

RODRIGO NOGUEIRA

Projeto de uma suspensão dianteira para um veículo mini baja SAE

Rodrigo Nogueira

Projeto de uma suspensão dianteira 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. Dr. Everton Coelho de Medeiros

RODRIGO NOGUEIRA

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. EVERTON COELHO DE MEDEIROS
Orientador/UNESP-FEG


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


Prof. Me. SOFIA GLYNIADAKIS
UNESP-FEG

Março, 2022.

AGRADECIMENTOS

A minha família que sempre acreditou em mim e me apoiou em cada passo que eu dei durante essa graduação;

Aos meus irmãos da república XANADU que sempre estiveram dispostos a me ajudar independente das circunstâncias;

Aos membros da equipe Piratas do Vale que me proporcionaram memórias inesquecíveis e me permitiram adquirir conhecimentos que irei levar para a vida toda;

RESUMO

Devido a busca por resultados mais satisfatórios nas competições de baja SAE, achou-se necessário projetar uma nova geometria de suspensão dianteira para o protótipo MB1420 da equipe Piratas do Vale. Nesse trabalho será apresentado as rotinas realizadas para o projeto de uma suspensão dianteira de um veículo *off-road*. A suspensão escolhida foi a do tipo Duplo A e o motivo dessa escolha foi pela facilidade de construção e pela familiaridade que a equipe possui para realizar sua manutenção. Serão apresentadas nesse trabalho as análises dessa nova geometria através do *software Adams Car*. As metas definidas pela equipe no projeto dessa suspensão foram melhorar a estabilidade e dirigibilidade do veículo e para isso serão realizadas simulações no *software Adams Car* de modo a diminuir as variações de *Camber* e *Toe*, bem como o valor estático do *scrub radius*.

PALAVRAS-CHAVE: Suspensão Duplo A. Baja SAE. Geometria da suspensão dianteira.

ABSTRACT

Due to the need of more satisfactory results in the baja SAE competitions, it was found necessary to design a new front suspension geometry for the MB1420 prototype of the Piratas do Vale team. In this work, will be presented the methodology performed for the design of a front suspension geometry of an off-road vehicle. The suspension chosen was the Double Wishbone type and the reason for this choice was the ease of construction and the familiarity that the team must carry out its maintenance. This work will present the analysis of this new geometry through the Adams Car software. The goals defined by the team in the design of this suspension were to improve the stability and drivability of the vehicle and for that, simulations will be carried out in the Adams Car software to reduce the Camber and Toe variations, as well as the static value of the scrub radius.

KEYWORDS: Double Wishbone Suspension. Baja SAE. Front suspension geometry.

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1 - Protótipo MB1317.....	12
Figura 2 - Representação das suspensões de eixo rígido.....	13
Figura 3 - Representação das suspensões de eixo independentes.....	15
Figura 4 - Representação de uma suspensão Duplo-A.....	16
Figura 5 - Pneu utilizado pela equipe Piratas do Vale – modelo 21x7-10.....	17
Figura 6 - Exemplo de um feixe de molas.....	18
Figura 7 - Exemplo de uma mola helicoidal.....	18
Figura 8 - Amortecedor utilizado pela Equipe Piratas do Vale.....	18
Figura 9 - Exemplo de um conjunto de Bandejas e Manga de eixo.....	19
Figura 10 - Exemplo de terminais rotulares	20
Figura 11 - Representação do ângulo de câmber.....	21
Figura 12 - Representação das configurações do ângulo de <i>toe</i>	22
Figura 13 - Representação da inclinação do pino mestre.....	23
Figura 14 - Representação do raio de deslizamento.....	24
Figura 15 - Representação do ângulo de cáster.....	25
Figura 16 - Representação do <i>slip angle</i> em curvas de baixa velocidade.....	26
Figura 17 - Representação do <i>slip angle</i> em curvas de alta velocidade.....	26
Figura 18 - Representação do torque de auto alinhamento do pneu.....	27
Figura 19 - Centro instantâneo na vista frontal.....	28
Figura 20 - Centro instantâneo na vista lateral.....	29
Figura 21 - Geometria <i>anti-dive</i> e <i>anti-squat</i> em relação ao centro instantâneo.....	29
Figura 22 - Representação do modelo de 1/4 de carro.....	32
Figura 23 - Localização do <i>Roll Center</i> de uma suspensão do tipo Duplo A.....	34
Figura 24 - Esquema de transferência de carga durante uma curva.....	35
Figura 25 - Representação do <i>roll axis</i> em veículos com características sobre esterçante.....	36
Figura 26 - Exemplo de esboço dos <i>harpoints</i> da suspensão dianteira.....	38
Figura 27 - Exemplo de medição de um <i>hardpoint</i>	38
Figura 28 - Janela de preenchimento do subsistema.....	40
Figura 29 - Tipos de <i>Template</i> fornecidos pelo Adams Car.....	40
Figura 30 - Tabela de <i>harpoints</i>	41
Figura 31 - <i>Hardpoints</i> e suas localizações.....	42

Figura 32 - Tabela de alteração de parâmetros.....	42
Figura 33 - Representação da suspensão dianteira.....	43
Figura 34 - Tabela de parâmetros de simulação.....	44
Figura 35 - Representação da simulação de <i>Parallel Wheel Travel</i>	44
Figura 36 - Interface da <i>Postprocessing Window</i>	45
Figura 37 - Menu de opções.....	45
Figura 38 - Tabela de cálculo de Arfagem.....	46
Figura 39 - Tabela de cálculo da frequência natural.....	47
Figura 40 - <i>Hardpoints</i> finais da nova suspensão.....	50
Figura 41 - Curva da variação do ângulo de <i>toe</i>	50
Figura 42 - Curva da variação do ângulo de <i>câamber</i>	51

LISTA DE TABELAS

Tabela 1- Frequências naturais de massa suspensa recomendadas.....	31
Tabela 2 - Diferença entre as coordenadas dos <i>softwares</i>	39
Tabela 3 - Significado dos nomes dos <i>harpoints</i>	41

LISTA DE SÍMBOLOS

KPI	<i>Kingpin inclination</i>
b	<i>Scrub radius</i>
α_f	<i>Slip angle</i> dianteiro
α_r	<i>Slip angle</i> traseiro
R	Raio de curvatura
α	<i>Slip angle</i>
Mzt	Torque de auto alinhamento do pneu
Fy	Força lateral
IC	<i>Instant center</i>
RCH	<i>Roll center height</i>
RC	<i>Roll center</i>
ξ	Percentual de frenagem no eixo dianteiro
L	Entre eixos
ef	Altura do <i>instant center</i> dianteiro
df	Distância do centro da roda ao IC dianteiro
h	Altura do centro de gravidade
Θ_p	Ângulo de arfagem
g	Aceleração da gravidade
W	Massa total do veículo
axf	Desaceleração do veículo
Kf	Rigidez da mola dianteira
Kr	Rigidez da mola traseira
r	Raio do pneu
dr	Distância do centro da roda ao IC traseiro
er	Altura do <i>instant center</i> traseiro
ax	Aceleração do veículo
RR	<i>Ride rate</i>
Ks	Rigidez do sistema de suspensão
Kt	Rigidez do pneu
fn	Frequência natural
ms	Massa suspensa

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	12
2	OBJETIVOS	13
3	FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA.....	14
3.1	CARACTERÍSTICAS GERAIS DE UM SISTEMA DE SUSPENSÃO	14
3.2	TIPOS DE SUSPENSÃO	14
3.2.1	Eixo rígido	14
3.2.2	Eixo Independente	15
3.2.3	Duplo-A.....	16
3.3	COMPONENTES DA SUSPENSÃO	17
3.3.1	Pneus	17
3.3.2	Mola	17
3.3.3	Amortecedor.....	18
3.3.4	Buchas.....	19
3.3.5	Bandejas e Manga de eixo	19
3.3.6	Terminais rotulares	20
3.4	PARÂMETROS DE SUSPENSÃO E DIREÇÃO	20
3.4.1	<i>Câamber</i>	20
3.4.2	<i>Toe</i>	22
3.4.3	<i>Kingpin inclination (KPI)</i>	23
3.4.4	<i>Scrub Radius</i>	24
3.4.5	<i>Cáster</i>	24
3.4.6	<i>Slip Angle</i>	25
3.5	EFEITOS DA ARFAGEM.....	27
3.5.1	Arfagem	27
3.5.2	Massa suspensa e massa não suspensa.....	27
3.5.3	<i>Instant Center</i>	28
3.5.4	<i>Geometria Anti-dive</i>	29
3.5.5	<i>Geometria Anti-squat</i>	30
3.6	FREQUÊNCIA NATURAL.....	31
3.6.1	Modelo 1/4 de carro	31
3.7	ROLAMENTO	33

3.7.1	Roll Center	33
3.7.2	Efeitos da rolagem no veículo	34
4	METODOLOGIA	36
4.1	CHECAGEM DAS REGRAS DE COMPETIÇÃO DE BAJA SAE.....	36
4.2	DETERMINAÇÃO DE COMPONENTES DA SUSPENSÃO.....	37
4.3	PROJETO DA NOVA GEOMETRIA DE SUSPENSÃO	37
4.3.1	<i>Adams Car</i>	39
4.3.2	Hierarquia do software	39
4.3.3	Modelagem da Suspensão dianteira	40
4.3.4	Simulação da geometria	43
4.4	CÁLCULO DA ARFAGEM	46
4.5	CÁLCULO DA FREQUÊNCIA NATURAL	47
5	RESULTADOS E DISCUSSÕES	48
5.1	PARÂMETROS DE SUSPENSÃO E DIREÇÃO	48
5.2	DETERMINAÇÃO DOS <i>HARDPOINTS</i> DA SUSPENSÃO	49
5.2.1	Primeira configuração de geometria	49
5.2.2	Processos iterativos	49
5.3	CÁLCULO DOS EFEITOS DE ARFAGEM	51
5.4	CÁLCULO DA FREQUÊNCIA NATURAL	51
6	CONCLUSÃO	53
6.1	RECOMENDAÇÕES.....	54
	REFERÊNCIAS	55
	GLOSSÁRIO	57

1 INTRODUÇÃO

O programa Baja SAE BRASIL é um desafio lançado aos estudantes de Engenharia que oferece a chance de aplicar na prática os conhecimentos adquiridos em sala de aula, visando incrementar sua preparação para o mercado de trabalho. Ao participar do programa Baja SAE, o aluno se envolve com um caso real de desenvolvimento de um veículo off road, desde sua concepção, projeto detalhado, construção e testes. (SAE BRASIL, 2020).

Uma das regras da competição diz que a estrutura do veículo deverá ser utilizada em apenas quatro competições conforme está descrito no regulamento, sendo duas delas nacionais e duas regionais. Nesse evento o veículo terá seu desempenho avaliado através de provas de segurança, conforto, frenagem, suspensão e um enduro de resistência. Além disso, a competição conta com uma série de apresentações de projeto do protótipo que devem ser desenvolvidas para fins de comercialização do veículo e para isso as equipes deverão demonstrar o funcionamento dos subsistemas do carro e todo o processo administrativo da equipe. Na competição Nacional as três primeiras equipes na colocação geral terão a oportunidade de representar o Brasil na competição mundial de Baja SAE realizada nos Estados Unidos. Na Figura 1 temos a foto do protótipo MB1317 na competição Nacional de 2020.

Figura 1 - Protótipo MB1317.



Fonte: Equipe Piratas do Vale (2020).

Por causa da existência dessa regra e pelo alto nível de concorrência nas competições, as equipes estão sempre buscando aprimorar seus projetos. A equipe Piratas do Vale não é diferente e para esse próximo protótipo seria realizado o dimensionamento de uma nova geometria de suspensão de modo a aprimorar a estabilidade e manobrabilidade do veículo.

2 OBJETIVOS

Esse trabalho tem como objetivo o desenvolvimento de uma suspensão dianteira para o protótipo MB1420 da equipe Piratas do Vale da UNESP - Guaratinguetá. Essa suspensão foi projetada de modo a garantir o conforto do piloto e um alto desempenho do veículo em curvas e obstáculos.

3 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

Nesse capítulo serão descritos os principais fundamentos teóricos necessários para o projeto de uma suspensão.

3.1 CARACTERÍSTICAS GERAIS DE UM SISTEMA DE SUSPENSÃO

O sistema de suspensão tem como função atuar na absorção de impactos e vibrações de modo a garantir a estabilidade do veículo bem como a segurança e conforto dos passageiros (GILLESPIE, 1992).

3.2 TIPOS DE SUSPENSÃO

Os tipos de suspensão são enquadrados em dois grupos: eixos rígidos e suspensões independentes (GILLESPIE, 1992).

3.2.1 Eixo rígido

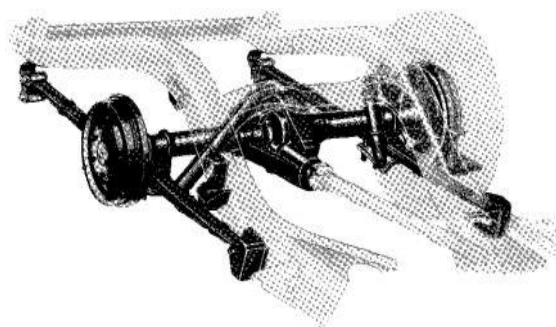
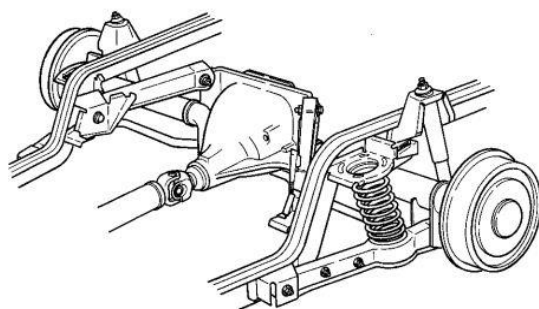
Gillespie (1992) descreve como eixo rígido as suspensões que são montadas sobre um mesmo eixo, de modo que qualquer movimento de uma roda seja transmitido para a outra.

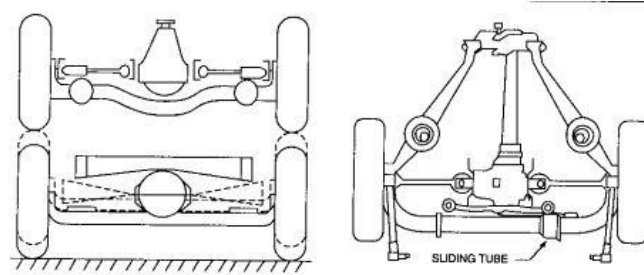
As suspensões de eixo rígido mais comuns são: *Hotchkiss*, *Four Link* e *De Dion* (MERLING, 2007).

Figura 2 – Representação das suspensões de eixo rígido.

(a) Suspensão *Four Link*.

(b) Suspensão *Hotchkiss*.



(c) Suspensão *De Dion*.

Fonte: Adaptado de Gillespie (1992).

Suspensões de eixo rígidos são encontradas em veículos de transporte de carga como caminhões (MERLING, 2007).

Segundo Merling (2007) as suspensões de eixo rígido possuem diversas desvantagens para o seu uso em veículos de passeio ou competição, dentre elas é possível citar a influência de uma roda sobre a outra, a limitação no projeto das bandejas de suspensão e considerável aumento da massa não-suspensa do veículo.

3.2.2 Eixo Independente

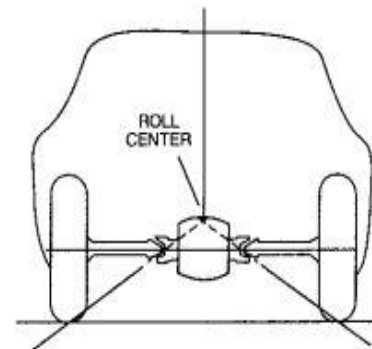
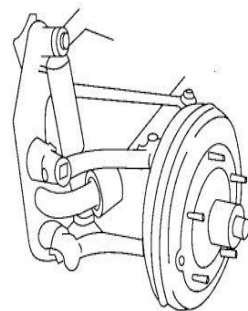
Diferente da suspensão de eixo rígido esse tipo de suspensão é projetado de modo que o movimento de uma roda não influencie o movimento da outra (MERLING, 2007).

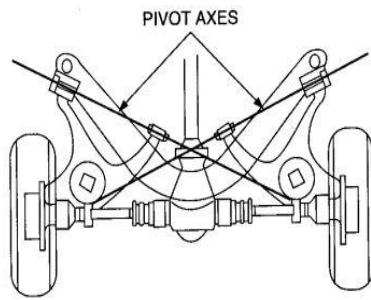
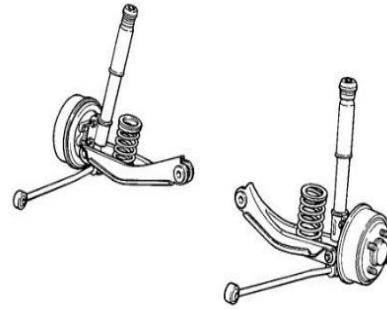
Segundo Gillespie (1992) as principais suspensões de eixo independente são: *Trailing-Arm*, *MacPherson Strut*, *Semi-Trailing Arm*, *Swing Axle* e *Double Wishbone* ou Duplo-A.

Figura 3 – Representação das suspensões de eixo independentes.

(a) Suspensão *Trailing-Arm*.

(b) Suspensão *Swing Axle*.



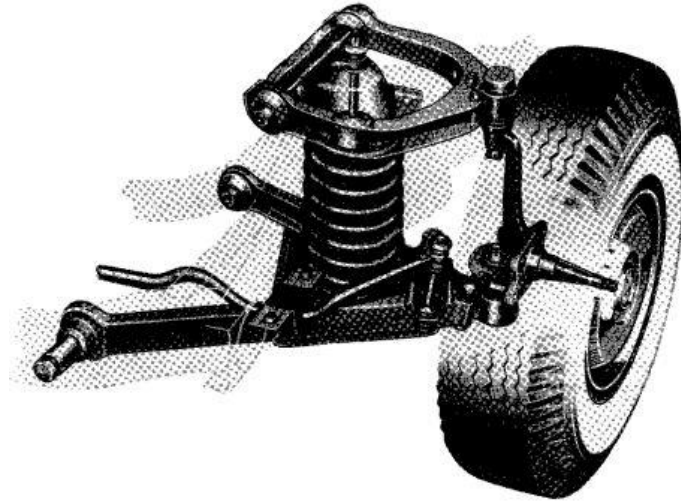
(c) Suspensão *Semi Trailing-Arm*.(d) Suspensão *MacPherson Strut*.

Fonte: Adaptado de Gillespie (1992).

3.2.3 Duplo-A

A suspensão escolhida nesse projeto foi a do tipo Duplo-A ou *Double Wishbone* e o motivo dessa escolha foi pela familiaridade que a equipe tem com esse tipo de suspensão, principalmente em relação a sua construção e manutenção.

Figura 4 – Representação de uma suspensão Duplo-A.



Fonte: Adaptado de Gillespie (1992).

Segundo Merling (2007) a geometria de suspensão Duplo-A é recomendada para veículos que necessitam um maior controle sobre os seus ângulos característicos como por exemplo *toe* e *câmbor*.

3.3 COMPONENTES DA SUSPENSÃO

Nessa seção serão detalhados os principais componentes de um sistema de suspensão.

3.3.1 Pneus

O pneu é um dos componentes mais importantes no veículo, pois atua na absorção das vibrações e impactos impostos pelo solo e promove o desenvolvimento de forças de tração, frenagem e lateral (MERLING, 2007).

Figura 5 - Pneu utilizado pela equipe Piratas do Vale – modelo 21x7-10.



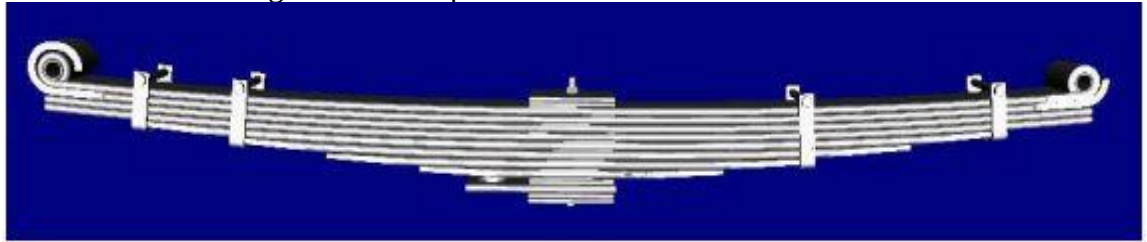
Fonte: Equipe Piratas do Vale (2022).

3.3.2 Mola

A mola em conjunto com o amortecedor é responsável por absorver os impactos gerados pelas superfícies irregulares na pista. Além disso esse conjunto permite com que se mantenha a altura do veículo em relação ao solo.

Segundo Milliken e Milliken (1995) existe diversos tipos de molas utilizadas em veículos, tais quais: molas de torção, molas helicoidais e feixe de molas. A equipe Piratas do Vale faz uso de molas helicoidais na suspensão e molas de torção em outras partes do carro por exemplo o CVT que faz parte do sistema de *Powertrain*.

Figura 6 - Exemplo de um feixe de molas.



Fonte: Júnior (2006).

Figura 7 - Exemplo de uma mola helicoidal.



Fonte: Equipe Piratas do Vale (2022).

3.3.3 Amortecedor

O amortecedor trabalha juntamente com a mola no processo de absorver impactos e vibrações causadas pelas irregularidades no solo.

Segundo Milliken e Milliken (1995) a introdução dos amortecedores nos veículos ocorreu pela necessidade de se ter mais controle sobre a excessiva transferência de massa suspensa durante situações de aceleração longitudinal e lateral.

Figura 8 - Amortecedor utilizado pela Equipe Piratas do Vale.



Fonte: Equipe Piratas do Vale (2022).

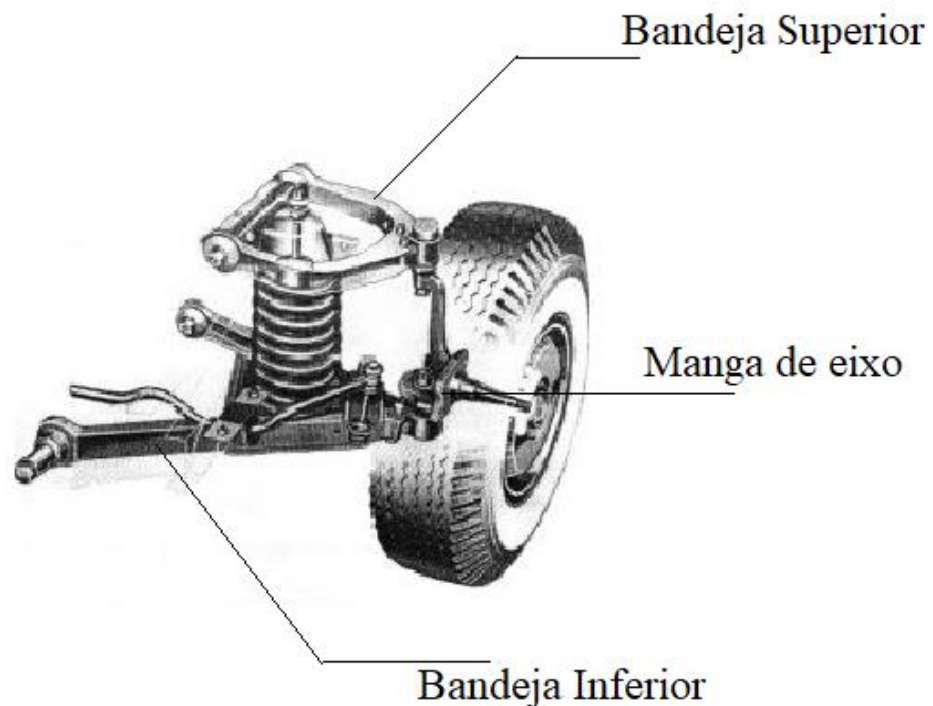
3.3.4 Buchas

As buchas são utilizadas em alguns componentes de maneira a absorver as suas vibrações e isolá-los de superfícies que possam causar seu desgaste. Essa peça está presente em diversas partes do veículo como nas bandejas, caixa de direção, amortecedor, sistema de transmissão etc.

3.3.5 Bandejas e Manga de eixo

Esse conjunto é responsável por conectar a roda com o chassi e possui extrema importância no projeto de uma suspensão, visto que seu posicionamento e tamanho podem influenciar diretamente em parâmetros que afetam o comportamento dinâmico do veículo como por exemplo: *toe*, *cáster*, *câmbor*, *KPI*, *scrub radius* etc.

Figura 9 - Exemplo de um conjunto de Bandejas e Manga de eixo.



Fonte: Adaptado de Merling (2007).

3.3.6 Terminais rotulares

Esse componente tem como função ser um elemento de ligação articulado e está presente principalmente no sistema de suspensão e direção, onde faz a conexão entre a Manga de eixo e outras peças como as bandejas e os braços da direção.

Figura 10 – Exemplo de terminais rotulares.



Fonte: Equipe Piratas do Vale (2022).

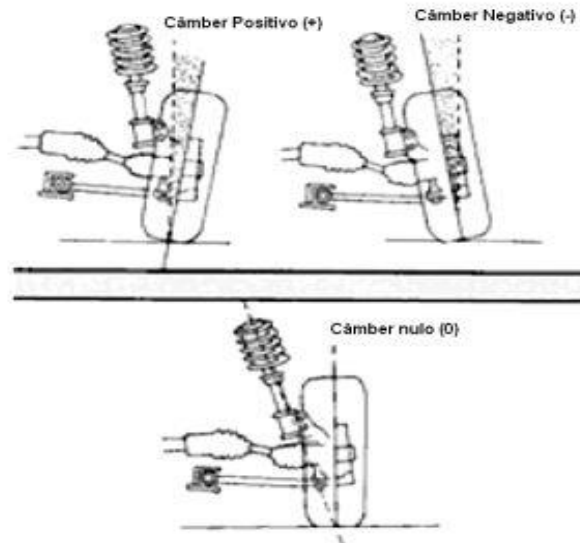
3.4 PARÂMETROS DE SUSPENSÃO E DIREÇÃO.

Nessa sessão serão apresentados alguns conceitos que são extremamente importantes no processo de desenvolvimento de um projeto de uma suspensão.

3.4.1 *Câamber*

Segundo Milliken e Milliken (1995) o *câamber* é o ângulo entre a inclinação da roda e uma reta perpendicular ao solo que passa pelo centro da roda, esse ângulo pode ser positivo quando essa inclinação aponta para fora do veículo ou negativo quando ela está aponta para dentro.

Figura 11 – Representação do ângulo de *câamber*.



Fonte: Merling (2007).

Em geral, deseja-se que o ângulo de *câamber* seja o mais próximo possível de zero grau, visto que quando o veículo estiver percorrendo trajetórias retas irá evitar com que ocorra desgastes no pneu e aumentará a aderência do mesmo com o solo (MERLING, 2007).

Como o projeto trata-se de um veículo de competição é interessante analisar como outras configurações desse parâmetro se comportariam no nosso veículo.

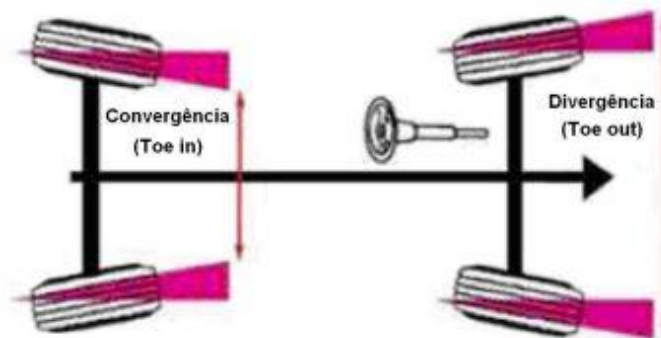
Em alguns veículos é possível observar o emprego de ângulos negativos de *câamber* nas rodas e essa configuração é utilizada pois aprimora o comportamento dinâmico do veículo em curvas, visto que esse posicionamento das rodas faz com que ocorra uma melhor absorção dos esforços laterais, fazendo com que os pneus internos a curva ganhem cambagem positiva gerando um maior ponto de contato do pneu com o solo e, conseqüentemente, permitindo o veículo a fazer curvas com maior velocidade (NICOLAZZI; LEAL; ROSA, 2012).

Em outros casos se emprega o uso de ângulos positivos de *câamber*, e essa configuração é bastante utilizada quando se quer mais estabilidade em superfícies irregulares visto que nessa situação as forças geradas nos pneus tendem a deixá-las com maior superfície de contato com o solo (NICOLAZZI; LEAL; ROSA, 2012).

3.4.2 Toe

O ângulo de *toe* é um dos parâmetros mais importantes para a dirigibilidade e manobrabilidade de um veículo. É possível definir a configuração do *toe* ao observar as rodas de um mesmo eixo na vista superior do veículo. Assim sendo esse ângulo é definido como *toe in* quando as rodas estiverem posicionadas de maneira a convergirem entre si, *toe out* quando elas estiverem se divergindo e neutro quando estiverem paralelas (MERLING, 2007).

Figura 12 - Representação das configurações do ângulo de *toe*.



Fonte: Merling (2007).

O ângulo de *toe* pode ser esquematizado nas rodas do veículo de maneira vantajosa, como por exemplo utilizando-se o *toe in* para se obter maior estabilidade em linha reta ou *toe out* para facilitar a entrada do veículo em curvas.

O uso combinado dessas configurações de *toe* pode ser observado na Figura 12, em que se tem *toe in* nas rodas traseiras e *toe out* nas rodas dianteiras, esse tipo de configuração é comum em veículos de tração dianteira enquanto a situação contrária é observada em veículos de tração traseira (MERLING, 2007).

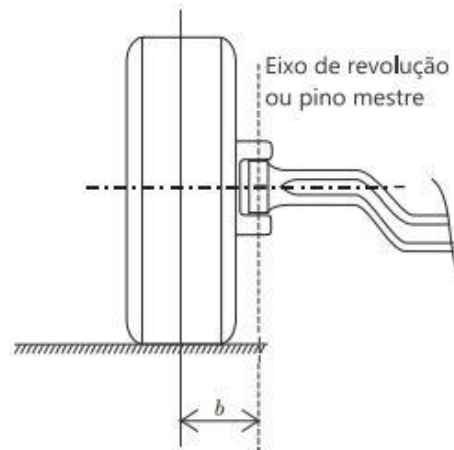
Porém esses tipos de configurações podem causar desgastes nas bandas dos pneus, por isso é recomendado que o valor estático do ângulo de *toe* seja zero grau, situação no qual ocorre o desgaste mínimo dos pneus (NICOLAZZI; LEAL; ROSA, 2012).

Independente da configuração utilizada nas rodas é de extrema importância que se tenha cuidado na construção dos *links* da direção, visto que a mínima folga nesses *links* pode acarretar variações de *toe* prejudiciais a estabilidade direcional do veículo (MERLING, 2007).

3.4.3 Kingpin inclination (KPI)

O *KPI* ou inclinação do pino mestre pode ser observado na vista frontal do veículo como uma reta que passa pelos dois pontos de fixação das bandejas da suspensão na manga de eixo e é descrito como sendo o eixo de rotação das rodas durante o seu esterçamento (NICOLAZZI; LEAL; ROSA, 2012).

Figura 13 - Representação da inclinação do pino mestre.



Fonte: Nicolazzi, Leal e Rosa (2012).

A inclinação do pino mestre tem como principal função manter a estabilidade direcional do veículo, visto que age de maneira a permitir com que as rodas se mantenham em linha reta em estradas com poucas ou sem irregularidades no solo. Além disso o *KPI* trabalha de maneira a facilitar o auto alinhamento das rodas após a execução de uma curva (MERLING, 2007).

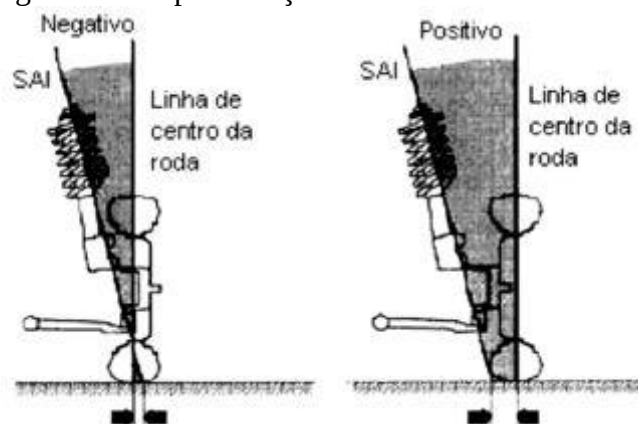
Antigamente os carros eram construídos de modo a terem um *KPI* perpendicular ao solo, conforme é observado na Figura 13. Esse tipo de configuração foi abandonado com o tempo devido às grandes desvantagens que trazia como por exemplo deixar a direção do veículo pesada, visto que com o *KPI* perpendicular ao solo o braço de alavanca (*scrub radius*) se tornava muito grande o que fazia com que o piloto tivesse que exercer um maior esforço para poder alterar a trajetória do veículo. Para contornar esse problema foi necessário aumentar o *KPI* de modo com que o *scrub radius* diminuísse e, conseqüentemente, o esforço de esterçamento (NICOLAZZI; LEAL; ROSA, 2012).

3.4.4 Scrub Radius

O *scrub radius* ou raio de deslizamento é definido como sendo a distância entre o centro da roda e ponto de contato ao solo da inclinação do pino mestre (MERLING, 2007).

Esse parâmetro possui três tipos de configuração: neutro quando o *KPI* é perpendicular ao solo, positivo quando o ponto de contato *KPI* com o solo é para dentro do carro e negativo quando esse ponto de contato é para fora do carro.

Figura 14 - Representação do raio de deslizamento.



Fonte: Merling (2007).

Segundo Nicolazzi, Leal e Rosa (2012) quanto menor for o valor do *scrub radius* menor será o esforço do piloto para esterçar o volante.

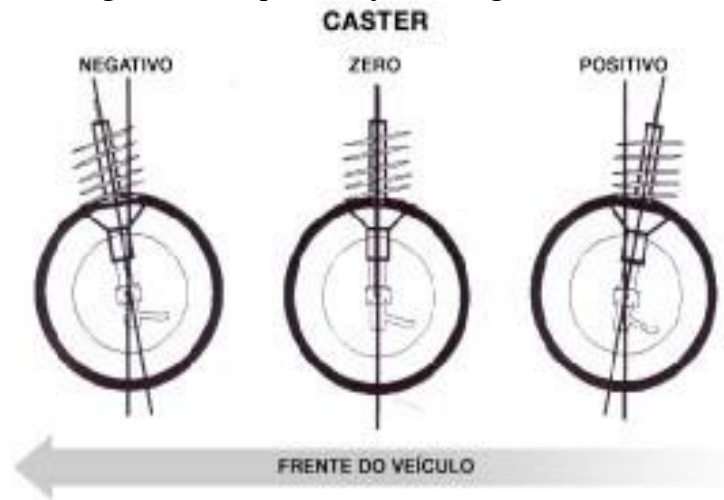
Deve-se tomar cuidado nessa situação, pois quanto menor for esse valor de *scrub radius* maior será a perda de sensibilidade por parte do piloto em relação à pista podendo prejudicar a realização de curvas FERNANDES (2005).

Cada tipo de veículo utiliza uma determinada configuração de *scrub radius*, como por exemplo os de tração dianteira que tendem a possuir o raio de deslizamento negativo e os de tração traseira que possuem *scrub radius* positivo MERLING (2007).

3.4.5 Cáster

O *cáster* pode ser observado na vista lateral do veículo e é definido como o ângulo entre a linha perpendicular ao solo que passa pelo centro da roda e a inclinação do pino mestre (NICOLAZZI; LEAL; ROSA, 2012).

Figura 15 - Representação do ângulo de *cáster*.



Fonte: Ingopneus (2022).

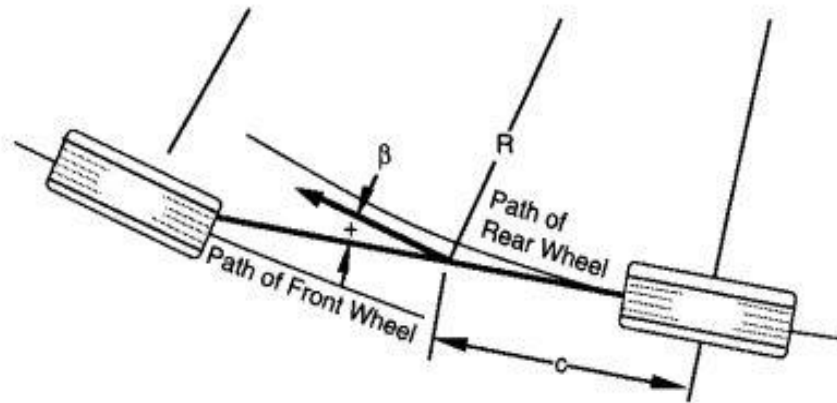
O *cáster* assim como o *KPI* tem sua função associada a dirigibilidade do veículo, onde ele tende a facilitar o auto alinhamento das rodas após a realização de uma curva. Essa condição de estabilidade é alcançada quando o *cáster* possui um valor positivo, porém é recomendado que esse valor de ângulo não seja muito alto visto nesse caso ocorre aumento do esforço necessário para realizar o esterçamento das rodas (MERLING, 2007).

Ainda segundo MERLING (2007) é necessário tomar cuidado na construção das mangas de eixo, pois se houver divergência entre os ângulos estáticos de *cáster* o sistema de direção do veículo tenderá a puxar para o lado com menor valor desse ângulo.

3.4.6 Slip Angle

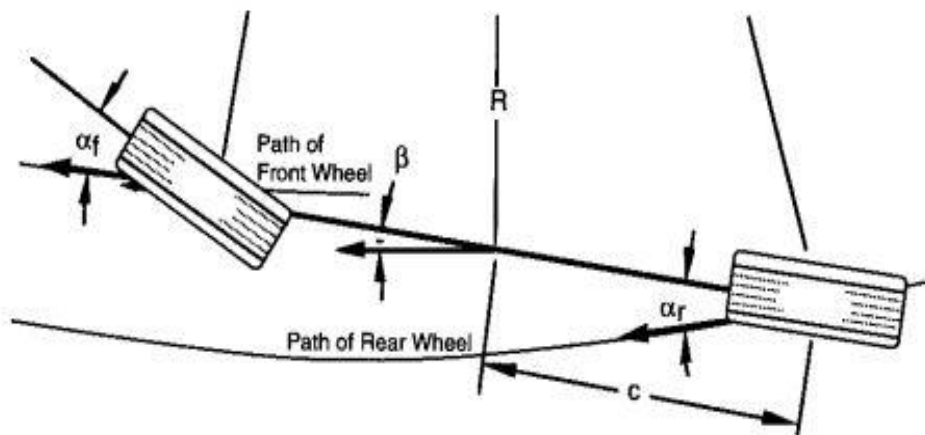
Quando o veículo está realizando uma curva ele sofre ação de forças laterais, que geram escorregamento lateral promovendo uma deflexão na sua trajetória, a diferença entre a trajetória inicial e a nova é chamada de *slip angle* ou ângulo de deriva, que pode ser negativo ou positivo dependendo se a curva é feita em alta ou baixa velocidade (OLIVEIRA, 2018).

Figura 16 – Representação do *slip angle* em curvas de baixa velocidade.



Fonte: Gillespie (1992).

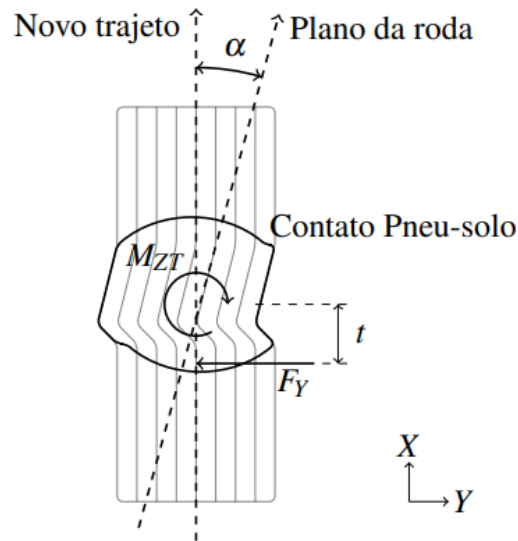
Figura 17 – Representação do *slip angle* em curvas de alta velocidade.



Fonte: Gillespie (1992).

O pneu só consegue suportar os efeitos gerados pelas forças laterais através da existência do *slip angle*, e isso ocorre pois o ponto onde a força resultante atua no pneu se situa antes do seu ponto de contato com o solo, gerando um momento que faz com que o *slip angle* tende a zero e promovendo a correção da trajetória do veículo, esse momento é chamado de torque de auto alinhamento do pneu e é representado na Figura 18 como M_{zt} (NICOLAZZI; LEAL; ROSA, 2012).

Figura 18 – Representação do torque de auto alinhamento do pneu.



Fonte: Oliveira (2018).

3.5 EFEITOS DA ARFAGEM

Nessa seção serão abordados alguns conceitos teóricos envolvendo os efeitos de arfagem no veículo, bem como as características geométricas utilizadas nas suspensões de maneira a diminuir esse efeito.

3.5.1 Arfagem

A arfagem ou *pitch* se caracteriza como sendo o efeito que ocorre através da transferência de massa entre os eixos dianteiros e traseiros.

Durante a aceleração essa transferência de massa da dianteira para traseira causa o efeito de *squat* no veículo, que é quando a suspensão dianteira se estende enquanto a traseira sofre compressão. Outro efeito de arfagem é o *dive* que ocorre durante a frenagem do veículo, onde a massa se transfere da traseira para a dianteira. Ambos esses efeitos se estiverem em excesso podem causar instabilidade no veículo (GILLESPIE, 1992).

3.5.2 Massa suspensa e massa não suspensa

Massa suspensa é toda a massa sustentada pelas molas do sistema de suspensão, como por exemplo o motor, chassi, caixa de direção etc. Já a massa não suspensa são as demais peças não suspensas pelo sistema de suspensão como as rodas, manga de eixo, bandejas, eixos e pneus (REZENDE, 2007).

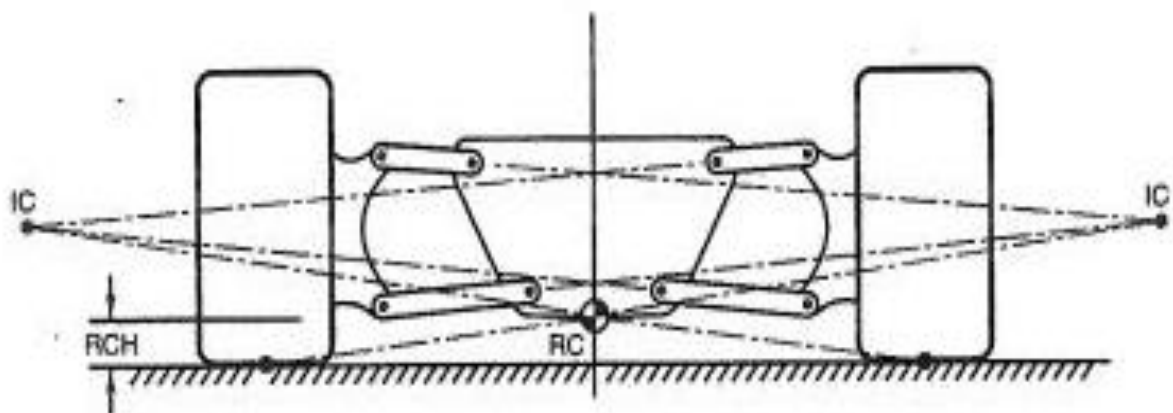
3.5.3 *Instant Center*

Durante o desenvolvimento de uma suspensão veicular é interessante “quebrar” os problemas tridimensionais em bidimensionais de maneira a facilitar a compreensão de alguns comportamentos dinâmicos que ocorrem sobre o veículo e, para isso, utiliza-se bastante o *instant center* como objeto de estudo (MILLIKEN; MILLIKEN, 1995).

O *instant center* ou centro instantâneo é definido como sendo o ponto de cruzamento entre duas retas traçadas a partir dos braços de suspensão do veículo e sua posição na vista frontal e lateral do veículo pode definir diferentes comportamentos dinâmicos do veículo (REZENDE, 2007).

Na vista frontal do veículo o IC define algumas informações interessantes como a altura do *roll center* (centro de rolagem) e a taxa de variação da cambagem, além de atuar na estabilização das forças laterais atuantes no veículo (MILLIKEN; MILLIKEN, 1995).

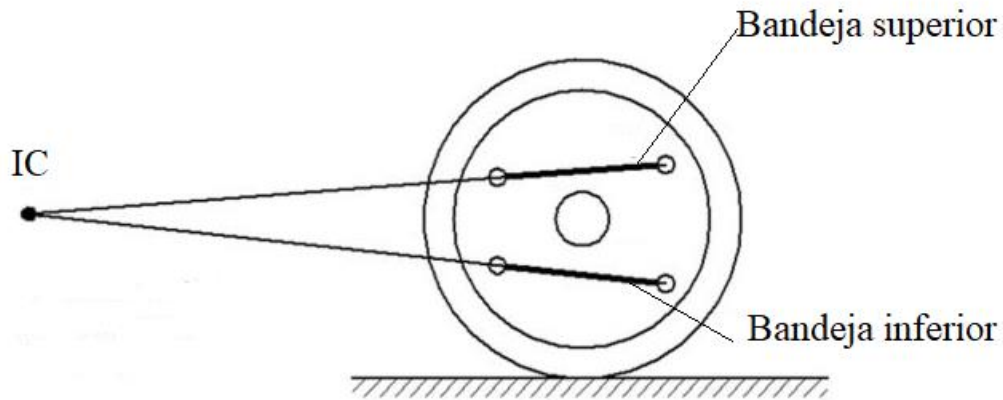
Figura 19 – Centro instantâneo na vista frontal.



Fonte: Milliken e Milliken (1995).

Na vista lateral o centro instantâneo atua na estabilização dos efeitos causados pelos movimentos de arfagem, como por exemplo o *dive* e o *squat* (REZENDE, 2005)

Figura 20 – Centro instantâneo na vista lateral.



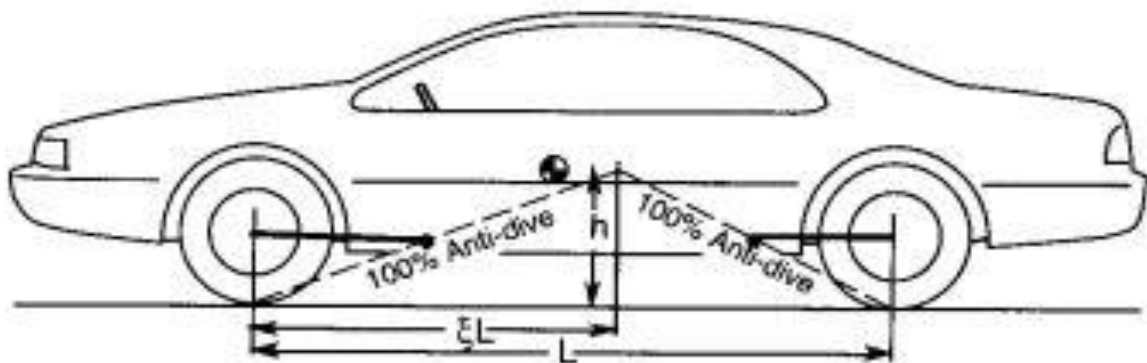
Fonte: Adaptado de Rezende (2005).

3.5.4 Geometria *Anti-dive*

A geometria *anti-dive* atua de maneira a diminuir os efeitos de *dive* da suspensão dianteira durante a frenagem do veículo e pode ser verificada através do posicionamento do centro instantâneo na vista lateral do veículo (REZENDE, 2007).

Como está relacionada ao posicionamento do centro instantâneo é possível observar que a porcentagem de *anti-dive* aumenta quando se aumenta a altura do IC, conforme é observado na Figura 21, essa mesma conclusão pode ser encontrada na geometria *anti-squat* na suspensão traseira (REZENDE, 2007).

Figura 21 - Geometria *anti-dive* e *anti-squat* em relação ao centro instantâneo.



Fonte: Gillespie (1992).

A porcentagem de geometria do veículo pode ser obtida através da equação (1) que pode ser encontrada no Milliken e Milliken (1995).

$$\% anti - dive = \left[\frac{\left(\frac{ef}{df} \right)}{\left(\frac{h}{L\xi} \right)} \right] \quad (1)$$

Além disso é possível calcular o ângulo de arfagem do veículo durante o *dive*, que é quanto o carro se rotaciona no eixo transversal (plano xz) durante a transferência de massa suspensa do eixo traseiro para o dianteiro:

$$\Theta p = \left(\frac{W}{g} \right) x \left(\frac{ax}{Kf} \right) x \left[\left(\frac{1}{Kf} + \frac{1}{Kr} \right) x \frac{h}{L} - \left(\frac{\xi}{Kf} x \frac{(ef - r)}{df} \right) + \left(\frac{(1 - \xi)}{Kr} x \frac{(er - r)}{dr} \right) \right] \quad (2)$$

Segundo Gillespie (1992) os valores de % *anti-dive* recomendados para um veículo de passeio fica em torno de 50%. Portanto a geometria será projetada de modo a possuir uma porcentagem em torno desse valor.

3.5.5 Geometria *Anti-squat*

A geometria *anti-squat* atua de maneira a diminuir os efeitos de *squat* da suspensão traseira durante a aceleração do veículo e assim como a geometria *anti-dive* ela pode ser verificada pelo posicionamento do IC na vista lateral (REZENDE, 2007).

No Milliken e Milliken (1995) encontramos algumas fórmulas de cálculo da geometria *anti-squat* e do ângulo de arfagem gerado na aceleração do veículo, como podemos observar abaixo:

$$\% anti - squat = \frac{\frac{(er - r)}{dr}}{\frac{h}{L}} \quad (3)$$

$$\Theta p = \left(\frac{W}{L} \right) \times \left(\frac{ax}{g} \right) \times \left[\left(\frac{h}{Kr \times L} \right) + \left(\frac{1}{Kf} \times \frac{(er - r)}{df} \right) + \left(\frac{h}{Kf \times L} \right) \right] \quad (4)$$

3.6 FREQUÊNCIA NATURAL

Um dos principais parâmetros se tratando em segurança e conforto do piloto é a frequência natural da massa suspensa, que possui valores recomendados para diversos tipos de aplicação do veículo como pode ser observado na Tabela 1 abaixo:

Tabela 1- Frequências naturais de massa suspensa recomendadas.

Frequência (Hertz)	Aplicação
< 0,833	Perigoso. A massa suspensa do veículo ganha muito movimento
1 - 1,33	Para veículos de rua visando 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).

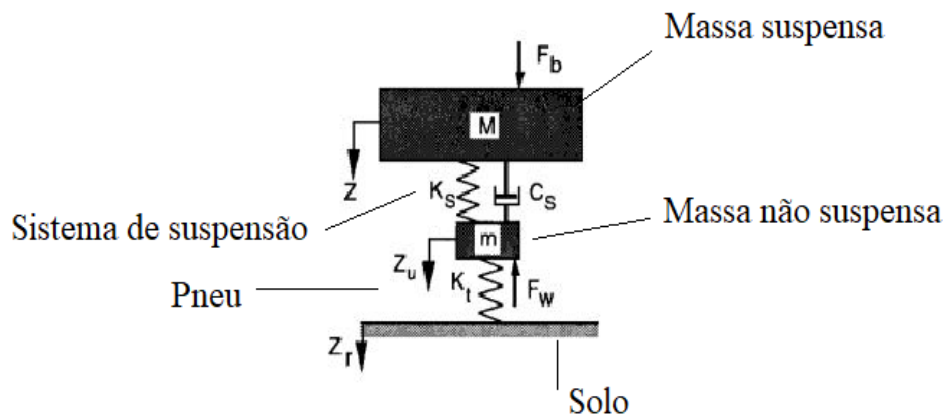
Em ordem de se obter esse valor de frequência natural do nosso protótipo, será utilizado um modelo 1/4 de carro ou *Quarter-car model*.

3.6.1 Modelo 1/4 de carro

Segundo Gillespie (1992) é possível utilizar o modelo 1/4 de carro para descrever as dinâmicas essenciais do sistema de suspensão, e um dos parâmetros calculado através desse modelo é a frequência natural.

Nesse modelo analisa-se os efeitos dinâmicos associados a uma roda do veículo e para tal será considerado um conjunto dois graus de liberdade de um sistema de massas e molas. Esse sistema de massas e molas é formado pelas molas do pneu e da suspensão e das massas suspensa e não suspensa do eixo analisado (NICOLAZZI; LEAL; ROSA, 2012).

Figura 22 – Representação do modelo de 1/4 de carro.



Fonte: Adaptado de Gillespie (1992).

Estamos utilizando o modelo de um quarto de carro contendo dois graus de liberdade, porém é possível realizar uma maior simplificação. Como a massa suspensa de um veículo é geralmente bem maior que a massa não suspensa será desconsiderado o grau de liberdade associado a massa não suspensa e reduzir esse modelo para um grau de liberdade (NICOLAZZI; LEAL; ROSA, 2012).

Seguindo esse raciocínio, a rigidez das molas desse modelo pode ser calculada através da combinação em série da rigidez do pneu e da mola da suspensão e essa rigidez efetiva é definida como *ride rate* (GILLESPIE, 1992).

Segundo Gillespie (1992) o *ride rate* é determinado através da seguinte fórmula:

$$RR = \frac{K_s \times K_t}{K_s + K_t} \quad (5)$$

Onde:

RR é o *ride rate*;

K_s é a rigidez do sistema de suspensão;

K_t é a rigidez do pneu;

Segundo Gillespie (1992) é possível calcular a frequência natural através da seguinte fórmula:

$$fn = \left(\frac{1}{2\pi} \times \sqrt{\frac{RR}{ms}} \right) \quad (6)$$

Onde:

fn é a frequência natural em *Hertz*;

RR é o *ride rate*;

ms é a massa suspensa;

3.7 ROLAMENTO

3.7.1 *Roll Center*

Roll Center ou centro de rolagem é o ponto no veículo onde as forças laterais geradas pelos pneus são transmitidas para a massa suspensa sem que ocorra os efeitos de rolagem. Essas forças podem afetar tanto a massa suspensa quanto a massa não suspensa e estão diretamente relacionadas com a manobrabilidade e a tendência de derrapagem do veículo em curvas (MERLING, 2007).

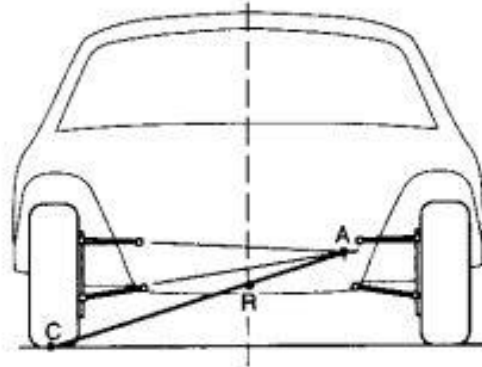
Todas as suspensões possuem um *roll center* e sua localização assim como a do *instant center* estão diretamente relacionados com o tipo de geometria definida no projeto (GILLESPIE, 1992).

Como citado acima cada tipo de geometria tem sua própria maneira de localizar o *roll center* da suspensão analisada. Segundo Gillespie (1992) para uma suspensão Duplo A devemos seguir o seguinte passo a passo:

1. Achar o ponto de cruzamento das linhas geradas a partir dos braços de suspensão;
2. Traçar uma linha entre o ponto gerado e o ponto de contato do pneu com o solo;
3. O ponto de cruzamento entre essa linha e a linha vertical traçada a partir do centro do carro é o *roll center*.

Esse procedimento pode ser observado na Figura 23 abaixo:

Figura 23 - Localização do *Roll Center* de uma suspensão do tipo Duplo A.



Fonte: Adaptado de Gillespie (1992).

O veículo possui *roll center* tanto na dianteira quanto na traseira e o eixo traçado a partir desses dois pontos é conhecido como eixo de rolagem ou *roll axis*, que é o eixo onde o veículo sofre a rolagem em relação ao solo (GILLESPIE, 1992).

3.7.2 Efeitos da rolagem no veículo

As forças laterais e inerciais transmitidas para o *roll center* durante a realização de uma curva geram um momento que promove o rolamento do veículo em certo ângulo (REZENDE, 2007).

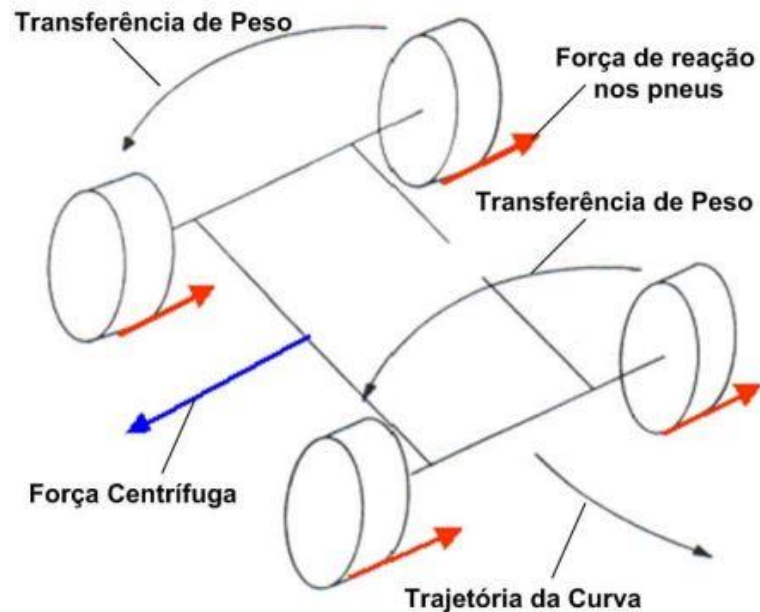
O posicionamento do *roll center* em relação ao centro de gravidade ou CG do veículo influencia diretamente na intensidade desse momento, pois quanto for maior a altura do *roll center* em relação ao CG maior será o braço de alavanca gerado e consequentemente maior será esse momento, provocando a intensificação dos efeitos de rolagem no veículo (OLIVEIRA, 2018).

O momento é gerado tanto no *roll center* dianteiro quanto no traseiro através do eixo de rolagem. Esses esforços gerados são controlados através dos amortecedores e dos pneus, que possuem a função de reduzir os efeitos de rolagem e estabilizar o veículo (OLIVEIRA, 2018).

Durante o rolamento tem-se a transferência de carga lateral entre as rodas internas e externas a curva e quanto mais intenso for o rolamento do chassi maior vai ser essa transferência provocando instabilidade durante a realização da curva e em casos extremos a perda de contato dos pneus internos com o solo, que é um fenômeno conhecido como efeito

Jacking que ocorre principalmente em veículos com alturas de *roll center* elevadas (REZENDE, 2007).

Figura 24 – Esquema de transferência de carga durante uma curva.

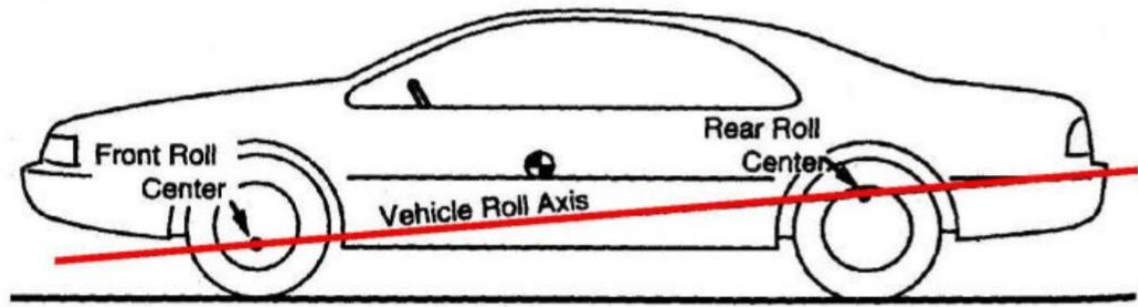


Fonte: Rezende (2007).

Para reduzir esses efeitos gerados pela transferência de carga é necessário diminuir a altura do *roll center* e posicionar o CG abaixo do eixo de rolagem de modo a contribuir para uma melhor distribuição de cargas durante a realização da curva (MILLIKEN; MILLIKEN, 1995).

Como se trata de um veículo *off-road* deve-se pensar em como o *roll center* pode beneficiar o comportamento dinâmico do veículo. Nas pistas presentes nas competições de BAJA SAE, fazer manobras em baixa velocidade pode ser a diferença entre um bom ou mau desempenho na prova e uma das maneiras de que o *roll center* é benéfico nessa situação é quando a sua altura na dianteira for menor que na traseira, o que promove um comportamento sobre esterçante no veículo facilitando a sua entrada nas curvas em baixa velocidade (OLIVEIRA, 2018).

Figura 25 – Representação do *roll axis* em veículos com características sobre esterçante.



Fonte: Archit-rstg.medium (2022).

4 METODOLOGIA

Para o projeto da suspensão do protótipo MB1420 foram feitos os seguintes passos:

1. Checagem das regras de competição de BAJA SAE;
2. Determinação de componentes da suspensão;
3. Projeto da nova geometria de suspensão;
4. Cálculo da arfagem;
5. Cálculo da frequência natural;

Nas sessões a seguir é descrito cada um desses passos para melhor aprofundamento do assunto.

4.1 CHECAGEM DAS REGRAS DE COMPETIÇÃO DE BAJA SAE

É possível observar no regulamento das competições de baja que o sistema de suspensão tem algumas restrições que devem ser respeitadas, essas regras servem de maneira a garantir a segurança do piloto durante o percurso das pistas e em termos de projeto da suspensão devemos nos atentar com o tamanho das bitolas e do entre eixos.

Segundo o regulamento o máximo comprimento de bitola é 1,62 metros e o máximo comprimento de entre eixos é de 2,74 metros.

Portanto o projeto foi realizado com o pensamento de que esses dois parâmetros deveriam estar de acordo com o intervalo citado acima.

4.2 DETERMINAÇÃO DE COMPONENTES DA SUSPENSÃO

O comportamento dinâmico de uma suspensão é extremamente dependente das características dos seus componentes, tais como pneus, rodas, amortecedores e molas. Por isso a escolha de tais componentes deve ser feita de maneira a satisfazer os requisitos do sistema.

O pneu escolhido pela equipe foi da marca *MAIQILIN* modelo 21x7-10, que possui bons valores de rigidez e foi bastante utilizado pela equipe nos últimos anos e sua permanência foi devido ótimas performances nas pistas das competições.

Por motivos financeiros a equipe decidiu por manter a utilização dos amortecedores e molas que possuía na oficina e para não haver problemas no comportamento dinâmico do veículo o projeto da geometria e sua verificação foi feita com base dos parâmetros oferecidos pela ficha técnica desses componentes.

4.3 PROJETO DA NOVA GEOMETRIA DE SUSPENSÃO

Foi definido que a geometria da nova suspensão dianteira do protótipo MB1420 seria do tipo Duplo A e essa escolha se deu pela experiência que a equipe já teve com esse tipo de suspensão, o que garante uma boa noção de projeto, construção e manutenção.

Foi utilizado um processo iterativo para determinar a geometria ideal do veículo, de modo a auxiliar esse procedimento foi feito o uso de *softwares* como *SolidWorks* e *Adams Car*.

No *SolidWorks* alguns passos foram seguidos de modo a facilitar o trabalho e otimizar o tempo.

O primeiro passo é desenhar um esboço da nova geometria e para isso partiu-se da experiência do projetista com suspensões antigas e a partir disso definiu-se os *hardpoints* (pontos de fixação da suspensão) da nova, dentre esses pontos podem ser destacados as fixações das bandejas e do amortecedor na estrutura e na manga de eixo, o centro da roda e o posicionamento dos braços de direção.

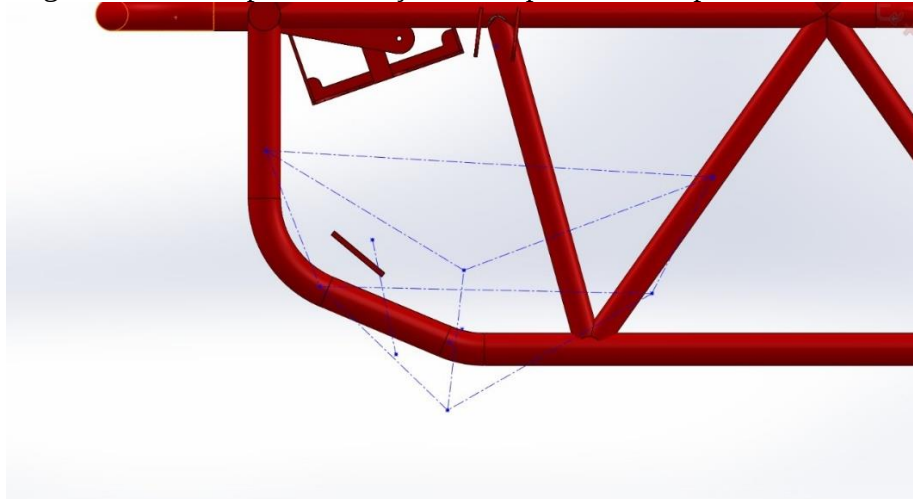
No segundo passo é necessário checar se o esboço dos *hardpoints* da nova suspensão desenhados no *SolidWorks* segue às regras da competição descritas na seção 4.1.

Com a validação dessas regras se inicia o terceiro passo que seria a determinação do vão livre do veículo, que é a distância do solo até a parte inferior do chassi.

Como último passo verificou-se o posicionamento do amortecedor na estrutura. É recomendado uma inclinação de mais ou menos 30 graus para trabalho eficiente do sistema

além disso tem que ser feito a verificação do posicionamento do amortecedor, de modo a permitir que ele trabalhe perpendicularmente ao movimento das bandejas durante de modo a evitar que ocorra sua torção.

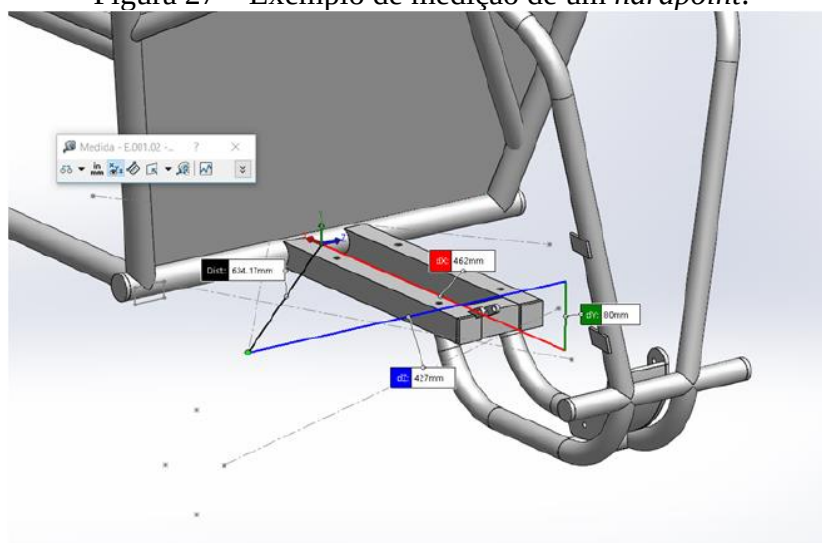
Figura 26 – Exemplo de esboço dos *harpoints* da suspensão dianteira.



Fonte: Autoria própria (2022).

Com os *hardpoints* definidos foi feita sua preparação para o *Adams Car* e para isso realizou-se a medição de cada um desses pontos. Para isso foi utilizado um ponto de origem definido no *SolidWorks* como referência para obter esses *hardpoints* em relação aos eixos x,y e z.

Figura 27 – Exemplo de medição de um *hardpoint*.



Fonte: Lourenço (2021).

O *Adams Car* possui um sistema de eixos diferentes do *SolidWorks* e para isso suas coordenadas foram convertidas antes de serem transferidas para o *Adams Car*.

Tabela 2 - Diferença entre as coordenadas dos softwares.

<i>SolidWorks</i>	<i>Adams Car</i>
x	-x
y	z
z	y

Fonte: Autoria própria (2022).

Após essa conversão dos *hardpoints* realizou-se o processo iterativo no *Adams Car* através de simulações de *bump* e *rebound*.

4.3.1 *Adams Car*

Como mencionado nas últimas seções, o *software Adams Car* foi utilizado no processo iterativo que realizado para obter a nova geometria de suspensão.

A escolha desse *software* foi feita com base na grande variedade de simulações e as informações fornecidas por elas, pela interface de fácil acesso e pela disponibilidade da inserção de inúmeros parâmetros que permitem simular o veículo em situações próximas da realidade.

O *Adams Car* é dividido em subsistemas, como por exemplo: suspensão dianteira e traseira, freios, *powertrain* e direção. Isso foi feito de maneira a facilitar a análise isolada desses sistemas, com a possibilidade de juntá-los para uma análise completa (LENZ, 2016).

4.3.2 Hierarquia do *software*

De maneira a facilitar o uso do *Adams Car* é preciso conhecer sua hierarquia, que é dividida em três níveis, sendo eles: *Template*, *Subsystem* e *Assembly* (LOURENÇO, 2021).

O *Template* é recomendado para usuários mais experientes e os permite a construção de um subsistema do zero, desde os graus de liberdade até os seus componentes. É um processo similar ao de criar um esboço de uma suspensão no *SolidWorks*, porém com as configurações que o *Adams Car* permite (NUNES; SILVA, 2014).

O segundo nível se diz respeito ao *Subsystem*, que por ser gerado através do *Template* nos permite realizar algumas modificações no mesmo, como por exemplo os ângulos estáticos

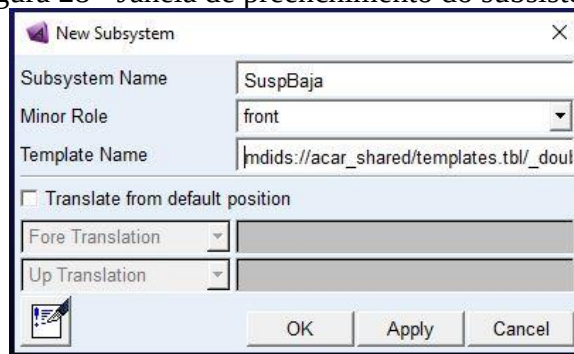
de uma suspensão e seus *hardpoints*, porém isso tudo é feito com a restrição de que o tipo de *Template* pré-determinado será mantido (RICCIARDI, 2016).

Por último temos o *Assembly*, que é a união dos subsistemas mecânicos, como por exemplo a união do sistema de suspensão e direção, e um subsistema de testes virtuais do qual nós utilizaremos como base das simulações (NUNES; SILVA, 2014).

4.3.3 Modelagem da Suspensão dianteira

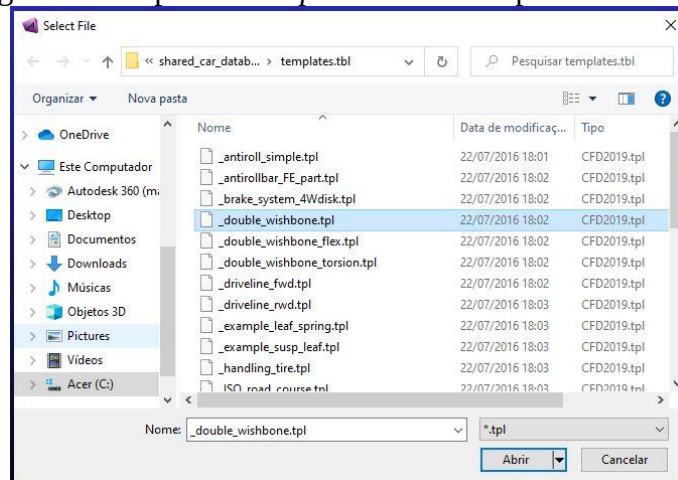
O primeiro passo a ser feito é definir o *Template* a ser utilizado, e como o tipo de suspensão definido nesse projeto é uma geometria bem comum utilizou-se o *Template* fornecido pela própria biblioteca do *software* e para isso gerou-se um novo arquivo através do menu *File – New – Subsystem* e a janela que apareceu foi preenchida com informações sobre o nome do subsistema, tipo de suspensão, se ela é dianteira ou traseira e por fim o *Template* escolhido.

Figura 28 - Janela de preenchimento do subsistema.



Fonte: Autoria própria (2022).

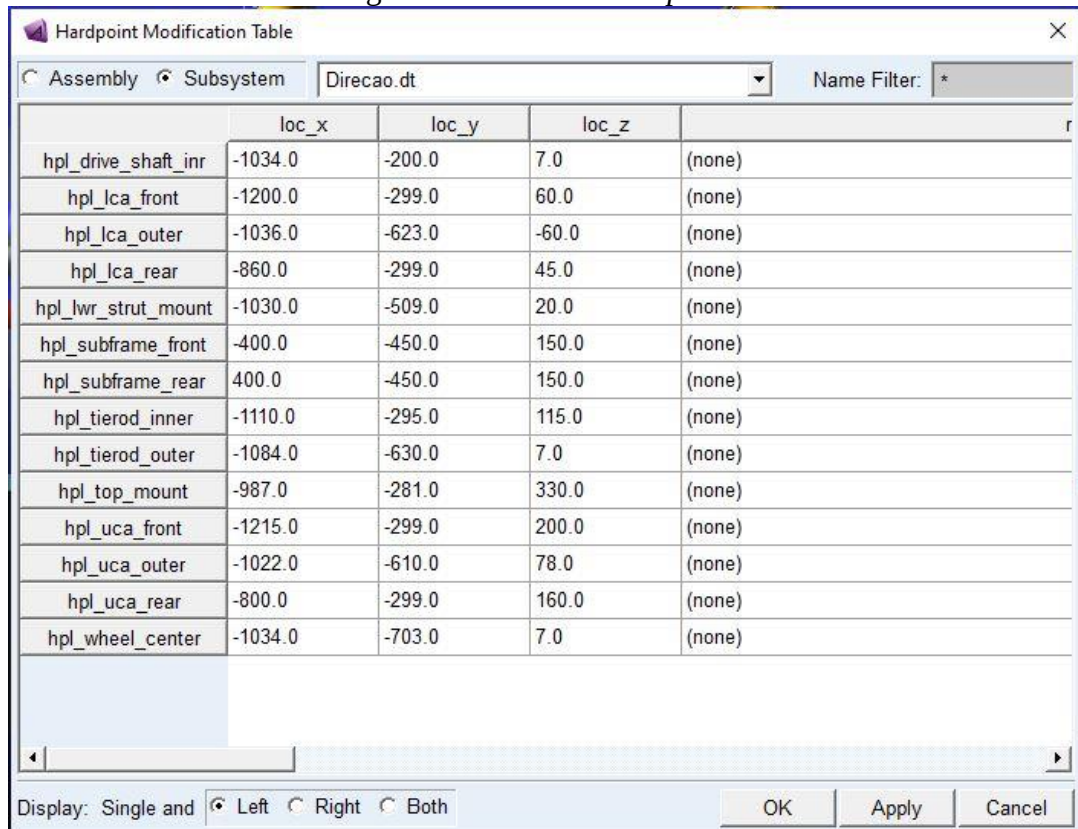
Figura 29 – Tipos de *Template* fornecidos pelo Adams Car.



Fonte: Autoria própria (2022).

Com o tipo de *Template* selecionado, o segundo passo foi inserir os *hardpoints* definidos no *SolidWorks*. Para isso foi selecionado o menu *Adjust – Hardpoints Table*, onde uma tabela foi aberta contendo todos os pontos do subsistema escolhido.

Figura 30 - Tabela de *harpoints*.



	loc_x	loc_y	loc_z	
hpl_drive_shaft_inr	-1034.0	-200.0	7.0	(none)
hpl_lca_front	-1200.0	-299.0	60.0	(none)
hpl_lca_outer	-1036.0	-623.0	-60.0	(none)
hpl_lca_rear	-860.0	-299.0	45.0	(none)
hpl_lwr_strut_mount	-1030.0	-509.0	20.0	(none)
hpl_subframe_front	-400.0	-450.0	150.0	(none)
hpl_subframe_rear	400.0	-450.0	150.0	(none)
hpl_tierod_inner	-1110.0	-295.0	115.0	(none)
hpl_tierod_outer	-1084.0	-630.0	7.0	(none)
hpl_top_mount	-987.0	-281.0	330.0	(none)
hpl_uca_front	-1215.0	-299.0	200.0	(none)
hpl_uca_outer	-1022.0	-610.0	78.0	(none)
hpl_uca_rear	-800.0	-299.0	160.0	(none)
hpl_wheel_center	-1034.0	-703.0	7.0	(none)

Fonte: Autoria própria (2022).

Como é possível perceber o *Adams Car* realiza diversas abreviaturas para cada um dos pontos da suspensão, como por exemplo em todos eles aparecem a sigla *hpl* na frente que significa *hardpoint left*, que seria a referência utilizada para modificar os pontos.

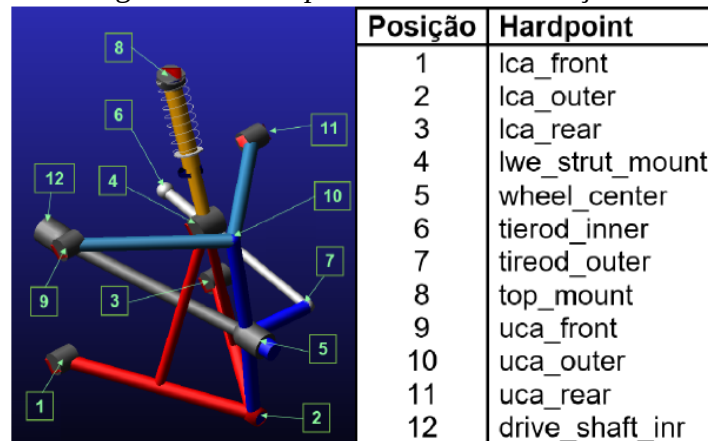
Tabela 3 - Significado dos nomes dos *harpoints*.

Sigla	Português
lca/uca	Bandeja inferior/superior
Top/lwe_strut mount	Fixação superior/inferior do amortecedor
Tierod	Braço de direção
Drive_shaft_inr	Posição da caixa de direção

Fonte: Autoria própria (2022).

Na figura abaixo tem-se a relação de cada *harpoint* e seu posicionamento na suspensão dianteira.

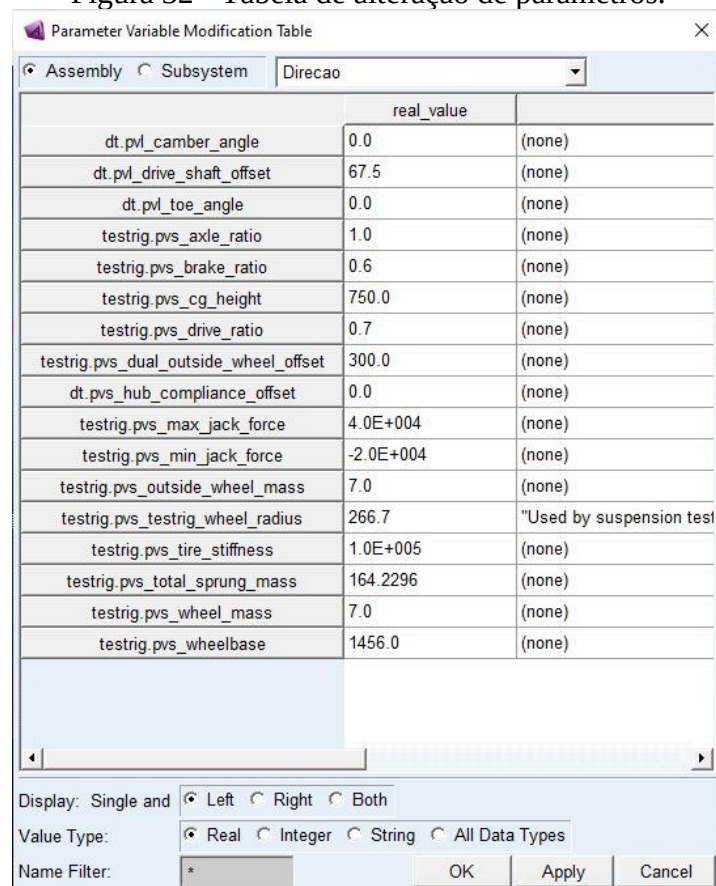
Figura 31 - *Hardpoints* e suas localizações.



Fonte: Lourenço (2021).

O terceiro passo se diz respeito a alteração dos parâmetros de entrada do subsistema e pode ser realizado através da opção *Parameters Variables* do menu *Adjust*.

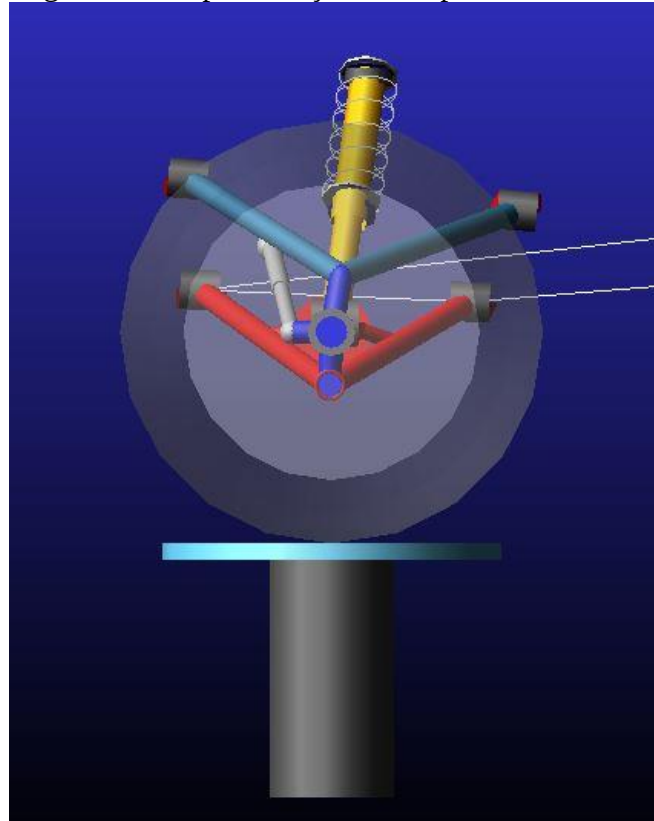
Figura 32 - Tabela de alteração de parâmetros.



Fonte: Autoria própria (2022).

Após esse passo será necessário inserir uma *Suspension Assembly*, que é a união do subsistema atual com o de direção e de teste virtual. Com esse passo finalizado o arquivo está pronto para realizar as simulações.

Figura 33 - Representação da suspensão dianteira.



Fonte: Autoria própria (2022).

4.3.4 Simulação da geometria

O tipo de simulação escolhida para esse processo foi a *Parallel Wheel Travel* que se diz respeito ao movimento paralelo das rodas em situações de *bump* e *rebound*, que é o tipo de movimento da suspensão mais encontrado durante o percurso de uma pista.

Para selecionar o tipo de simulação selecionou-se o menu *Simulate - Suspension analysis – Parallel Wheel Travel*. Ao selecionar essa opção uma janela será aberta contendo barras de preenchimento do usuário pode definir as variáveis desejadas na simulação.

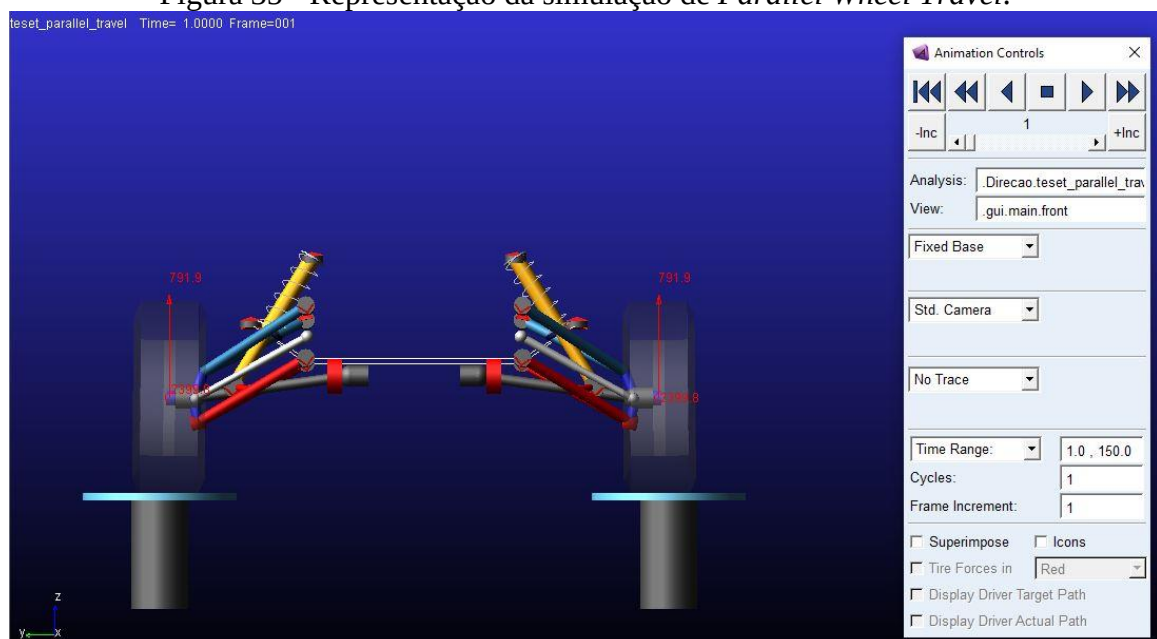
Figura 34 - Tabela de parâmetros de simulação.

Suspension Assembly	Direcao
Output Prefix	Teste
Number of Steps	149
Mode of Simulation	interactive
Vertical Setup Mode	Wheel Center
Bump Travel	100
Rebound Travel	-60
Travel Relative To	Wheel Center
Control Mode	☒ Absolute ☐ Relative
Fixed Steer Position	
Steering Input	☒ Angle ☐ Length
☒ Create Analysis Log File	
OK Apply Cancel	

Fonte: Autoria própria (2022).

Das opções que devem ser preenchidas tem-se: nome da simulação (*Output Prefix*), *number of steps* que está relacionado a duração da simulação e por fim *Bump/Rebound travel* que se diz respeito ao curso da suspensão para *bump* e *rebound*.

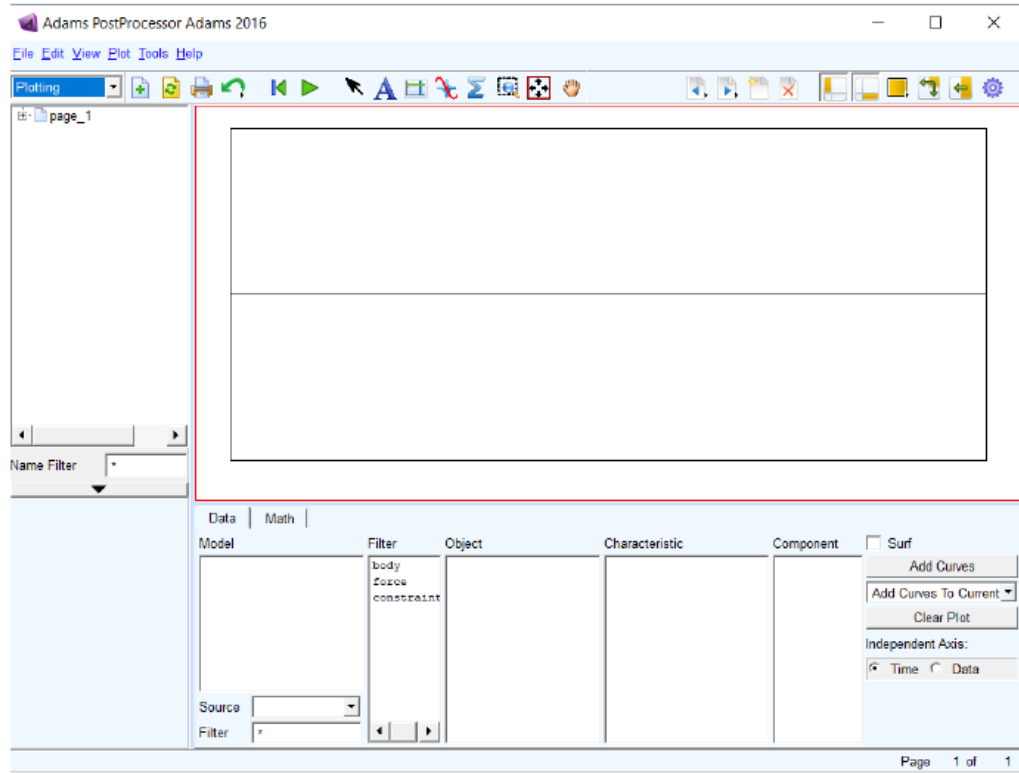
Com essas informações inseridas inicia-se a simulação através da opção “Ok”. A partir desse passo é possível acessar uma animação da simulação como pode ser observada na figura abaixo:

Figura 35 - Representação da simulação de *Parallel Wheel Travel*.

Fonte: Autoria própria (2022).

Os resultados da simulação podem se acessados através do menu *Review – Postprocessing Window* que abrirá a seguinte tela:

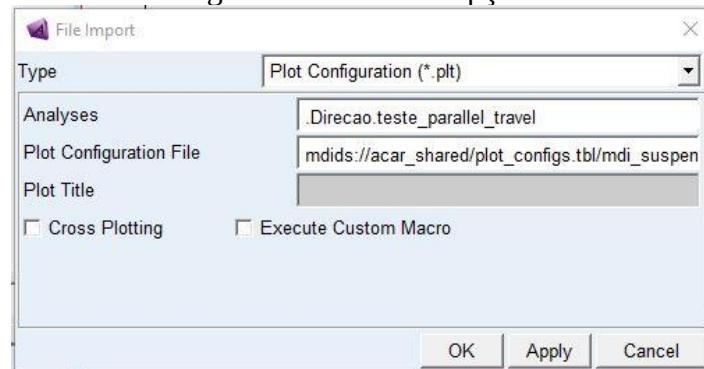
Figura 36 - Interface da *Postprocessing Window*.



Fonte: Lourenço (2021).

Com essa tela aberta seleciona-se a opção *Plot – Create Plot*, e com isso um menu irá abrir para que o usuário selecione o tipo de curva que será utilizada na análise. Para a análise da simulação desse projeto será selecionado a opção: *mdi_suspension_parallel_travel*.

Figura 37 - Menu de opções.



Fonte: Autoria própria (2022).

Nessa tela aparece uma grande variedade de gráficos relacionados a simulação realizada e é possível analisar um por um para ver se a geometria simulada está obedecendo os conceitos teóricos e se comportando de acordo com o que foi projetado.

Porém por se tratar de um processo iterativo muito tempo seria gasto analisando gráfico por gráfico de dezenas de configurações dos *hardpoints* da suspensão, por esse motivo foi feita a decisão de se observar os gráficos que possuem mais variação de uma configuração para outra e com isso otimizar o tempo de definição da geometria. Foi decidido então que os dois gráficos a serem observados em cada configuração serão os de *câmbor* e o de *toe*.

Para se definir a geometria de suspensão ideal serão feitas inúmeras configurações com a análise focada nos gráficos de *toe* e *câmbor*, caso o resultado dessas curvas sejam aceitáveis verifica-se as demais para observar se estão de acordo com o que se espera do projeto, caso o contrário repete-se o processo através da alteração dos *hardpoints*.

4.4 CÁLCULO DA ARFAGEM

Um dos parâmetros que a versão do *Adams Car* que a equipe possui não calcula se refere a arfagem do veículo, especificamente a porcentagem de % *anti - dive* e o ângulo de arfagem durante a frenagem.

Foi utilizado uma tabela no excel contendo as fórmulas descritas na seção 3.5.4 para realizar o cálculo desses parâmetros.

Figura 38 - Tabela de cálculo de Arfagem.

Front Suspension			
ef (Altura do IC)	171,74	[mm]	Medido
Transferência de Carga Longitudinal: ΔW (Frenagem)	110,33		
h	766,50	[mm]	
L	1.540,91	[mm]	
ζ (Percentual de frenagem no eixo dianteiro)	0,70	Outboard Brake	
%anti-dive	60,00		Projeto
dfm (Distância do centro da roda ao IC)	400,70	[mm]	Medido
%anti-dive	60,31		Calculado
axf	8,36	[m/s ²]	Desaceleração
Θ_p	0,18	[rad/g]	
	10,23	[deg/g]	
	1,04	[deg]	

Fonte: Autoria própria (2022).

4.5 CÁLCULO DA FREQUÊNCIA NATURAL

Outro parâmetro que deve ser calculado antes da construção do veículo se refere a frequência natural da massa suspensa, para esse cálculo será utilizado as fórmulas do modelo 1/4 de carro com um grau de liberdade, conforme descrito na seção 3.6.1.

Para a realização desses cálculos uma tabela contendo as fórmulas citadas acima foi desenvolvida no excel.

Figura 39 - Tabela de cálculo da frequência natural.

FRONT	
Massa suspensa [kg]	46.296406
Massa não suspensa [kg]	11.207794
Rigidez da mola(K) [N/m]	8120
Rigidez do pneu(K _p) [N/m]	69810
Rigidez equivalente(K _{eq}) [N/m]	7273.92788
Fn dianteira [Hz]	1.99494528
Raiz	12.5346109
PI	3.14159265

Fonte: Autoria própria (2022).

5 RESULTADOS E DISCUSSÕES

5.1 PARÂMETROS DE SUSPENSÃO E DIREÇÃO

Serão apresentados nessa seção os valores esperados para os parâmetros calculados ao longo desse projeto.

Começando pelos parâmetros encontrados no *Adams Car*, ficou definido que o *câmbor* será de zero grau podendo variar até -5° em *bump* e 5° em *rebound*. Conforme discutido na seção 3.4.1, o valor negativo de *câmbor* durante o *bump* e o valor positivo durante o *rebound* auxilia na performance do veículo em curvas devido a maior absorção de esforços laterais, permitindo com que a roda interna tenha mais contato com o solo e com isso facilitando sua entrada em curvas. Além disso essa configuração aprimora a recuperação do veículo após a sua passagem por superfícies irregulares e isto ocorre pois o sistema de suspensão que ficou comprimido após a passagem do obstáculo começa a ganhar cambagem positiva durante o *rebound* gerando um maior ponto de contato entre o pneu e o solo.

Definiu-se que o valor estático de *toe* fosse zero grau podendo variar em até $\pm 1^\circ$ durante a compressão e extensão do sistema de suspensão. Essa pequena variação de *toe* é desejada para se ter uma maior estabilidade do veículo em percursos de linha reta.

Ficou definido que a bitola dianteira irá possuir um valor de 1400 mm e essa escolha foi realizada para que ela ficasse maior que a traseira que possui cerca de 1300 mm, essa configuração irá facilitar a entrada nas curvas visto que irá facilitar o veículo sair de traseira.

Para melhor controle dos esforços sofridos durante a rolagem e de modo a aumentar a característica *oversteer* do veículo definiu-se que o *Roll center* da dianteira terá uma altura menor que o da traseira.

A frequência natural da massa suspensa deverá estar entre a faixa recomendada de veículos de corrida mais solicitados conforme descrito na Tabela 1 da seção 3.6.

A porcentagem de geometria *anti-dive* da geometria de suspensão dianteira deverá ser em torno de 50% para que se tenha um baixo ângulo de arfagem e assim reduzindo os efeitos gerados pelo *dive* durante a frenagem do veículo.

Ficou definido que o *scrub radius* dessa nova suspensão terá um valor em torno de 50 mm de modo a diminuir os esforços necessários para esterçar as rodas.

5.2 DETERMINAÇÃO DOS *HARDPOINTS* DA SUSPENSÃO

5.2.1 Primeira configuração de geometria

Um esboço da nova geometria será feito com base na estrutura do veículo. A partir desse esboço serão coletados os *harpoints* da suspensão e alterados conforme o sistema de eixos do *Adams Car*.

Na Figura 30 observa-se os *hardpoints* definidos para a realização da primeira iteração.

5.2.2 Processos iterativos

Com os *hardpoints* transferidos do *SolidWorks* para o *Adams Car* realiza-se a preparação dos parâmetros de entrada da suspensão conforme descrito na seção 4.3.3.

Depois da inserção desses parâmetros a nova geometria de suspensão está preparada para as simulações.

Como descrito na seção 4.3.4 foram realizadas inúmeras iterações de modo que a suspensão possuisse os valores de *câamber* e *toe* na faixa de valores esperados no projeto. Para isso realizou-se simulações de deslocamento vertical paralelo das rodas do veículo. Definiu-se então um curso de 100 mm para *bump* (compressão) e -60 mm para *rebound* (extensão).

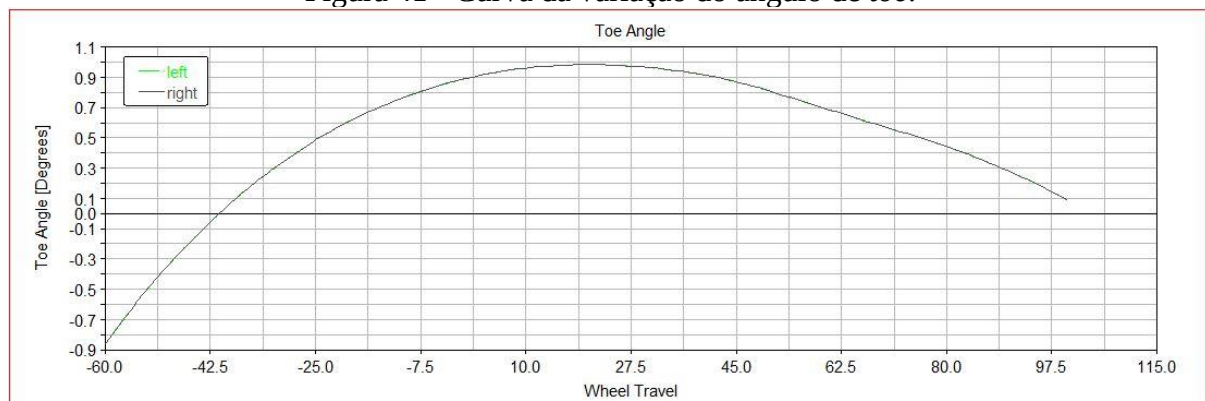
Devido a uma grande variação dos ângulos analisados foi necessário realizar algumas alterações na geometria e após a realização de algumas iterações uma configuração da suspensão apresentou os resultados esperados não somente para os dois gráficos analisados durante as iterações como também para os demais.

Figura 40 - *Hardpoints* finais da nova suspensão.

Hardpoint Modification Table				
Assembly Subsystem		Direcao.dt		Name Filter: *
	loc_x	loc_y	loc_z	
hpl_drive_shaft_inr	-1034.0	-200.0	7.0	(none)
hpl_lca_front	-1195.0	-299.0	65.0	(none)
hpl_lca_outer	-1043.0	-605.5	-68.0	(none)
hpl_lca_rear	-865.0	-299.0	35.0	(none)
hpl_lwr_strut_mount	-1030.0	-509.0	15.0	(none)
hpl_subframe_front	-400.0	-450.0	150.0	(none)
hpl_subframe_rear	400.0	-450.0	150.0	(none)
hpl_tierod_inner	-1110.0	-295.0	120.0	(none)
hpl_tierod_outer	-1084.0	-641.5	7.0	(none)
hpl_top_mount	-987.0	-281.0	330.0	(none)
hpl_uca_front	-1215.0	-299.0	210.0	(none)
hpl_uca_outer	-1022.0	-568.5	97.0	(none)
hpl_uca_rear	-800.0	-299.0	140.0	(none)
hpl_wheel_center	-1034.0	-700.0	7.0	(none)

Fonte: Autoria própria (2022).

A Figura 41 apresenta o gráfico de *toe* para essa configuração de geometria. É possível observar que o ângulo de *toe* varia no máximo cerca de 1° em movimentos de compressão e extensão, que é o esperado dentro dos parâmetros definidos no projeto. Por causa dessa baixa variação essa nova suspensão consegue garantir estabilidade do veículo em percursos de linha reta ou em curvas.

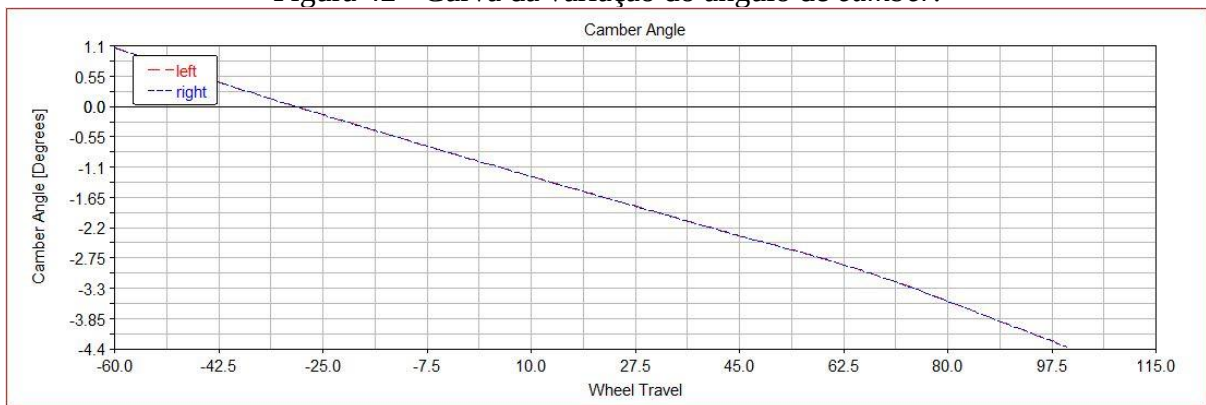
Figura 41 - Curva da variação do ângulo de *toe*.

Fonte: Autoria própria (2022).

Na Figura 42 está representado a variação do ângulo de *câamber* durante o deslocamento vertical da suspensão. Durante a compressão do sistema de suspensão pode-se observar que o *câamber* apresenta uma variação máxima de -4° que é um valor dentro do esperado de projeto.

Além disso esse valor negativo permite uma maior absorção dos esforços laterais conforme explicado na seção 5.1. Durante o *rebound* pode-se observar um ganho de cambagem positiva chegando a um ângulo máximo de 1.1° , o que indica que a suspensão está retornando para sua configuração estática, garantindo um maior ponto de contato do pneu com o solo e assim auxiliando o veículo a percorrer superfícies irregulares com maior estabilidade.

Figura 42 - Curva da variação do ângulo de *câamber*.



Fonte: Autoria própria (2022).

5.3 CÁLCULO DOS EFEITOS DE ARFAGEM

Conforme explicado na seção 4.4 foi utilizado uma planilha de cálculo no excel para se determinar a % *anti-dive* da geometria bem como o ângulo de arfagem gerado durante a frenagem do veículo. A porcentagem de % *anti-dive* encontrada foi de 60% que está um pouco acima do recomendado conforme descrito na seção 3.5.4, porém o ângulo de arfagem calculado foi de $1,04^\circ$, indicando que por mais que essa porcentagem esteja um pouco acima do previsto ela trabalha de modo a diminuir o efeito de *dive* durante a frenagem.

5.4 CÁLCULO DA FREQUÊNCIA NATURAL

Foi definido que a frequência natural da massa suspensa estaria na faixa de valores recomendado para veículos de corrida. Utilizando o modelo de um quarto de carro com um grau de liberdade e com as fórmulas descritas na seção 3.6.1 foi realizado o cálculo da frequência natural da massa suspensa.

O valor encontrado de 2 Hz é satisfatório pois está bem próximo da faixa de valores recomendados para um veículo de corrida solicitado, conforme descrito na Tabela 1.

6 CONCLUSÃO

Nesse trabalho foi desenvolvido o dimensionamento da geometria de suspensão dianteira do protótipo MB1420 da equipe Piratas do Vale.

A suspensão escolhida no projeto foi a de Duplo A, que já vinha sendo utilizada pela equipe nos últimos anos e gerando bons resultados, além de ser uma suspensão de fácil construção e manutenção.

Foi feito um estudo dos parâmetros que necessitavam de aprimoramento da suspensão antiga e a partir disso metas foram definidas.

Para o dimensionamento dessa suspensão foi utilizado o *software Adams Car*, que permite uma análise bem profunda dos principais parâmetros de uma suspensão, como por exemplo: *câmbor*, *toe*, *roll center*, KPI, *cáster* e entre outros.

A direção do último veículo apresentava um pouco de instabilidade, além de estar pesada para se esterçar. Para corrigir esses problemas foi feito um estudo para reduzir o *scrub radius* para um valor em torno de 50 mm e diminuir a variação do ângulo de *toe*, o que permite maior estabilidade direcional do carro.

De modo a aprimorar a performance do veículo em curvas algumas mudanças foram realizadas na estrutura do veículo. Dentre essas mudanças pode-se destacar a escolha de se utilizar uma bitola dianteira maior que a traseira e a diminuir a altura do *roll center* da suspensão dianteira.

A nova geometria foi projetada com o intuito do ângulo de *câmbor* trabalhar em uma faixa de no máximo -5° para compressão e 5° de extensão, de modo a auxiliar a entrada do veículo em curvas e estabilizá-lo em trajetos com superfícies irregulares.

De modo a evitar que o veículo sofra com os efeitos de frenagem, foi feito um estudo com o objetivo de diminuir o ângulo de arfagem e para isso ficou definido a utilização de um *anti-dive* em torno de 60%.

Outra característica analisada foi a frequência natural da massa suspensa, que ficou dentro da faixa de valores para veículos de corrida solicitados indicando que o nosso novo protótipo trará pouco desconforto para o piloto.

6.1 RECOMENDAÇÕES

Para o desenvolvimento dos próximos protótipos segue abaixo algumas considerações:

- Nesse projeto a geometria foi baseada nas configurações dos amortecedores que já estavam em uso pela equipe, portanto é recomendado fazer um estudo especializado no dimensionamento de um novo amortecedor, de modo com que esse componente seja desenvolvido para atender as condições de projeto da suspensão.
- É interessante trabalhar na construção de um novo gabarito para a construção das bandejas, de modo a facilitar o seu desenvolvimento.
- Após a construção do protótipo MB1420 realizar testes dinâmicos de modo a permitir um estudo mais especializado do comportamento dinâmico do veículo e a partir desse estudo validar alguns parâmetros calculados nesse trabalho, como por exemplo: arfagem, transferência de carga, efeito *jacking* (estudo realizado para suspensão traseira) e entre outros.

REFERÊNCIAS

- 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.
- 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.
- GILLESPIE, T. D. **Fundamentals of vehicle dynamics**. Warrendale, PA - USA: Society of automotive engineers, 1992.
- JAZAR, R. N. **Vehicle dynamics: theory and application**. Riverdale: Springer, 2008.
- 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.
- LOURENÇO, T. A. F. **Projeto de uma suspensão traseira independente para um veículo mini Baja SAE**. 2021. Trabalho de Conclusão de Curso (Graduação em Engenharia Mecânica) - Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista, Guaratinguetá, 2021.
- 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.
- NUNES, M. A. de A.; SILVA, R. C. **Msc adams: guia prático de utilização**. São Paulo: Edgard Blucher, 2014.
- 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.

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.

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, 2022. Disponível em: <https://saebrasil.org.br/programas-estudantis/baja-sae-brasil/regras-e-relatorios-2/>. Acesso em: 02 mar. 2022.

IGNOPNEUS. **Ângulo de Cáster – Suspensão**. 2014. Disponível em: <https://ingopneus.com.br/blog/angulo-de-caster-suspensao/>. Acesso em: 21 fev. 2022.

RASTOGI, A. **On a Roll: Roll rates in a Vehicle**. 2020. Disponível em: <https://archit-rstg.medium.com/on-a-roll-roll-rates-in-a-vehicle-75de3650930>. Acesso em: 28 fev. 2022.

GLOSSÁRIO

Roll center – Centro de rolagem.

Instant center – Centro instantâneo.

Câamber – Ângulo referente a cambagem.

Toe – Ângulo de convergência.

Anti-dive – Característica da geometria para evitar efeitos de arfagem na frenagem.

Anti-squat – Característica da geometria para evitar efeitos de arfagem na aceleração.

Hardpoints – Pontos característicos da suspensão.

Roll Axis – Eixo de rolagem.

Scrub radius – Raio de deslizamento.

Kingpin inclination – Inclinação do pino mestre.

Cáster – Ângulo característico da suspensão e direção.

Slip angle – Ângulo de deriva.

Links – Componente do carro, por exemplo o braço de direção.