



Eduardo Turra Moos

**DESENVOLVIMENTO DA CINEMÁTICA PARA SUSPENSÃO DE UM VEÍCULO
OFF-ROAD TIPO BAJA SAE**

Horizontina - RS

2020

Eduardo Turra Moos

**DESENVOLVIMENTO DA CINEMÁTICA PARA SUSPENSÃO DE UM VEÍCULO
OFF-ROAD TIPO BAJA SAE**

Trabalho Final de Curso apresentado como requisito parcial para a obtenção do título de bacharel em Engenharia Mecânica na Faculdade Horizontina, sob a orientação do Prof. Dr. Geovane Webler.

Horizontina - RS

2020

FAHOR - FACULDADE HORIZONTINA
CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA

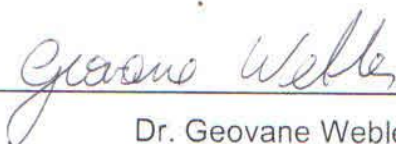
A Comissão Examinadora, abaixo assinada, aprova o trabalho final de curso

“DESENVOLVIMENTO DA CINEMÁTICA PARA SUSPENSÃO DE UM VEÍCULO
OFF-ROAD TIPO BAJA SAE”

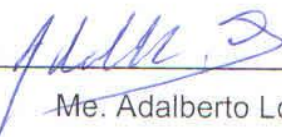
Elaborado por:
Eduardo Turra Moos

Como requisito parcial para a obtenção do grau de Bacharel em
Engenharia Mecânica

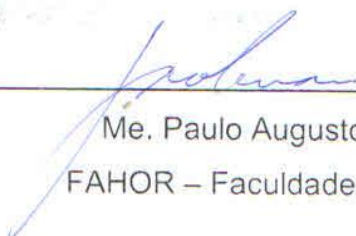
Aprovado em: 11/12/2020
Pela Comissão Examinadora



Dr. Geovane Webler
Presidente da Comissão Examinadora - Orientador



Me. Adalberto Lovato
FAHOR – Faculdade Horizontina



Me. Paulo Augusto Soliman
FAHOR – Faculdade Horizontina

DEDICATÓRIA

Aos meus pais e família, que proporcionaram toda a base necessária para a conclusão dessa etapa. Dedico também aos amigos e colegas que acompanharam e vivenciaram o trabalho realizado.

AGRADECIMENTO

Primeiramente, agradeço a Deus pelo dom da vida e por iluminar meu caminho.

Agradeço a todos os professores que me instruíram ao longo da graduação, especialmente Geovane Webler, Adalberto Lovatto e Paulo Augusto Soliman pela ajuda, dedicação e conhecimento compartilhados e também a todos os colegas que trabalharam comigo no Baja.

“Sonhe grande, pois ter sonhos grandes dão o mesmo trabalho dos sonhos pequenos”

(Jorge Paulo Lemann)

RESUMO

Nesse trabalho foi desenvolvido o projeto da geometria do sistema de suspensão a ser implementado no veículo de Baja SAE da Equipe Sinuelo Fahor, em 2020, tendo como foco os aspectos cinemáticos, onde foram realizadas várias análises com o auxílio de um *software*, para tornar o processo mais rápido e eficiente. Inicialmente, fez-se uma introdução abordando informações relevantes para o início do projeto e as suas influências no comportamento dinâmico do carro. A metodologia utilizada teve várias etapas, criando-se, assim, uma sequência lógica para a sua realização. No decorrer do texto apresentaram-se opções de diversos parâmetros adotados para o protótipo e suas justificativas de escolha, usando como base as principais referências da área. Desta forma, reuniram-se informações importantes para o projeto cinemático de uma suspensão de Baja SAE e, com base nos dados definidos no trabalho, foram atingidos os objetivos do projeto e modelados os componentes do sistema de suspensão do protótipo.

Palavras-chave: Baja SAE. Cinemática da suspensão. Projeto. Modelagem geométrica de suspensão. Modelagem cinemática de suspensão.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Entre eixos e bitola.....	16
Figura 2 – Ângulo de cáster	17
Figura 3 – Ângulo do pino mestre e scrub radius.....	18
Figura 4 – Ângulo de cambagem	19
Figura 5 – Convergência e divergência das rodas	20
Figura 6 – Centro e eixo de rolagem	21
Figura 7 – Geometrias de direção	22
Figura 8 – Geometria de Ackermann	22
Figura 9 – Definição do tipo de suspensão e direção.....	24
Figura 10 – Visualização do sistema de suspensão criado no ambiente virtual.....	25
Figura 11 – Etapas para o projeto cinemático da suspensão.....	27
Figura 12 – Esboço simplificado do chassi	32
Figura 13 – Esboço dos componentes internos da roda	33
Figura 14 – Variação da cambagem nas rodas externas à curva.	34
Figura 15 – Migração vertical do centro de rolagem	35
Figura 16 – Migração lateral do centro de rolagem.....	36
Figura 17 – Gráfico da variação de convergência das rodas dianteiras.....	37
Figura 18 – Sistema de suspensão completo montado no chassi.....	38
Figura 19 – Suspensão dianteira montada no chassi.....	38
Figura 20 – Suspensão traseira montada no chassi	39

LISTA DE QUADROS

Quadro 1 – Marcas e modelos de pneus mais utilizados pelas equipes	29
Quadro 2 – Comparativo entre as marcas e modelos de pneus	30

LISTA DE ABREVIATURAS E/OU SIGLAS

ATV	Veículo Todo-Terreno.
SAE	Sociedade de Engenheiros da Mobilidade.
CAD	Desenho assistido por computador.
BAJA SAE	Veículo fora de estrada projetado por estudantes.
<i>Off Road</i>	Fora de estrada.
<i>Offset</i>	Distância entre a face de apoio do cubo e a linha de centro do aro.
<i>Scrub Radius</i>	Ponto de intersecção entre o prolongamento da linha do pino mestre com o solo.
<i>Software</i>	Programa projetado para executar um grupo de funções, tarefas ou atividades coordenadas para o benefício do usuário.
<i>Camber Link</i>	Braço de ligação superior da suspensão traseira.
<i>Benchmarking</i>	Processo de busca das melhores práticas.
<i>Oversteer</i>	Fenômeno que ocorre quando um carro gira mais que a quantidade comandada pelo motorista, em função da derrapagem das rodas traseiras.

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO	11
1.1 TEMA	12
1.2 DELIMITAÇÃO DO TEMA.....	12
1.3 PROBLEMA DE PESQUISA	12
1.4 HIPÓTESES.....	12
1.5 JUSTIFICATIVA	13
1.6 OBJETIVOS	13
1.6.1 Objetivo Geral	13
1.6.2 Objetivos Específicos	13
2 REVISÃO DA LITERATURA	15
2.1 CONCEITOS E DEFINIÇÕES.....	15
2.1.1 Entre eixos e bitola	15
2.1.2 Ângulo de câster	16
2.1.3 Ângulo do pino mestre	17
2.1.4 Ângulo de cambagem	19
2.1.5 Ângulo de convergência/divergência	20
2.1.6 Centro e eixo de rolagem	20
2.1.7 Geometria de Ackerman	21
3 METODOLOGIA	23
3.1 O PROJETO CINEMÁTICO PARA SUSPENSÃO DE UM BAJA SAE.....	23
3.2 SOFTWARE EMPREGADO.....	24
3.3 PLANEJAMENTO DO PROJETO	26
3.4 DEFINIÇÃO DOS OBJETIVOS DE PROJETO	27
4 APRESENTAÇÃO E ANÁLISE DOS RESULTADOS	29
4.1 ESCOLHA DAS RODAS E PNEUS	29
4.2 DEFINIÇÃO DA BITOLA E ENTRE EIXOS.....	31
4.3 ESBOÇO SIMPLIFICADO DO CHASSI	32
4.4 DEFINIÇÃO DOS ÂNGULOS DE CÂSTER, PINO MESTRE, SCRUB RADIUS E CASTER TRAIL.....	33
4.5 DEFINIÇÃO DA GEOMETRIA DE SUSPENSÃO	35
4.6 ESCOLHA DOS AMORTECEDORES	36
4.7 DEFINIÇÃO DA GEOMETRIA DE DIREÇÃO	37
4.8 MODELAGEM DA SUSPENSÃO EM CAD	37
CONCLUSÃO	40
REFERÊNCIAS	41
APÊNDICE A – SUSPENSÃO DIANTEIRA	42
APÊNDICE B – SUSPENSÃO TRASEIRA	44
ANEXO A – REGULAMENTO TÉCNICO	46

1 INTRODUÇÃO

O presente trabalho tem por objetivo desenvolver o projeto da geometria de suspensão para um veículo de Baja SAE a ser construído pela equipe Sinuelo FAHOR no ano de 2020/2021. O trabalho foca os aspectos cinemáticos da suspensão, sendo que todas as análises serão realizadas com o auxílio do *software Lotus Suspension Analysis – SHARK* específico para a modelagem geométrica e cinemática de suspensões.

Durante o processo, busca-se fazer um apanhado geral das principais informações para o projeto de uma suspensão aplicada a um veículo *off-road*, tendo em vista que há uma grande dificuldade em encontrar um referencial teórico sobre o assunto que contenha todas as etapas do processo do projeto. Desta forma, este trabalho também pretende reunir as principais informações sobre o tema buscando servir como uma referência para os demais projetos da equipe.

A análise cinemática será feita através da definição dos movimentos do sistema, sem se preocupar com as forças que os originam, tendo em vista evitar interferências, restrições e colisões entre o seu curso, além de identificar características indesejadas que possam ser geradas e que poderão interferir negativamente no comportamento do veículo.

Além de oferecer segurança e conforto ao piloto, a suspensão de um veículo de competição deve apresentar desempenho e resistência satisfatórios. Definir tais características ao sistema, antes de sua construção, permite a otimização e o dimensionamento prévio dos componentes com maior precisão, minimizando os custos e o tempo empregado em modificações, o que justifica a realização desta pesquisa.

1.1 TEMA

Desenvolvimento da cinemática de um protótipo de Baja SAE com o auxílio do *software Lotus Suspension Analysis – SHARK*.

1.2 DELIMITAÇÃO DO TEMA

Este trabalho delimita-se no desenvolvimento dos parâmetros cinemáticos para o veículo de acordo com as principais referências da área, portanto, para a análise dos parâmetros são utilizados softwares de CAD e de simulação de suspensões. O presente estudo não aborda a construção do protótipo.

1.3 PROBLEMA DE PESQUISA

O problema encontrado, durante o desenvolvimento da cinemática para suspensão de um veículo, está relacionado à grande interação entre a disposição dos componentes que formam a suspensão e, conseqüentemente, à dificuldade em analisar essas interações devido à escassez de bibliografia sobre o assunto que contenha todas as informações da correta realização do processo de projeto.

Quando a cinemática da suspensão não for concebida da forma adequada, além de interferências, restrições e colisões entre o seu curso, características indesejadas serão geradas interferindo, negativamente, no comportamento do veículo provocando, assim, um aumento dos custos e do tempo empregado em modificações de componentes para solucionar problemas de desempenho.

Tendo em vista que o comportamento dinâmico é um fator de extrema importância, pois é ele quem determina como o veículo irá performar na condição para qual foi desenvolvido, e, considerando que a análise cinemática procura descrever os movimentos sem se preocupar com as forças que os originam, o problema de pesquisa abre espaço para o seguinte questionamento: é possível desenvolver, utilizando um software específico, a cinemática para a suspensão de um veículo off-Road do tipo Baja SAE de forma rápida e eficiente?

1.4 HIPÓTESES

Tem-se como hipóteses para a realização deste trabalho, que:

- A análise cinemática pode ser feita através da definição dos movimentos, sem se preocupar com as forças que os originam, utilizando um software específico para o desenvolvimento de suspensões;
- O processo de desenvolvimento da cinemática para suspensão torna-se mais eficiente através da utilização de um software específico.

1.5 JUSTIFICATIVA

A suspensão de um veículo de competição deve apresentar desempenho e resistência satisfatórios, além de oferecer segurança e conforto ao piloto. Definir tais características ao sistema, antes de sua construção, permite a otimização e o dimensionamento prévio dos componentes com maior precisão, minimizando os custos e o tempo empregado em modificações de componentes para solucionar problemas que seriam detectados somente nos testes do protótipo.

Nesse sentido, a utilização de um software específico para o desenvolvimento de suspensões traz inúmeros benefícios para o projeto que, por sua vez, gera maior competitividade ao veículo, trazendo melhores resultados para a equipe.

Este estudo também servirá como uma referência para os demais projetos da equipe, tendo em vista que serão abordados conceitos relevantes que estão relacionados à suspensão. Portanto, a necessidade de se obter um sistema confiável, eficiente e buscando o melhor desempenho possível, justifica a realização de uma análise técnica e fundamentada do projeto, utilizando um software específico no desenvolvimento da cinemática para a suspensão do novo protótipo.

1.6 OBJETIVOS

1.6.1 Objetivo Geral

O objetivo geral deste trabalho é desenvolver a cinemática do sistema de suspensão para um veículo de Baja SAE, utilizando ferramentas computacionais.

1.6.2 Objetivos Específicos

Para cumprir com o objetivo geral do trabalho, foram definidos os seguintes objetivos específicos a serem atingidos durante a execução do projeto:

- Modelar a cinemática do protótipo com o auxílio de um software específico para o desenvolvimento de suspensões;
- Simular o comportamento da suspensão projetada;
- Modelar a suspensão em CAD.

2 REVISÃO DA LITERATURA

A importância do referencial teórico ocorre pela necessidade de se conhecer o que existe na bibliografia referente à área em que o problema em estudo está inserido.

Desta forma, nesta etapa, as principais definições sobre os parâmetros geométricos presentes no desenvolvimento da suspensão serão apresentadas, pois precisam ser previamente compreendidas para se iniciar o processo de determinação da geometria de suspensão.

2.1 CONCEITOS E DEFINIÇÕES

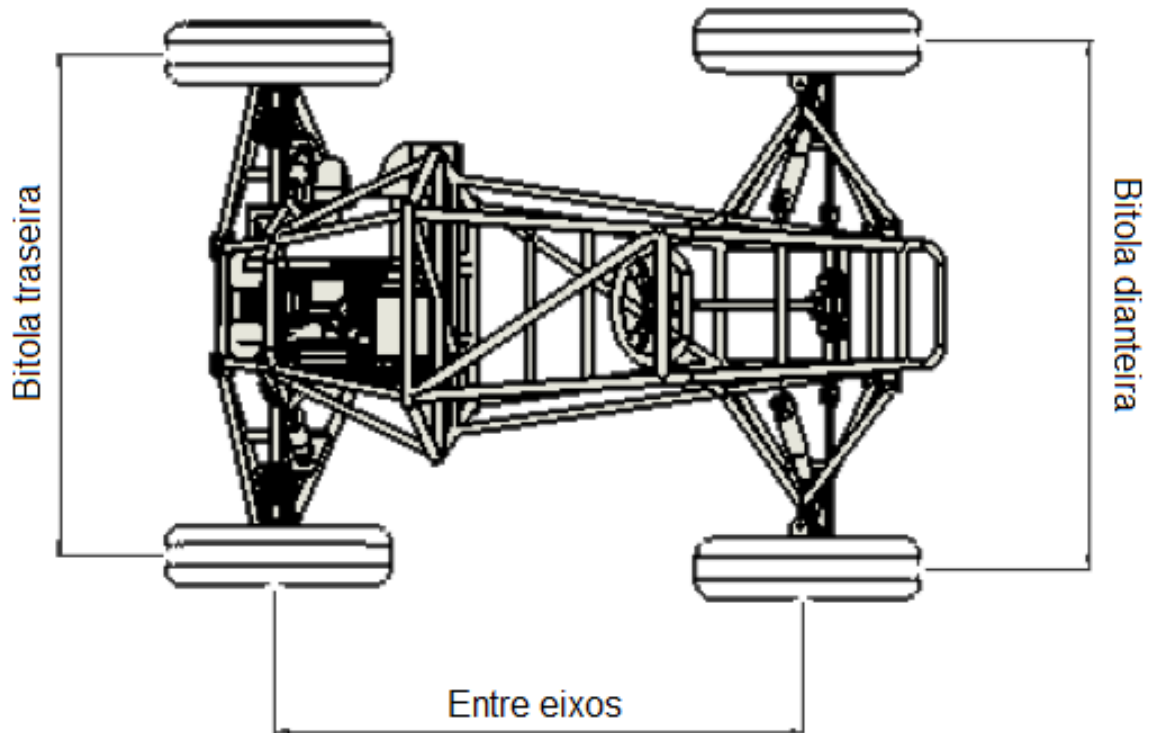
2.1.1 Entre eixos e bitola

O entre eixos (*wheelbase*) é o nome dado à distância entre o eixo dianteiro e o traseiro do veículo, medida lateralmente entre o centro das rodas. Segundo Reimpell (2001), é uma variável importante nas características de conforto e manobrabilidade, já que uma longa distância entre eixos torna possível acomodar os passageiros facilmente com uma melhor distribuição de peso. Uma distância maior também permite o uso de molas menos rígidas, pois o efeito de arfagem é menor. Uma distância entre eixos curta, por outro lado, aumenta a agilidade em curvas, oferecendo um raio de giro menor para o mesmo esterçamento da direção.

A bitola (*track width*) é a denominação da medida entre os planos centrais das rodas do mesmo eixo do veículo. De acordo com Reimpell (2001), o tamanho da bitola dianteira e traseira tem uma influência decisiva no comportamento em curva do veículo, mas há tendência de a carroceria rolar, sendo que quanto maior for o seu valor, menor será o efeito de rolagem.

Segundo Milliken e Milliken (1995), a bitola influencia a transferência lateral de carga, que deve ser a menor possível para as cargas estarem mais igualmente distribuídas nos pneus e estes suportarem mais forças laterais antes de ocorrer deslizamento. Levando isso em consideração, pode-se concluir que a bitola deve ser a maior possível, desde que não afete o desempenho do carro em função de restrições de espaço na pista. A Figura 1 ilustra melhor as medidas descritas acima.

Figura 1 – Entre eixos e bitola



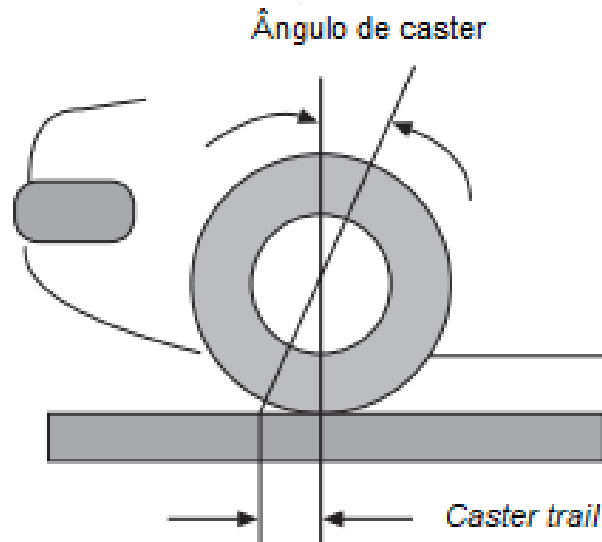
Fonte: Autor, 2020.

Nas competições de Baja SAE não há uma distância máxima permitida para entre eixo, contudo as provas das competições são montadas tendo em vista veículos com o comprimento máximo de 2740 milímetros. Já a largura não pode exceder a 1620 milímetros no ponto mais largo com as rodas direcionadas para frente na altura estática de rodagem.

2.1.2 Ângulo de cáster

O ângulo de cáster será obtido traçando uma linha e ligando o ponto superior ao inferior da conexão do braço da suspensão com a manga de eixo, na vista lateral do veículo. O ângulo será positivo quando o ponto superior estiver deslocado para trás do ponto inferior e o contrário ocorrerá quando o ângulo for negativo. Isso é possível verificar na Figura 2.

Figura 2 – Ângulo de cáster



Fonte: Adaptado de Happian-Smith, 2002, p. 280

De acordo com Milliken e Milliken (1995), o ângulo de cáster positivo causa o efeito de autoalinhamento das rodas, bem como faz com que a roda externa à curva assumam cambagens negativas quando esterçada, ajudando a compensar o ganho de cambagem em função da rolagem do chassi.

Jazar (2014) afirma que conforme o ângulo de cáster aumenta, conseqüentemente cresce o torque necessário para girar o volante, pois ele induz o efeito de elevar ou abaixar o chassi conforme as rodas são esterçadas, ocasionando uma transferência diagonal de carga.

Prolongando a reta que define o cáster até o chão, obtém-se uma distância em relação à linha do centro da roda, denominada *caster trail*. Conforme Jazar (2014), o *caster trail* é quem causa o efeito de autoalinhamento na direção, fazendo com que o volante, após ser movimentado para realizar manobras, volte à posição central nas saídas de curvas e o mantenha reto durante as arrancadas.

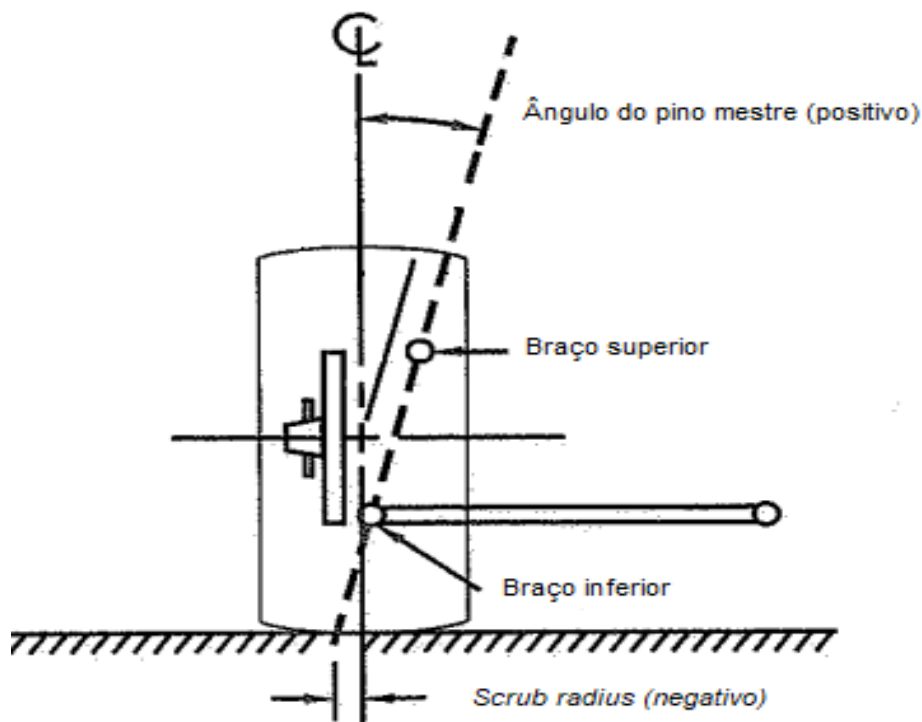
2.1.3 Ângulo do pino mestre

No plano frontal do veículo, o ângulo do pino mestre é formado entre o plano central da roda e a linha que une o ponto superior ao ponto inferior da união dos

braços com a manga de eixo. A linha gerada pela união dos dois pontos é o eixo de rotação da roda, conforme Figura 3.

De acordo com Milliken e Milliken (1995), este ângulo influencia as características de cambagem durante o giro do volante, porém de maneira oposta ao ângulo de cáster, pois o ângulo do pino mestre tende a gerar cambagem positiva quando a roda é esterçada.

Figura 3 – Ângulo do pino-mestre e scrub radius.



Fonte: Adaptado Milliken e Milliken, 1995, p. 625.

Fazendo um prolongamento na linha, que define o ângulo do pino mestre até o solo, obtém-se uma distância em relação ao plano central da roda denominada *scrub radius*. Essa distância é um braço que gera torque em torno do eixo do pino mestre durante a frenagem e tração, sendo que o torque de esterçamento gerado por essas forças será proporcional ao tamanho desse braço.

Conforme Milliken e Milliken (1995), um valor de *scrub radius* negativo tenderá a manter o carro em linha reta, mesmo havendo assimetria de forças, agindo nas rodas dianteiras e, em caso de um valor nulo para o *scrub radius*, os

esforços para manobrar o veículo parado são aumentados devido ao pneu precisar rotacionar atritando sua borracha contra o chão.

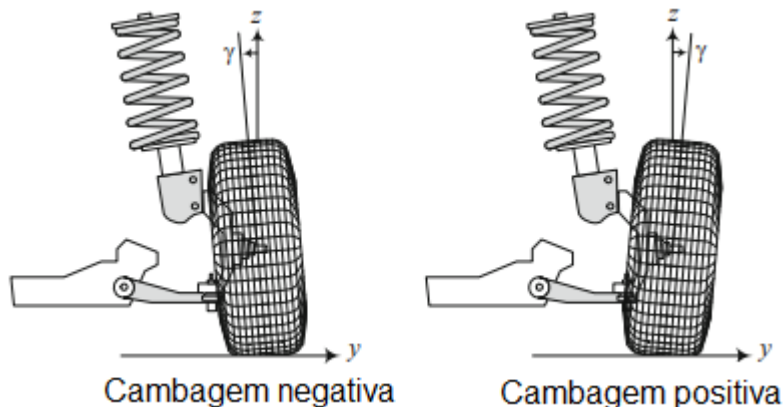
Percebe-se, portanto, que é válido adotar um valor de *scrub radius* ligeiramente negativo, pois assim o veículo tenderá a manter as rodas alinhadas mesmo havendo assimetria de forças. Também, dessa forma, o pneu irá rolar durante as manobras com o veículo parado ao invés de se friccionar com o chão.

2.1.4 Ângulo de cambagem

O ângulo de cambagem é formado entre o plano vertical e a roda observando o veículo em uma vista frontal, conforme a Figura 4. Conforme Milliken e Milliken (1995), o ângulo de cambagem é considerado negativo quando a parte superior da roda está inclinada para o veículo.

Segundo Jazar (2014), a otimização do ângulo de cambagem é um dos principais objetivos em um projeto cinemático de uma suspensão, pois isso significa que o pneu terá maior área possível de contato com o solo, garantindo a máxima aderência em todas as situações.

Figura 4 – Ângulo de cambagem



Fonte: Adaptado de Jazar, 2014, p. 531

De acordo com Milliken e Milliken (1995), deve-se ter muito cuidado ao considerar as várias situações em que o veículo for submetido, pois o ângulo de cambagem varia durante o acionamento do sistema de suspensão. A roda externa à curva não pode ter uma cambagem positiva em hipótese alguma devido à grande perda de capacidade de tração do pneu.

2.1.5 Ângulo de convergência/divergência

De acordo com Nicolazzi (2012), a convergência trata da abertura horizontal entre duas rodas do mesmo eixo, mas no caso de estarem mais afastadas na frente chama-se divergente e mais aberta atrás convergente, conforme ilustrado na Figura 5.

Figura 5 – Convergência e divergência das rodas



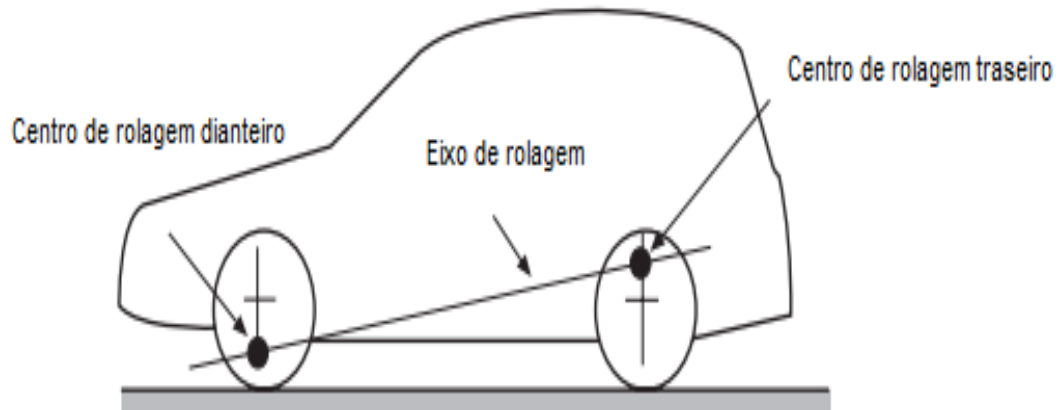
Fonte: Almeida, 2012, p. 13

Merling (2007) afirma que os veículos de tração traseira utilizam rodas dianteiras convergentes e traseiras divergentes. Já os de tração dianteira utilizam rodas dianteiras divergentes e traseiras convergentes. A utilização desse modelo ocorre devido às forças geradas pelo torque das rodas que geram uma resultante nos braços da suspensão para frente, no caso de tração no eixo, e para trás, no caso de frenagem.

2.1.6 Centro e eixo de rolagem

A carroceria do veículo rotaciona em virtude da aceleração lateral em torno do eixo de rolagem que é formado pelo centro de rolagem dianteiro e traseiro, conforme Figura 6.

Figura 6 – Centro e eixo de rolagem



Fonte: Adaptado de Happian-Smith, 2002, p. 293

Segundo Milliken e Milliken (1995), o centro de rolagem é o ponto que corresponde ao centro de rotação do chassi em relação ao solo, sendo que sua localização depende do centro instantâneo de rotação da roda, que é definido geometricamente a partir da convergência dos braços da suspensão no caso da suspensão do tipo duplo-A, quando os centros de rolagem e instantâneo se movem movimento é chamado de migração.

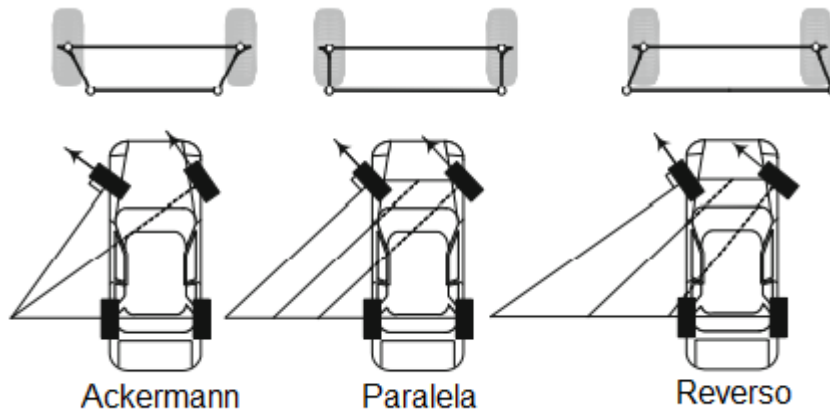
Além de reduzir a variação de bitola do veículo, Milliken e Milliken (1995) afirmam que um centro de rolagem próximo ao solo diminui as forças de *jacking*, que são um torque aplicado em torno do centro instantâneo que faz com que as rodas sejam empurradas para baixo, elevando a massa suspensa.

De acordo com Reimpell (2001), a suspensão dianteira e traseira do veículo deve ser projetada de tal forma que a migração dos centros de rolagem dianteiro e traseiro seja parecida, evitando carga de forma diagonal e o centro de rolagem traseiro deve ser ligeiramente mais alto que o dianteiro, fazendo com que o chassi amortença os movimentos de guinada do veículo.

2.1.7 Geometria de Ackerman

Jazar (2014) classifica as geometrias de direção em três configurações: Ackermann, Direção Paralela e Anti-Ackermann, também chamado de Ackermann reverso (Figura 7).

Figura 7 – Geometrias de direção

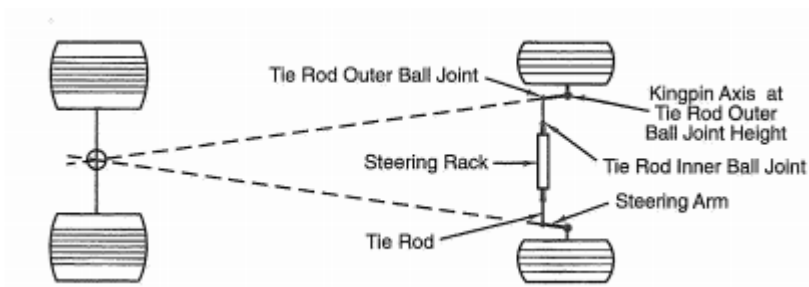


Fonte: Adaptado de Jazar, 2014, p. 403

Gillespie (1992) afirma que a geometria de Ackermann possui grande influência em manobras de baixa velocidade, pois a roda interna à curva possui um ângulo de esterçamento maior que a externa, fazendo com que não haja arrasto nas rodas ao realizar as manobras.

De acordo com Milliken e Milliken (1995), para se obter uma geometria de Ackermann, deve-se alinhar o braço da direção com o ponto central do eixo traseiro, conforme a Figura 8.

Figura 8 – Geometria de Ackermann



Fonte: Milliken e Milliken, 1995, p. 714

Ainda conforme Milliken e Milliken (1995), o braço da direção é o segmento de reta que liga o ponto externo da caixa de direção à manga de eixo e deve ser cuidadosamente posicionado.

3 METODOLOGIA

Esta pesquisa, quanto à sua finalidade, é definida como estudo de caso, que segundo Gil (2018) é uma modalidade de pesquisa amplamente utilizada e consiste no estudo aprofundado de um ou poucos casos, de maneira que permita seu amplo e detalhado conhecimento.

3.1 O PROJETO CINEMÁTICO PARA SUSPENSÃO DE UM BAJA SAE

É necessário para que um carro seja designado, como sendo de competição, possuir um comportamento preciso e agressivo, fazendo com que o piloto sinta confiança em realizar manobras e extrair o máximo do veículo.

Contudo, a análise a ser feita depende fortemente das condições nas quais o veículo está inserido. Por exemplo, um carro de Rali, na maior parte dos traçados, faz curvas em altas velocidades e enfrenta terrenos sem grandes obstáculos. Nesse caso, potência e controle são determinantes no desempenho dos carros em pista, logo o entre eixos não precisa ser curto devido à estabilidade em altas velocidades. No caso de veículos de Baja SAE, o traçado das pistas é geralmente travado, o que requer muita agilidade dos veículos para contornar os inúmeros obstáculos enfrentados.

Se um carro de Rali, por exemplo, com toda sua tecnologia e potência, fosse colocado para correr em uma pista de Baja SAE não estaria apto a enfrentar várias das provas propostas, ficando para trás de um carro feito inteiramente por estudantes. Já, se um carro de Baja SAE, fosse disputar um Rali, com certeza, teria um péssimo desempenho. Nesse caso o que se deve observar que cada carro deve ser desenvolvido especificamente para a prova que irá disputar.

No caso de um Baja SAE, as velocidades envolvidas dificilmente ultrapassam 50 km/h, sendo que o motor utilizado nos carros é regulamentado, sendo obrigatório o seu uso por todas as equipes. Então cabe apenas ao sistema de suspensão otimizar o contato pneu-solo para obter o melhor desempenho possível.

Em virtude da simplicidade de construção e de liberdade na hora do projeto, o sistema escolhido para a suspensão dianteira é o duplo-A, sendo o braço inferior mais longo que o superior. Esse sistema é onipresente nos demais carros da categoria, indiscutivelmente, o que melhor se encaixa neste tipo de proposta. Já a

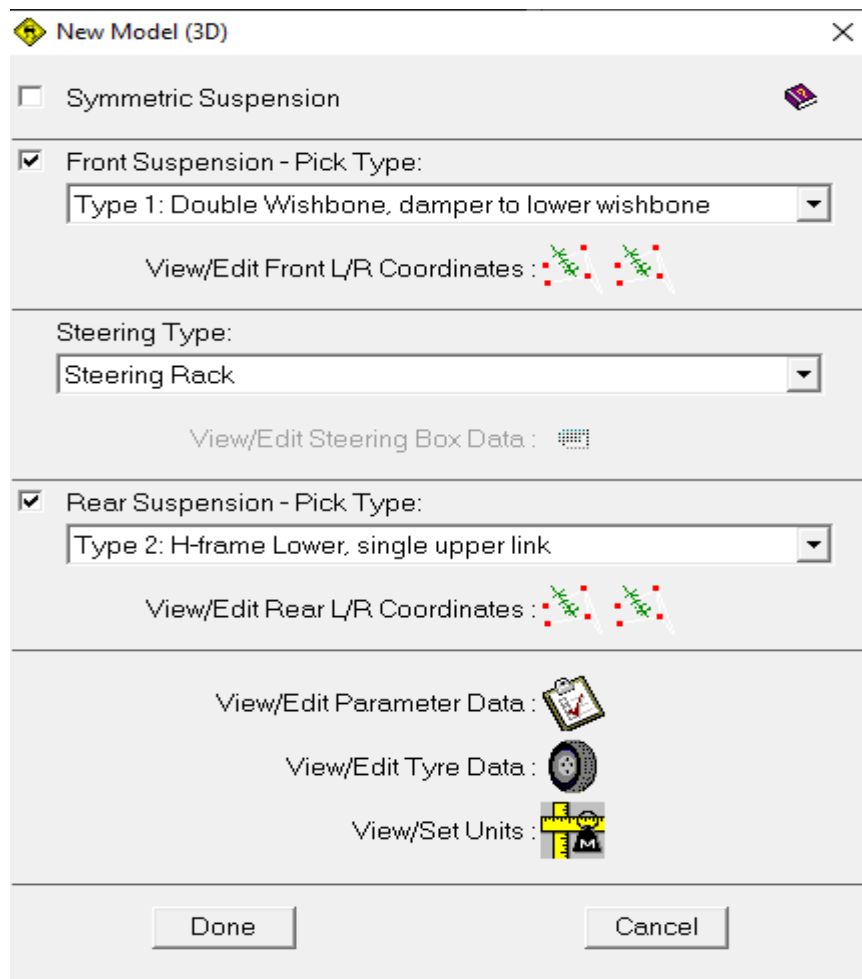
suspensão traseira é composta por um braço inferior H mais um *camber link* superior por razões de espaço e simplicidade.

3.2 SOFTWARE EMPREGADO

O *software* escolhido para auxílio no projeto é o *Lotus Suspension Analysis* (SHARK), da empresa britânica Lotus Car, devido a uma licença acadêmica obtida pela equipe em 2020 por meio da faculdade.

Através da biblioteca do *software* é possível criar e testar o mecanismo de suspensão em poucos minutos, utilizando modelos disponíveis. Para a dianteira, utilizou-se o modelo base de suspensão duplo-A com o amortecedor posicionado no braço inferior e para suspensão traseira, um braço inferior H mais um *camber link* superior. O sistema de direção empregado é do tipo pinhão e cremalheira, que também foi definido, conforme Figura 9.

Figura 9 – Definição do tipo de suspensão e direção



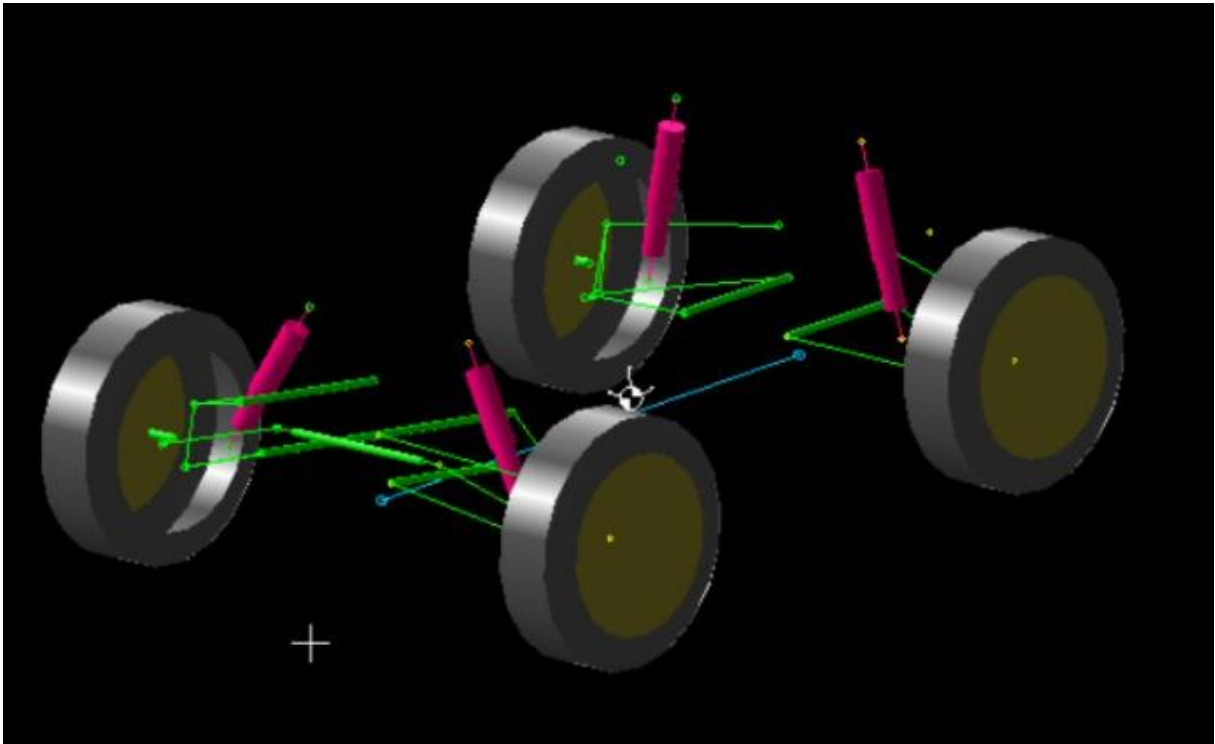
Fonte: Autor, 2020.

Para a realização das simulações precisaram ser informados ao *software* os seguintes dados de entrada:

- Curso de compressão do amortecedor (milímetros);
- Curso de retorno do amortecedor (milímetros);
- Ângulo de rolagem do chassi (graus);
- Curso da cremalheira (milímetros);
- Entre eixos (milímetros);
- Pontos da suspensão e direção – coordenadas em X,Y e Z;
- Altura do centro de gravidade (milímetros);
- Distribuição de peso;
- Características dos pneus.

Após os dados de entrada serem inseridos, o *software* processou a informação e gerou uma imagem virtual do sistema criado, como pode ser visualizado na Figura 10.

Figura 10 – Visualização do sistema de suspensão criado no ambiente virtual



Fonte: Autor, 2020.

Uma série de gráficos são gerados pelo *software*, permitindo, dessa forma, pode-se fazer uma simulação com mais de um movimento ocorrendo ao mesmo tempo, por exemplo, a suspensão retraindo e contraindo enquanto as rodas são esterçadas, representando o que ocorre em uma situação de transposição de obstáculos. Dentre os gráficos gerados, vale ressaltar as seguintes respostas do *software*:

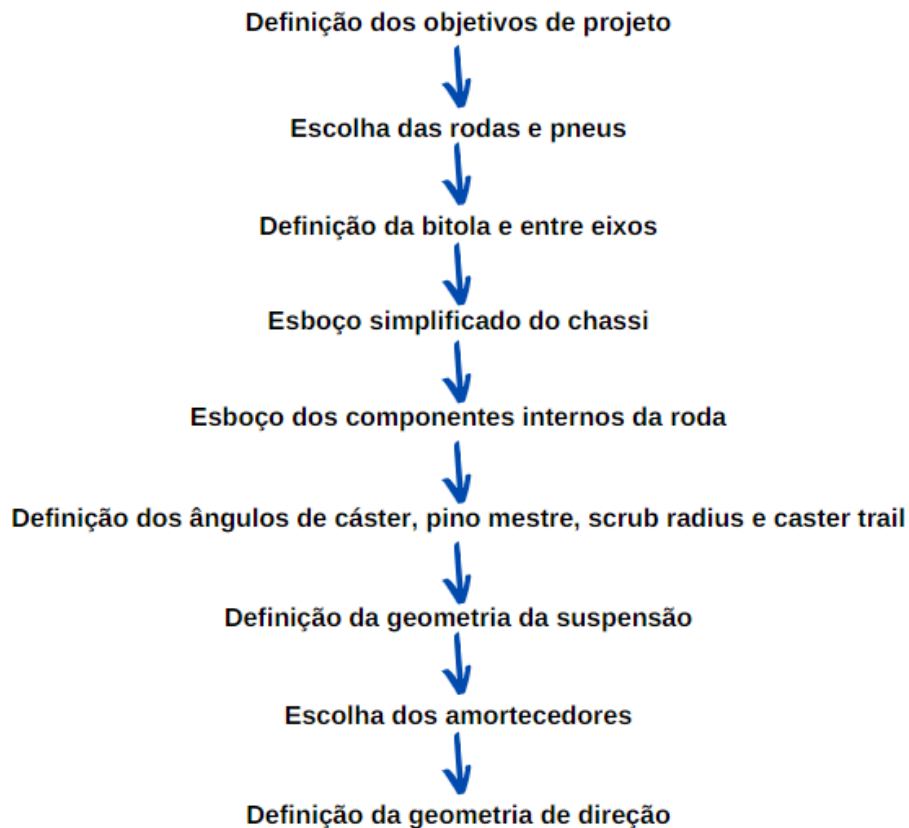
- Variação de cambagem;
- Variação de bitola;
- Variação do ângulo de convergência;
- Migração lateral e vertical dos centros de rolagem;
- Porcentagem de Ackermann.

3.3 PLANEJAMENTO DO PROJETO

Iterações são necessárias para se obter um resultado satisfatório no desenvolvimento de um projeto de suspensão, pois, em muitos casos, os muitos parâmetros a serem determinados causam influências entre si.

Para economizar tempo nesse processo e torná-lo mais eficiente, a equipe desenvolveu uma sequência de etapas para o projeto cinemática da suspensão, de acordo com a Figura 11.

Figura 11 – Etapas para o projeto cinemático da suspensão



Fonte: Autor, 2020.

Dessa forma, o projetista precisa observar que essas etapas não anulam as iterações necessárias para a realização do projeto de uma suspensão, porém indicam um caminho a ser seguido.

3.4 DEFINIÇÃO DOS OBJETIVOS DE PROJETO

Tendo em vista que a função mais importante da suspensão de um carro de competição é fazer com que os pneus mantenham contato com o solo e com a maior área de contato possível, garantindo agilidade com um comportamento que transmita confiança ao piloto. Para iniciar o projeto deve-se definir quais são os objetivos que deverão ser atendidos com a sua realização, logo tais objetivos e justificativas são listados abaixo:

1. Redução de massa: Reduzir a massa do carro é algo muito importante, considerando que a potência dos carros é idêntica devido a todos usarem a mesma motorização, um veículo leve é mais ágil;

2. Maximização da área de contato: Quanto maior a área de contato do pneu com o solo, maior será a aderência e, conseqüentemente, maiores serão as cargas suportadas, fazendo com que o veículo contorne curvas com grandes velocidades. Neste sentido, a cambagem deverá ser trabalhada para melhor atender as situações as que o veículo for submetido;
3. Aprimorar a manobrabilidade: Para ter sucesso na competição, o veículo necessita apresentar um conjunto de características que favoreçam seu desempenho nas provas dinâmicas. Uma dessas características é contornar curvas de raio relativamente pequeno com facilidade, que implica cuidados na definição da geometria da direção e das dimensões do veículo.

4 APRESENTAÇÃO E ANÁLISE DOS RESULTADOS

4.1 ESCOLHA DAS RODAS E PNEUS

No processo de escolha dos pneus para o carro, encontrou-se bastante dificuldade na obtenção de dados técnicos para realizar comparativos que justificassem a escolha, pois apenas é fornecido pelos fabricantes o tipo de solo recomendado para o uso e o formato dos cravos, portanto, essas informações foram insuficientes para realizar a escolha.

Com a falta de dados técnicos para realizar comparativos entre os pneus existentes e por existirem inúmeros fabricantes, modelos e medidas, três fatores foram levados em consideração para determinar qual o pneu que seria utilizado. Em primeiro lugar, para escolher o pneu, realizou-se um *benchmarking*, através de equipes que disponibilizavam essa informação conforme Quadro 1.

Quadro 1 – Marcas e modelos de pneus mais utilizados pelas equipes

Equipe	Competição/Ano	Fabricante	Medidas Dianteira	Medidas Traseira
Baja de Galpão - UNISC	Brasil/2020	Carlisle	23x7x10	23x7x10
FEI Baja	Brasil/2020	Carlisle	23x7x10	23x7x10
Equipe Car-Kará Baja	Brasil/2020	Maxxis/Carlisle	23x7x10	23x7x10
EESC USP	Brasil/2020	Maxxis/Carlisle	23x7x10	23x7x10
Baja UFMG	Brasil/2020	Maxxis/Carlisle	23x7x10	23x7x10
Mangue Baja	Brasil/2020	Carlisle	23x7x10	23x7x10
Michigan Baja Racing	Arizona/2020	Maxxis/Carlisle	23x7x10	23x7x10
RIOT RACING	Arizona/2020	Maxxis	23x7x10	23x7x10
Cornell Baja Racing	Arizona/2020	Carlisle	23x7x10	23x7x10
Beaver Racing	Arizona/2020	Maxxis	23x7x10	23x7x10

Fonte: Autor, 2020.

Dentre as equipes, é possível verificar que os fabricantes de pneus mais usados são o Maxxis e o Carlisle. No caso das equipes, que utilizam pneus dos dois fabricantes, é unânime a utilização do dianteiro da marca Maxxis. Enquanto as demais, que utilizam apenas o Carlisle, empregam na dianteira e na traseira o modelo AT489, pois em função do seu desenho pode ser utilizado em ambos os eixos.

O segundo fator considerado na escolha dos pneus foi a disponibilidade, pois ambos os pneus são importados, o que diminui a sua oferta no mercado e eleva o tempo de entrega, caso o fornecedor não possua estoque.

O terceiro fator analisado foi o custo (Quadro 2), tendo em vista que a equipe trabalha com um orçamento relativamente limitado, o valor do pneu exerce uma influência grande no momento da compra, pois é necessário adquirir dois jogos de pneus. Um é utilizado nos testes com o veículo e que acaba sendo usado como reserva na competição caso os novos venham a sofrer danos.

Quadro 2 – Comparativo entre as marcas e modelos de pneus

Fabricante	Modelo	Medidas	Disponibilidade	Valor
CARLISLE	AT489	23x7x10	Baixa	R\$ 790,00
MAXXIS	RAZR2	23x7x10	Alta	R\$ 490,00

Fonte: Autor, 2020.

Foi possível verificar que o pneu Carlisle, além de ter menor disponibilidade, é 38% mais caro que o Maxxis, o que inviabilizaria a utilização desse modelo no veículo, porém o modelo RAZR2 foi desenvolvido para ser utilizado exclusivamente na dianteira, devido às suas características de construção. Por esse motivo, a equipe optou por utilizar no eixo dianteiro do veículo pneus Maxxis RAZR2 e na traseira, pneus Carlisle AT489, que apesar de perder um pouco o apelo visual e utilizar pneus com construções diferentes, acabou diminuindo os gastos sem a perda de desempenho.

Para a escolha das rodas, optou-se por comprar um conjunto pronto que obedecesse aos seguintes requisitos:

- Ter massa inferior a 2,5 kg;
- Possuir aro de 10 polegadas de diâmetro;
- Apresentar *offset* positivo.

Há inúmeros fabricantes de rodas para veículos *off-road*, assim como os pneus. Porém, rodas de 10 polegadas são mais difíceis de serem encontradas, sendo que a única empresa que a equipe conseguiu contatar foi a ITP.

Desta forma, as rodas utilizadas foram as do modelo A6 em alumínio 6061 T6 polido, pesando apenas 2,3 kg nas medidas 10x5 4/110 3+2, pois atenderam todos os requisitos listados acima.

4.2 DEFINIÇÃO DA BITOLA E ENTRE EIXOS

Na determinação da bitola do veículo optou-se por utilizar um valor menor no eixo traseiro, justificado pelos traçados “fechados” das pistas nas provas dinâmicas e pela proximidade dos cones que os delimitam, visto que é comum muitos carros atingirem cones com as rodas traseiras ao fazer curvas durante as provas dinâmicas, tomando como penalidade um acréscimo de cinco segundos por cone derrubado. Com o objetivo de diminuir a ocorrência desse fato indesejado, como estratégia, grande parte das equipes utilizam bitolas traseiras menores do que as dianteiras. Contudo, a utilização de valores exageradamente pequenos na bitola pode gerar instabilidade no veículo quando o terreno se torna irregular.

Segundo Jazar (2014), quanto maior o braço da suspensão, mais estabilidade o veículo terá e menores serão as migrações do centro de rolagem, porém o comprimento é limitado externamente pelo regulamento técnico da competição (ANEXO A) em 1620 milímetros e internamente pela largura do chassi. Com base nessas informações, o valor de bitola para o eixo dianteiro foi o maior possível, onde foi mantida uma tolerância em relação ao regulamento da competição.

Quanto ao valor do entre eixos, carros que utilizam valores menores mostram-se mais ágeis nas pistas, obedecendo melhor ao comando do piloto em curvas e, conseqüentemente, fazendo voltas mais rápidas. No entanto, a utilização de entre eixos curtos faz com que o carro seja menos estável em altas velocidades, porém neste caso não é um fator preocupante devido à velocidade máxima do veículo dificilmente ultrapassar 50 km/h.

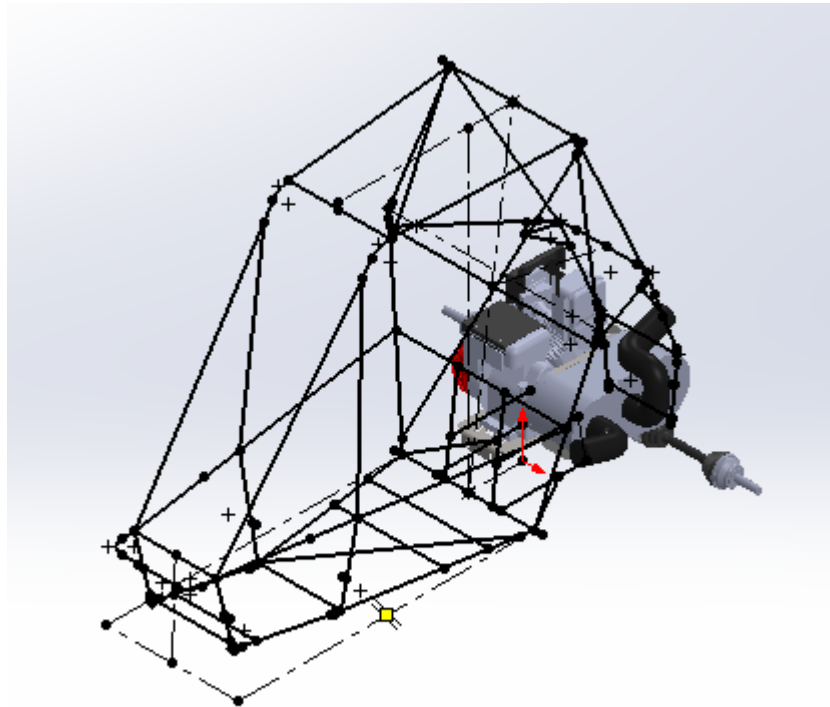
Para o novo protótipo o entre eixos foi reduzido em 200 milímetros em relação ao valor que seu antecessor possuía, reduzindo o valor do raio de giro e tornando o veículo mais leve. Desta forma, definiram-se as seguintes configurações para o carro:

- Bitola dianteira: 1355 milímetros;
- Bitola traseira: 1260 milímetros;
- Entre eixos: 1380 milímetros.

4.3 ESBOÇO SIMPLIFICADO DO CHASSI

Na realização do esboço da geometria do chassi, levou-se em conta a localização dos principais componentes (Figura 12) e as restrições impostas pelo regulamento.

Figura 12 – Esboço simplificado do chassi



Fonte: Autor, 2020.

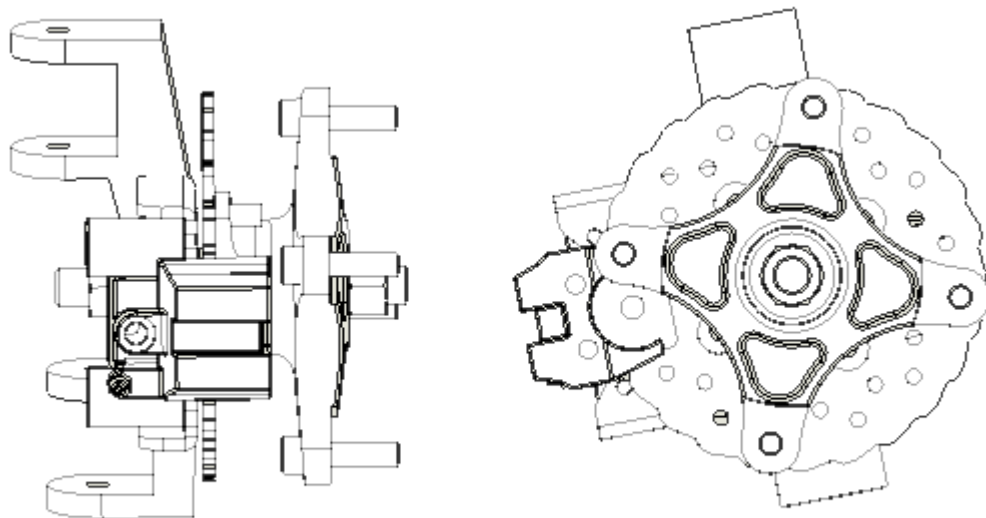
No regulamento técnico, algumas restrições são impostas e exigem que gabaritos de geometria previamente definidos possam ser utilizados em diversas partes do chassi, garantindo que o piloto possa se acomodar com segurança e conforto.

A partir de geometrias utilizadas nos projetos anteriores e de um esboço do novo formato do chassi foi possível visualizar os pontos de ancoragem dos braços da suspensão no chassi e desta forma, trabalhar com mais liberdade.

4.4 DEFINIÇÃO DOS ÂNGULOS DE CÁSTER, PINO MESTRE, SCRUB RADIUS E CASTER TRAIL

Primeiramente, fez-se um esboço inicial da montagem da manga de eixo, cubo de roda, disco e pinça de freio, que estão localizados no interior da roda (Figura 13). Como base utilizou-se o projeto passado da equipe.

Figura 13 – Esboço dos componentes internos da roda



Fonte: Autor, 2020.

Durante o processo, buscou-se por facilidade construtiva e de montagem, além de respeitar as dimensões que ficam próximas à parte interna da roda para evitar interferências.

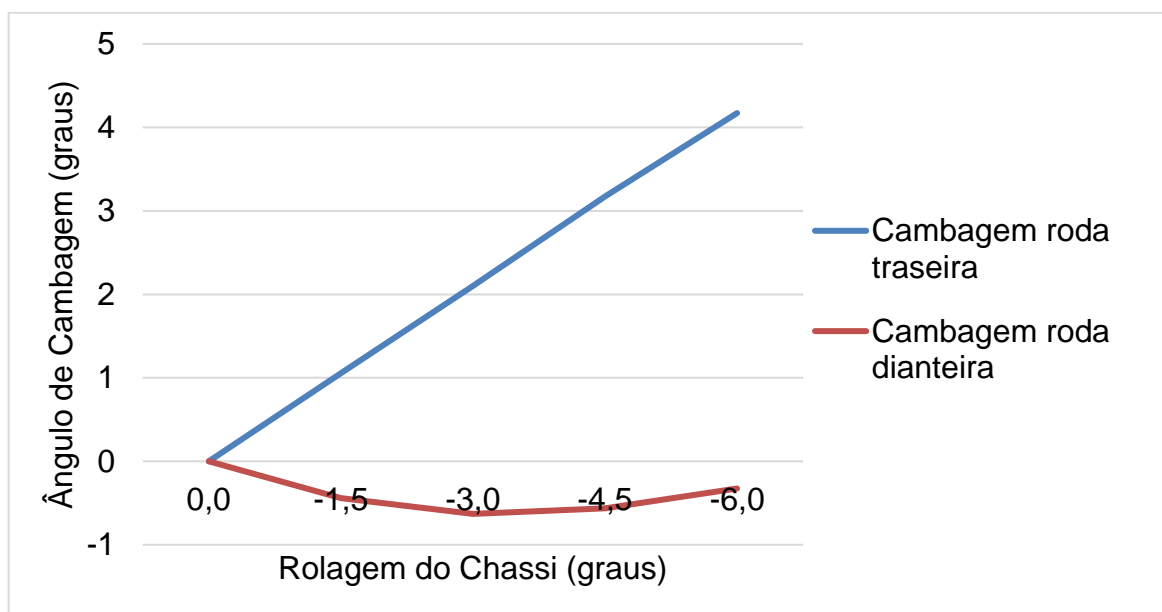
Para o *scrub radius*, Milliken e Milliken (1995) recomenda valores próximos ao nulo ou ligeiramente negativo, mas, em virtude das dimensões do cubo de roda utilizado, dos custos e cumprimento de cronogramas internos da equipe, seu valor é inevitavelmente positivo para esse projeto.

Utilizando valores bases de entrada, trabalhou-se na determinação dos pontos de fixação da suspensão e após rodar várias iterações, obteve-se os seguintes parâmetros:

- Ângulo do pino mestre: 6,75 graus (positivo)
- Ângulo de caster: 10,32 graus (positivo)
- Caster trail: 51,9 milímetros (positivo)
- Scrub radius: 79,37 milímetros (positivo)

Foram realizadas simulações no *software Lotus Suspension*, onde se buscou garantir que a cambagem da roda dianteira externa à curva não ficasse positiva em nenhum instante. Na simulação foram gerados gráficos com a combinação de esterçamento da direção com a rolagem da carroceria, o que representou uma situação real de curva. Para melhorar a visualização e a escala do gráfico gerado, foram extraídos os dados do *software* e, através do Excel, foi montado o gráfico da Figura 14.

Figura 14 – Variação da cambagem nas rodas externas à curva.



Fonte: Autor, 2020.

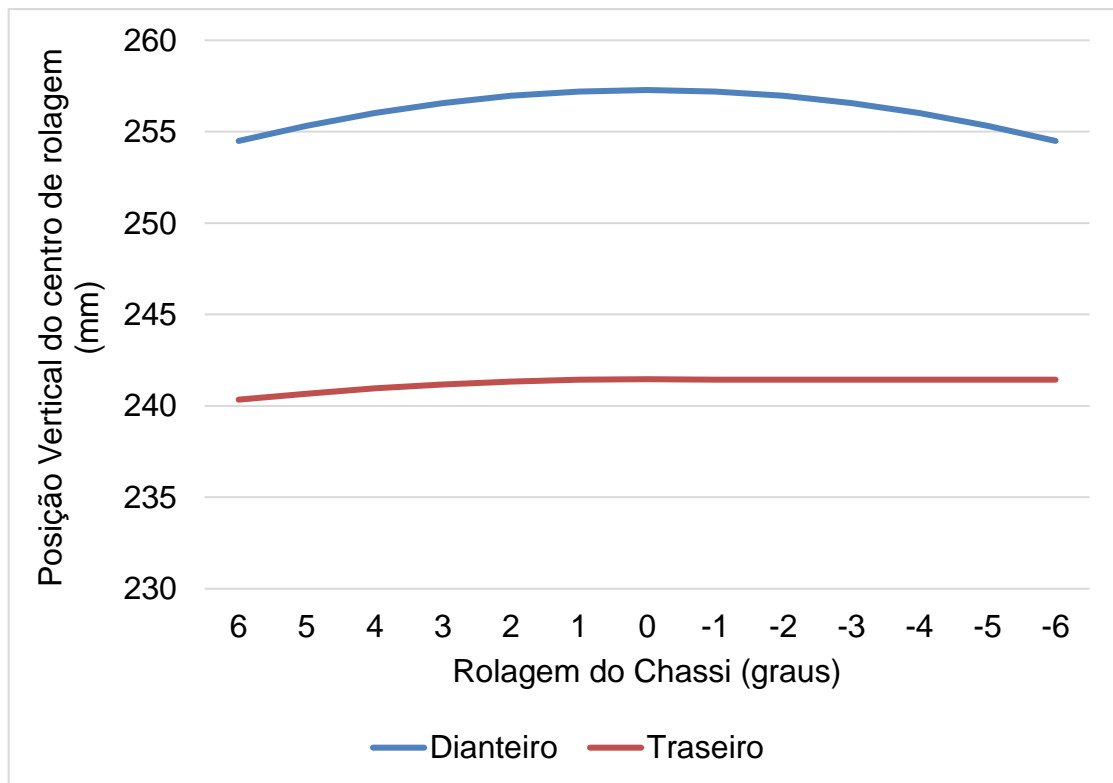
Verificou-se que, em nenhum momento, o ângulo de cambagem tornou-se positivo na roda dianteira externa à curva. Já na roda traseira foi possível verificar que o ângulo tornou-se positivo, o que conferiu ao veículo uma característica *oversteer*, que fez com que os pneus traseiros deslizassem mais que os dianteiros, diminuindo o raio de giro do veículo, tornando-o mais ágil.

4.5 DEFINIÇÃO DA GEOMETRIA DE SUSPENSÃO

Após diversas simulações e interações entre o chassi e os pontos de fixação da suspensão foi definida uma geometria (APÊNDICE A e B) que apresentou coerência entre os compromissos já citados, como baixas migrações do centro de rolagem.

Através da utilização de braços longos para a suspensão, obteve-se uma migração vertical do centro de rolagem muito baixa com um desvio máximo de 4 milímetros, conforme Figura 15, o que gerou linearidade no comportamento dinâmico do carro.

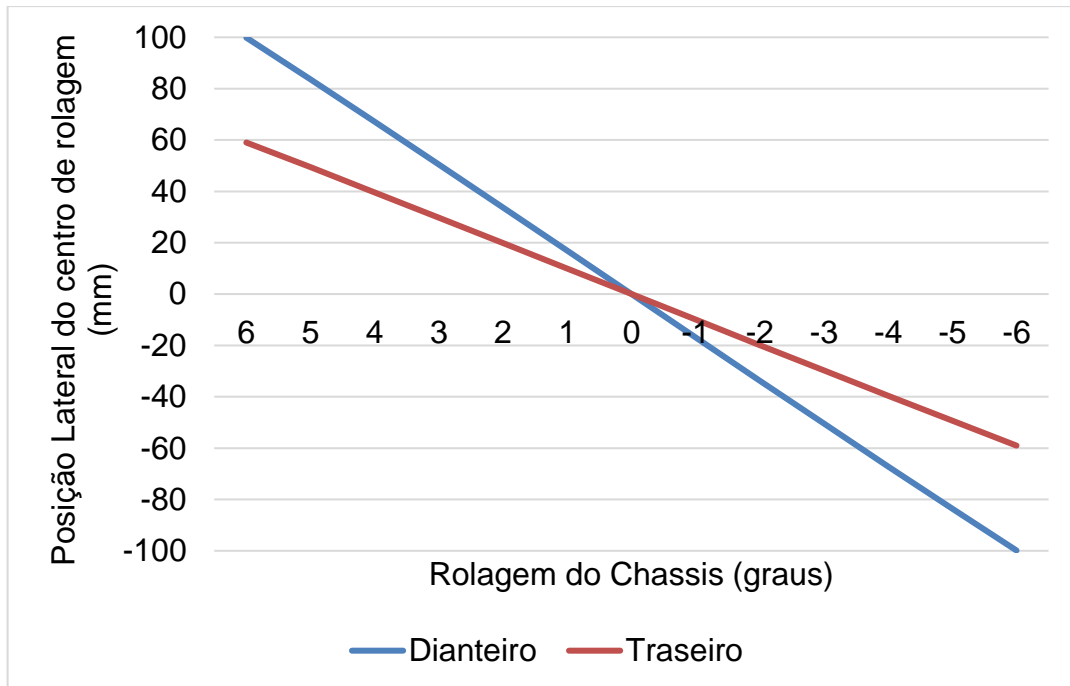
Figura 15 – Migração vertical do centro de rolagem



Fonte: Autor, 2020.

Já a variação lateral do centro de rolagem (Figura 16) tendeu a migrar muito mais lateral do que verticalmente por uma questão geométrica. De acordo com Reimpell (2001), tanto a migração do centro de rolagem dianteiro como traseiro devem descrever retas com inclinações e amplitudes próximas, evitando o surgimento de transferência diagonal de carga.

Figura 16 – Migração lateral do centro de rolagem



Fonte: Autor, 2020.

Dessa forma, foi possível verificar uma migração lateral máxima de cem milímetros na dianteira e sessenta milímetros na traseira, com retas que possuíam uma pequena diferença de inclinação entre si.

4.6 ESCOLHA DOS AMORTECEDORES

Há inúmeros amortecedores disponíveis no mercado que podem ser utilizados em veículos da Baja SAE como, por exemplo, amortecedores de motocicletas. Porém, existem amortecedores desenvolvidos exclusivamente para ATV's, que apresentam desempenho superior quando comparados aos adaptados.

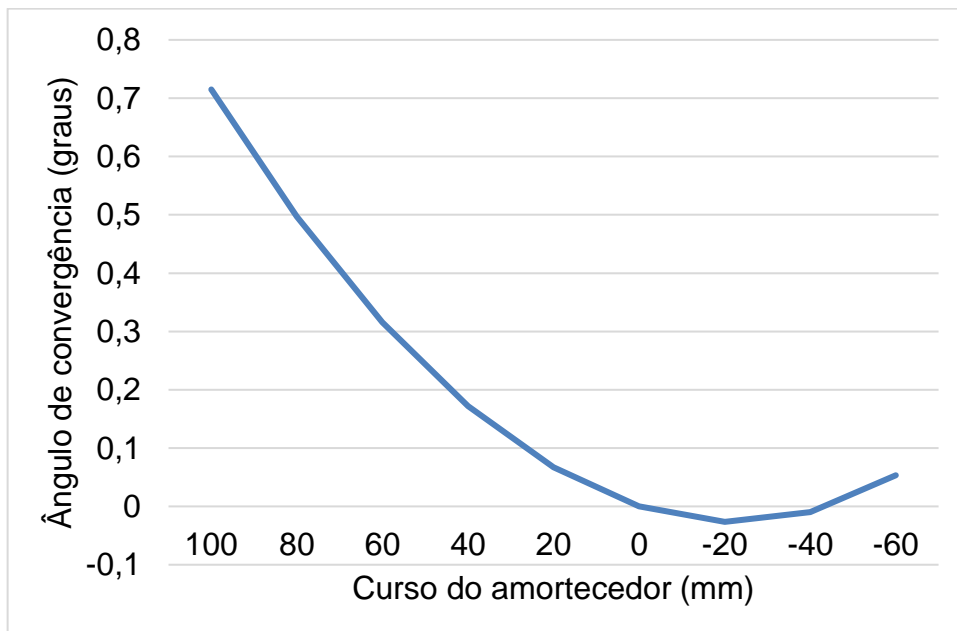
Para esse projeto foram utilizados os amortecedores Fox Float R para suspensão dianteira e Fox Float X Evol na suspensão traseira por apresentarem massa reduzida, curso adequado e ampla gama de regulagens do coeficiente de elasticidade, por serem pneumáticos, o que implica em simplicidade de ajuste quando comparados aos amortecedores com mola. Esses amortecedores são fabricados pela Fox e têm como finalidade o uso esportivo, pois equipam geralmente quadriciclos.

Outro motivo para a escolha desses amortecedores foi a sua disponibilidade, pois a equipe já os havia adquirido em projetos anteriores.

4.7 DEFINIÇÃO DA GEOMETRIA DE DIREÇÃO

Utilizando uma caixa de direção do tipo pinhão e cremalheira fabricada pela equipe, empregando uma geometria da direção do tipo Ackermann, buscou-se uma configuração com pouca variação do ângulo de convergência das rodas dianteiras (Figura 17).

Figura 17 – Gráfico da variação de convergência das rodas dianteiras



Fonte: Autor, 2020.

Após realizar algumas iterações, obteve-se uma variação da convergência menor que um grau para as rodas dianteiras, sendo uma baixa amplitude, que não apresenta riscos de gerar instabilidade direcional ao veículo, atendendo aos requisitos do projeto.

4.8 MODELAGEM DA SUSPENSÃO EM CAD

Após a realização das etapas descritas anteriormente e das inúmeras iterações realizadas, foi possível concluir a modelagem dos componentes da suspensão do veículo em CAD, conforme a Figura 18.

Figura 18 – Sistema de suspensão completo montado no chassi



Fonte: Autor, 2020.

A Figura 19 apresenta em detalhe a suspensão dianteira duplo A desenvolvida para o novo protótipo.

Figura 19 – Suspensão dianteira montada no chassi



Fonte: Autor, 2020.

A suspensão traseira modelada, conforme a Figura 20, apresenta um braço inferior H mais um *camber link* superior. Essa configuração foi escolhida por razões de espaço e simplicidade.

Figura 20 – Suspensão traseira montada no chassi



Fonte: Autor, 2020.

Não serão abordadas simulações realizadas para a definição de geometria e escolha de materiais, assim como métodos de fabricação e gabaritos utilizados para soldagem de componentes.

CONCLUSÃO

O presente trabalho teve por objetivo desenvolver um projeto cinemático para um veículo de Baja SAE, utilizando-se de ferramentas computacionais. A partir da análise dos conceitos apresentados, percebeu-se que existe uma grande correlação entre todos os parâmetros, sendo pouco provável a alteração de um deles sem que houvesse influência nos demais.

Em virtude do número de variáveis presentes no projeto, foi necessário utilizar ferramentas que facilitassem o processo de iteração, além de um método para nortear as escolhas das etapas a serem seguidas. Para auxiliar as interações, um *software*, que simula diversos mecanismos da suspensão, foi apresentado e utilizado, tornando o processo mais rápido e assertivo.

Também foi apresentado um projeto completo de um sistema de suspensão, como resultado final desse trabalho, que será empregado no protótipo a ser construído pela Equipe Sinuelo FAHOR no ano de 2020, sendo que as principais lições desenvolvidas foram:

- A utilização da maior bitola possível proporciona estabilidade ao veículo, devido a aplicação de braços longos para suspensão, sendo que uma diferença na bitola traseira é uma boa estratégia para evitar atingir cones com as rodas de trás.
- O encurtamento do entre eixos em 200 mm causa redução de massa e a diminuição no raio de giro do veículo, fatores que o tornam mais ágil.
- Os principais parâmetros geométricos foram definidos arbitrariamente de acordo com a bibliografia e ajustados através de simulações em *software*, possibilitando trabalhar a cambagem para maximizar a área de contato dos pneus.
- A amplitude do deslocamento vertical do centro de rolagem não ultrapassou 4 mm, e a migração lateral se comportou de forma similar em ambos os eixos, aspectos que geram linearidade no comportamento do veículo.
- Obteve-se uma variação menor que 1 grau para a convergência das rodas dianteiras em todo o curso dos amortecedores, através da correta definição da geometria da direção, gerando estabilidade direcional.

Como sugestão de continuidade desse trabalho, sugere-se que seja elaborado um estudo mais específico sobre a direção e o comportamento direcional do veículo, pois a cinemática da suspensão é apenas uma das diversas áreas que englobam a dinâmica veicular.

REFERÊNCIAS

ALMEIDA, D. de A. **Dimensionamento cinemático e dinâmico de suspensão Duplo A. 2012.** Monografia (Graduação em Engenharia Mecânica) – Universidade de Brasília, Faculdade de Tecnologia, Departamento de Engenharia Mecânica, Brasília, 2012. Disponível em: <http://bdm.unb.br/bitstream/10483/4137/1/2012_DanieldeAraujoAlmeida.pdf>. Acesso em: 20 set. 2020.

GIL, Antonio Carlos. **Como elaborar projetos de pesquisa.** 6. ed. São Paulo: Atlas, 2018.

GILLESPIE, T. D. **Fundamentals of Vehicle Dynamics.** SAE International, 1992.

JAZAR, Reza N. **Vehicle Dynamics: Theory and Application.** 2ª ed. New York: Springer, 2014.

MERLING, M. C. C. **Uma abordagem gerencial para o procedimento de projeto de suspensões de veículos terrestres.** 2007. Tese (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro, 2007. Disponível em: <http://www.maxwell.vrac.puc-rio.br/11506/11506_1.PDF>. Acesso em: 10 out. 2020.

MILLIKEN, W. F., MILLIKEN D. L. **Race Car Vehicle Dynamics.** SAE International, 1995.

NICOLAZZI, L. C. et al. **Uma introdução à modelagem quase-estática de veículos automotores de rodas.** 2012. Blumenau: UFSC, 2012. Publicação interna do GRANTE – Departamento de Engenharia Mecânica da UFSC. Disponível em: <http://ftp.demec.ufpr.br/disciplinas/TM053/Bibliografia/Apostila_Veiculos_2012_Cap_1_12.pdf>. Acesso em: 15 out. 2020.

REIMPELL, J., STOLL, H., BETZLER, J. W. **The Automotive Chassis: Engineering Principles.** 2ª ed. Oxford: Butterworth-Heinemann, 2001.

SAE BRASIL. **Regras e relatórios.** Disponível em: <<https://saebrasil.org.br/programas-estudantis/baja-sae-brasil/regras-e-relatorios/>>. Acesso em 25 out. 2020.

SMITH, Julian H. **An introduction to Modern Vehicle Design.** 1ª ed. Oxford: Butterworth-Heinemann, 2002.

APÊNDICE A – SUSPENSÃO DIANTEIRA

TYPE 1 Double Wishbone, Damper to Lower Wishbone [corner]

STATIC VALUES				
X	Y	Z		
(mm)	(mm)	(mm)		
91.560	196.190	384.840	POINT:1	Lower Wishbone Front Pivot
455.590	196.190	316.630	POINT:2	Lower Wishbone Rear Pivot
252.160	588.450	234.140	POINT:3	Lower Wishbone Outer Ball Joint
49.110	211.190	514.540	POINT:4	Upper Wishbone Front Pivot
486.910	211.190	434.810	POINT:5	Upper Wishbone Rear Pivot
278.310	571.450	377.750	POINT:6	Upper Wishbone Outer Ball Joint
255.750	450.870	304.110	POINT:7	Damper Wishbone End
327.710	242.120	651.840	POINT:8	Damper Body End
206.740	611.790	298.680	POINT:9	Outer Track Rod Ball Joint
199.600	245.060	403.920	POINT:10	Inner Track Rod Ball Joint
327.710	242.120	651.840	POINT:11	Upper Spring Pivot Point
255.750	450.870	304.110	POINT:12	Lower Spring Pivot Point
262.290	630.290	292.000	POINT:13	Wheel Spindle point
262.290	695.540	292.000	POINT:14	Wheel Centre Point
4030.000	440.000	195.000	POINT:15	Part 1 C of G
4170.000	520.000	450.000	POINT:16	Part 2 C of G
4230.000	525.000	220.000	POINT:17	Part 3 C of G
4130.000	720.000	275.000	POINT:18	Part 4 C of G

STATIC VALUES	
Camber Angle (deg):	0.00
Toe Angle {Plane} (deg):	0.00
Toe Angle {SAE} (deg):	0.00
Castor Angle (deg):	10.32
Castor Trail (hub) (mm):	0.406
Castor Offset (grnd) (mm):	52.765
Kingpin Angle (deg):	6.75
Kingpin Offset (w/c) (mm):	113.939
Kingpin Offset (grnd) (mm):	79.373
Mechanical Trail (grnd) (mm):	51.911
ROLL CENTRE HEIGHT (mm):	257.281

FRONT SUSPENSION - BUMP TRAVEL

RHS WHEEL (+ve Y)

TYPE 1 Double Wishbone, Damper to Lower Wishbone [corner]

INCREMENTAL GEOMETRY VALUES

Bump Travel (mm)	Camber Angle (deg) (deg)	Toe Angle {SAE} (deg)	Castor Angle (deg)	Kingpin Angle (deg)	Damper1 Ratio (-)	Spring1 Ratio (-)
80.00	-1.6554	0.4974	10.1635	8.3139	1.976	0.000
60.00	-1.1964	0.3164	10.2025	7.8877	1.997	0.000
40.00	-0.7677	0.1729	10.2416	7.4856	2.016	0.000
20.00	-0.3688	0.0671	10.2807	7.1067	2.034	0.000
0.00	0.0000	0.0000	10.3199	6.7510	2.050	0.000
-20.00	0.3381	-0.0266	10.3592	6.4188	2.063	0.000
-40.00	0.6438	-0.0100	10.3986	6.1110	2.074	0.000

INCREMENTAL SUSPENSION PARAMETER VALUES

Bump Travel (mm)	Anti Dive (%)	Anti Squat (%) Body}	Roll Centre Height {to (mm)Grnd}	Roll Centre Height {to (mm)	Half Wheelbase Track Change (mm)	Damper1 Change (mm)	Spring1 Travel (mm)	Spring1 Travel (mm)
80.00	-84.72	0.00	220.71	140.71	22.32	-13.13	-39.71	0.00
60.00	-77.17	0.00	229.09	169.09	18.04	-10.00	-29.64	0.00
40.00	-71.04	0.00	237.92	197.92	12.92	-6.77	-19.67	0.00
20.00	-65.99	0.00	247.29	227.29	6.92	-3.43	-9.79	0.00
0.00	-61.77	0.00	257.28	257.28	0.00	0.00	0.00	0.00
-20.00	-58.23	0.00	268.02	288.02	-7.89	3.53	9.72	0.00
-40.00	-55.24	0.00	279.65	319.65	-16.81	7.16	19.39	0.00

APÊNDICE B – SUSPENSÃO TRASEIRA

TYPE 2 H-Frame Lower, Single Upper Link [corner]

STATIC VALUES				
X	Y	Z		
(mm)	(mm)	(mm)		
1438.060	157.070	317.460	POINT:1	Lower wishbone front pivot
1782.480	157.070	297.600	POINT:2	Lower wishbone rear pivot
1622.850	609.150	221.690	POINT:3	Lower wishbone outer front pivot point
1642.820	609.150	220.540	POINT:4	Lower wishbone outer rear pivot point
1780.170	172.070	418.680	POINT:5	Upper link inner ball joint
1682.650	608.970	372.780	POINT:6	Upper link outer ball joint
1570.490	384.160	313.570	POINT:7	Damper wishbone end
1595.890	281.120	753.960	POINT:8	Damper body end
1597.170	469.000	573.000	POINT:9	Upper spring pivot point
1571.670	586.870	237.490	POINT:10	Lower spring pivot point
1636.290	627.550	292.000	POINT:11	Wheel spindle point
1636.290	661.450	292.000	POINT:12	Wheel centre point
1599.170	480.000	200.000	POINT:13	Part 1 C of G
1669.170	500.000	420.000	POINT:14	Part 2 C of G
1639.170	665.000	265.000	POINT:15	Part 3 C of G

STATIC VALUES	
Camber Angle (deg):	0.00
Toe Angle {Plane} (deg):	0.00
Toe Angle {SAE} (deg):	0.00
Castor Angle (deg):	-
Castor Trail (hub) (mm):	-
Castor Offset (grnd) (mm):	-
Kingpin Angle (deg):	-
Kingpin Offset (w/c) (mm):	-
Kingpin Offset (grnd) (mm):	-
Mechanical Trail (grnd) (mm):	-
ROLL CENTRE HEIGHT (mm):	186.642

REAR SUSPENSION - BUMP TRAVEL

RHS WHEEL (+ve Y)

TYPE 2 H-Frame Lower, Single Upper Link [corner]

INCREMENTAL GEOMETRY VALUES

Bump Travel (mm)	Camber Angle (deg) (deg)	Toe Angle {SAE} (deg)	Castor Angle (deg)	Kingpin Angle (deg)	Damper1 Ratio (-)	Spring1 Ratio (-)
80.00	-2.0941	-0.1214	0.0000	0.0000	2.084	0.000
60.00	-1.5550	-0.0908	0.0000	0.0000	2.084	0.000
40.00	-1.0302	-0.0597	0.0000	0.0000	2.084	0.000
20.00	-0.5100	-0.0308	0.0000	0.0000	2.083	0.000
0.00	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	2.082	0.000
-20.00	0.5077	0.0294	0.0000	0.0000	2.079	0.000
-40.00	1.0153	0.0567	0.0000	0.0000	2.076	0.000

INCREMENTAL SUSPENSION PARAMETER VALUES

Bump Travel (mm)	Anti Dive (%)	Anti Squat (%) Body}	Roll Centre Height {to Grnd} (mm)	Roll Centre Height {to Grnd} (mm)	Half Wheelbase Track Change (mm)	Damper1 Change (mm)	Spring1 Travel (mm)	Spring1 Travel (mm)
80.00	18.64	46.61	160.46	80.46	15.90	4.62	-38.40	0.00
60.00	16.68	41.70	166.65	106.65	13.14	3.48	-28.80	0.00
40.00	15.09	37.73	173.07	133.07	9.59	2.31	-19.20	0.00
20.00	13.78	34.44	179.72	159.72	5.21	1.17	-9.61	0.00
0.00	12.68	31.69	186.64	186.64	0.00	0.00	0.00	0.00
-20.00	11.74	29.35	193.87	213.87	-6.08	-1.15	9.61	0.00
-40.00	10.92	27.32	201.47	241.47	-13.08	-2.29	19.24	0.00

ANEXO A – REGULAMENTO TÉCNICO



14/133

PARTE B – REGULAMENTO TÉCNICO

B1 REQUISITOS GERAIS DE PROJETO

B1.1 Configuração do veículo

B1.1.1 O veículo deve ter quatro ou mais rodas não dispostas em linha reta.

B1.1.2 O veículo deve utilizar apenas um motor, do modelo *Briggs & Stratton* especificado nesse regulamento.

B1.2 Dimensões máximas do veículo

B1.2.1 Largura: 1,62 m no ponto mais largo, com as rodas direcionadas para frente, na altura estática de rodagem.

B1.2.2 Comprimento: sem restrições. Observar, contudo, que as provas das competições são montadas tendo em mente veículos com a largura máxima permitida e comprimento máximo de 2,74 m.

B1.3 Capacidade ergonômica do veículo

B1.3.1 Sendo um protótipo de um produto comercial, o projeto deve intencionalmente acomodar condutores de todos os portes desde o percentil masculino 99% ao percentil feminino 1%. Referência: norma ABNT NBR 8068.

B1.3.2 O veículo deve ser capaz de acomodar um condutor desde 1,90 m de altura, com peso de 109 kg até um condutor de 1,45 m de altura, com peso de 42 kg.

B1.3.3 O maior condutor deve ser capaz de acomodar-se em uma posição de condução confortável, atendendo aos requisitos de segurança (incluindo distâncias em relação aos elementos da gaiola), utilizando todos os equipamentos de segurança exigidos.

B1.3.4 O menor condutor deve ser capaz de alcançar confortavelmente todos os controles do veículo.

B1.3.5 Os carros construídos apenas para se adequarem aos membros de uma equipe específica e não cumprirem a intenção de acomodar condutores de todos os portes descritos anteriormente, estarão em descumprimento deste regulamento.

B1.4 Capacidade de transposição de obstáculos

B1.4.1 O veículo deve ser capaz de demonstrar uma operação segura ao transpor obstáculos fora de estrada, incluindo obstruções como rochas, bancos de areia, troncos, alicives, lama, travessias rasas de água, e suas combinações, em qualquer condição climática.

- B1.4.2** O veículo deve ter vão livre em relação ao solo e capacidade trativa adequados para as condições de operação esperadas.
- B1.4.3** Alguns obstáculos citados a seguir possuem dimensões que devem servir como referências mínimas ao se considerar a capacidade de transposição para a concepção e o desenvolvimento do projeto:
- Atalhas com 100% de inclinação (45°) e 5 metros de comprimento.
 - Travessias rasas de água e lama de 0,3 m de profundidade.
 - Troncos com 0,4 m de diâmetro.
 - Curvas com raio mínimo de 3,5 m (medido a partir do centro do veículo).
- B1.4.4** Por questões de segurança e fluidez da competição, se um carro construído não demonstrar dinamicamente a capacidade de transportar estes obstáculos mínimos, será considerado inapto a participar de todas as provas dinâmicas.
- B1.4.5** Intencionalmente poderão ser utilizados, pelos organizadores da competição, obstáculos maiores, como desafios para testar os limites reais dos projetos.

B2 MOTOR

B2.1 Motor exigido

- B2.1.1** Para assegurar uma base equivalente de comparação para os eventos dinâmicos, todos os veículos devem usar os mesmos motores: *Briggs & Stratton OHV Intek Model 20* (série 20) ou *Briggs & Stratton OHV Vanguard Model 19* (série 19). Os únicos números de modelo aceitáveis são: 205432, 205437, 205332 e 20S232, 19L232-0054-G1.
- B2.1.2** O motor exigido deve ser mantido com componentes originais em todos os aspectos, exceto onde explicitamente permitido por este regulamento. Recondicionamento (retífica) de motor é permitido, desde que utilize apenas peças originais e respeite as especificações do fabricante (item B2.4). Réplicas de motores e partes da *Briggs & Stratton* não são permitidas.
- B2.1.3** De acordo com o modelo de motor utilizado no veículo, aplicam-se requisitos específicos para motores série 19 (item B2.2) ou série 20 (item B2.3).

B2.2 Motor série 19

B2.2.1 Anéis do pistão (motor série 19)

- B2.2.1.1** Apenas anéis originais *Briggs & Stratton* de tamanho padrão podem ser utilizados (código de peça 792026).

B2.2.2 Cilindro (motor série 19)