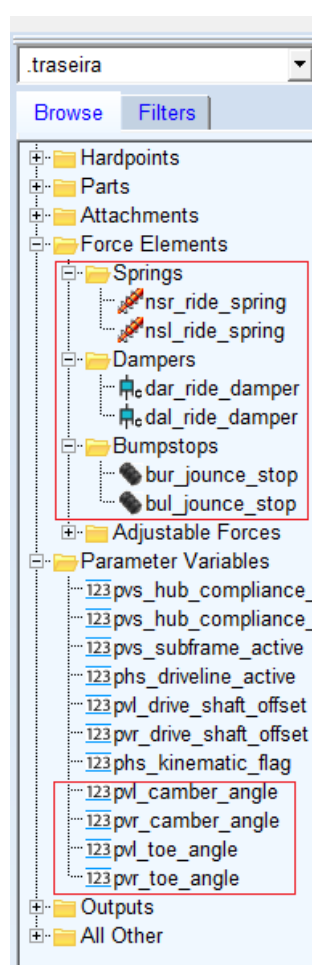
Além disso pode-se alterar o *toe* e o *camber* estáticos na área *Parameter Variables*. Essas áreas são representadas na imagem Figura 47.

Assim que feitos os ajustes o subsistema está pronto para ser usado na montagem. Para

Tabela 4 – Abreviações do *Adams Cars*

Abreviação	Significado
hp[lr]	hardpoint esquerdo (l) ou direito (r)
arb	barra anti-rolagem
lca	braço de controle inferior
prod	push rod
uca	braço de controle superior

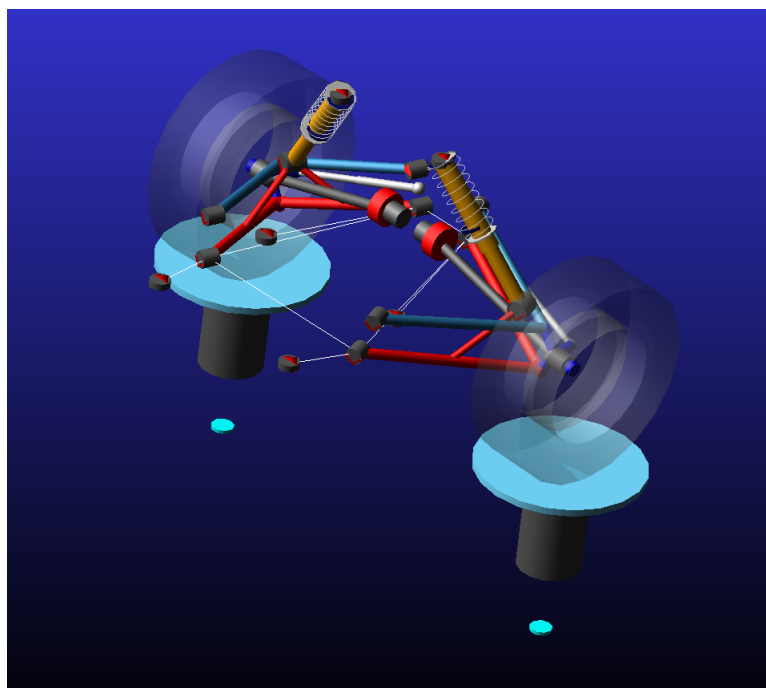
Fonte: Nunes e Silva (2014).

Figura 47 – Áreas *Force elements* e *Parameter Variables*

Fonte: Autoria Própria (2021).

isso deve-se ir no menu *File- New – Suspension Assembly* e completar as linhas conforme pedido pelo programa. A Figura 48 mostra um exemplo de como deve se assemelhar uma montagem de uma suspensão duplo A na traseira. Ao finalizar esses passos o arquivo está pronto para a simulação.

Figura 48 – Representação de uma montagem no Adams Cars.



Fonte: Autoria Própria (2021).

4.1.1.4 Simulações

Existem algumas simulações para a análise das características geométricas da suspensão, como por exemplo a de movimento paralelo, onde ambas as rodas se movimentam na mesma direção paralelamente e a simulação com uma única roda se movimento ao longo do curso, denominadas *Parallel wheel travel* e *Single wheel travel*, respectivamente.

Para a realização dessas simulações deve-se realizar as mudanças necessárias no subsistema de acordo com o projeto, em seguida criar um arquivo de montagem. Com esse último aberto, as simulações se encontram no menu *Simulate - Suspension analysis*.

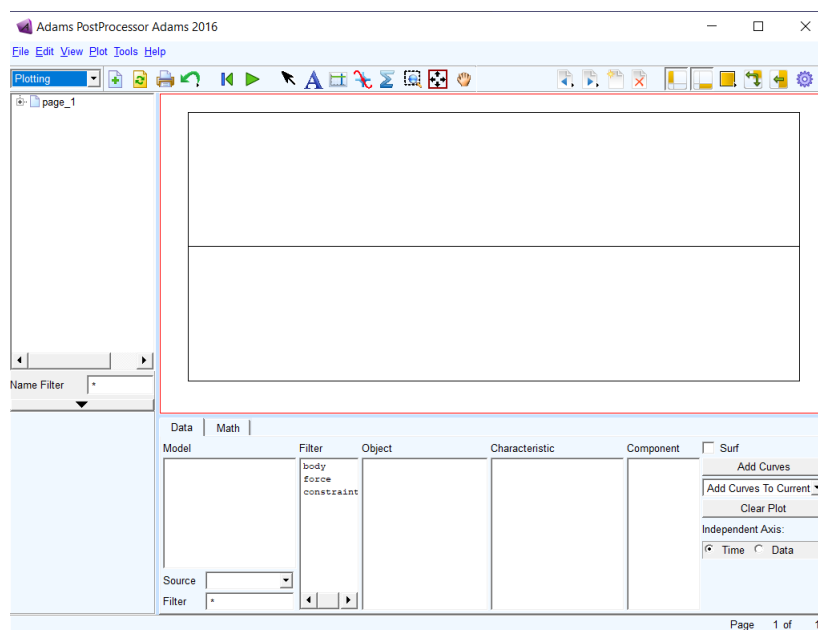
Ao selecionar o tipo de simulação, uma nova janela será aberta onde os parâmetros de entrada da simulação devem ser preenchidos.

Ao realizar as simulações, os resultados podem ser observados na forma de gráficos seguindo os seguintes passos:

Ao acessar o menu *Review - Postprocessing Windows* ou clicar na tecla *F8* do teclado a interface mostrada na Figura 49 será aberta.

Nessa nova janela clicando no menu *Plot – Create Plot*, uma nova janela será aberta. Nessa nova janela, na linha *Analyses*, clica-se com o botão direito do *mouse* e em seguida em

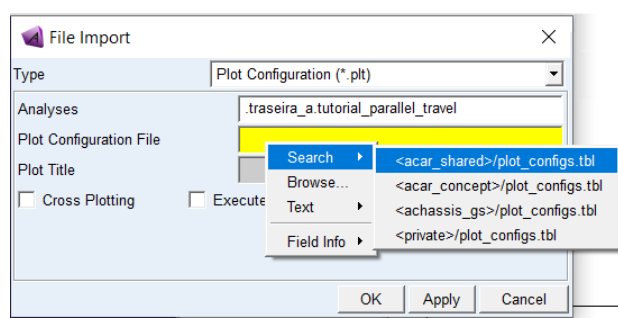
Figura 49 – Interface para análise de resultados



Fonte: Autoria Própria (2021).

Analysis e finalmente em *Guess* e procura-se pelo nome da simulação realizada. Já na linha *Plot Configuration File* clicando novamente com o botão direito do *mouse* e em seguida clicando na opção mostrada na Figura 50.

Na janela que abrir, o arquivo recomendado para a análise dos parâmetros da suspensão é *mdi_suspension_short_version_2.plt*. Esse arquivo gera automaticamente os gráficos de *anti dive*, *camber*, *caster moment arm*, *roll camber coeficiente*, *roll center height*, *roll steer*, *scrub radius*, *toe angle* e *wheel rate*.

Figura 50 – Janela para configuração do *plot* dos resultados das análises do programa.

Fonte: Autoria Própria (2021).

Ao realizar uma simulação os gráficos devem ser analisados e caso os parâmetros não

estejam de acordo com o especificado, deve-se voltar no arquivo do subsistema e alterar os *hardpoints* e uma nova simulação deve ser feita, até que se encontre uma geometria aceitável, dentro dos limites de projeto.

4.2 METODOLOGIA PARA ANÁLISE ESTRUTURAL

4.2.1 Ansys

Para a análise pelo método de elementos finitos da estrutura da suspensão utilizou-se o *software Ansys* por ser um dos maiores nessa área de atuação e contar com vastos recursos que facilitam a modelagem e simulação.

O computador utilizado possuía um processador *AMD Ryzen 5 1600x* de 6 núcleos lógicos, além de 16Gb de memória *RAM*, um *SSD* de 240Gb e um *HD* de 2Tb.

O processo de análise no programa é dividido em 3 principais partes: pré-processamento, solução e análise dos resultados. Em pré-processamento tem-se as etapas de modelagem 3D, importação de geometria e adaptação, junções e condições de contorno e aplicação de cargas. Na etapa de soluções enquadra-se a definição do tipo de solução a ser utilizada, se linear ou não-linear e por fim tem-se a etapa de análise dos resultados. A seguir encontra-se os detalhes dos métodos utilizados em cada etapa.

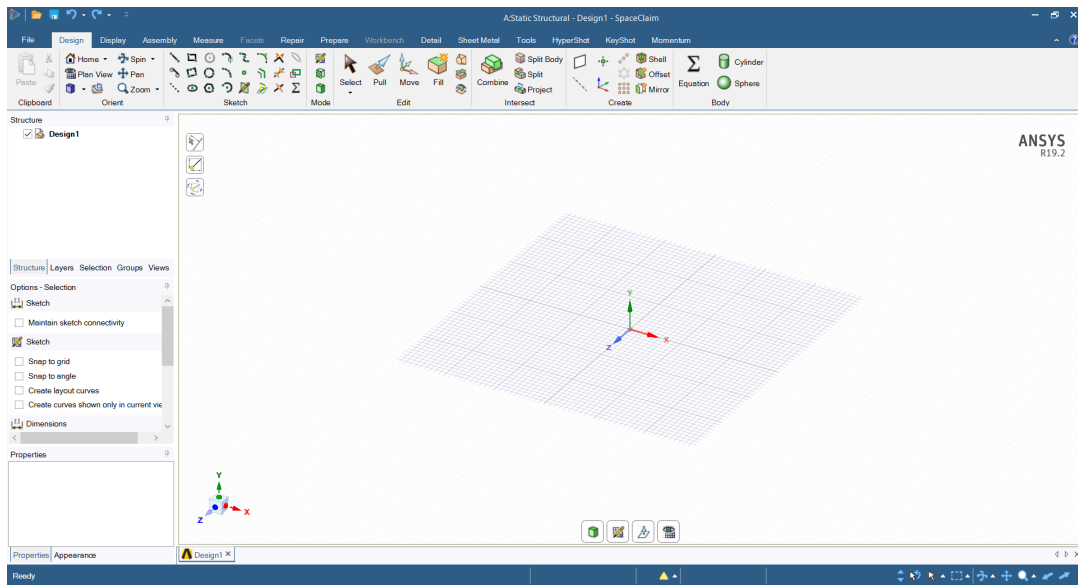
4.2.1.1 Modelagem

A modelagem 3D da montagem da suspensão foi feita no *SolidWorks* devido a experiência com o *software* e também pela possibilidade de importação direta da geometria para o *ANSYS*.

Após a importação para o programa de análise, é necessário realizar algumas simplificações com o propósito de se obter uma geometria que gere melhores resultados às simulações. O *software* usado nessa fase foi o programa de modelagem nativo do *ANSYS* denominado *SpaceClaim*, sua interface pode ser observada na Figura 51. Com ele retira-se todas as superfícies que podem gerar concentradores de tensão, como chanfros, arredondamentos com raios muito pequenos e é possível remover até mesmo sólidos que não são essenciais a simulação.

O intuito dessa etapa é permitir que a geometria final possua uma malha refinada e o mais uniforme possível, sem arestas ou faces muito pequenas que podem gerar concentradores de tensão devido ao MEF e que não estão presentes na realidade.

Figura 51 – Interface do *SpaceClaim*

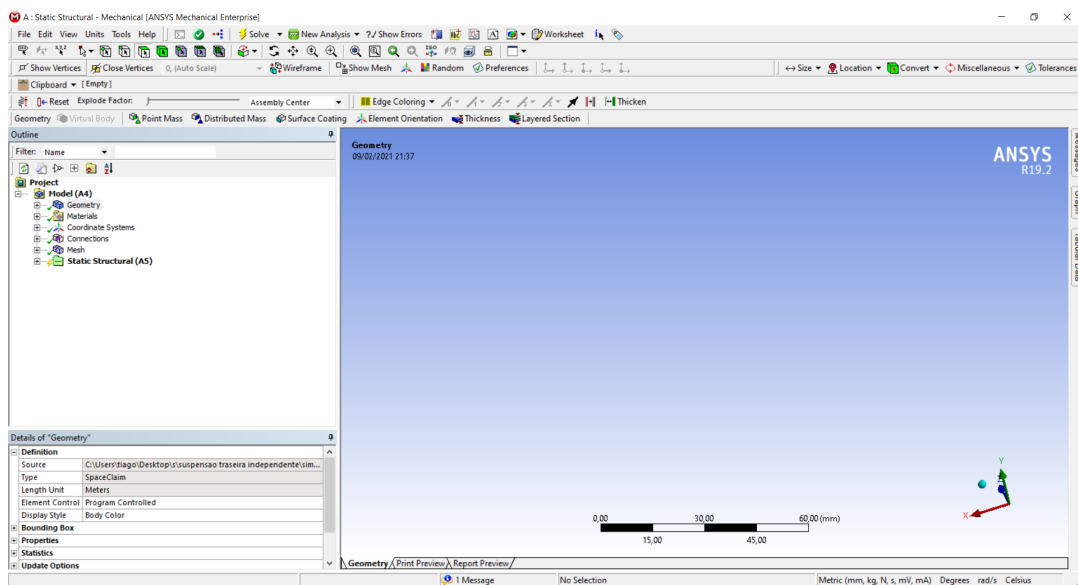


Fonte: Autoria Própria (2021).

4.2.1.2 Junções e condição de contorno

Ao término da etapa de modelagem e adaptação da geometria, utiliza-se um outro *software* para a realização dessa etapa e as próximas. Esse programa denomina-se *Mechanical*, sua interface pode ser observada na Figura 52.

Figura 52 – Interface do *Mechanical*



Fonte: Autoria Própria (2021).

Ao carregar uma geometria nesse programa é necessário editar os tipos de junções, que são as formas como cada peça da montagem, ou partes dela, interagem entre si. Essa etapa é crucial para o processo e deve ser feita cuidadosamente, pois junções definidas de maneira equivocadas vão gerar resultados que não condizem com a realidade.

Além das junções, necessita-se definir as condições de contorno da montagem que são os apoios. Cada apoio, assim como as junções devem ser pensados de forma a se obter uma resposta condizente com a estrutura real. Nessa etapa é importante também definir os materiais de cada componente para, assim, adquirir-se resultados coerentes com as condições de fabricação.

4.2.1.3 Geração das malhas

Na Seção 3.10.1, explicou-se que a geração de uma boa malha é essencial para uma boa performance do método. Como dito é importante que a malha represente o máximo possível a condição real da estrutura sendo o tamanho dos elementos o menor possível, porém sem exageros, pois quanto menor o elemento mais processamento e tempo gasto nas simulações.

Para isso é recomendado realizar uma pré-simulação com uma malha mais grosseira com a intenção de se observar os elementos que são mais requisitados mecanicamente, e então numa segunda etapa refinar esses elementos para se obter um resultado mais coerente sem forçar mais que o necessário o *hardware* onde está sendo realizado a análise.

4.2.1.4 Aplicação das cargas

Definiu-se para análise da estrutura a teórica de *drop test*, pois por ser uma suspensão protótipo e a teoria, além de muito complexa, não representar com precisão os esforços reais, o ideal é fabricar uma suspensão e analisar as forças por meio de extensômetros. Com os resultados da análise da extensometria se realiza novamente as simulações com os dados reais, procurando uma redução de espessuras, gerando assim economias de material e diminuições de peso.

Drop test é um teste feito onde o carro é elevado até certa altura e então é lançado contra o chão onde tem-se uma célula de carga que avalia a força de impacto na roda, simulando assim uma situação onde o carro pousa depois de passar por uma rampa. Esse teste tem por objetivo avaliar o maior esforço que a suspensão vai receber durante o percurso de testes. Além disso é possível calcular essa força através da análise da energia potencial e cinética e quantidade de movimento (LIMA, 2011). Nesse projeto escolheu-se a análise por energias e quantidade de movimento devido a impossibilidade de execução de testes.

Avaliando a resistência da suspensão a essa força espera-se que essa resista aos testes iniciais para definição dos esforços reais e então numa segunda etapa refina-se o projeto, retirando os pontos vulneráveis a ruptura por fadiga e também aqueles super-dimensionados.

Resumidamente, a força que se definiu é uma carga vertical aplicada na ponta do eixo da suspensão traseira.

4.2.1.5 Solução

Nessa etapa realiza-se a simulação em si. É o momento em que se exige o maior processamento de *hardware*, devido a realização de cálculos numéricos extensos que visam solucionar o modelo matemático do problema.

Existem os métodos de solução lineares e não-lineares, sendo os não lineares recomendados para deslocamentos que são muito pequenos comparados com as dimensões da estrutura, portanto os cálculos são feitos com base na geometria inicial. Quando não se tem essas condições, equações não lineares devem ser usadas para melhor concordância dos resultados. Simulações lineares são menos exigentes de processamento se comparados com as não-lineares (AZEVEDO, 2003). Foram utilizadas soluções lineares para a análise da suspensão nesse projeto.

4.2.1.6 Análise dos resultados

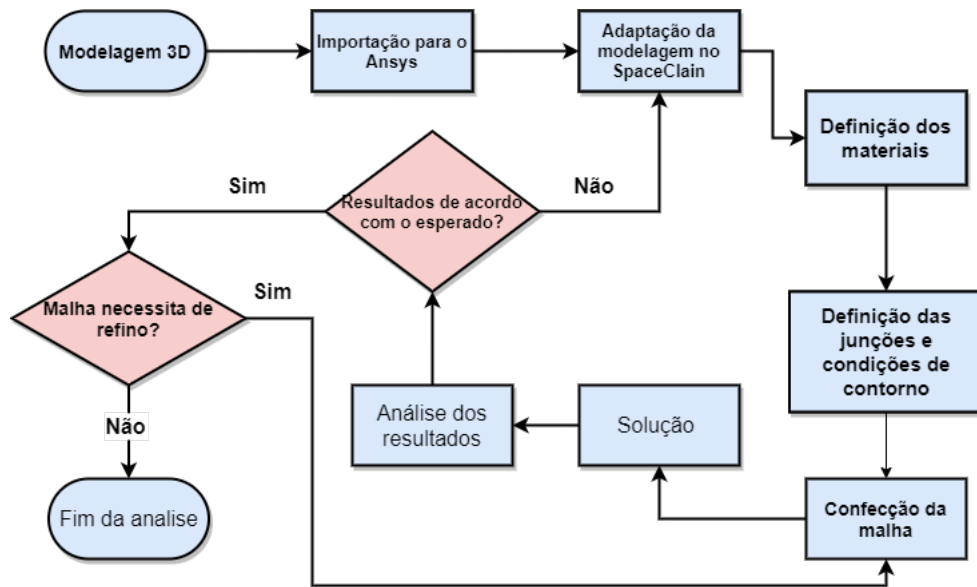
Nessa última etapa é onde se analisa os resultados obtidos na simulação. Os principais itens analisados são deformação, tensões e reações, além de coeficientes de segurança.

É importante avaliar se os resultados condizem com a natureza da geometria analisada. Se os valores de deformação estão dentro do esperado assim como as tensões não estão acima do suportado pelo material.

Caso os valores citados acima estejam fora das especificações desejadas, é necessário avaliar o melhor cenário para alteração da geometria. Pode-se nesse caso alterar o material, definir espessuras maiores ou menores, além de colocar reforços, entre outras ações. Assim, após as mudanças gera-se outra malha e condições de junções e contorno e roda-se novamente as soluções.

A Figura 53 mostra um resumo da metodologia adotada para análise estrutural.

Figura 53 – Fluxograma da análise da estrutura.



Fonte: Autoria Própria (2021).

5 RESULTADOS E DISCUSSÕES

5.1 LIMITAÇÕES IMPOSTAS PELO REGULAMENTO

Esse estudo foi baseado em SAE (2019).

O regulamento da competição impõe que a largura máxima do carro permitida seja de 1,62m no ponto mais largo, medida essa tomada com as rodas direcionadas para a frente, na altura estática de rolagem.

Além disso, apesar de não haver uma restrição com relação ao comprimento do veículo, as provas das competições são montadas partindo do conceito que os veículos possuem uma largura máxima conforme a citada anteriormente e comprimento máximo de 2,74 m.

Por fim, os veículos devem possuir uma distância com relação ao solo suficiente para transpor troncos com diâmetro de 0,4m e realizar curvas com raio mínimo de 3,5m (medido a partir do centro do veículo).

5.2 PNEUS E CUBOS DE RODA

Os pneus não foram substituídos, mantendo os modelos 21x7-R10 já utilizados em competições anteriores. De igual forma os cubos das rodas não se alteraram, mantendo os 95,38 mm de *offset*. A equipe não possui os dados de rigidez do pneu, devido as circunstâncias da pandemia devido ao *SARS-CoV-2* não foi possível realizar testes para determinação desse valor. Portanto, fez-se um estudo teórico a respeito da média encontrada para pneus com essa numeração e uma pressão de 8psi, a mesma utilizada nas competições pela equipe. Definiu-se um valor de $69,81 \text{ kN/m}$. Os dados podem ser observados na tabela 5.

Tabela 5 – Valores de rigidez do pneu número 21x7-R10 calibrado com 8psi

Autor	Rigidez [kN/m]
Adami (2015)	70,97
Vuoto (2020)	61,51
Morlin (2017)	71,76
Minaker e Yao (2017)	75,00
Média	69,81

Fonte: Autoria Própria (2021).

5.3 GEOMETRIA

Devido as desvantagens apresentadas na Seção 3.3.1 foi decidido que uma nova suspensão deveria ser adotada no novo protótipo Baja SAE da equipe Piratas do Vale. Escolheu-se a suspensão Duplo A, pois ela possibilita uma boa performance do veículo devido a capacidade de maior controle da dinâmica da suspensão. Apesar de não ser a que apresenta os melhores resultados nesse controle como a *Multi-link* é relativamente simples de fabricar e projetar.

A suspensão *multi-link* exige conhecimentos mais avançados para que possa ser utilizada de forma eficiente e por esse motivo optou-se por uma mais simples. A *Trailing arm* não foi considerada pois não permite variação de *camber*, sendo um ponto crucial para a performance do carro em curvas. A *Semi-Trailing arm* e *Tri link* apesar de apresentarem um melhor aproveitamento de espaço por possuírem poucos *links* de controle, esses, por sua vez, são mais robustos e exigem melhores materiais para sua confecção.

Outro fator importante na escolha da geometria da suspensão é que a suspensão Duplo A já é utilizada na dianteira há algumas competições, sendo assim a equipe já possui grande experiência com ela, tanto em projeto quanto em fabricação e manutenção.

5.4 PARÂMETROS DE DIRIGIBILIDADE

Nessa seção serão apresentados os dados definidos como sendo os valores desejados para o projeto.

Começando pelo *camber*, definiu-se que o valor estático máximo deverá ser de 1° , sendo que conforme a suspensão é comprimida torna-se negativo com valor máximo de -5° e quando a suspensão faz o movimento contrário o ângulo continue positivo com valor máximo de 5° . Conforme discutido na Seção 3.4.2, o valor negativo no movimento de *bump* e positivo no *rebound* é justificado em curvas para absorver as forças laterais na roda externa e manter a roda interna com o maior contato possível. O valor positivo no estático é devido ao fato de optar-se por uma maior segurança na passagem por obstáculos em detrimento de uma pequena perda de performance em curvas.

Estabeleceu-se o valor do *toe* de no máximo $-0,5^\circ$ com tendência de retornar a 0° ao longo do movimento da suspensão, independente se ele for de *bump* ou *rebound*. Justifica-se essa escolha ao fato do eixo traseiro ser o eixo motriz do veículo e nesses casos o torque do motor gera forças no braço da suspensão para frente gerando uma deflexão no mesmo gerando tendências do pneu

convergir. Uma pequena divergência é recomendada para que o pneu esteja alinhado quando o veículo estiver em movimento.

O valor da bitola deve ser semelhante ao antigo projeto, em torno de 1182 mm. Semelhantemente o entre-eixos de 1456 mm. Esses valores performaram bem nas provas anteriores e serviram como referência para o projeto. O *Roll Center* foi definido como sendo por volta de 380 mm, levando em conta que o carro necessita passar por obstáculos de 400 mm de altura.

A frequência natural da massa suspensa desejada é um valor dentro da faixa de 2 a 2,5 Hz, a justificativa pode ser consultada na Seção 3.8.

O valor de *Anti-Squat* desejado é em torno de 20 a 25 %, pois uma porcentagem muito alta resulta em um *IC* muito alto, podendo causar instabilidade no carro e causar capotamento em curvas. Geometrias com porcentagem muito baixa geram muito desconforto ao motorista no momento da aceleração.

5.5 DETERMINAÇÃO DOS PONTOS CARACTERÍSTICOS DA SUSPENSÃO

5.5.1 Levantamento dos pontos iniciais

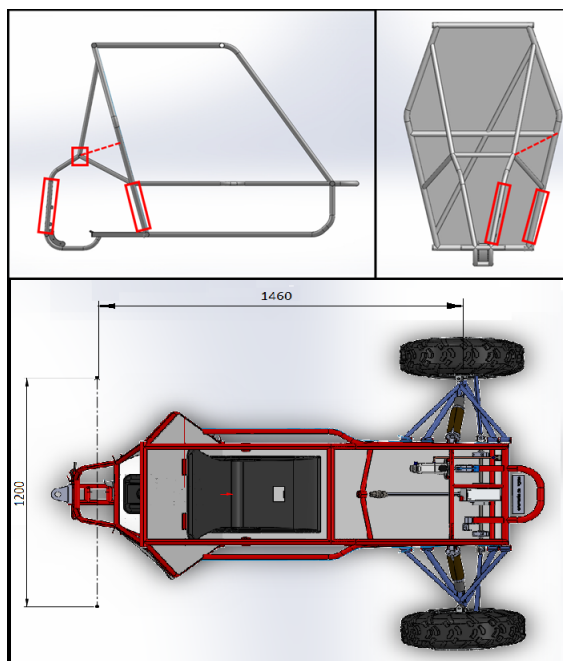
A Figura 54 mostra as vistas do carro no *SolidWorks*. Observa-se nela os pontos de possíveis fixações para a nova suspensão assim como suas limitações. Com ela, utilizando os passos descritos na Seção 4.1, definiu-se os primeiros pontos para as simulações do *Adams Cars*. A Figura 55 mostra tais pontos no *SolidWorks* e a Tabela 6 são os pontos usados na primeira simulação do *Adams Cars*.

Tabela 6 – *Hardpoints* esquerdos iniciais no *Adams Cars*

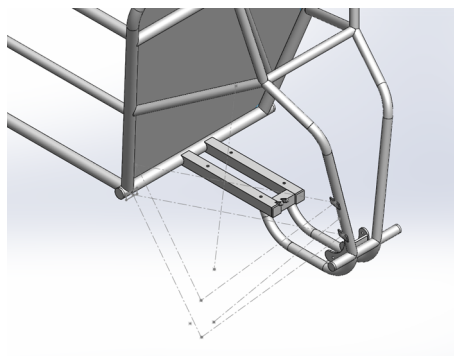
Pontos	Eixo		
	x	y	z
<i>drive_shaft_inf</i>	524,00	-100,00	123,00
<i>lca_front</i>	27,00	-290,00	27,00
<i>lca_outer</i>	526,00	-530,00	-95,00
<i>lca_rear</i>	628,00	-93,00	70,60
<i>lwr_strut_mont</i>	504,00	-444,00	76,50
<i>tierod_inner</i>	624,00	-112,00	123,00
<i>tierod_outer</i>	595,00	-532,00	-27,50
<i>top_mont</i>	441,00	-198,00	462,00
<i>uca_mount</i>	42,00	-317,00	135,00
<i>uca_front</i>	524,00	-531,00	42,00
<i>uca_rear</i>	636,00	-118,00	174,50
<i>wheel_center</i>	524,00	-636,00	-36,00

Fonte: Autoria Própria (2021).

Figura 54 – Vistas iniciais do chassi



Fonte: Autoria Própria (2021).

Figura 55 – Pontos iniciais da suspensão no *SolidWorks*

Fonte: Autoria Própria (2021).

5.5.2 Simulações

Os resultados obtidos nos primeiros *hardpoints* não foram satisfatórios, com isso houve-se a necessidade de alteração nos mesmos com a finalidade de se obter melhores resultados. Esse é um processo iterativo e a Tabela 7 mostra os pontos finais obtidos no programa.

Escolheu-se a simulação de movimento paralelo da roda para avaliar as variações dos ângulos característicos. Utilizou-se uma compressão máxima de 80 mm (*bump*) e uma extensão máxima de 20 mm (*rebound*), pois são os valores encontrados na suspensão anteriores que

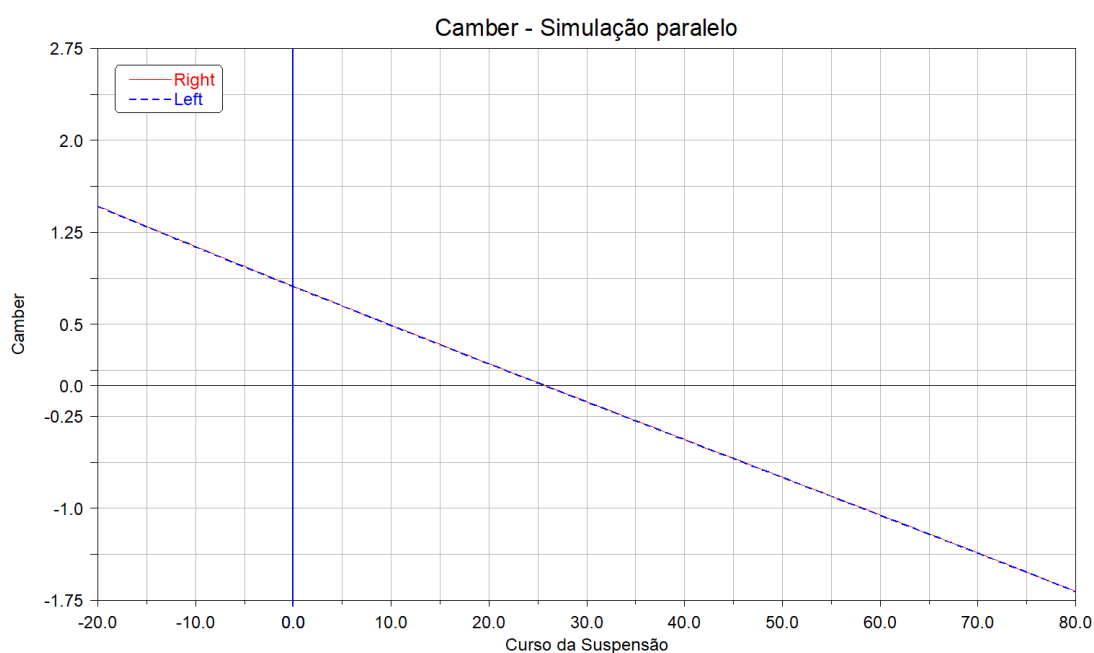
Tabela 7 – *Hardpoints* esquerdos finais no *Adams Cars*

Pontos	Eixo		
	x	y	z
<i>drive_shaft_inf</i>	501,0	-84,7	110,0
<i>lca_front</i>	12,0	-307,0	72,0
<i>lca_outer</i>	514,0	-510,0	-89,0
<i>lca_rear</i>	636,0	-90,0	60,0
<i>lwr_strut_mont</i>	485,0	-444,0	85,0
<i>tierod_inner</i>	624,0	-105,0	112,0
<i>tierod_outer</i>	599,0	-530,0	-36,0
<i>top_mont</i>	370,0	-198,0	462,0
<i>uca_mount</i>	42,0	-322,0	138,0
<i>uca_front</i>	514,0	-510,0	40,0
<i>uca_rear</i>	630,0	-115,0	166,0
<i>wheel_center</i>	514,0	-628,0	-36,0

Fonte: Autoria Própria (2021).

performavam bem nos testes e foi decidido manter como referência.

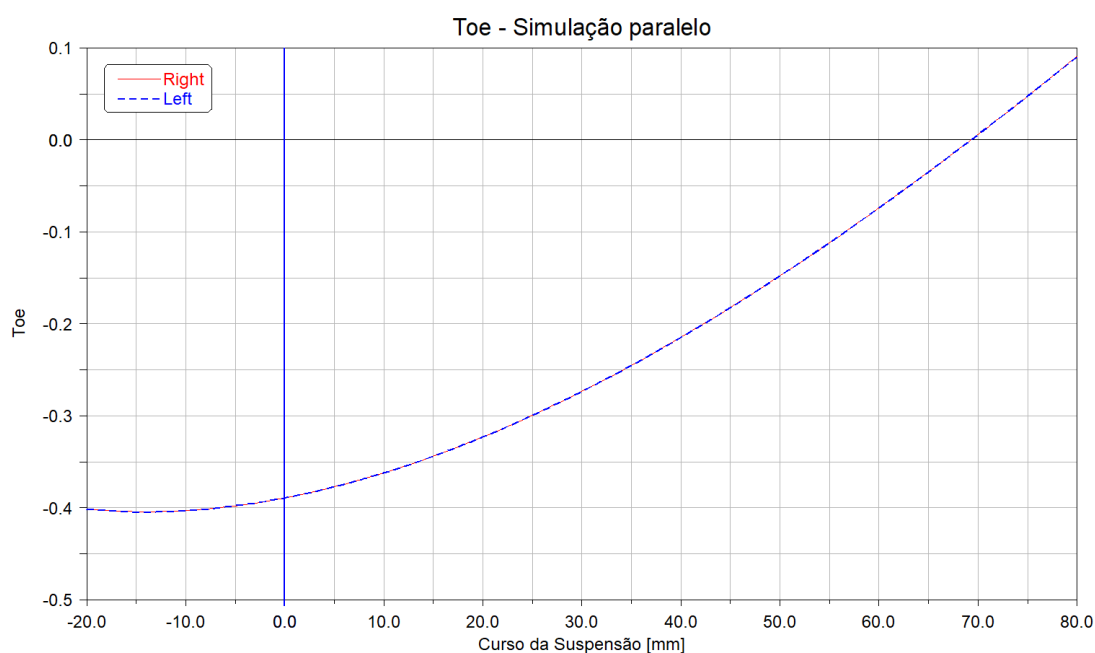
A Figura 56 mostra um gráfico com a variação do *camber*. Observa-se que ele apresenta uma variação dentro do esperado em ambos os movimentos, sendo que o ângulo estático é de $0,81^\circ$ com valores máximos na compressão de $-1,68^\circ$ e na extensão de $1,46^\circ$.

Figura 56 – Variação do *camber*

Fonte: Autoria Própria (2021).

Já na Figura 57 consta o gráfico com a variação do *toe*. O ângulo estático possui um valor de $-0,39^\circ$ e ao longo do curso não passa de $-0,5^\circ$, variando de $-0,401^\circ$ até $0,09^\circ$. Valores pequenos e próximos de 0° , conforme o desejado.

Figura 57 – Variação do *toe*



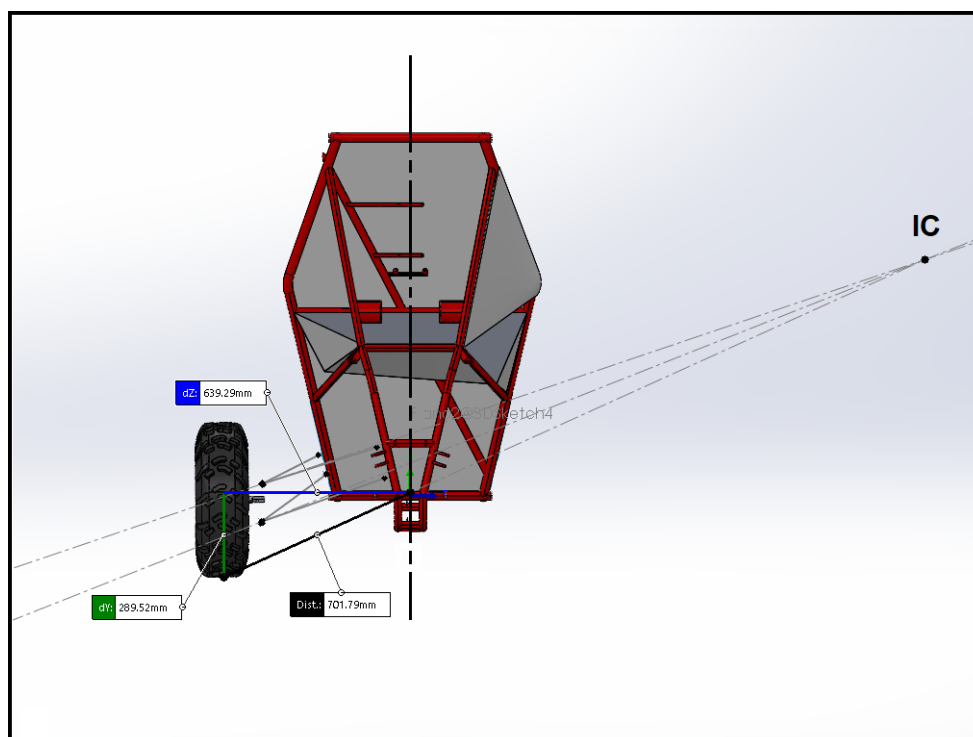
Fonte: Autoria Própria (2021).

5.5.3 Valores para a geometria *Anti-Squat*

A altura do *Roll Center* foi de 289,52 mm representado por dy na Figura 58. Apesar de estar um pouco abaixo do que o RC anterior, ainda é aceitável para o veículo. Na Figura 58 observa-se ainda o valor de metade da bitola, representado por dz com o valor de 639,29 mm resultando em uma bitola de 1278,58 mm. Seu valor está dentro do esperado, não muito diferente do valor da bitola anterior e dentro do limite da competição.

O valor do centro de gravidade do carro (H) foi fornecido pela equipe com o valor de 510,10 mm e o entre-eixos (L) foi medido no *SolidWorks* resultando em 1556 mm. O raio dos pneus (r) é de 266,50 mm e a altura do *instant center* lateral (x_2) em relação ao solo é de 372,07 mm e sua distância em relação ao centro das rodas (y_2) é de 1478,39 mm. Com esses dados e utilizando a Equação 4 e 6, obteve-se um valor para a porcentagem *anti-squat* de 21,78 %.

Figura 58 – Posicionamento do RC e IC



Fonte: Autoria Própria (2021).

5.5.4 Efeito *jacking*

Os dados necessários para os cálculos dessa seção estão apresentados na Tabela 8.

Tabela 8 – Valores necessários para os cálculos

Dado	Símbolo	Valor	Unidade
Bitola	t	1278	mm
Altura do CG	H	510,1	mm
Rigidez do pneu	k_p	69,81	kN/m
Rigidez da mola	K	43,93	kN/m
Massa suspensa total do carro	M_{st}	260,2	kg
Distribuição de peso na traseira	—	55,8	%
Massa suspensa no eixo traseiro	M_s	145,19	kg
Massa suspensa na roda traseira	m_s	72,6	kg
Altura do centro de rolagem	h_{rollc}	289,52	mm

Fonte: Autoria Própria (2021).

Utilizando a Equação 52, gravidade local como $9,81m/s^2$ e os dados da tabela 8, encontrou-se uma aceleração lateral máxima de $12,29m/s^2$. A aceleração lateral máxima prática de um veículo *offroad* é em torno de $5,87m/s^2$, logo o valor teórico encontrado está acima do que o carro é capaz de atingir. Em outras palavras, o veículo não estará sujeito a tais acelerações,

estando seguro quanto a condição de capotamento.

Fez-se o cálculo da rigidez equivalente da suspensão utilizando a Equação 48 e utilizando os dados da Tabela 8, resultando em um valor de $26961,34 N/m$.

Utilizando o valor de k_{eq} na Equação 58 e a aceleração lateral a_y de $5,87 m/s^2$ (valor máximo que o carro consegue alcançar), encontrou-se um valor de 13,93 mm para o ganho na altura do CG. O valor está dentro do considerado seguro, sendo assim a suspensão foi considerada validada.

5.6 ESTUDO DAS MOLAS E AMORTECEDORES

Devido a razões estratégicas, não se realizou o dimensionamento descrito nas seções 3.6 e 3.7. Serão utilizados os equipamentos antigos em posse da equipe.

5.7 FREQUÊNCIA NATURAL NA TRASEIRA

Calculou-se a frequência natural da massa não suspensa suportada pela suspensão traseira pela Equação 47. Utilizou-se valores de massa suspensa m_s como 72,6 kg e da rigidez equivalente de $26961,34 N/m$. Com esses dados, encontrou-se um valor de 3,08 Hz.

Esse valor está acima do esperado, porém a forma de alterar esse fator é mudando a rigidez equivalente da suspensão ou alterando a massa não suspensa. Logo não será possível corrigi-lo devido a impossibilidade de mudanças no projeto e nas molas ou pneus, conforme discutido anteriormente.

Apesar de estar elevado o valor não está muito fora dos padrões para carros de corridas mais solicitados (2,1 a 2,9 Hz), conforme Tabela 2, esperando assim um pouco de desconforto para o piloto.

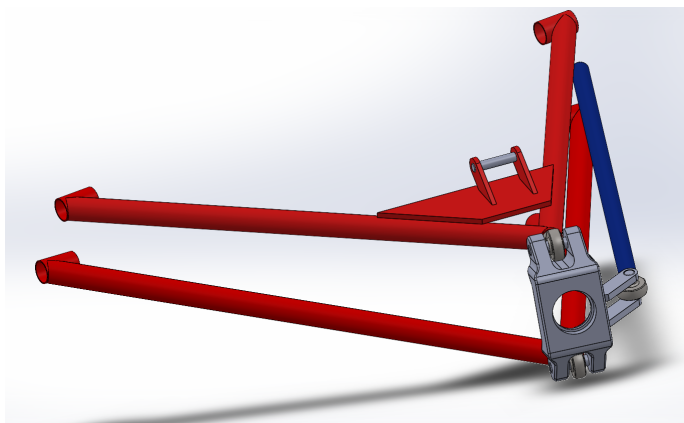
5.8 ANÁLISE ESTRUTURAL

5.8.1 Modelagem inicial

Com os dados dos *hardpoints* listados na Tabela 7, fez-se a modelagem inicial no *SolidWorks*, com o auxílio do membro da equipe, o acadêmico Lucca Soares Almeida, que posteriormente foi importada para o *Spaceclaim*. A Figura 59 mostra o resultado dessa etapa.

Já no *Spaceclaim* fez-se algumas simplificações com o intuito de evitar concentradores de tensão e tornar possível a geração de uma malha mais homogênea possível. As principais

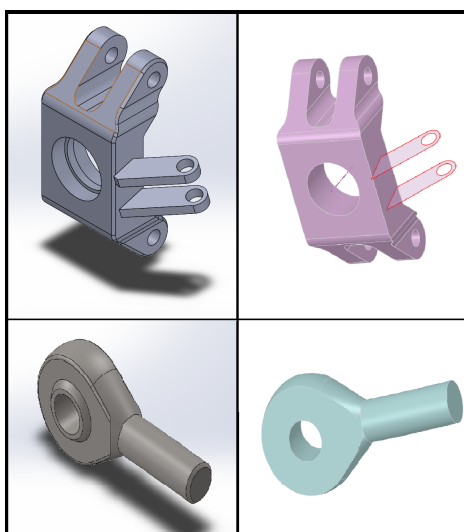
Figura 59 – Modelagem da suspensão *SolidWorks*.



Fonte: Autoria Própria (2021).

mudanças foram na manga, e nos terminais rotulares esféricos conforme Figura 60, onde do lado esquerdo se observa o modelo feito no *SolidWorks* e do lado direito o modelo simplificado no *Spaceclaim*.

Figura 60 – Simplificações da manga e dos terminais rotulares esféricos.

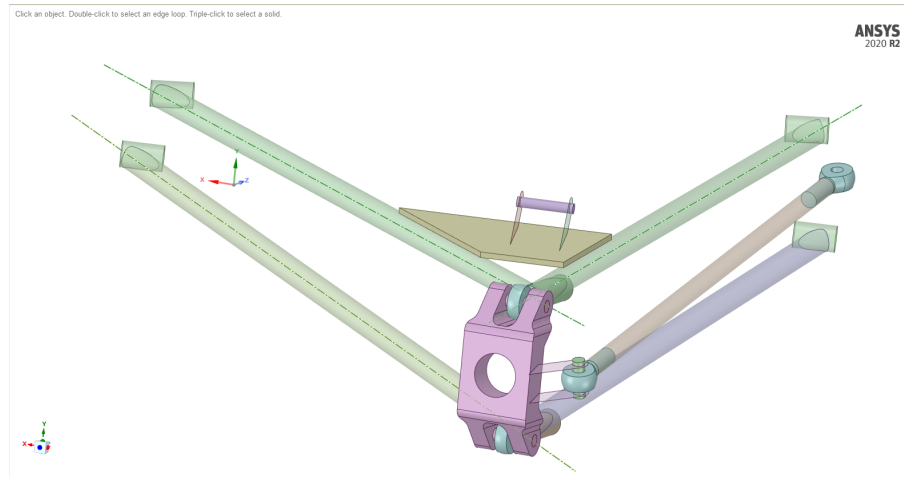


Fonte: Autoria Própria (2021).

Além disso os tubos e os apoios do pino do amortecedor e do terminal rotular esférico que conecta a manga ao *toe-link*, que por serem uma geometria com seção transversal relativamente uniforme, foram convertidos em superfície ao invés de sólido, tornando-os em objetos 2D e definindo-se suas respectivas espessuras com o objetivo de simplificar a geometria, diminuindo o

peso das simulações. Na Figura 61 mostra-se o resultado das simplificações.

Figura 61 – Resultado da modelagem da geometria inicial no *Spaceclaim*

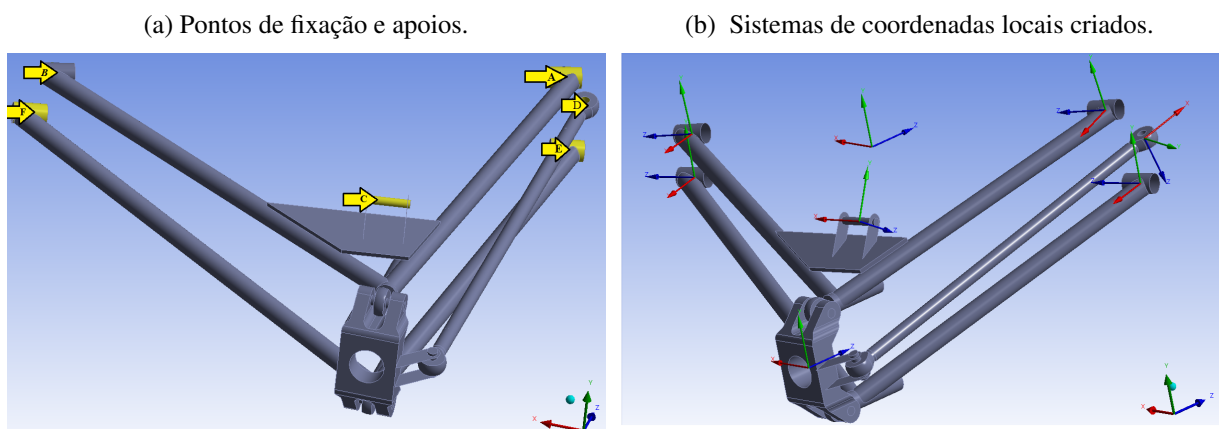


Fonte: Autoria Própria (2021).

5.8.2 Restrições de fixações e aplicação da força

Finalizada a modelagem, já no programa *Mechanical* realizou-se as condições de contorno e apoios. Na Figura 62a encontram-se os pontos onde fixou-se as restrições de movimentos. Para isso criou-se vários sistemas de coordenadas, mostrados na Figura 62b.

Figura 62 – Preparação das restrições e fixações.



Fonte: Autoria Própria (2021).

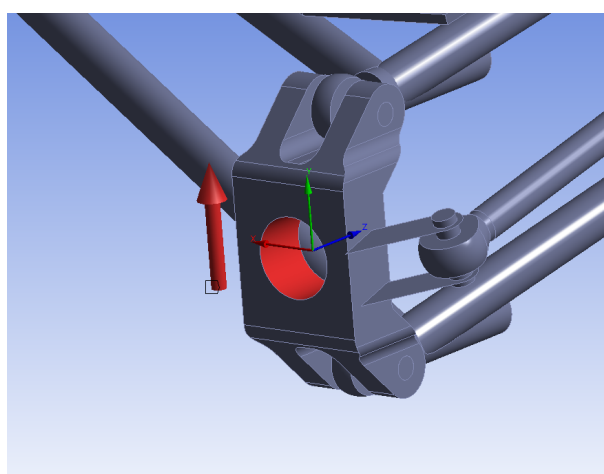
Os pontos A, B (da Figura 62a), restringem todos os movimentos, com exceção do

movimento de rotação em torno do eixo Z de seus respectivos sistemas de coordenadas. E e F apresentam as mesmas restrições dos anteriores com a adição da liberdade de translação no eixo Z, além da rotação. Escolheu-se assim para simular os efeitos das folgas das buchas, que não restringem completamente o movimento dos braços, mas permitem pequenos deslocamentos longitudinais às juntas rotulares. No ponto D a restrição se encontra em todos os movimentos de translação, porém admite-se movimentos de rotação nos eixos Z e Y, de seu respectivo sistema de coordenada.

Finalmente o ponto C foi limitado apenas o movimento de translação no eixo Y de seu respectivo sistema de coordenadas. Esse ponto foi escolhido para simular a restrição do amortecedor que em seu curso final trabalha como um apoio, impedindo o movimento na direção transversal a ele, por esse motivo o sistema de coordenada local é alinhado com a posição do amortecedor (eixo Y é rotacionado em 32° com relação ao eixo vertical).

A força utilizada foi de 2540 N, que representa cerca do dobro da força calculada para o teste de *drop test* com os dados do carro atual (1266,7 N). Aplicou-se a força no furo central da manga, onde passa-se o eixo do veículo, alinhada com o eixo Y de seu respectivo sistema de coordenada, a uma distância de 73mm. Esse valor representa a distância do centro da manga ao centro de contato do pneu do veículo, onde a força é efetivamente aplicada. Na Figura 63 é possível observar o posicionamento da força.

Figura 63 – Detalhes do posicionamento da força.



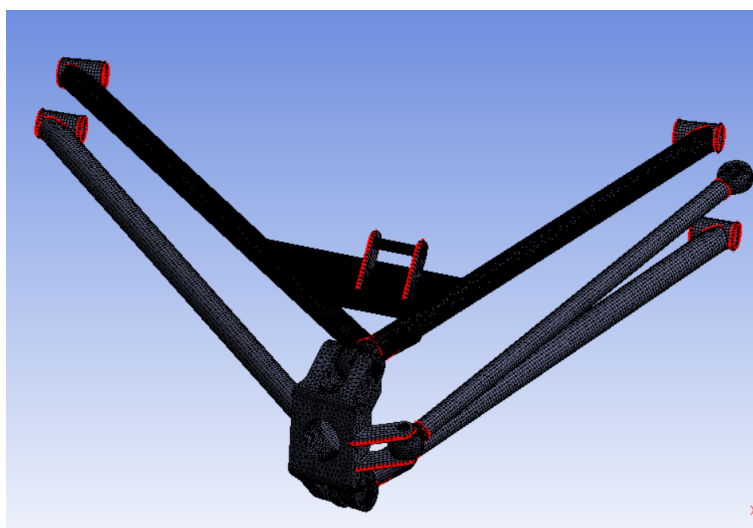
Fonte: Autoria Própria (2021).

Essas restrições e a força foram usadas em todas as simulações.

5.8.3 Primeira simulação

Para a primeira simulação todas as peças foram de aço 1020 com limite de escoamento de 350Mpa (JUNIOR, 2002). Gerou-se a malha com 571.556 nós e 252.270 elementos conforme Figura 64.

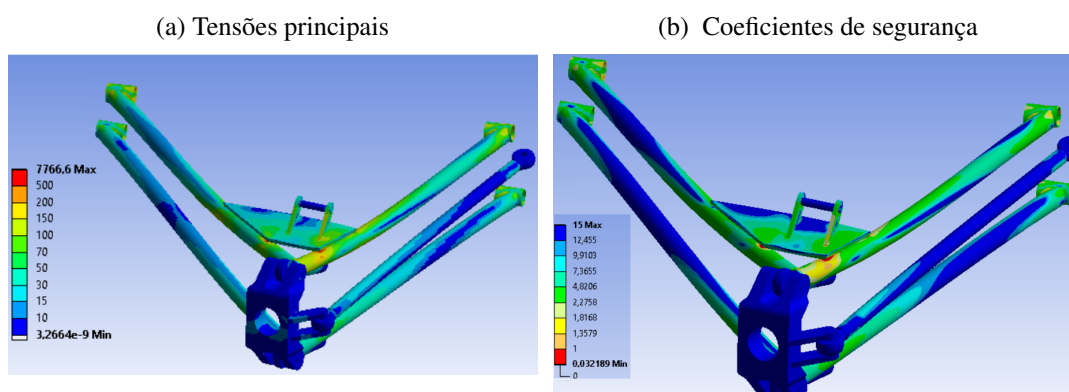
Figura 64 – Malha gerada para a primeira simulação.



Fonte: Autoria Própria (2021).

Os resultados analisados foram de máxima tensão principal e coeficiente de segurança. Esses podem ser observados na Figura 65.

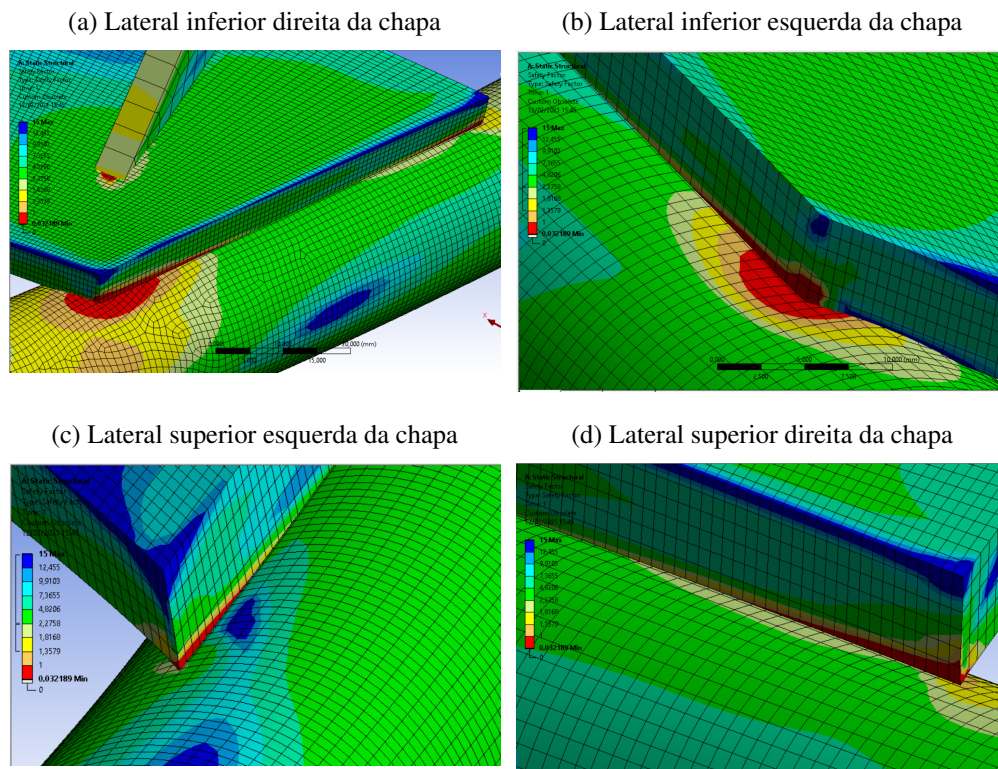
Figura 65 – Resultados gerais da primeira simulação.



Fonte: Autoria Própria (2021).

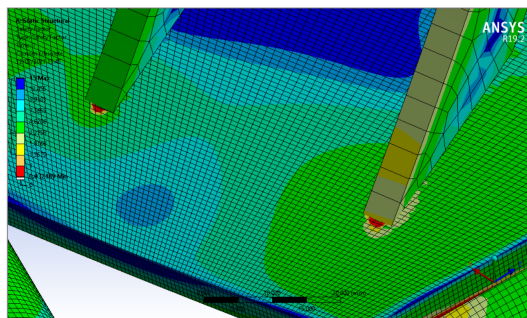
Observa-se alguns pontos onde o coeficiente de segurança ficou abaixo de 1, conforme Figura 66 que podem ser devido a concentradores de tensão ou singularidades do MEF. Além desses pontos, as extremidades de contato entre os apoios do amortecedor e a chapa também apresentaram pontos de ruptura, conforme Figura 67.

Figura 66 – Detalhes dos concentradores de tensão da primeira simulação.



Fonte: Autoria Própria (2021).

Figura 67 – Pontos de ruptura entre o apoio do amortecedor e a chapa



Fonte: Autoria Própria (2021).

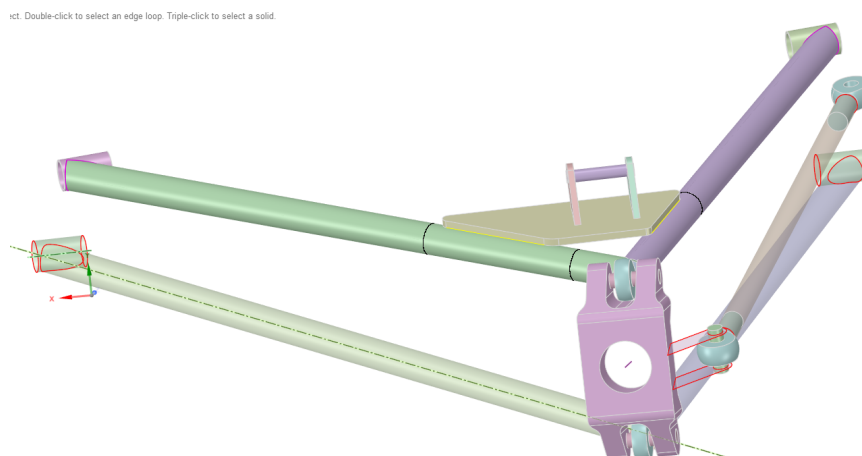
Necessitou-se então de um estudo mais aprofundado para avaliar se esses pontos são de

fatos concentradores de tensão ou são apenas singularidades do método, não representando uma resposta real da peça aos esforços. Para isso optou-se por realizar outra simulação.

5.8.4 Segunda simulação

Numa segunda tentativa de encontrar resultados mais coerentes com a realidade, voltou-se na modelagem e realizou-se algumas mudanças na geometria. As simplificações dos tubos superiores e apoios do pino do amortecedor, anteriormente substituídos por superfícies, foram removidas e levou-se para a simulação os sólidos. Foram adicionadas, também, divisões próximas as conexões entre a chapa e os braços da bandeja superior para que nas superficiais entre as divisões fosse possível a criação de malhas com os elementos menores, evitando ter de refinar todos os tubos. Além disso arredondou-se as extremidades da chapa numa tentativa de evitar arestas que podem gerar pontos de concentração de tensão. O resultado dessa etapa de modelagem é apresentado na Figura 68.

Figura 68 – Resultado da modelagem da geometria das simulações finais no *Spaceclaim*

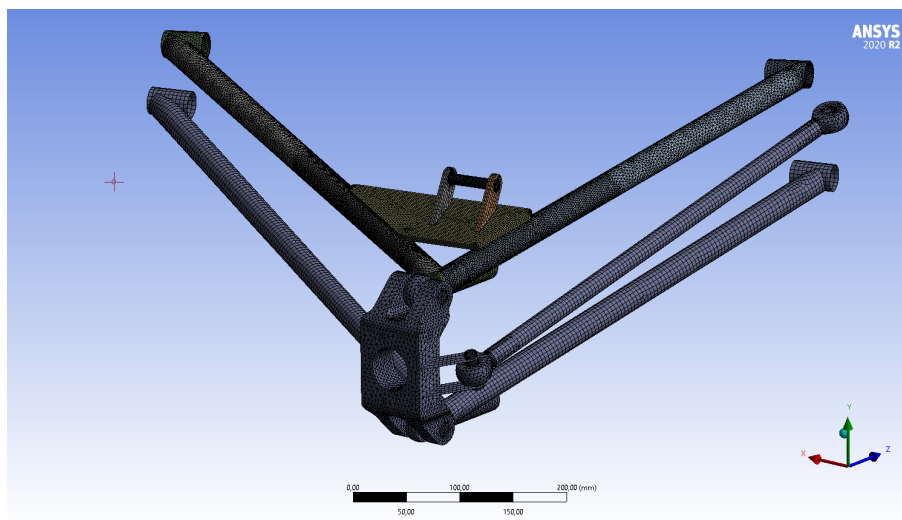


Fonte: Autoria Própria (2021).

Gerou-se uma nova malha com 355.535 nós e 172.084 elementos que pode ser observada na Figura 69. A malha possui menos pontos que a anterior, porém tem uma qualidade melhor, pois foram simplificados os pontos onde não tinham esforços significantes, como os *links* inferiores e o corpo dos *links* superiores. Podendo refinar as partes de contatos entre a chapa e os tubos.

Mudou-se o material da chapa, dos apoios do amortecedor e dos braços de controle superiores para aço SAE 1045 com tensão máxima de escoamento de 450Mpa (JUNIOR, 2002).

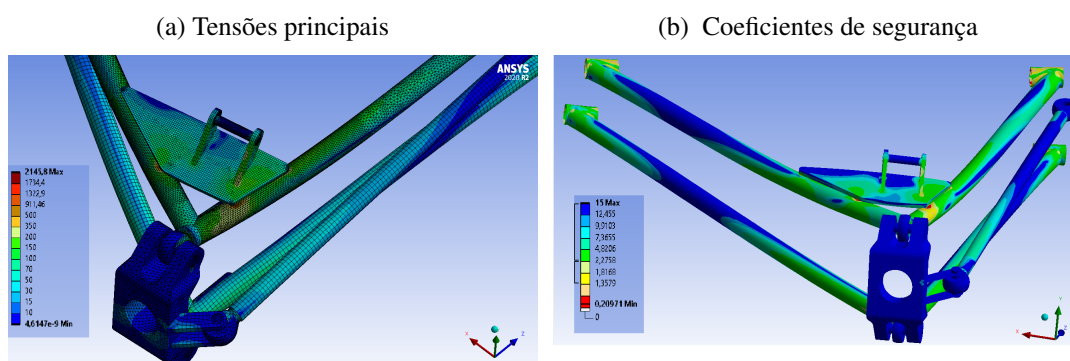
Figura 69 – Malha gerada para a segunda simulação.



Fonte: Autoria Própria (2021).

Os resultados da simulação para as tensões principais atuantes e os coeficientes de segurança podem ser observados na Figura 70.

Figura 70 – Resultados gerais da segunda simulação.

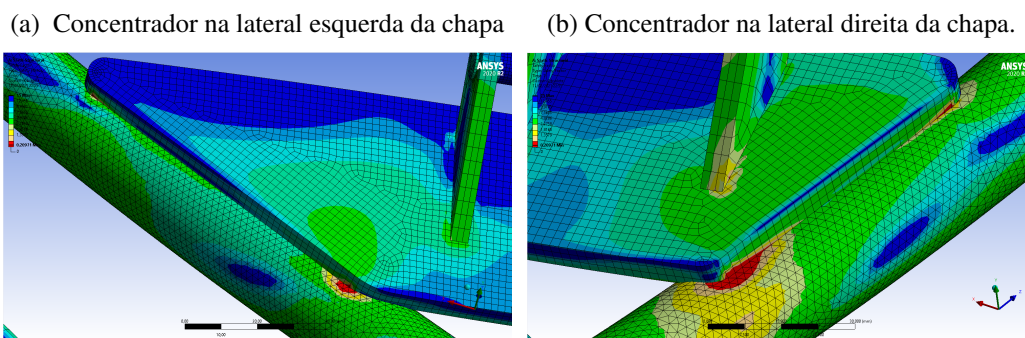


Fonte: Autoria Própria (2021).

Os pontos de concentração continuam nas mesmas localizações, porém com uma redução da área onde o coeficiente de segurança é menor que 1 indicando que possivelmente esses pontos são singularidades que não representam uma situação real. A Figura 71 mostra em detalhes esses pontos.

Com a mudança de material e refino das malhas, os pontos de ruptura localizados entre os apoios dos amortecedores e a chapa foram solucionados do lado esquerdo e no lado direito

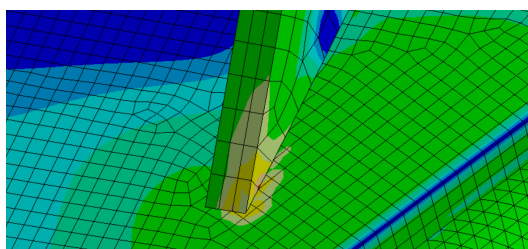
Figura 71 – Detalhes dos concentradores de tensão.



Fonte: Autoria Própria (2021).

ficou localizado em um único ponto (Figura 72), indicando que eles se tratavam de um ponto de concentração de tensão devido a singularidades da malha e geometrias.

Figura 72 – Ponto de concentração de tensão entre o apoio do amortecedor direito e a chapa.



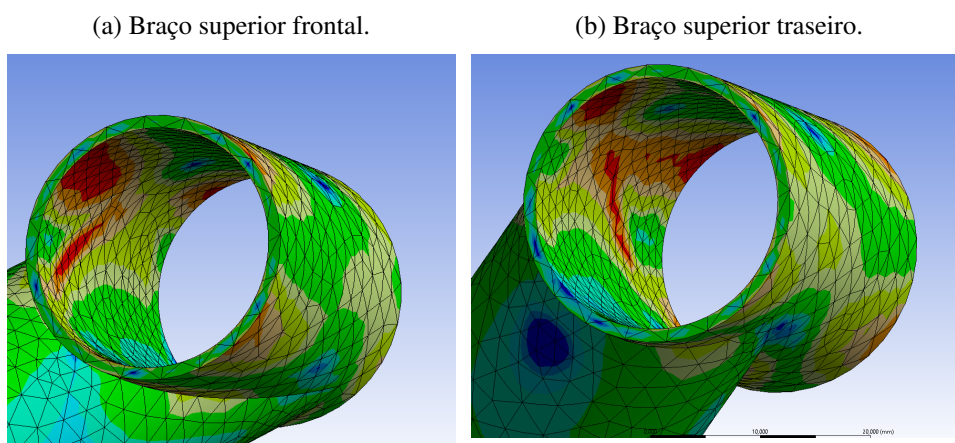
Fonte: Autoria Própria (2021).

Outro ponto observado na simulação foram as juntas rotacionais superiores. Elas apresentaram pontos nos quais o coeficiente de segurança ficou abaixo de 1, representados em vermelho na Figura 73. O material utilizado nesses corpos foi o SAE 1020, portanto optou-se realizar uma última simulação, refinando ainda mais a malha nesses pontos de contato da chapa e a bandeja superior, e alterando o material das juntas para SAE 1045.

5.8.5 Terceira Simulação

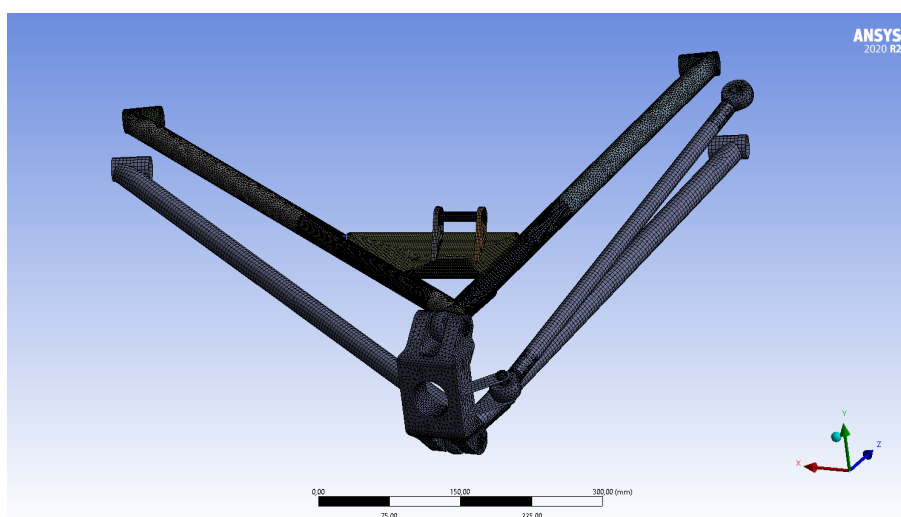
Nessa última simulação utilizou-se da mesma modelagem mostrada na Figura 68. Mudou-se os materiais das juntas rotacionais superiores para aço SAE 1045 foi usada uma malha mais refinada tanto nos pontos de união entre os tubos superiores e os terminais rotulares quanto as conexões entre a chapa e os tubos superiores. O resultado foi uma malha com 470.542 nós e 211.680 elementos, mostrada na Figura 74.

Figura 73 – Detalhes pontos de ruptura nas juntas rotacionais superiores.



Fonte: Autoria Própria (2021).

Figura 74 – Malha gerada para a terceira simulação.

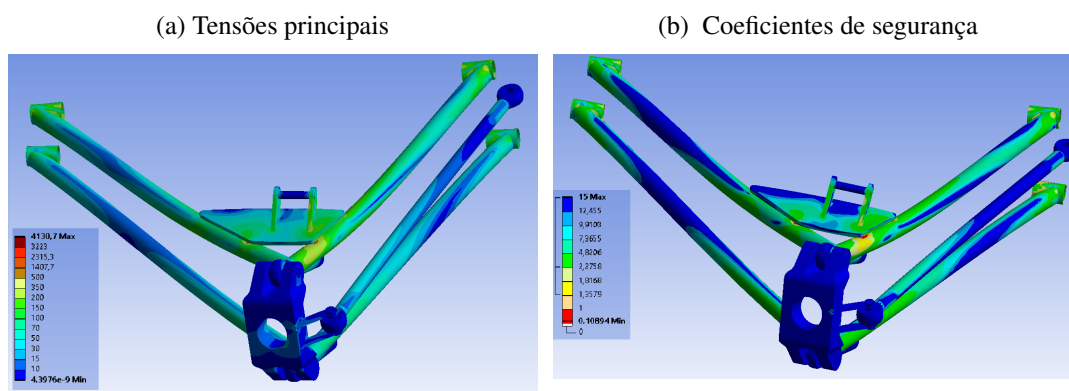


Fonte: Autoria Própria (2021).

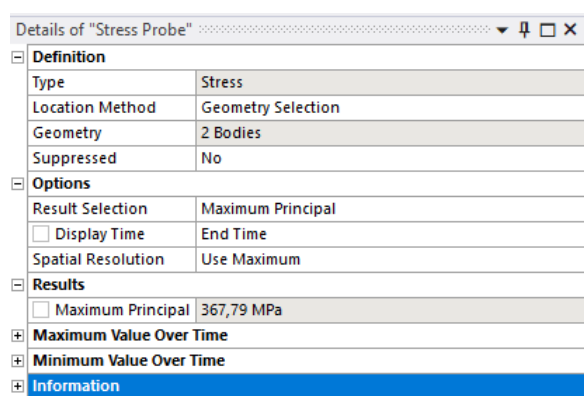
Os resultados da simulação para as tensões principais atuantes e os coeficientes de segurança podem ser observados na Figura 75.

O novo material nas juntas rotacionais superiores resultou em melhores resultados que o aço SAE 1020. Utilizando-se de uma ferramenta do programa denominada *Stress probe*, foi possível avaliar o valor máximo das tensões principais presentes em ambas as juntas, para garantir que nenhum ponto não visível esteja acima do limite do material. O programa resultou em uma tensão máxima de 367,79MPa, abaixo dos 450MPa aceitáveis para o material, portanto não haverá mais rupturas nesses componentes.

Figura 75 – Resultados gerais da terceira simulação.



Fonte: Autoria Própria (2021).

Figura 76 – Resultado do comando *Stress probe* para as juntas rotacionais superiores.

Fonte: Autoria Própria (2021).

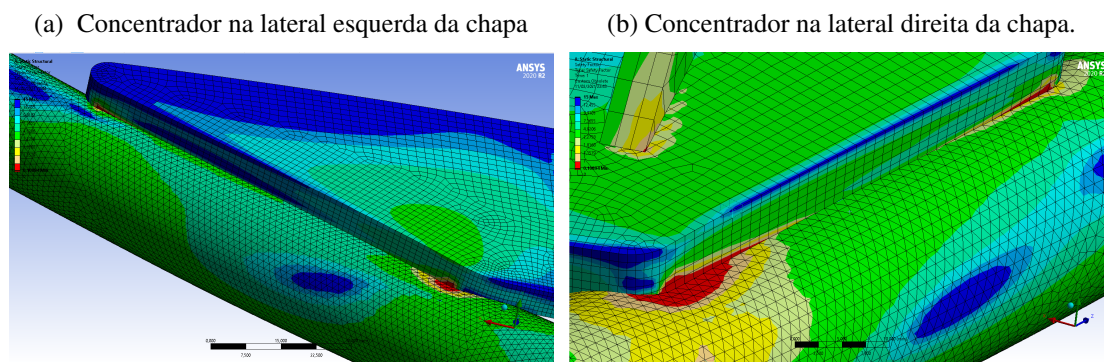
Seguindo a análise os pontos de contato com a chapa e os braços da suspensão superior apresentaram os mesmos problemas que anteriormente. Detalhes são apresentados na Figura 77.

Pode-se notar que o ponto máximo de tensão na primeira simulação foi de 7766,6 MPa, já na segunda encontrou-se 2145,8 MPa e por fim na terceira o valor foi de 4130,7MPa. Isso indica uma inconsistência nos resultados, onde a tensão máxima não converge com o refino da malha, além de possuírem valores muito elevados e pontuais, características de singularidades do MEF.

Ainda sobre concentração de tensão, o ponto onde há uma singularidade entre o apoio do amortecedor e a chapa muda de posição passando, antes na aresta lateral, deslocado para o centro da mesma, agora está na ponta da peça, indicando novamente um comportamento atípico, levando a desconsiderar esse ponto nas análises.

Houve-se tentativas de realizar mais simulações com uma malha mais refinada, porém

Figura 77 – Detalhes dos concentradores de tensão da terceira simulação.



Fonte: Autoria Própria (2021).

devido às limitações de hardware essas simulações falhavam e eram abortadas pelo próprio programa. Esses erros eram devidos a falta de memória *RAM* disponível no computador usado.

Como resultado das simulações encontrou-se que o melhor material para os tubos superiores é um aço SAE 1045 com diâmetro de 1" e espessura de 1,2mm. Além disso o mesmo material deve ser empregado na chapa, nos apoios do amortecedor e as juntas rotacionais superiores (essas últimas com diâmetro de 1" e 1,2mm de espessura). Para os outros componentes o aço SAE 1020 é suficiente. Os tubos dos braços inferiores e das juntas rotacionais devem ser 1" com 1,2mm de espessura.

6 CONSIDERAÇÕES FINAIS

Neste trabalho desenvolveu-se o dimensionamento e análise estrutural de uma suspensão traseira independente para um veículo *off-road* do tipo Baja SAE para a equipe Piratas do Vale.

Procurou-se definir, por meio do estudo teóricos dos principais parâmetros que influenciam a dinâmica veicular, as melhores condições para uma melhor dirigibilidade e desempenho do veículo, além de balancear com uma melhor praticidade de criação.

Escolheu-se suspensão Duplo A para o projeto, pois essa apresenta bons controles dos parâmetros acima citados, aliada com a experiência da equipe na construção da mesma, pois já é utilizada como suspensão dianteira.

Através do *software Adams Car* avaliou-se a variação dos ângulos de *camber* e *toe* sendo esses validados de acordo com as características desejadas. Averiguou-se também a característica *anti-squat* e o efeito *jacking* na geometria que apresentou resultados dentro do esperado pela revisão teórica.

Analisou-se a frequência natural da massa não suspensa traseira e o resultado apresentou um pouco acima do esperado para um veículo dessa categoria, sendo esperado assim um leve desconforto do motorista, devido respostas mais bruscas da suspensão.

Finalmente, fez-se as análises no *Ansys* e como resultado, após múltiplas simulações, encontrou-se alguns pontos de concentração de tensão na geometria analisada. Considerou-se os pontos como singularidades devido ao fato da tensão nesses pontos variar de simulação a simulação, além de variações na extensão dos efeitos com o refino da malha que não foi o suficiente para eliminar esses problemas devido a limitações de *hardware*, sendo esses pontos então desconsideradas na análise.

6.1 RECOMENDAÇÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

Como sugestão para futuros trabalhos citam-se:

- A fabricação de uma suspensão protótipo de acordo com os dados apresentados nesse trabalho, dando a devida atenção as junções entre a chapa e os braços superiores, evitando soldas de baixa qualidade e cantos vivos, pois será um dos itens mais solicitados na suspensão;

- A realização de testes para melhor avaliar o contato entre a chapa e os braços superiores com o propósito de validar o fato das tensões encontradas nas simulações não corresponderem com a realidade.
- A realização de testes em campo com o veículo em movimento para aquisição de dados consistentes dos esforços atuantes na suspensão em geral em condições dinâmicas;
- A realização de uma nova análise estrutural mais refinada com malhas melhores e dados de forças experimentais, a fim de identificar pontos superdimensionados, dimensionando-os corretamente, reduzindo peso e custos. Identificar também pontos sujeitos a ruptura por fadiga, tornando-os mais robustos evitando acidentes;
- O dimensionamento e aquisição de um novo conjunto de molas e amortecedores a fim de obter um melhor conforto para o piloto e desempenho do veículo.

REFERÊNCIAS

ADAMI, L. G. D. S. **Análise de amortecedores comerciais para o veículo baja ucs**. 2015. Trabalho de Conclusão de Curso (Graduação em Engenharia Mecânica) — Centro De Ciências Exatas e da Tecnologia, Universidade de Caxias do Sul, Caxias do Sul, 2015.

AZEVEDO, Á. F. M. **Método dos elementos finitos**. Porto: Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto, 2003. Disponível em: http://arquivoscolar.org/bitstream/arquivo-e/117/1/Livro_MEF.pdf. Acesso em: 28 jun. 2020.

BARBOSA, M. F.. **Modelagem multicorpos de um veículo baja sae e estudo de sua dinâmica vertical**. 2016. Trabalho de Conclusão de Curso (Graduação em Engenharia Mecânica) — Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo, São Carlos, 2016.

BARRETO, M. A. Z. **Dinâmica longitudinal: efeitos da geometria de suspensão nas mudanças de atitude da massa suspensa e os esforços nos elementos da suspensão**. 2005. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) — Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo, São Carlos, 2005.

COSTA, V. A. D. S. **Dimensionamento e calibração de suspensão tipo duplo a para veículos mini baja**. 2006. Trabalho de Conclusão de Curso (Graduação em Engenharia Mecânica) — Escola Politécnica, Universidade de São Paulo, São Paulo, 2006.

DINIZ, D. D. S. **Estudo da dinâmica vertical em suspensão duplo a de um veículo off-road tipo baja**. 2014. Monografia (Especialização em Engenharia Mecânica) — Centro De Ciências e Tecnologia, Universidade Federal de Campina Grande, Campina Grande, 2014.

FARIA, M. P. R. **Simulação numérica do sistema de suspensão para um protótipo baja sae**. 2018. Trabalho de Conclusão de Curso (Graduação em Engenharia Mecânica) — Centro Federal de Educação Tecnológica, Centro Federal de Educação Tecnológica Celso Suckow Da Fonseca, Rio de Janeiro, 2018.

FERNANDES, L. H. T.; OLIVEIRA, E. A. de; JUNIOR, D. R. de L. Desenvolvimento de um sistema de suspensão para um veículo off-road monoposto de chassi tubular. In: CONGRESSO INTERNACIONAL DE GESTÃO E TECNOLOGIAS, 2., 2018, Recife. **Palestras** [...]. Recife: Cointer PDVG, 2018.

FILHO, A. A. **Elementos finitos: a base da tecnologia cae**. 6. ed. São Paulo: Érica, 2013.

GILLESPIE, T. D. **Fundamentals of vehicle dynamics**. Warrendale, PA - USA: Society of automotive engineers, 1992.

GONÇALVES, D. *et al.* Reformulação do hardware do braço robótico ma2000 com emprego da arquitetura arm para controle. In: CONFERÊNCIA DE ESTUDOS EM ENGENHARIA ELÉTRICA, 10., 2012, Uberlândia. **Anais** [...]. Uberlândia: UFU, 2012. Disponível em: https://www.researchgate.net/publication/305318224_REFORMULACAO_DO_HARDW

ARE_DO_BRACO_ROBOTICO_MA2000_COM_EMPREGO_DA_ARQUITETURA_ARM_PARA_CONTROLE_REFORMING_THE_HARDWARE_OF_THE_ROBOTIC_ARM_MA2000_WITH_EMPLOYMENT_OF_ARCHITECTURE_FOR_CONTROL.
Acesso em: 17 abr. 2020.

HAC, A. Rollover stability index including effects of suspension design. *Sae Transactions*, Jstor, v. 111, p. 1403–1413, 2002. Disponível em: www.jstor.org/stable/44719316. Acesso em: 15 jun. 2020.

JAZAR, R. N. **Vehicle dynamics**: theory and application. Riverdale: Springer, 2008.

JUNIOR, W. D. C. **Ciência e engenharia de materiais**: uma introdução. 5. ed. Rio de Janeiro: LTC, 2002.

JÚNIOR, L. M. P. F. **Estudo da dinâmica vertical de uma suspensão veicular do tipo macpherson**. 2006. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) — Escola de Engenharia de São Carlos, Escola de Engenharia de São Carlos, São Carlos, 2006.

LENZ, M. A. **Otimização de parâmetros geométricos de uma suspensão veicular, do tipo duplo-A**. 2016. Trabalho de Conclusão de Curso (Graduação em Engenharia Mecânica) — Faculdade de Engenharia Mecânica, Faculdade Horizontina, Horizontina, 2016.

LIMA, L. Z. D. **Otimização do braço inferior da suspensão dianteira do veículo baja utilizando o método dos elementos finitos**. 2011. Trabalho de Conclusão de Curso (Graduação em Engenharia Mecânica) — Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista, Guaratinguetá, 2011.

MERLING, M. C. C. **Uma abordagem gerencial para o procedimento de projeto de suspensões de veículos terrestres**. 2007. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) — Centro Técnico Científico da PUC-Rio, Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro, 2007.

MILLIKEN, W. F.; MILLIKEN, D. L. **Race car vehicle dynamics**. Warrendale: Society of Automotive Engineers, 1995.

MINAKER, B. P.; YAO, Z. Design and analysis of an interconnected suspension for a small off-road vehicle. *Archive of Mechanical Engineering*, Windsor, v. 64, n. 1, p. 5–21, 2017.

MORLIN, F. V. **Análise da dinâmica vertical de um veículo fora de Estrada**. 2017. Trabalho de Conclusão de Curso (Graduação em Engenharia Mecânica) — Curso de Engenharia Mecânica, Universidade Tecnológica Federal do Paraná, Pato Branco, 2017.

NICOLAZZI, L. C.; LEAL, L. da C. M.; ROSA, E. da. Uma introdução à modelagem quase estática de automóveis. **Publicação Interna Do Grate-Departamento De Engenharia Mecânica Da Ufsc**, Florianópolis, 2012.

NORTON, R. L. **Projeto de máquinas**: uma abordagem integrada. 4. ed. Porto Alegre: Bookman, 2013.

NUNES, M. A. de A.; SILVA, R. C. **Msc adams: guia prático de utilização**. São Paulo: Edgard Blucher, 2014.

OLIVEIRA, L. C. de. **Dimensionamento e otimização estrutural da suspensão traseira de um veículo fora de estrada tipo mini baja sae**. 2018. Trabalho de Conclusão de Curso (Graduação em Engenharia Mecânica) — Faculdade de Engenharia, Universidade Tecnológica Federal do Paraná, Guarapuava, 2018.

REIMPELL, J.; STOLL, H.; BETZLER, J. W. **The automotive chassis: engineering principles**. 2. ed. Warrendale: Elsevier, 2001.

REZENDE, J. C. C. **Projeto e implementação de um modelo de suspensão automotiva em bancada de laboratório**. 2007. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) — Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia, 2007.

RICCIARDI, J. V. **Dinâmica Multicorpos Computacional**. Uberaba: MecTRIA, 2016.

ROCHA, V.R. **Análise de uma suspensão para um veículo de fórmula sae**. 2015. Trabalho de Conclusão de Curso (Graduação em Engenharia Automotiva) — Faculdade Unb Gama, Universidade de Brasília, Brasília, 2015.

SAE, B. **Regulamento administrativo e técnico baja sae Brasil**. São Paulo, 2019. Disponível em: http://saebrasil.org.br/wp-content/uploads/2020/03/RATBSB_emenda_03.pdf. Acesso em: 20 set. 2020.

APÊNDICE A – CALCULO DA FORÇA DE REAÇÃO DO PNEU/SOLO

Dados necessários: massa total do veículo (m): 260 kg

Distribuição de massa na dianteira 45%

Distribuição de massa na traseira 55%

Altura da queda (h): 1,0 m

Aceleração da gravidade (g): $9,81 \text{ m/s}^2$

Tempo de impacto (t_i): 0,25 s (de acordo com medições feitas por Lima (2011))

Cálculo da velocidade no instante antes do impacto:

Partindo do princípio que a energia potencial (E_p) é completamente transformada em energia cinética (E_c), tem-se para o ponto mais alto:

$$E_{pi} = m.g.h$$

$$E_{pi} = 260 * 9,81 * 1,0 = 2550,6J$$

$$E_{ci} = 0$$

No ponto de impacto temos:

$$E_{pf} = 0$$

$$E_{cf} = E_{pi}$$

$$E_{cf} = \frac{mv^2}{2} = 2550,6J$$

Logo:

$$v = \sqrt{\frac{E_{pi} * 2}{m}}$$

$$v = \sqrt{\frac{2550,6 * 2}{260}}$$

$$v = 4,429 \text{ m/s}$$

Utilizando a teoria do momento linear (P) - Impacto

Calculo da massa traseira: $m_t = 260 * 0,55 = 143 \text{ kg}$

Momento linear inicial (m_i):

$$P_i = m_t * v$$

$$P_i = 143 * 4,429 = 633,347 kg.m/s$$

Momento linear final é zero, considera-se choque inelástico.

$$\Delta P = F * \Delta t$$

$$F_{rt} = \frac{\Delta P}{\Delta t}$$

$$F_{rt} = \frac{P_f - P_i}{t_i}$$

$$F_{rt} = \frac{633,347}{0,25}$$

$$F_{rt} = 2533,39 N$$

Esse valor é para o eixo traseiro, portanto a força por roda traseira é metade desse valor.

$$F_r = 1266,7 N$$