

UNIVERSIDADE TECNOLÓGICA FEDERAL DO PARANÁ

BERNARDO MORÁS TELOECKEN

**PROJETO DE GEOMETRIA DE SUSPENSÃO E DIREÇÃO APLICADO
PARA BAJA SAE**

LONDRINA

2023

BERNARDO MORÁS TELOECKEN

**PROJETO DE GEOMETRIA DE SUSPENSÃO E DIREÇÃO APLICADO
PARA BAJA SAE**

Suspension and steering geometry project applied to Baja SAE

Trabalho de conclusão de curso de graduação apresentado como requisito para obtenção do título de Bacharel em Engenharia Mecânica da Universidade Tecnológica Federal do Paraná (UTFPR).

Orientadora: Profa. Janaína Fracaro de Souza Gonçalves.

**LONDRINA
2023**



[4.0 Internacional](https://creativecommons.org/licenses/by/4.0/)

Esta licença permite compartilhamento, remixe, adaptação e criação a partir do trabalho, mesmo para fins comerciais, desde que sejam atribuídos créditos ao(s) autor(es). Conteúdos elaborados por terceiros, citados e referenciados nesta obra não são cobertos pela licença.

BERNARDO MORÁS TELOECKEN

**PROJETO DE GEOMETRIA DE SUSPENSÃO E DIREÇÃO APLICADO
PARA BAJA SAE**

Trabalho de Conclusão de Curso de Graduação
apresentado como requisito para obtenção do título
de Bacharel em Engenharia Mecânica da
Universidade Tecnológica Federal do Paraná
(UTFPR).

Data de aprovação: 23/ novembro/ 2023

Janaína Fracaro de Souza Gonçalves
Doutorado em Engenharia Aeronáutica e Mecânica
Universidade Tecnológica Federal do Paraná

Amadeu Lombardi Neto
Doutorado em Engenharia Metalúrgica
Universidade Tecnológica Federal do Paraná

Ricardo de Vasconcelos Salvo
Doutorado em Engenharia Mecânica
Universidade Tecnológica Federal do Paraná

**LONDRINA
2023**

Dedico este trabalho aos meus pais e
minhas irmãs que fizeram esse sonho e
objetivo possível.

AGRADECIMENTOS

Primeiramente quero agradecer imensamente minha família, foram eles que, mesmo longe, viabilizam e me deram todo suporte necessário para que eu alcançasse meus objetivos. Incluo também meus familiares e amigos que de alguma maneira participaram da minha trajetória.

Agradeço a Equipe Londribaja – UTFPR Londrina, pelo conhecimento compartilhado e momentos importantes que passamos juntos nestes anos na equipe. Agradeço também a minha orientadora Profa. Dra Janaína Fracaro de Souza Gonçalves, pela sabedoria com que me guiou nesta trajetória.

Por fim, agradeço a todos os meus amigos da minha cidade natal Soledade, aos amigos que fiz nos anos que morei em Joinville e aos amigos que fiz em Londrina, todos de alguma forma foram importantes pra mim e direta ou indiretamente contribuíram na minha vida.

RESUMO

Este trabalho tem como objetivo desenvolver um projeto de suspensão e direção de um protótipo Baja SAE. Tendo como motivação deste trabalho a possibilidade de ser referência para projetos acadêmicos futuros, além disso, contribuir para evolução do desenvolvimento científico e melhora do desempenho dinâmico dos protótipos da equipe Londribaja. Para o desenvolvimento do projeto, inicialmente é realizada a revisão da literatura, a fim de levantar os modelos de suspensão, assim como, estudar as geometrias de suspensão e direção e seus parâmetros, por exemplo, cambagem, caster e *kingpin*. Posteriormente são avaliados e definidos os modelos de suspensão dianteira e traseira que serão dimensionados. Então, é realizada a modelagem computacional bidimensional e tridimensional seguidas da análise da cinemática dos sistemas de suspensão e direção com o intuito de reduzir e\ou controlar os efeitos indesejados resultando na melhora do comportamento dinâmico do protótipo. Para garantir a confiabilidade do projeto são utilizados modelos e *softwares* validados pela engenharia. Por fim são analisados os resultados obtidos, deste modo, possível concluir que o objetivo do trabalho foi contemplado. As influências do *bumpsteer* foram consideravelmente minimizadas, foi alcançado um ganho de cambagem dianteira dentro dos limites aceitáveis. No entanto, na parte traseira, o ganho de cambagem atingiu um valor mais elevado, uma decisão em prol da dinâmica *oversteer*.

Palavras-chave: dimensionados; modelagem; cinemática; protótipo.

ABSTRACT

This work aims to develop a suspension and steering project for a Baja SAE prototype. The motivation behind this work is the potential to serve as a reference for future academic projects and to contribute to the advancement of scientific development and improvement of the dynamic performance of the Londribaja team's prototypes. For the project development, a literature review is initially conducted to gather suspension models and study suspension and steering geometries and their parameters, such as camber, caster, and kingpin. Subsequently, the front and rear suspension models to be dimensioned are evaluated and defined. Following this, two-dimensional and three-dimensional computational modeling is performed, followed by the analysis of the kinematics of the suspension and steering systems with the aim of reducing and/or controlling undesirable effects, resulting in an improvement in the prototype's dynamic behavior. Validated engineering models and software are employed to ensure the reliability of the project. Finally, the obtained results are analyzed, and it can be concluded that the objective of the work was achieved. The influences of bumpsteer were considerably minimized, achieving a front camber gain within acceptable limits. However, in the rear, the camber gain reached a higher value, a decision made in favor of oversteer dynamics.

Keywords: dimensioned; modeling; kinematics; prototype.

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1: Tipo de geometria de direção de Ackermann.	21
Figura 2: Ponto de giro do veículo.	22
Figura 3: Convenção de sinais conforme inclinação.	23
Figura 4: Representação das condições convergente, neutra e divergente.	23
Figura 5: Representação dos efeitos devido ao tamanho e ao posicionamento do braço de direção.	24
Figura 6: Representação de dinâmica sub esterçante e sobre esterçante.	24
Figura 7: Representação do caster negativo e positivo.	25
Figura 8: Representação do ângulo de caster e mechanical trail.	25
Figura 9: Representação da inclinação do kingpin, spindle length e scrub radius.	26
Figura 10: Representação da construção do roll center.	29
Figura 11: Construção do instant center.	30
Figura 12: Suspensão de eixo rígido com feixe de molas.	31
Figura 13: Representação dos componentes em uma suspensão tipo duplo A.	32
Figura 14: Suspensão tipo duplo A.	32
Figura 15: Suspensão tipo MacPherson.	33
Figura 16: Suspensão tipo Three link arms.	34
Figura 17: Suspensão do tipo Swing Axle.	34
Figura 18: Suspensão do tipo Traillin Arm.	35
Figura 19: Suspensão do tipo Semi-trailing arm.	35
Figura 20: Fluxograma da metodologia para o desenvolvimento do projeto de suspensão e direção.	36
Figura 21: Ângulos e distâncias durante o contorno de curva.	37
Figura 22: Representação dos pontos de ancoragem, empacotamento da roda, ângulos e medidas de projeto.	38
Figura 23: Geometria de suspensão dianteira (a) e traseira (b).	39
Figura 24: Representação dos pontos de pivotamento para o cálculo da razão de instalação.	39
Figura 25: Posicionamento do braço de direção.	41
Figura 26: Simulação de geometria de suspensão e direção no Lotus Suspension Analysis.	42
Figura 27: Exemplo de gráfico gerado pelo software.	42
Figura 28: Fluxograma das etapas do projeto.	43
Figura 29: Modelagem 3D do link de direção.	46

Figura 30: Empacotamento dos elementos de suspensão, direção e freio na roda dianteira, observados pela vista frontal e em um corte na vista lateral direita.....	47
Figura 31: Empacotamento dos elementos de suspensão na roda traseira, observados pela vista frontal e em um corte na vista lateral direita.....	47
Figura 32: Locação dos pontos de ancoragem dos braços de suspensão superior e inferior e do braço de direção na roda, ângulos de caster e kingpin e medidas do mechanical trail, scrub radius e spindle length.	48
Figura 33: Definição das medidas finais da geometria de suspensão dianteira (a) e traseira (b).	48
Figura 34: Geometria para correção do posicionamento e dimensão do braço de direção.	50
Figura 35: Definição dos modelos de suspensão dianteira, traseira e sistema de direção.	50
Figura 36: Definição dos dados de entrada do protótipo.....	51
Figura 37: Definição das medidas dos pneus.....	51
Figura 38: Setup dos valores estático.	52
Figura 39: Representação da tomada de coordenadas do CAD.	52
Figura 40: Coordenadas 3D dos pontos da suspensão e direção frontal.	53
Figura 41: Suspensão e direção dianteira plotada no Lotus para simulação.	53
Figura 42: Suspensão traseira plotada no Lotus para simulação.....	54
Figura 43: Resultado do ganho de cambagem conforme a roda dianteira desloca verticalmente.....	57
Figura 44: Resultado do ganho de convergência e divergência das rodas dianteiras conforme a roda desloca verticalmente.	58
Figura 45: Resultado do ganho de cambagem conforme a roda traseira desloca verticalmente.....	59
Figura 46: Montagem final da geometria de suspensão e direção proposta do protótipo no chassi.	60

LISTA DE TABELAS

Tabela 1: Medidas do veículo, bitola, altura do vão livre e entre eixos.....	55
Tabela 2: Resultado do raio de curva interna, ângulos do link de direção e ângulo de esterçamento das rodas interna e externa.....	55
Tabela 3: Parâmetros finais de alinhamento, cambagem, ângulos de caster e inclinação.	56
Tabela 4: Resultados da altura do instant center, FVSA, altura do roll center, diferença de altura de roll center e altura do centro de gravidade.	56
Tabela 5: Resultado da razão de instalação e do deslocamento das rodas dianteira e traseira.	57

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

CG	Centro de Gravidade
IC	<i>Instant Center</i>
Fvsa	<i>Front View Swing Arm</i>
KPI	<i>Kingpin</i>
RATBSB	Regulamento Baja Sae Brasil
RC	<i>Roll Center</i>
SAE	<i>Society of Automotive Engineers</i>
UTFPR	Universidade Tecnológica Federal do Paraná

LISTA DE SÍMBOLOS

a_x	Aceleração na direção longitudinal
g	Aceleração da gravidade
l	Distância entre eixos
R_1	Distância entre o centro de rotação e a linha central do veículo
R_{Max}	Raio de curvatura máximo
R_{Min}	Raio de curvatura mínimo
w	Distância entre os dois pontos de giro das rodas
W	Massa do veículo
β	Ângulo do link de direção
δ_i	Ângulo de esterçamento da roda interna
δ_o	Ângulo de esterçamento da roda externa

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	14
2	OBJETIVOS	18
2.1	Objetivo geral	18
2.2	Objetivo específico	18
3	JUSTIFICATIVA	19
4	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	20
4.1	Projeto Baja SAE.....	20
4.1.1	Equipe Londribaja UTFPR - Londrina	20
4.1.2	Regulamento Baja SAE Direção e Suspensão	20
4.2	Geometria de direção	21
4.2.1	Geometria de Ackermann	21
4.2.3	Convergência e divergência	23
4.2.4	Ângulo de caster	25
<u>4.2.4.1</u>	<u>Mechanical Trail.....</u>	<u>26</u>
4.2.5	Kingpin (KPI).....	26
<u>4.2.5.1</u>	<u>Spindle Length.....</u>	<u>27</u>
<u>4.2.5.2</u>	<u>Scrub Radius</u>	<u>27</u>
4.3	Geometria de suspensão.....	28
4.3.1	Razão de instalação	28
4.3.2	Roll Center	28
4.3.3	Instant Center	30
4.4	Sistemas de Suspensão	31
4.4.1	Suspensão de eixo rígido.....	31
4.4.2	Suspensão independente.....	32
<u>4.4.2.1</u>	<u>Duplo A.....</u>	<u>32</u>
<u>4.4.2.2</u>	<u>MacPherson.....</u>	<u>33</u>
<u>4.4.2.3</u>	<u>Three Link Arms.....</u>	<u>33</u>
<u>4.4.2.4</u>	<u>Swing axle</u>	<u>34</u>
<u>4.4.2.5</u>	<u>Trailing Arm</u>	<u>35</u>
<u>4.4.2.6</u>	<u>Semi-trailing arm.....</u>	<u>35</u>
5	METODOLOGIA.....	36
5.1	Geometria de direção	36

5.1.1	Ângulo de esterçamento das rodas e geometria de Ackermann.....	36
5.2	Geometria de suspensão.....	38
5.2.1	Razão de instalação	39
5.3	Geometria de suspensão e direção	40
6	DESENVOLVIMENTO.....	43
6.1	Premissas do projeto	43
6.2	Geometria de direção	44
6.2.1	Ângulo de esterçamento das rodas e geometria de Ackermann.....	44
6.3	Geometria de suspensão.....	46
6.4	Geometria de suspensão e direção	50
7	RESULTADOS E DISCUSSÃO.....	55
8.	CONCLUSÃO	61
	REFERÊNCIAS	62
	APÊNDICE A - Questionário de pesquisa	63
	APLICAÇÃO DO QUESTIONÁRIO PARA TRABALHOS ACADÊMICOS	64
	ROTEIRO DE ENTREVISTA	66
	ANEXO A - Lei n. 9.610, de 19 de fevereiro de 1998	67

1 INTRODUÇÃO

A formação acadêmica possui alguns desafios que vão além da conclusão das disciplinas durante e após a graduação. Aplicar na prática toda teoria aprendida em projetos reais, que estão presentes no cotidiano das pessoas e sujeitos a testes o tempo todo é um dos grandes desafios na carreira de um engenheiro (Furtado, 2013).

Conforme Romeiro (2010), projetar não é uma ação em que se pode ensinar ou explicar, diferentemente de disciplinas descritivas. Uma vez que projetar envolve várias habilidades e conhecimentos que só são adquiridos na prática. O autor reitera que geração de ideias, avaliação de conceitos e estruturação de habilidades específicas são conhecimentos necessários para a elaboração do projeto.

Neste sentido, o programa Baja SAE promovido pela *Society of Automotive Engineers* incentiva os estudantes de engenharia a desenvolverem um veículo *off-road*, desde sua concepção, projeto detalhado, construção e testes (BAJA SAE, 2022). A SAE realiza anualmente competições de nível regional, nacional e internacional, nestas competições os protótipos *off-road*, construídos pelas equipes de cada universidade participante, são testados em situações extremas em terrenos severamente acidentados, além disso, os projetos teóricos e práticos são avaliados por comitês técnicos (BAJA SAE, 2022).

A geometria de suspensão e direção desempenha um papel crucial no desempenho, segurança e conforto de um veículo. Um projeto adequado desses sistemas é essencial para garantir que o veículo tenha um comportamento dinâmico estável, dirigibilidade previsível e resposta eficiente nas condições variadas de condução. O desenvolvimento de uma geometria de suspensão e direção adequada é indispensável para que haja um bom comportamento dinâmico do veículo. Geometria de suspensão, significa em como conectamos a massa suspensa do veículo com a massa não suspensa. Ele complementa dizendo, a geometria de suspensão não descreve apenas os movimentos relativos, mas também o controle das forças que são transmitidas entre a massa suspensa e não suspensa (Milliken, 1995).

Abaixo estão alguns pontos-chave sobre a importância desse projeto.

Estabilidade e Controle: A geometria de suspensão influencia diretamente a estabilidade do veículo. Um design apropriado ajuda a manter o veículo firme nas

curvas, minimizando inclinações indesejadas e mantendo as rodas em contato com o solo. O alinhamento adequado das rodas e a geometria de direção contribuem para o controle preciso do veículo, evitando oscilações e proporcionando uma resposta direta aos comandos do condutor.

Segurança: Uma geometria de suspensão bem projetada é crucial para a segurança do veículo, influenciando diretamente a capacidade de frenagem e a estabilidade durante manobras de emergência. O alinhamento correto das rodas contribui para evitar o desgaste irregular dos pneus, melhorando a aderência e a eficiência da frenagem.

Conforto: Um projeto adequado de geometria de suspensão é fundamental para o conforto dos passageiros. Isso inclui a capacidade de absorver irregularidades da estrada e minimizar as vibrações transmitidas para o interior do veículo. A geometria de direção também desempenha um papel na suavidade das manobras, melhorando a experiência de condução.

Desgaste e Eficiência dos Pneus: Uma geometria de suspensão inadequada pode resultar em desgaste irregular dos pneus, reduzindo a vida útil e a eficiência do conjunto de pneus. O alinhamento apropriado das rodas é crucial para garantir que todas as quatro rodas estejam apontando na mesma direção, evitando o desgaste desnecessário.

Em resumo, um projeto adequado de geometria de suspensão e direção não apenas influencia o desempenho dinâmico do veículo, mas também desempenha um papel crítico na segurança, conforto e eficiência operacional. As fabricantes de automóveis dedicam considerável esforço e pesquisa para otimizar esses sistemas, garantindo que os veículos atendam aos mais altos padrões em termos de desempenho e segurança.

Com base nestes raciocínios, neste trabalho será desenvolvido uma geometria de suspensão e direção para veículos *off-road*, a fim de minimizar efeitos indesejados, para que o protótipo tenha boa estabilidade, mantenha as rodas com o máximo de contato possível com o solo e possua uma boa eficiência dos pneus, alinhados com um comportamento sobre esterçante, para isso será realizado a análise cinemática das suspensões dianteira, traseira e sistema de direção. Nesta

análise serão analisados efeitos de *bumpsteer*¹ e ganho de cambagem conforme a rolagem e o deslocamento vertical das rodas do protótipo. Aspectos estruturais devido aos efeitos das forças não serão discutidos neste trabalho, pois refere-se a uma análise de elementos finitos.

Vale lembrar que o projeto de suspensão e direção é particular para cada veículo e deve satisfazer cada particularidade de cada aplicação. Não há a melhor ou uma única geometria aplicável em um projeto (Milliken, 1995). Deste modo, neste trabalho será elaborado um projeto de geometria de suspensão e direção para atender as particularidades de um veículo *off-road*, com características sobre esterçante. Neste projeto serão determinados a locação dos pontos de ancoragem dos braços de suspensão no chassi e na roda, locação do link de direção que determinam parâmetros, como, *instant center*, *roll center*, *front view swing arm*, *mechanical trail*, *scrub radius*, *spindle length* e altura do vão livre. Estes parâmetros são fundamentais para o bom funcionamento e desempenho de um carro, além disso, os pontos de ancoragem e os parâmetros resultantes acima citados que determinam a magnitude dos efeitos de *bumpsteers* e do ganho de cambagem conforme o deslocamento vertical das rodas.

A elaboração da geometria de suspensão e direção será realizada seguindo metodologias, formulações e *softwares* presentes na engenharia. O projeto consiste em um modelo iterativo em modelo 2D e posteriormente será elaborado o modelo completo 3D. Vale ressaltar que os parâmetros encontrados analiticamente serão confrontados com os modelos 2D e 3D utilizando o *software SolidWorks* e o *software Lotus Suspension Analysis*.

O presente trabalho está dividido em objetivos, justificativa, revisão bibliográfica, metodologia, desenvolvimento, resultados e discussões e conclusão. A primeira com ênfase em modelos de geometrias de suspensão e direção e parâmetros fundamentais para o desenvolvimento da geometria de suspensão e direção, posteriormente, será exposta a metodologia utilizada para o desenvolvimento deste projeto, onde será incluído as formulações e *softwares*. Na etapa de desenvolvimento será elaborado o projeto de acordo com as premissas e dados de entrada estabelecidos, conforme metodologia. Na seção seguinte são

¹ *Bumpsteer* – Efeito de convergir ou divergir a roda conforme a roda desloca verticalmente.

apresentadas e feitas considerações sobre os resultados de cada etapa do desenvolvimento do projeto, por fim é feita a conclusão do projeto.

2 OBJETIVOS

Os objetivos são divididos em geral e específico, conforme disposto a seguir.

2.1 Objetivo geral

O principal objetivo deste trabalho é desenvolver um modelo de geometria de suspensão e direção para protótipo Baja SAE, a fim de reduzir taxas de variação de ângulos, conseqüentemente melhorar a dinâmica veicular.

2.2 Objetivo específico

O objetivo principal se divide em objetivos específicos listados abaixo:

- Pesquisar e avaliar os modelos de geometrias de suspensão e direção, assim como, levantar as premissas para o projeto;
- Modelagem computacional 2D e 3D dos modelos de suspensão e direção do projeto;
- Análise cinemática computacional;
- Identificar e minimizar os efeitos de *bumpsteer*, variação da cambagem à rolagem e ao deslocamento vertical das rodas.
- Proposta de geometria;
- Simulação da suspensão e direção proposta.

3 JUSTIFICATIVA

A introdução de um projeto de geometria de suspensão e direção para veículos baja representa uma oportunidade para avanços na engenharia automotiva. Esta iniciativa busca aprimorar o desempenho, a segurança e a eficiência dos veículos *off-road* utilizados em competições baja, trazendo inovações que podem ter aplicações mais amplas na indústria automotiva como um todo.

Melhoria de Desempenho e Manobrabilidade: Ajustes precisos na geometria de suspensão e direção podem resultar em uma distribuição mais eficiente de carga, otimizando o contato dos pneus com o solo. Isso proporciona uma melhoria significativa na estabilidade e na manobrabilidade do veículo em terrenos acidentados, essenciais para competições baja.

Aumento da Segurança: Uma geometria de suspensão e direção aprimorada contribui para uma condução mais estável e previsível, reduzindo os riscos de capotamento e acidentes. Isso é crucial tanto para competições quanto para o uso recreativo em terrenos *off-road*.

Eficiência Energética: A otimização da geometria de suspensão pode minimizar as perdas de energia devido a atritos e impactos, resultando em uma eficiência aprimorada. Isso melhora o desempenho do veículo, mas também pode ter implicações positivas para a eficiência geral do consumo de combustível.

Tecnologia de Simulação: O uso de tecnologias avançadas de simulação permite a experimentação e iteração mais rápida no desenvolvimento do projeto. Isso acelera o ciclo de design e reduz os custos associados ao desenvolvimento de novos sistemas de suspensão e direção.

Transferência de Tecnologia para Veículos Convencionais: As inovações desenvolvidas para veículos baja podem ser adaptadas para veículos convencionais, contribuindo para o desenvolvimento de sistemas de suspensão mais avançados e eficientes em termos de consumo de combustível para uso urbano e rodoviário.

Neste sentido, o desenvolvimento de um projeto de geometria de suspensão e direção para veículos baja não só eleva o desempenho e a segurança nesse ambiente específico, mas também abre portas para avanços na engenharia automotiva de maneira mais ampla.

4 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Nesta seção são apresentados conceitos importantes para elaboração deste trabalho.

4.1 Projeto Baja SAE

O projeto Baja SAE foi criado nos Estados Unidos em 1976 e chegou no Brasil no ano 1994, atualmente presente em diversos países. Este projeto tem como objetivo promover competições que desafiam estudantes de diversos cursos, principalmente de engenharia, a planejar, desenvolver e manufaturar um novo produto para o mercado industrial consumidor. As equipes competem entre si para ter seu projeto aceito por uma empresa fictícia. Os estudantes são responsáveis não só por projetar, construir, testar, promover e pilotar, mas também por gerar apoio financeiro ao projeto e coordenar as atividades educacionais (BAJA SAE, 2022).

4.1.1 Equipe Londribaja UTFPR - Londrina

A equipe Londribaja foi fundada em 2014 na Universidade Tecnológica Federal do Paraná campus Londrina, formada pelos graduandos de engenharia. O objetivo da equipe é desenvolver um protótipo de veículo *off-road* para competir nos eventos promovidos pela SAE. A equipe possui uma estrutura de uma organização profissional com hierarquia, planejamento, pesquisa, desenvolvimento de projetos, manufatura, apresentação de projeto de mercado e avaliação dinâmica.

4.1.2 Regulamento Baja SAE Direção e Suspensão

Todas as equipes participantes das competições promovidas pela SAE devem seguir o REGULAMENTO BAJA SAE BRASIL (RATBSB), regulamento mundial da SAE. Deste modo, é imprescindível cumprimento, visto que juízes responsáveis pela inspeção são extremamente rigorosos e o descumprimento impossibilita a participação da equipe nas provas dinâmicas. O regulamento é uma maneira de assegurar a integridade física de todos os participantes do evento. O sistema de direção deve funcionar de batente a batente sem interferência entre os componentes ao longo de todo curso da suspensão tanto na compreensão quanto extensão (RATBSB, 2022). Segundo o apêndice B, o protótipo não pode ter largura maior de 1,62 metros e comprimento maior que 2,74 metros. Ainda, o veículo tem

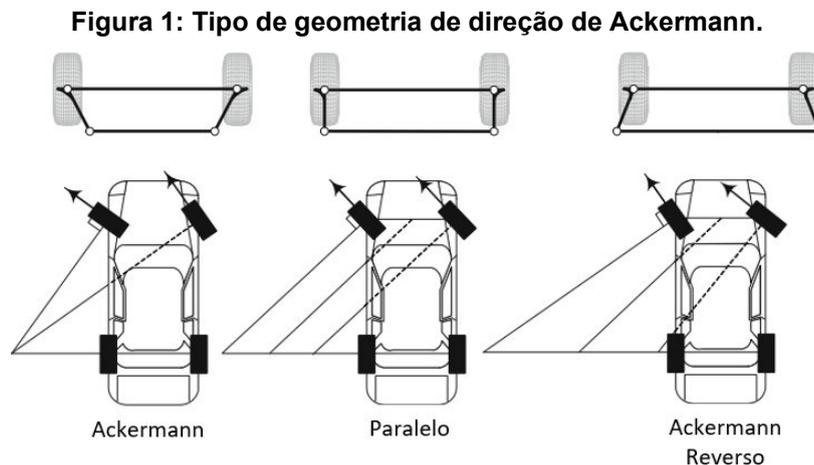
que transpor obstáculos, por exemplo, rochas, troncos de diâmetro de 0,3 metros, lama, aclives de 45° e 5 metros de extensão, travessias rasas de água de altura de 0,4 metros, e suas combinações, em qualquer condição climática (RATBSB, 2022).

4.2 Geometria de direção

A geometria de direção está diretamente ligada com o comportamento direcional, o qual estabelece o comportamento do mecanismo de direção e no modo de como as rodas irão desempenhar. É importante destacar que a geometria do sistema de direção é responsável pelo comportamento direcional durante as ações do condutor e em resposta a movimentação da suspensão devido as condições do terreno (Jazar, 2014).

4.2.1 Geometria de Ackermann

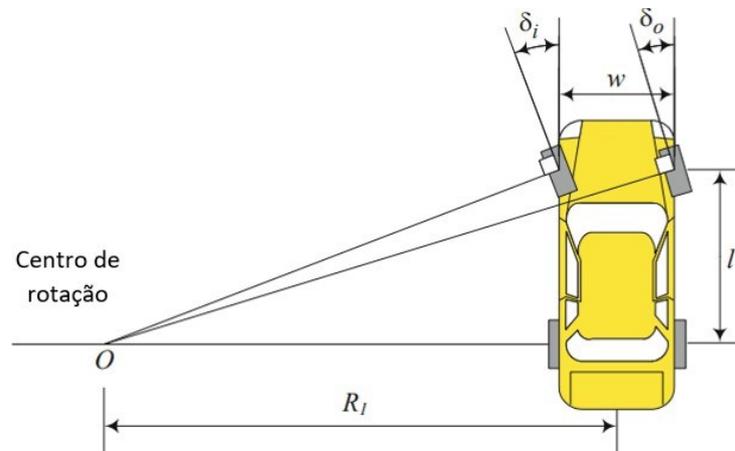
Quando um veículo realiza um movimento circular em baixa velocidade, sua aceleração lateral também é baixa, de modo que a rolagem da carroceria e as forças laterais são consideradas desprezáveis. Deste modo, para não ocorrer deslizamento dos pneus com direção dianteira o centro de giro do automóvel deve estar alinhado ao eixo traseiro (Dixon 2009), como mostra a figura 1.



Fonte: Adaptado de Jazar (2014).

Existem três denominações de geometria de Ackermann, elas são classificadas conforme a disposição das rodas dianteiras interna e externa a curvatura da estrada, conforme figura 2.

Figura 2: Ponto de giro do veículo.



Fonte: Adaptado de Jazar (2014).

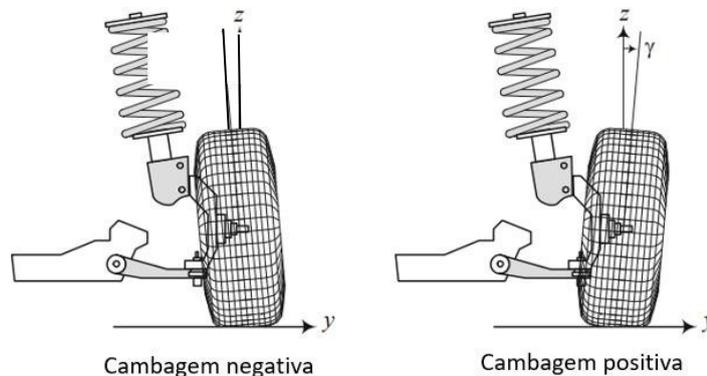
A primeira condição, chamada de Ackermann, consiste na roda interna ao raio de curva ter um ângulo maior do que a roda externa, a segunda condição é caracterizada por possuir o mesmo ângulo de esterçamento das rodas interna e externa a curva, este chamado de paralelo, a terceira condição, chamado de Ackermann reverso, é o oposto da primeira, em que a roda externa possui ângulo maior que a roda interna a curvatura da estrada, as geometrias estão representadas pela figura 2 abaixo. É recomendado a geometria paralela ou Ackerman reverso quando há aumento de velocidade em uma curva (Jazar, 2014).

4.2.2 Cambagem

Observando as rodas do veículo em um chão plano e pela dianteira, o ângulo de cambagem é o que se forma entre uma reta perpendicular ao solo e a linha de centro da roda. Ele pode ter valores positivos, negativos e nulos. Valores de cambagem negativos ocasionam mais desgaste na parte interna dos pneus, ao contrário, cambagem positiva ocasiona desgaste externo no pneu. A inserção desta inclinação na estrutura de suspensão visa corrigir o ângulo de contato do pneu com o solo, fazendo com que ele mantenha o máximo de contato possível nas curvas. Esse ângulo bem ajustado é sinônimo de estabilidade, principalmente nas curvas. A figura 3 demonstra a convenção de sinais adotada conforme o ajuste de

cambagem (Milliken, 1995).

Figura 3: Convenção de sinais conforme inclinação.

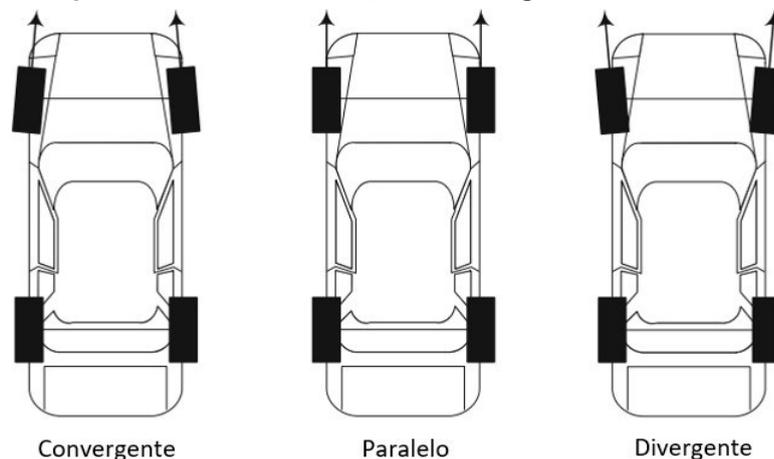


Fonte: Adaptado de Jazar (2014).

4.2.3 Convergência e divergência

Convergência (*toe in*) é quando em uma vista superior a parte frontal das rodas dianteiras ou traseiras estão apontadas para o centro do veículo, por outro lado, divergência (*toe out*) refere-se a parte frontal das rodas dianteiras ou traseira apontadas para fora do veículo, como mostra a figura 4.

Figura 4: Representação das condições convergente, neutra e divergente.



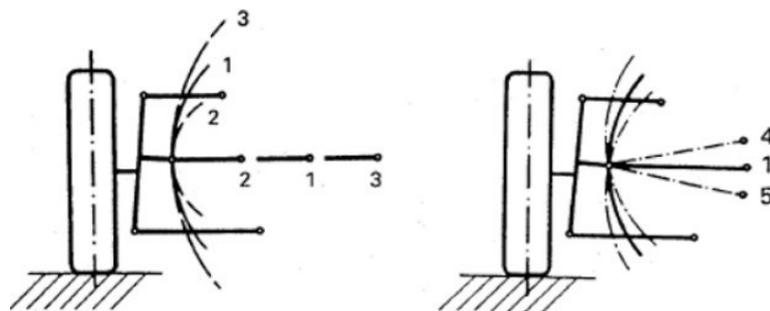
Fonte: Adaptado de Jazar (2014).

O ajuste de *toe* tem grande influência no desempenho do desgaste dos pneus, estabilidade em linha reta e comportamento em entrada de curvas. O comportamento do *toe* é diretamente afetado pelo sistema de direção devido ao braço de direção. Este efeito é denominado *bump steer*, que consiste na orientação das rodas sem a ação de comando do volante, causado por deformidades na

estrada ou pista interagindo com comprimento ou ângulo inadequado de sua suspensão ou articulações da direção (Jazar, 2014).

O correto posicionamento e comprimento do braço de direção minimizam os efeitos do *bump steer*, ou ainda, pode-se obter um determinado comportamento desejado. Deste modo, é realizado o estudo da cinemática deste componente (Reimpell, Stoll e Betzler, 2001). A figura 5 representa o comportamento conforme comprimento e posicionamento do braço de direção.

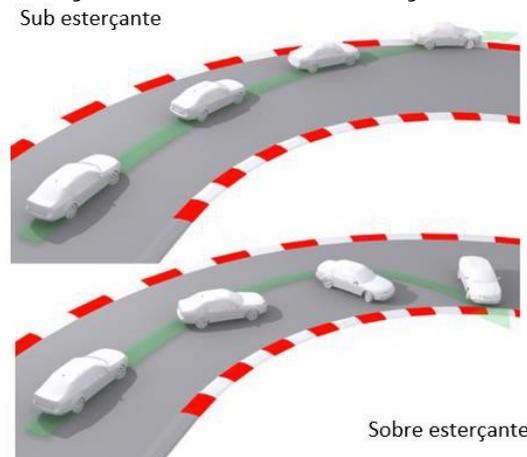
Figura 5: Representação dos efeitos devido ao tamanho e ao posicionamento do braço de direção.



Fonte: Reimpell, Stoll e Betzler (2001).

O posicionamento do braço de direção está diretamente ligado a dois efeitos na dinâmica veicular do veículo, o primeiro efeito é o sub esterçante (*understeer*), quando o veículo vira menos que o desejado, ou ainda, há o escorregamento dos pneus dianteiros, o segundo efeito é o sobre esterçante (*oversteer*), quando o veículo vira mais que o desejado e há a rotação do veículo, estes dois comportamentos são representados na figura 6.

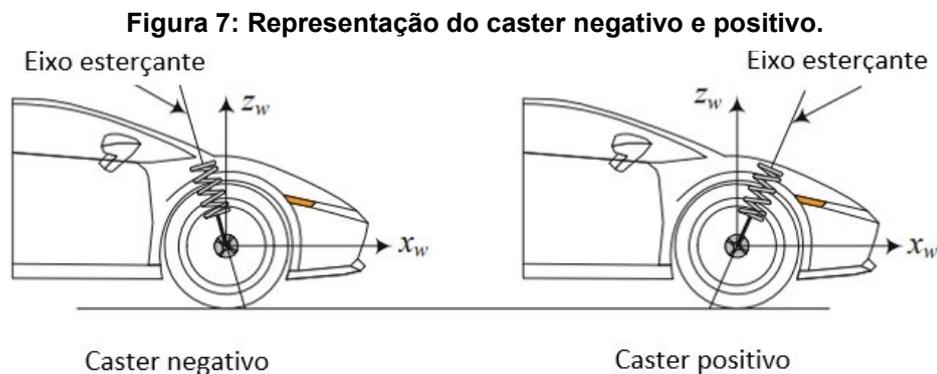
Figura 6: Representação de dinâmica sub esterçante e sobre esterçante.



Fonte: Adaptado de TOC Automotive College (2023).

4.2.4 Ângulo de caster

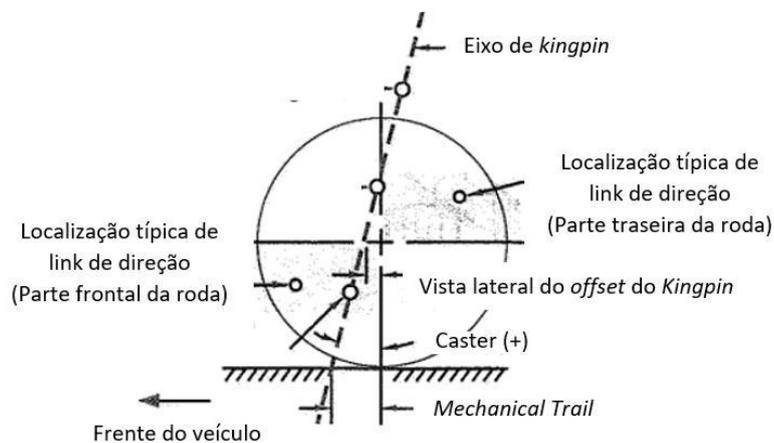
O ângulo de caster é obtido a partir da vista lateral do veículo, traçando uma linha ligando o ponto superior ao ponto inferior de conexão do braço de suspensão com a manga obtém-se uma reta. O ângulo dessa reta com o plano vertical, observando o carro de lado, é o ângulo de caster, figura 7. Por convenção, este ângulo é considerado positivo quando o plano vertical que contém o ponto superior se encontra atrás do plano vertical que contém o ponto inferior. Um ângulo de caster positivo fará com que a roda externa a curva assuma cambagens negativas quando esterçadas (Milliken, 1995).



Fonte: Adaptado de Jazar (2014).

Se a reta que define o ângulo de caster for prolongada de forma que intercepte o plano do chão, haverá uma distância entre este ponto de intersecção da reta com o chão e a linha de centro da roda. Essa distância se dá o nome de *mechanical trail* ou *caster trail* (Milliken, 1995), como mostra a figura 8.

Figura 8: Representação do ângulo de caster e mechanical trail.



Fonte: Adaptado de Milliken (1995).

4.2.4.1 Mechanical Trail

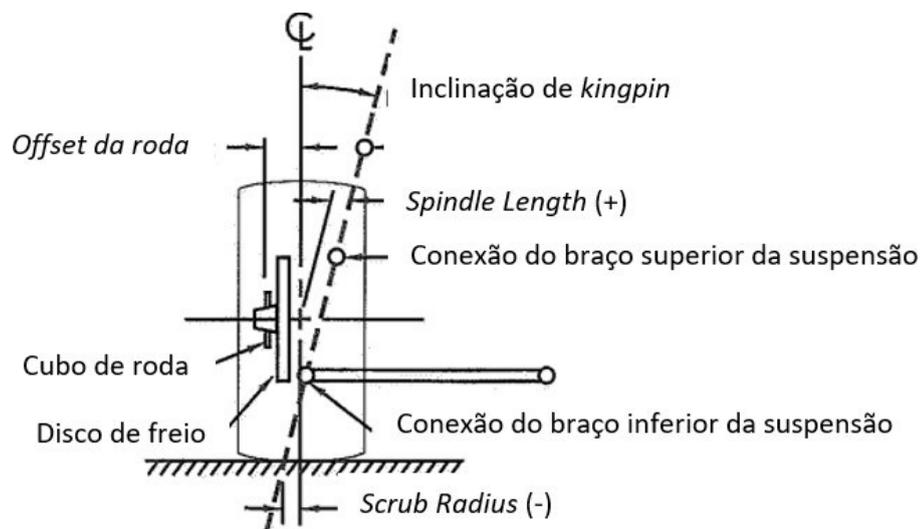
O *mechanical trail* é responsável pelo efeito de autoalinhamento da direção, possibilitando o retorno do volante esterçado a posição central em saídas de curva e o conservando alinhado em linha reta. Quanto maior for o *mechanical trail*, maior será o esforço de esterçamento (Milliken, 1995).

4.2.5 Kingpin (KPI)

É definido pino mestre de uma suspensão do tipo Duplo A como o vetor que tem origem no ponto de articulação entre o braço de suspensão inferior e a manga e termina no ponto de articulação entre o braço de suspensão superior e a manga. Em outras palavras, o *kingpin* é o eixo de esterçamento da roda. Esse parâmetro existe para diminuir a distância entre o ponto em que as forças são aplicadas no pneu, centro da área de contato com o solo e o eixo de esterçamento, deste modo diminuindo os esforços do piloto (Milliken, 1995).

Ao analisar o pino mestre, existem três parâmetros importantes que devem ser considerados no projeto de uma suspensão e direção a inclinação do *kingpin*, *spindle length* e o *scrub radius*. Estes parâmetros estão representados na figura 9.

Figura 9: Representação da inclinação do kingpin, spindle length e scrub radius.



Fonte: Adaptado de Milliken (1995).

Ao analisar a inclinação do *kingpin* e o *scrub radius* em conjunto, nota-se que eles afetam diretamente o torque de autoalinhamento das rodas. O autoalinhamento é uma característica fundamental em qualquer projeto, pois auxilia o motorista na

percepção das irregularidades da pista. Esta percepção das irregularidades pelo motorista é conhecida como *feedback*. O ângulo de *kingpin* afeta as características de cambagem ao esterçamento. A tendência é obter cambagem positiva nas duas rodas para qualquer lado que se esterce. A quantidade deste efeito é pequena, mas significativa em situações de curvas com raios pequenos. Quanto maior o ângulo de *kingpin* mais o carro será erguido ao esterçar, esta é a fonte responsável pelo retorno da direção, pois o peso do carro faz com que a direção retorne para o centro. A direção se torna mais pesada a medida que aumenta o ângulo de *kingpin* (Milliken, 1995).

4.2.5.1 Spindle Length

O *spindle length* é a distância entre o eixo de esterçamento da roda e uma reta paralela ao *kingpin* passando pelo centro da roda. A quantidade que o carro será erguido é uma função do *spindle length*. Quanto maior essa distância maior será o levantamento. O efeito de levantar o carro devido ao ângulo de pino mestre e ao *spindle length* contribui para o torque autoalinhante em baixas velocidades. Quando o carro estiver em uma pista irregular, haverá algum “*kickback*” (resposta) na direção, proporcional ao *spindle length*. Pequenas distâncias de *spindle length* favorecem a dirigibilidade devido ao menor o arraste do pneu em manobras de baixa velocidade diminuindo o esforço do motorista e do sistema de direção (Milliken, 1995).

4.2.5.2 Scrub Radius

O *Scrub radius* é distância horizontal entre o centro da banda de rodagem do pneu e o ponto de contato entre o prolongamento do *kingpin* e o solo na vista frontal. Forças de frenagem e aceleração produzem torque proporcionais ao *scrub radius* na direção. Se a força de aceleração ou frenagem for diferente na roda direita ou esquerda, então haverá um torque na direção sentido pelo piloto (Milliken, 1995).

O emprego de raios pequenos aumentará o esforço ao esterçamento ao manobrar em baixas velocidades, porém sentirá menos as reações de frenagens em linha reta. A utilização deste raio nulo tende a deixar o veículo instável quando executando curvas.

4.3 Geometria de suspensão

A dinâmica da suspensão do veículo é vista principalmente pelo comportamento cinemático e sua resposta a forças e momentos que são transmitidos dos pneus para o chassi (Gillespie, 1992).

4.3.1 Razão de instalação

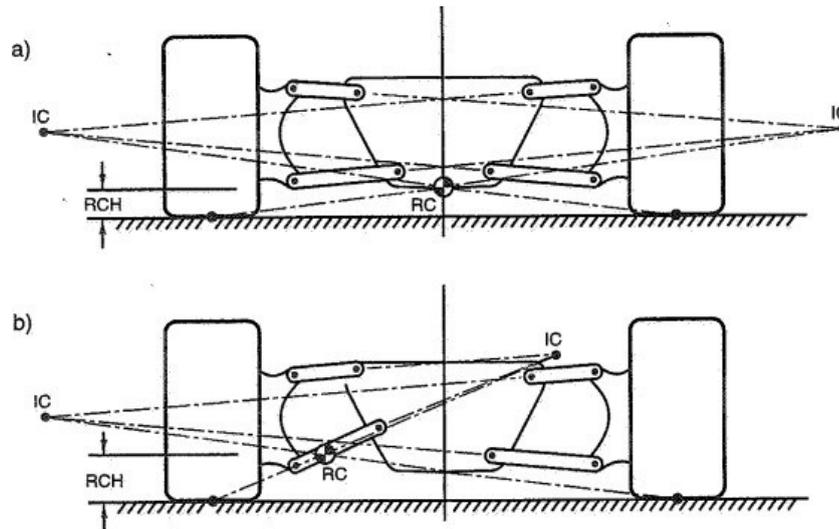
A suspensão automotiva é composta basicamente de molas e amortecedores, por meio dos quais oferece-se estabilidade, dirigibilidade e conforto ao condutor do veículo, mantendo os pneus em máximo contato com o solo.

A razão entre o deslocamento da mola e o deslocamento vertical da roda em relação a carroceria é denominada razão de instalação (*Installation Ratio* - IR). Seu posicionamento deve ser levado em consideração basicamente com a rigidez da mola e curso desejado de suspensão, a fim de que veículo possua dirigibilidade. (Milliken, 1995).

4.3.2 Roll Center

O *roll center* (centro de rolagem) estabelece o ponto de ligação das forças entre as massas suspensa e não suspensa do veículo. Em curvas, a força centrífuga que atua no centro de gravidade é transmitida para a massa não suspensa e para pneus. A força centrífuga pode ser transladada do centro de gravidade para o *roll center*, com acréscimo do momento. O *roll center* é definido pela intersecção da linha de centro com a linha que liga o ponto de contato do pneu e o centro instantâneo de rotação da roda (Milliken, 1995), figura 10.

Figura 10: Representação da construção do roll center.



Fonte: Milliken (1995).

É fundamental o estudo do *roll center* no carro em movimento e principalmente na sua dirigibilidade, segurança e conforto. Em uma curva um *roll center* alto pode gerar mais transferência de carga lateralmente, devido ao carregamento que diminui sobre a roda interna à curva e aumenta o carregamento sobre a roda externa à curva, por outro lado, um baixo *roll center* pode provocar um deslocamento lateral do centro de gravidade ocasionando uma rolagem excessiva da massa suspensa, causando muito desconforto aos passageiros. O movimento de rolagem da massa suspensa é afetado pelo momento gerado pela sua força centrífuga na curva e pela altura do centro de gravidade em relação ao *roll center*. Quanto maior a altura do centro de gravidade em relação ao *roll center*, maior será o momento e, conseqüentemente, sua inclinação. O sistema de suspensão reage gerando forças contrárias ao movimento de inclinação da massa suspensa, aumentando a carga na roda que está do lado de fora da curva a medida em que a carga diminui na roda que está do lado de dentro da curva (Dixon, 2009).

Para diminuir essa rolagem é muito comum o uso de barras estabilizadoras e sistemas mais modernos utilizam sistemas com suspensão ativa. A altura do *roll center* em relação ao solo também afeta a dinâmica, principalmente na transferência de carga em curva. Quanto maior for essa altura, maior será a transferência de carga. O *roll center* pode variar quanto a sua altura seguindo a linha de centro, quando a suspensão é comprimida ou estendida, porque o *instant center* da roda varia. Em curva o *roll center* varia muito até mesmo saindo da linha de centro. Essa variação

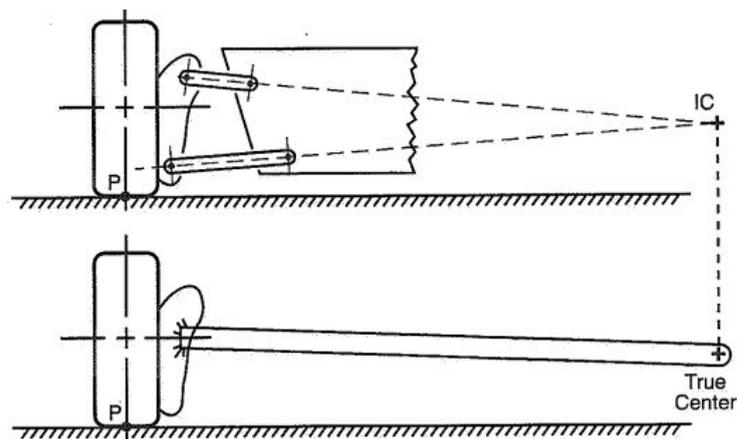
dificulta ainda mais o estudo da inclinação da massa suspensa e do efeito da transferência de carga na roda. Podendo gerar efeitos totalmente indesejáveis, como capotamento e transferência de carga excessiva, que faz com que o pneu atinja seu limite e diminui a força lateral (Dixon, 2009).

Para uma análise mais consistente de dinâmica lateral o estudo do *roll centers* dianteiro e traseiro devem ser feitos em conjunto, pois a linha que une esses pontos chamado *roll axis* será o eixo em que o veículo inteiro inclina (Dixon, 2009).

4.3.3 Instant Center

O termo *instant center* (IC) será usado para descrever e determinar vários parâmetros comuns de suspensão. A palavra "*instant*" significa uma posição particular instantânea da ligação e "*center*" refere-se a um ponto projetado que é efetivamente o ponto pivô da ligação naquele instante. A figura 11 mostra como dois links menores podem ser substituídos por um mais longo. Na medida que os links são movidos, o centro se move, de modo que o desenho geométrico adequado não apenas estabelece todos os *instant centers* em suas posições desejadas na altura de deslocamento, mas também controla quão rápido e em que direção eles se movem com a suspensão (Milliken, 1995).

Figura 11: Construção do instant center.



Fonte: Milliken (1995).

Instant center é resultado do estudo da cinemática em um plano (2D), fornece uma ajuda gráfica no estabelecimento de relações de movimento entre dois corpos.

4.4 Sistemas de Suspensão

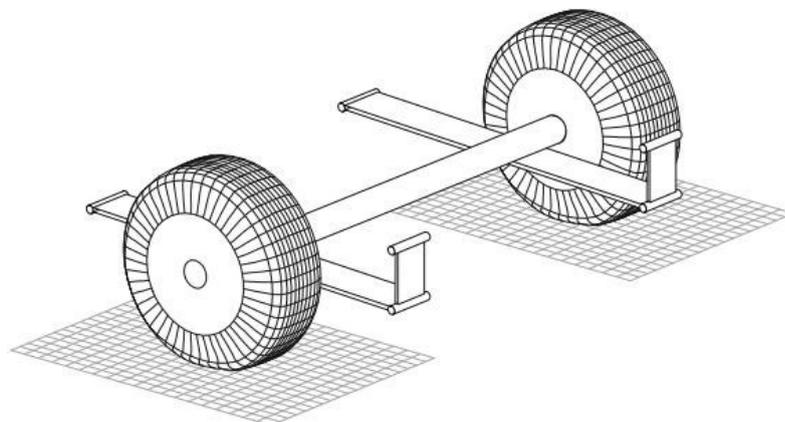
O sistema de suspensão tem como funções principais: promover o deslocamento vertical das rodas de maneira isolada do chassi conforme as irregularidades do solo, manter o controle direcional das rodas, manter o controle do veículo em resposta a forças produzidas pelos pneus (forças longitudinais de aceleração e frenagem e forças laterais de esterçamento), resistir a rolagem do chassi e manter as rodas em contato com o solo com mínimo de transferência de carga entre as rodas. Os projetos, ainda, devem considerar custo, peso, empacotamento, manufaturabilidade, facilidade de montagem entre outros (Gillespie, 1992).

Os mecanismos de suspensão conectam as rodas com o chassi do veículo e permitem os movimentos relativos (Jazar, 2014). Suspensão é geralmente dividida em dois grupos: suspensão de eixo rígido e suspensão independente (Gillespie, 1992).

4.4.1 Suspensão de eixo rígido

Este arranjo de suspensão consiste em um único eixo conectando as duas rodas do mesmo eixo, como mostra a figura 12, portando apenas o sistema de rotação de rolagem e a translação vertical é possível. As molas em formato de lâminas podem ser conectadas de diversas maneiras no chassi, porém o projeto mais simples é prender o eixo no meio das lâminas com as suas extremidades conectadas ao chassi (Jazar, 2014).

Figura 12: Suspensão de eixo rígido com feixe de molas.



Fonte: Jazar (2014).

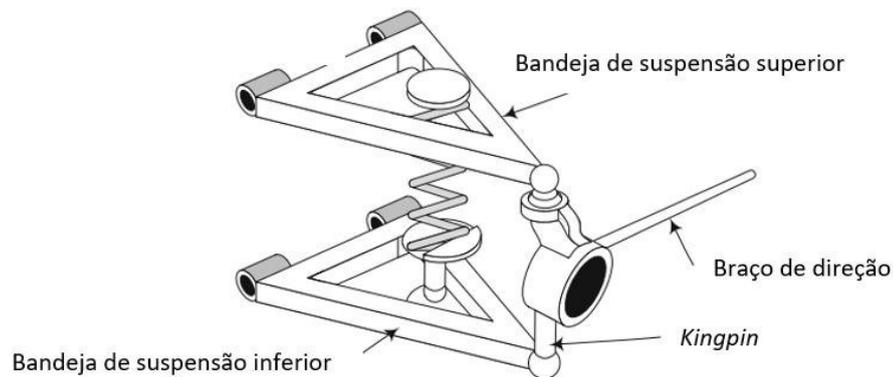
4.4.2 Suspensão independente

A suspensão independente em contrapartida da suspensão de eixo rígido permite o movimento vertical de cada roda sem afetar a roda oposta. Praticamente todos os carros de passeio e caminhões leves utilizam este tipo de suspensão frontal, pois promove mais espaço para o motor do veículo e possui melhor resistência as vibrações da direção (Gillespie, 1992).

4.4.2.1 Duplo A

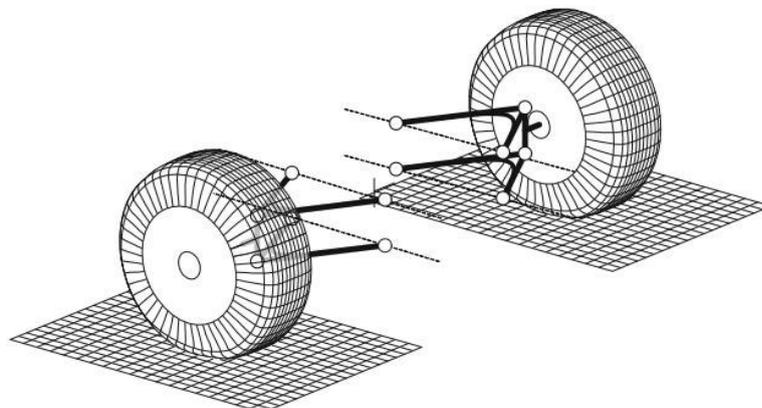
É considerado um mecanismo de duplo A uma suspensão em que o amortecedor é conectado entre os braços inferiores de suspensão e o chassi, como mostra as figuras 13 e 14, pode ser conectado, também, entre o braço de suspensão superior e o chassi ou, ainda, conectado entre o braço de suspensão inferior e superior (Jazar, 2014).

Figura 13: Representação dos componentes em uma suspensão tipo duplo A.



Fonte: Adaptado de Jazar (2014).

Figura 14: Suspensão tipo duplo A.

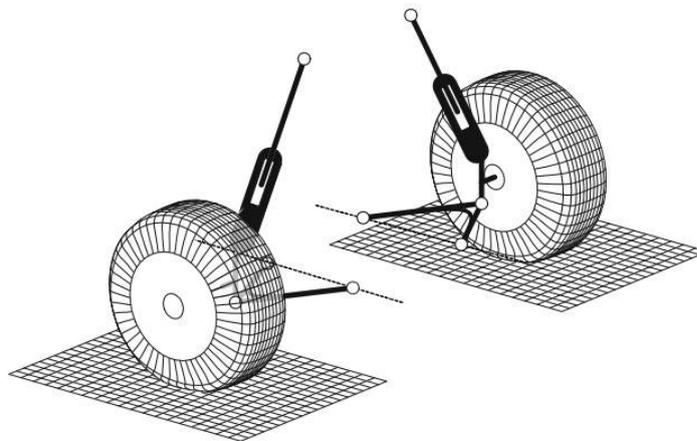


Fonte: Jazar (2014).

4.4.2.2 MacPherson

Este tipo de suspensão é similar com o modelo duplo A, porém não possui o braço de suspensão superior, a estrutura é um elemento telescópico incorporando a parte inferior do amortecedor com a roda e a parte superior do amortecedor é conectada no chassi, figura 15. O modelo de suspensão *MacPherson* é amplamente utilizada em carros com motores transversais de tração dianteira devido ao seu empacotamento (Gillespie, 1992).

Figura 15: Suspensão tipo MacPherson.



Fonte: Jazar (2014).

4.4.2.3 Three Link Arms

O modelo de suspensão *Three link arms* são utilizados em mecanismos de suspensões traseiras. Observando pela vista frontal, figura 16, são dispostos dois elos de fixação que travam os movimentos de rotação em torno do eixo horizontal e a translação lateral e longitudinal e um outro elo que impede a rotação em torno do eixo vertical, deste modo o único movimento relativo é a rotação em torno do eixo lateral (Milliken, 1995).

Figura 16: Suspensão tipo Three link arms.

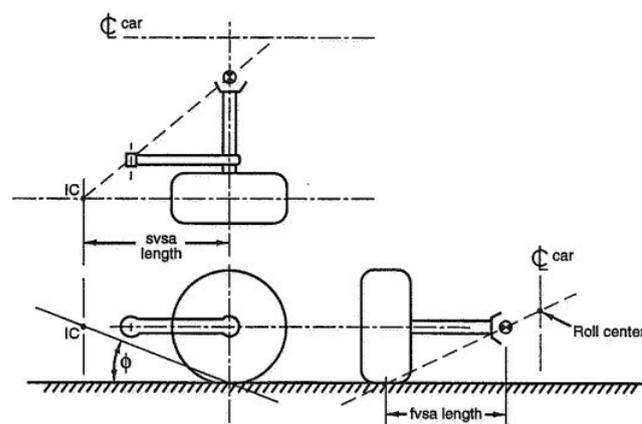


Fonte: Sean M. Cooney (2017).

4.4.2.4 Swing axle

Este modelo de suspensão é similar ao tipo *semi-trailing*, foi criada em 1930 e muito utilizada naquela época devido ao baixo custo e a simplicidade figura 17. Por outro lado, a dinâmica veicular era mal compreendida, devido ao alto *roll center* que resulta em grandes forças de *jacking*, fenômeno que ocorre quando a suspensão de um veículo gera forças que afetam a distribuição vertical das cargas nas rodas, além disso, forças laterais elevam a traseira do veículo gerando uma grande variação de cambagem (Milliken, 1995).

Figura 17: Suspensão do tipo Swing Axle.

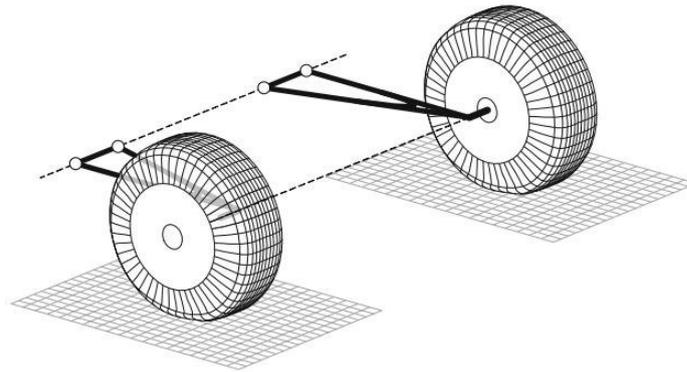


Fonte: Milliken (1995).

4.4.2.5 Trailing Arm

Suspensão utilizada apenas na traseira, é geralmente usada em carros de alta performance, figura 18. O *trailing arm* controla as forças longitudinais, o momento de franagem e os efeitos de *squat* e *lift*, além disto, não há variação de cambagem durante o movimento vertical da suspensão (Gillespie, 1992).

Figura 18: Suspensão do tipo Trailing Arm.

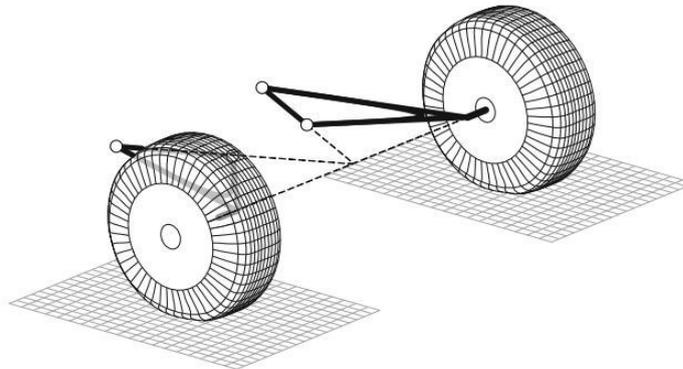


Fonte: Jazar (2014).

4.4.2.6 Semi-trailing arm

Esta é uma variação da suspensão do tipo *trailing-arm*, também se trata de uma suspensão traseira, figura 19. Porém este tipo de suspensão resulta em uma pequena variação de cambagem. A *semi-trailing arm* produz um efeito de cambagem e esterçamento quando as rodas movimentam verticalmente. A combinação de esterçamento com cambagem atuam direcionando as rodas traseira do carro para o lado de fora da curva auxiliando no contorno das curvas, porém se não controlado deve acontecer o efeito de sobre esterçamento (Gillespie, 1992).

Figura 19: Suspensão do tipo Semi-trailing arm.

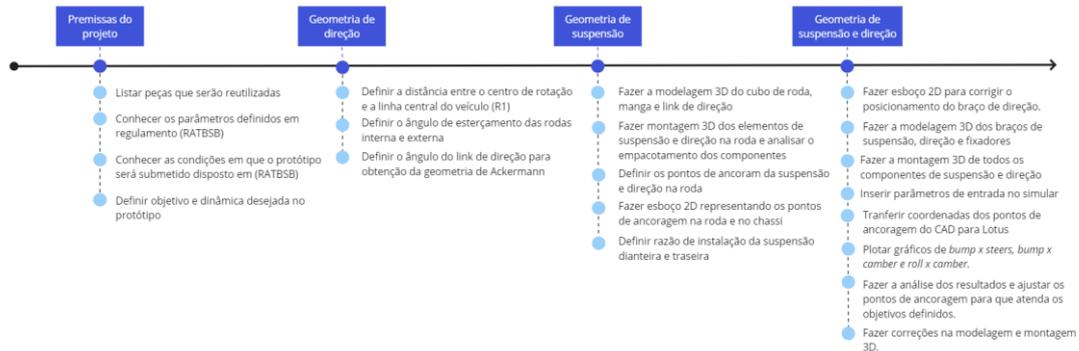


Fonte: Jazar (2014).

5 METODOLOGIA

O projeto é dividido em quatro etapas e cada uma delas possui subdivisões que representam atividades que precisam ser realizadas para o desenvolvimento do projeto de suspensão e direção, como mostra a figura 20 a seguir.

Figura 20: Fluxograma da metodologia para o desenvolvimento do projeto de suspensão e direção.



Fonte: Autoria própria (2023).

Antes mesmo de iniciar o projeto de suspensão e direção é preciso conhecer e definir as premissas do projeto:

- Listar peças que serão reutilizadas;
- Conhecer os parâmetros definidos em regulamento (RATBSB);
- Conhecer as condições em que o protótipo será submetido também disposto em (RATBSB);
- Definir objetivo e dinâmica desejada no protótipo.

5.1 Geometria de direção

Nesta seção serão definidos alguns parâmetros referentes a geometria de direção.

5.1.1 Ângulo de esterçamento das rodas e geometria de Ackermann

Um sistema de direção com geometria de esterçamento na condição Ackermann, é definido por Jazar (2014) pelas equações (1) e (2).

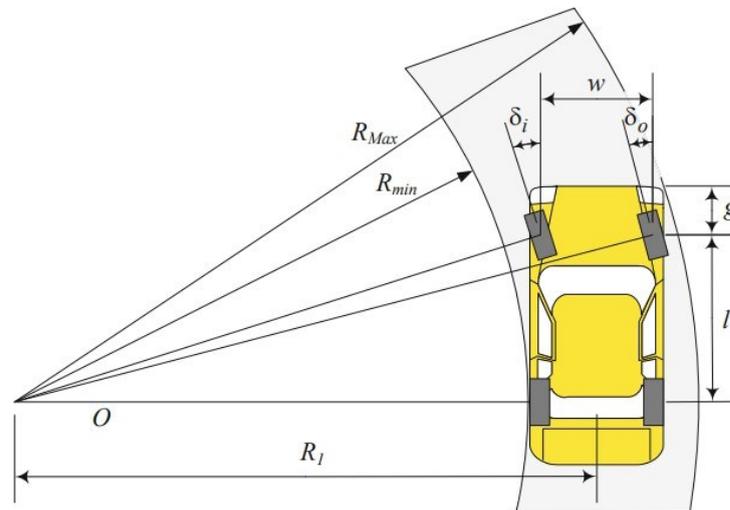
$$\tan \delta_i = \frac{l}{R_1 - \frac{W}{2}} \quad (1)$$

$$\tan \delta_o = \frac{l}{R_1 + \frac{w}{2}} \quad (2)$$

Onde:

- δ_i - Ângulo de esterçamento da roda interna;
- δ_o - Ângulo de esterçamento da roda externa;
- l - Distância entre eixos;
- w - Distância entre os dois pontos de giro das rodas;
- R_1 - Distância entre o centro de rotação e a linha central do veículo.

Figura 21: Ângulos e distâncias durante o contorno de curva.



Fonte: Fonte: Jazar (2014).

Para o raio de curva real de um veículo com as rodas esterçadas, é necessário analisar todo o percurso do mesmo para definir o espaço necessário, conforme equações (3) e (4) e a figura 21 acima.

$$R_{Max} = \sqrt{(R_{Min} + w)^2 + (l + b)^2} \quad (3)$$

$$R_{Min} = R_1 - 0,5 \cdot w \quad (4)$$

O ângulo do link de direção (β), que contempla a geometria de Ackermann é definido pelas equações (5) e (6).

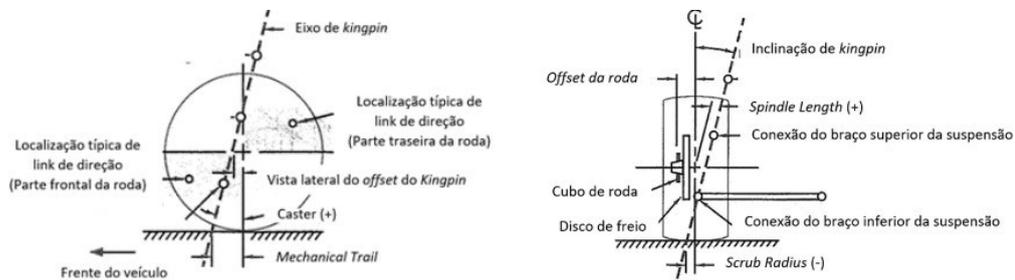
$$\theta = \arctan \frac{2l}{w} \quad (5)$$

$$\beta = 90 - \theta \quad (6)$$

5.2 Geometria de suspensão

A primeira etapa consiste em projetar a suspensão dianteira com os parâmetros de fixação e o empacotamento dos componentes, por exemplo, cubo de roda, manga, link de direção sistema de freio conforme a figura 22. Posteriormente serão definidos os ângulos de *caster* e *kingpin* e os parâmetros resultantes, por exemplo, *mechanical trail* e *scrub radius*.

Figura 22: Representação dos pontos de ancoragem, empacotamento da roda, ângulos e medidas de projeto.



Fonte: Adaptado de Milliken (1995).

Vale lembrar que estes parâmetros podem e devem ser modificados durante o desenvolvimento do projeto, com o objetivo de encontrar a melhor combinação que resultará em um melhor desempenho cinemático do veículo.

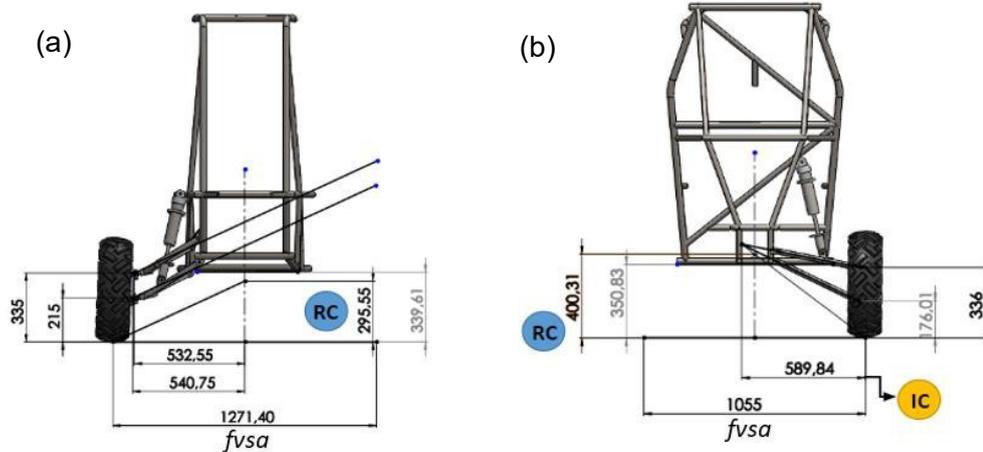
Os pontos de ancoragem tanto na manga quanto no chassi são analisados pela vista frontal do veículo, deste modo, para auxiliar esta análise será utilizado o *software SolidWorks*.

Para definir a geometria de suspensão segundo Milliken (1995) é preciso:

- Estabelecer as linhas para determinar o *instant center (IC)*.
- Estabelecer a altura do *roll center (RC)*
- Escolha do tamanho do braço de controle para localização do círculo de pivotamento;
- Conectar o *tie rod* no *(IC)*;
- Estabelecer o tamanho do *tie rod*.

A figura 23 mostra um exemplo de geometria de suspensão frontal.

Figura 23: Geometria de suspensão dianteira (a) e traseira (b).

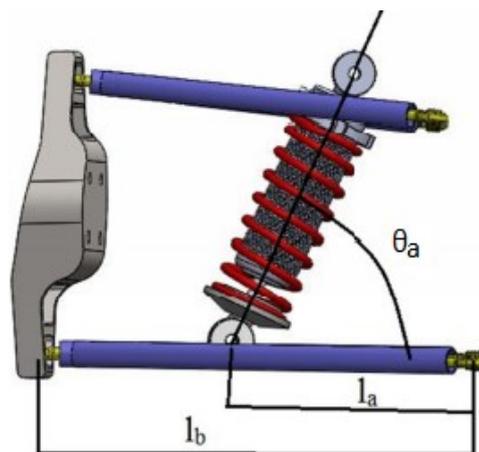


Fonte: Autoria própria (2022).

5.2.1 Razão de instalação

Para que seja possível calcular analiticamente o ganho de camber máximo, é necessário fazer o cálculo da razão de instalação a partir da relação geométrica que é dada pelo produto de todas as razões de instalação presentes entre a roda e o conjunto de atuadores (Dixon, 2009), a relação geométrica está representada na figura 24.

Figura 24: Representação dos pontos de pivotamento para o cálculo da razão de instalação.



Fonte: Menezes (2016).

A razão de Instalação é calculada pela equação 7, disposta abaixo. Onde l_b é comprimento do braço de suspensão onde está fixado o amortecedor, l_a é a distância

entre o ponto de fixação do braço de suspensão até o ponto de fixação do amortecedor no braço de suspensão e θ é ângulo entre o amortecedor e o braço de suspensão.

$$IR = \frac{lb}{la * \text{sen}(a)} \quad (7)$$

Esta relação indica quantas vezes o centro da roda desloca em relação ao deslocamento do amortecedor.

Conhecendo a medida do *front view swing arm* e a razão de instalação é possível calcular o ganho de cambagem pela equação (8) e a máxima variação de cambagem pela equação (9).

$$\arctan = \frac{1}{fvsa} \quad (8)$$

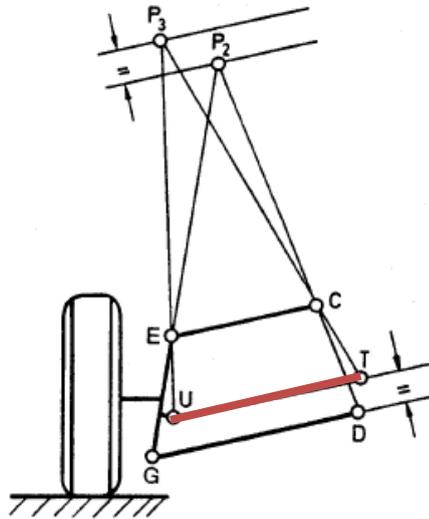
$$Camber_{M\acute{a}x} = \text{Ganho de camber} \times \text{m\acute{a}ximo deslocamento da roda} \quad (9)$$

O resultado da máxima variação de cambagem será comparada com os dados retirados do *software Lotus Suspension Analysis*.

5.3 Geometria de suspensão e direção

Com objetivo de reduzir os efeitos de *bumpsteers* é preciso corrigir o posicionamento e o comprimento do braço de direção, representado pela cor vermelha na figura 25, pois esses fatores estão diretamente interligados a esse fenômeno, neste contexto, Reimpell, Stoll e Betzler (2001) apresentam uma proposta de geometria para bandejas paralelas.

Figura 25: Posicionamento do braço de direção.

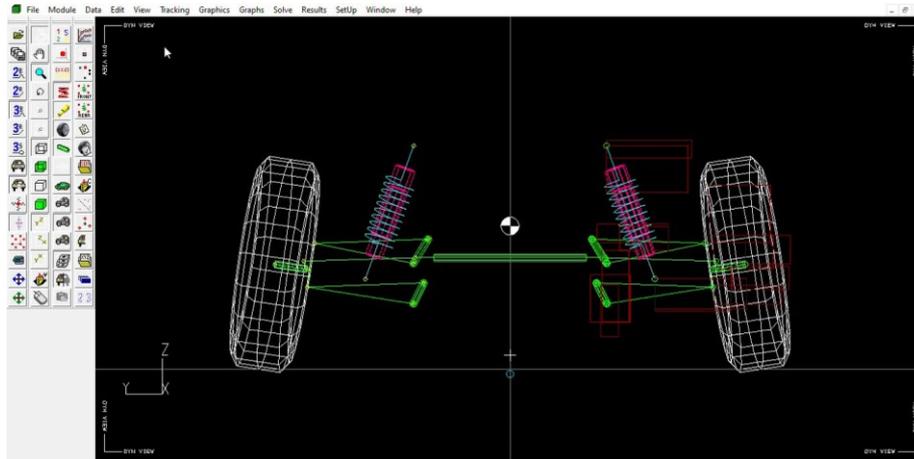


Fonte: Adaptado Reimpell, Stoll e Betzler (2001).

Todas ou quase todas as etapas até aqui são desenvolvidas utilizando o *SolidWorks*. Porém para uma análise mais aprofundada dos resultados cinemáticos será utilizado o *software Lotus Suspension Analysis* para identificar a variação de convergência\divergência com o curso da suspensão, conhecido como *bumpsteer*, variação de cambagem devido a rolagem, variação de cambagem devido ao esterçamento e variação de cambagem devido ao curso de suspensão.

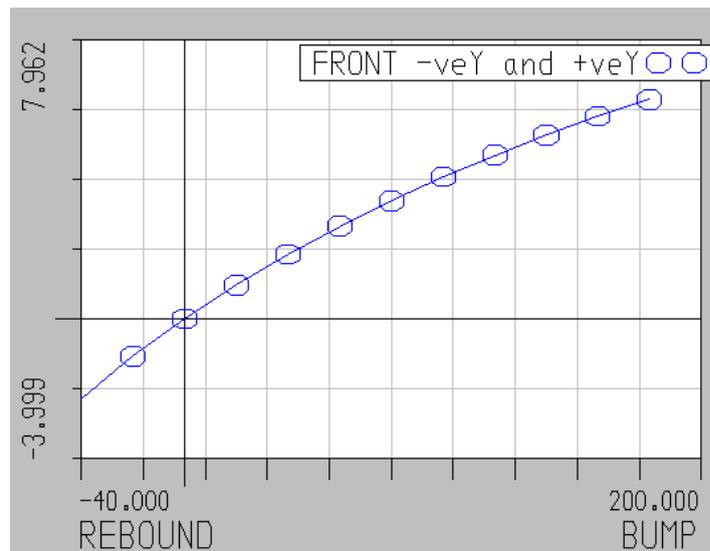
Para fazer a análise no *software Lotus Suspension Analysis* os pontos de conexão das bandejas e dos braços de suspensão, assim como, os dos amortecedores são transferidos do *SolidWorks* para o *Lotus*, deste modo é possível plotar os gráficos para análise e ajustes do projeto (figuras 26 e 27). Vale ressaltar que este é um processo iterativo e que cada mudança em um parâmetro altera o outro e por isso é impossível minimizar ao máximo todos os efeitos, inevitavelmente alguns parâmetros são abdicados em detrimento a outros.

Figura 26: Simulação de geometria de suspensão e direção no Lotus Suspension Analysis.



Fonte: Autoria própria (2022).

Figura 27: Exemplo de gráfico gerado pelo software.



Fonte: Autoria própria (2022).

6 DESENVOLVIMENTO

Neste capítulo, são apresentadas as quatro etapas para o desenvolvimento do projeto, conforme fluxograma apresentado na figura 28.

Figura 28: Fluxograma das etapas do projeto.



Fonte: Autoria própria (2023).

A primeira etapa, premissas do projeto, tem o intuito de levantar as informações necessárias para elaboração do projeto, na etapa seguinte será definido a geometria de direção, na terceira etapa será definido a geometria de suspensão e por último as geometrias da etapa dois e três são integradas para análise ajustes da geometria final do protótipo.

6.1 Premissas do projeto

Primeiramente são definidas algumas premissas que irão orientar o projeto.

- Lista de componentes reutilizadas do protótipo anterior: Chassis, amortecedores e caixa de direção.
- Lista de novos componentes: Rodas aro 10 polegadas, pneus 23x7-10, cubos de roda dianteiro e traseiro, mangas dianteiro e traseiro, link de direção, rolamentos, terminal rotular M10, terminal rotular 0,5 (in), terminal rotular 0,625 (in), bandejas inferiores dianteira e traseira, bandejas superiores dianteira e traseira, braço de direção, buchas e elementos fixadores.
- Parâmetros definidos em regulamento: O sistema de direção deve funcionar de batente a batente sem interferência entre os componentes ao longo de todo curso da suspensão tanto na compressão quanto extensão. O protótipo não pode ter largura maior de 1,62 metros e comprimento maior que 2,74 metros (RATBSB, 2022).
- Condições em que o protótipo será submetido: O veículo tem que transpor obstáculos, por exemplo, rochas, troncos de diâmetro de 0,3 metros, lama, aclives de 45° e 5 metros de extensão, travessias rasas de água de altura de

0,4 metros, e suas combinações, em qualquer condição climática (RATBSB, 2022).

- Definir objetivo dinâmico desejado do protótipo: Pretende-se um veículo com comportamento sobre esterçante e que contorne um raio de curva menor ou igual a 2 metros, raio de curvatura que garante agilidade na execução da prova de manobrabilidade. Deseja-se, também, *bumpsteer* menor que 2° , para que o protótipo tenha um bom controle direcional e estabilidade.
- Definir algumas medidas iniciais do protótipo: Altura do vão livre de no mínimo 300 [mm], bitola dianteira de no máximo 1300 [mm], bitola traseira de no máximo 1100 [mm]. Estas medidas foram definidas com base no regulamento, não necessariamente serão estas as medidas no final do projeto.
- Definir o tipo de suspensão a ser projetada: Para este projeto será escolhido a suspensão tipo duplo A, devido a combinação de bom desempenho de controle e estabilidade, boa resposta às irregularidades da estrada, menor variação do ângulo de cambagem, bom controle de rolagem, boa ajustabilidade, melhor desempenho em terrenos diversos e melhor distribuição de carga.

6.2 Geometria de direção

Nesta seção será definido alguns parâmetros referentes a geometria de direção para que na seção 6.4 seja integrada com a geometria de suspensão do protótipo.

6.2.1 Ângulo de esterçamento das rodas e geometria de Ackermann

Com base nas premissas do projeto são definidos os valores iniciais de bitola e entre eixos para execução do projeto. Para determinar os ângulos de esterçamento das rodas interna e externa do protótipo é necessário, também, a distância entre o centro de rotação e a linha central do veículo. Os ângulos de esterçamento da roda interna e externa são definidos pelas equações (1), (2), a distância e entre o centro de rotação e a linha central do veículo é mensurado pela equação (4).

Para que o protótipo tenha no máximo 2 metros de raio de curva é preciso conhecer o valor da distância entre o centro de rotação e a linha central do veículo

(R1), posteriormente será possível determinar os ângulos de esterçamento das rodas interna e externa, δ_i e δ_o respectivamente.

$$R_{Min} = R_1 - 0,5 \cdot w \quad (4)$$

$$2000 = R_1 - 0,5 \cdot 1288$$

$$R_1 = 2644 \text{ mm}$$

$$\tan \delta_i = \frac{l}{R_1 - \frac{w}{2}} \quad (1)$$

$$\tan \delta_o = \frac{l}{R_1 + \frac{w}{2}} \quad (2)$$

$$\tan \delta_i = \frac{1380}{2644 - \frac{1288}{2}}$$

$$\delta_i \cong 35$$

$$\tan \delta_o = \frac{1380}{2644 + \frac{1288}{2}}$$

$$\delta_o \cong 23$$

Vale ressaltar que as medidas de entre eixos (l) e bitola (w) finais são processos iterativos. São dados os *inputs* conforme as premissas do projeto, mas eles são alterados nas etapas posteriores e recalculados.

Além da distância entre o centro de rotação e a linha central do veículo é possível calcular, pela equação 3, o percurso total do veículo para definir o espaço necessário para o protótipo realizar a curva.

$$R_{Max} = \sqrt{(R_{Min} + w)^2 + (l + b)^2} \quad (3)$$

$$R_{Max} = 3699,18 \text{ mm}$$

Na sequência o ângulo do link de direção (β) é calculado pelas equações (5) e (6), para obtenção da geometria de Ackermann.

$$\theta = \arctan \frac{2l}{w} \quad (5)$$

$$\beta = 90 - \theta \quad (6)$$

$$\theta = \arctan \frac{2.1380}{1288}$$

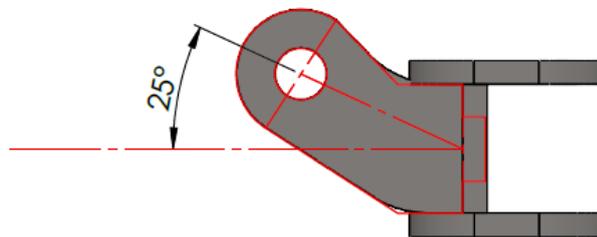
$$\theta = 64,74^\circ$$

$$\beta = 90 - 64,74$$

$$\beta = 25,26^\circ$$

29. Com base nas equações (5) e (6) é possível modelar o link de direção, conforme figura

Figura 29: Modelagem 3D do link de direção.

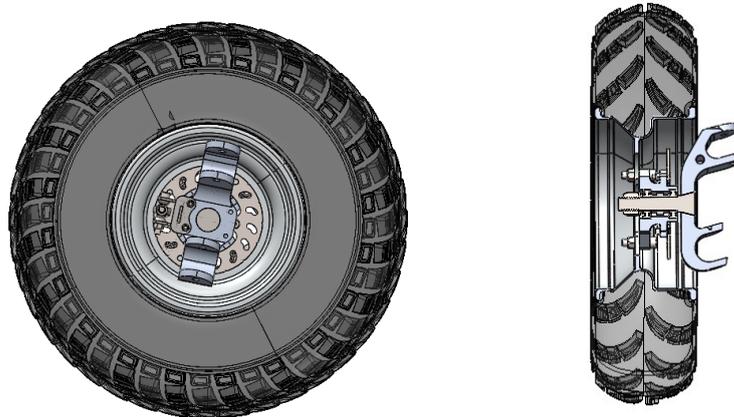


Fonte: Autoria própria (2023).

6.3 Geometria de suspensão

Para que seja possível definir os pontos de fixação das bandejas, do link de direção e o empacotamento dos elementos de suspensão, direção e freio, é necessário realizar a modelagem e montagem tridimensional utilizando uma ferramenta de CAD, conforme as figuras 30 e 31.

Figura 30: Empacotamento dos elementos de suspensão, direção e freio na roda dianteira, observados pela vista frontal e em um corte na vista lateral direita.



Fonte: Autoria própria (2023).

Além de garantir o empacotamento e definir os pontos de ancoragem e ângulos do modelo, deve-se garantir o acoplamento e o travamento correto dos elementos, pois há partes rotativa e partes não rotativas.

Figura 31: Empacotamento dos elementos de suspensão na roda traseira, observados pela vista frontal e em um corte na vista lateral direita.



Fonte: Autoria própria (2023).

O ângulo *kingpin* é definido na modelagem da manga de eixo, por outro lado, o ângulo de *caster* é definido na montagem, pois só depende da inclinação da manga de eixo e do posicionamento dos braços de suspensão superior e inferior, os parâmetros *mechanical trail*, *scrub radius* e *s* assim como *caster* e *kingpin* são mostrados na figura 32 abaixo.

Figura 32: Localização dos pontos de ancoragem dos braços de suspensão superior e inferior e do braço de direção na roda, ângulos de caster e *kingpin* e medidas do mechanical trail, scrub radius e spindle length.

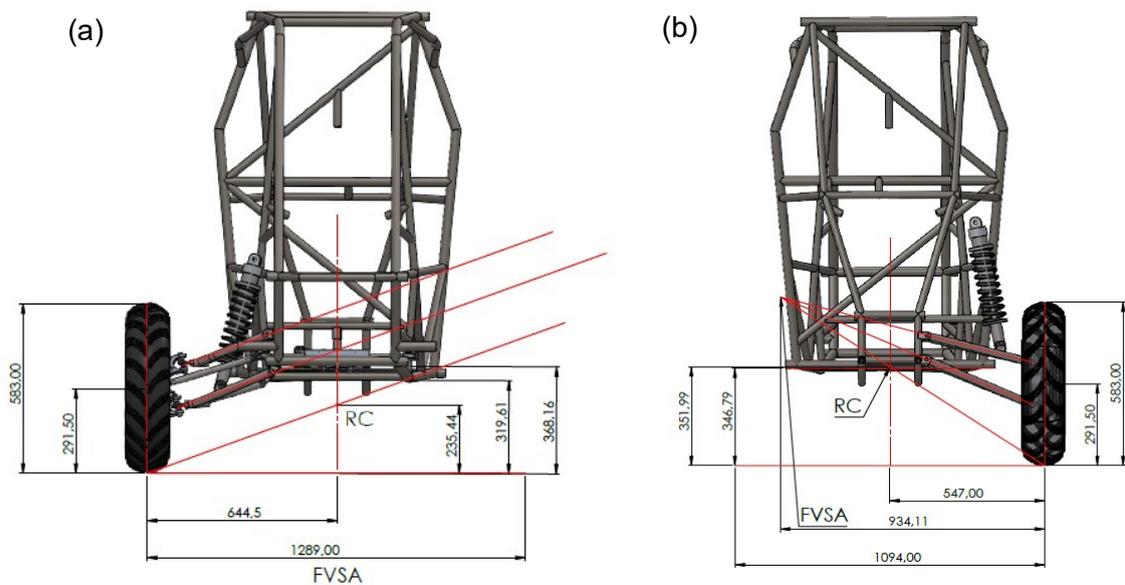


Fonte: Autoria Própria (2023).

Lembrando que os ângulos de caster e *kingpin* são obtidos apenas no eixo esterçante.

Posteriormente serão definidos os pontos de ancoragem dos braços de suspensão dianteiro e traseiro e o link de direção no chassi. Deste modo, é possível determinar os parâmetros *roll center*, *instant center*, altura do vão livre, altura da entrada do ângulo de ataque e bitola dianteira e traseira real do protótipo, como mostra a figura 33.

Figura 33: Definição das medidas finais da geometria de suspensão dinateira (a) e traseira (b).



Fonte: Autoria própria (2023).

Para obter o deslocamento vertical das rodas dianteira e traseira, conforme compressão e extensão dos amortecedores e para calcular o ganho de camber máximo na suspensão traseira, eixo que possui grande variação de cambagem, é preciso calcular a razão de instalação, equação (7).

$$IR = \frac{lb}{la * \text{sen}(a)} \quad (7)$$

$$IR = \frac{310}{210 * \text{sen}(55)}$$

$$IR = 1,99$$

$$IR = \frac{383}{273 * \text{sen}(65)}$$

$$IR = 1,55$$

Os cálculos acima mensuram as razões de instalação da suspensão dianteira e traseira, respectivamente.

Conhecendo a medida do *front view swing arm* e o deslocamento máximo das rodas dianteira e traseira é possível calcular o ganho de cambagem pela equação (8) e a máxima variação de cambagem pela equação (9).

$$\arctan = \frac{1}{fvs_a} \quad (8)$$

$$\arctan = \frac{1}{680,71}$$

$$\arctan = 0,0613^\circ$$

$$Camber_{M\acute{a}x} = \text{Ganho de camber} \times \text{m\acute{a}x. desloca. da roda} \quad (9)$$

$$Camber_{M\acute{a}x} = 0,0613^\circ \times 139,5 \text{ mm}$$

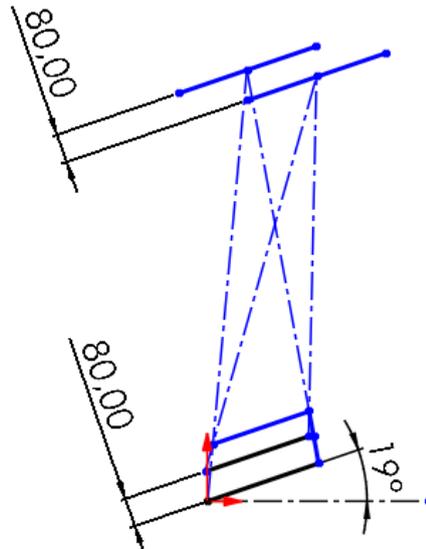
$$Camber_{M\acute{a}x} = 8,55^\circ$$

Este valor será comparado com o resultado da simulação para validar o modelo transferido do CAD para o Lotus.

6.4 Geometria de suspensão e direção

Primeiramente é realizado a correção do posicionamento e comprimento do braço de direção por meio de um esboço 2D feito no CAD, como mostra a figura 34.

Figura 34: Geometria para correção do posicionamento e dimensão do braço de direção.

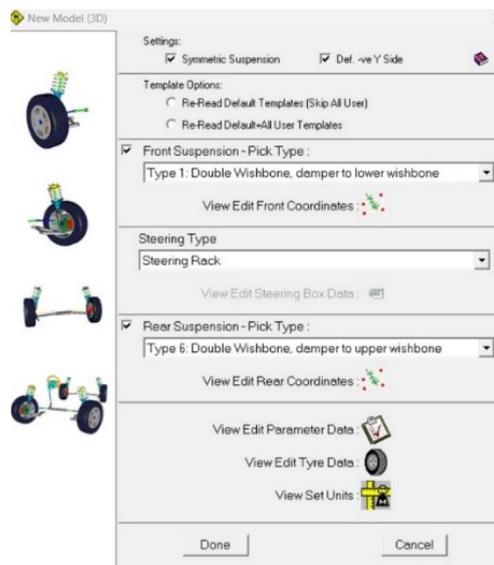


Fonte: Autoia própria (2023).

Nesta etapa são transferidos do CAD para o Lotus os pontos de ancoragem e pivotamento da suspensão dianteira, traseira e do braço de direção.

Primeiramente, é selecionado o tipo de suspensão dianteira, traseira e o sistema de direção do modelo, como mostra a figura 35.

Figura 35: Definição dos modelos de suspensão dianteira, traseira e sistema de direção.



Fonte: Autoria própria (2023).

Posteriormente são inseridos os dados de entrada, por exemplo, deslocamento vertical das rodas, ângulo de rolagem máximo, deslocamento da cremalheira da caixa de direção, todos os parâmetros são mostrados na figura 36.

Figura 36: Definição dos dados de entrada do protótipo.

	Edit Value
Bump Travel (mm)	180.000
Rebound Travel (mm)	-15.000
Bump Rebound Increment (mm)	20.000
Roll Angle (deg)	5.000
Roll Increment (deg)	0.500
Steer Travel (mm)	39.000
Steer Increment (mm)	5.000
Wheelbase (mm)	1380.000
C of G Height (mm)	650.000
Braking Front (%)	40.000
Drive Front (%)	0.000
Total Weight Front (%)	40.000
Front Brake Type (1 = Inboard 2 = Outboard)	2
Rear Brake Type (1 = Inboard 2 = Outboard)	2
Total Sprung Weight (kg)	250.0000
Front Type (1 = Independent 2 = Rigid)	1
Rear Type (1 = Independent 2 = Rigid)	1

Fonte: Autoria própria (2023).

Antes de transferir os pontos são necessários inserir as dimensões dos pneus e os valores ajustáveis iniciais, figura 37 e 38.

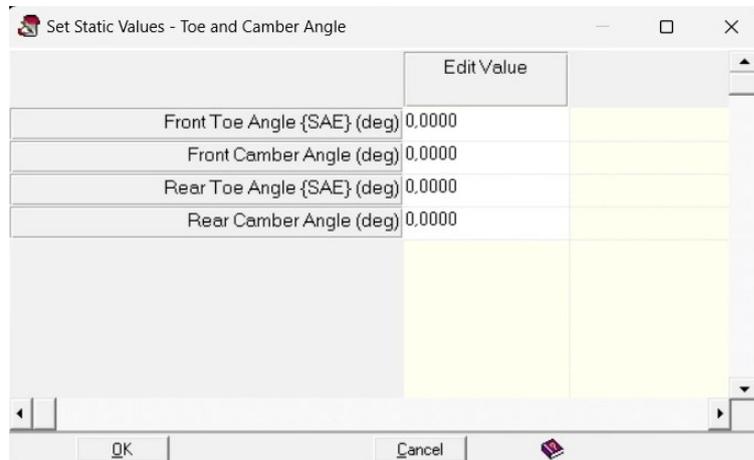
Figura 37: Definição das medidas dos pneus.

	Front -ve Y	Front +ve Y	Rear -ve Y	Rear +ve Y
Rolling Radius (mm)	291.500	291.500	291.500	291.500
Tyre Width (mm)	150.000	150.000	150.000	150.000
Vertical Stiffness (N/mm)	300.000	300.000	300.000	300.000
Spring Radius (mm)	12.000			
Resolution (max 101)	20			
Diameter Shoulder (0-1)	0.900			
Width Shoulder (0-1)	0.200			

Enhanced Visibility
 Tyre: Default
 Wheel: Default
 Tyre Spring Visibility

Fonte: Autoria própria (2023).

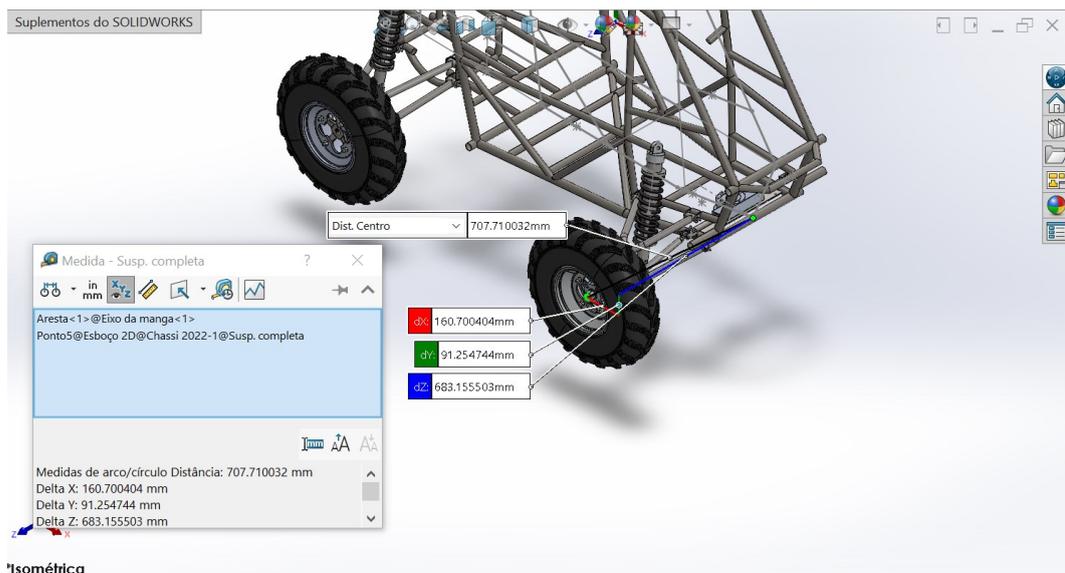
Figura 38: Setup dos valores estático.



Fonte: Autoria própria (2023).

A última etapa consiste em realizar a transferência dos pontos do CAD para o simulador, esta é uma operação manual, é preciso definir uma referência comum no CAD e no Lotus, para cada ponto deve ser tomada as coordenadas x,y e z e transferidos para o simulador, a figura 36 mostra como são obtidas as coordenadas do CAD. Deste modo, os pontos retirados do CAD são inseridos no Lotus, como mostra a figura 39.

Figura 39: Representação da tomada de coordenadas do CAD.



Fonte: Autoria própria (2023).

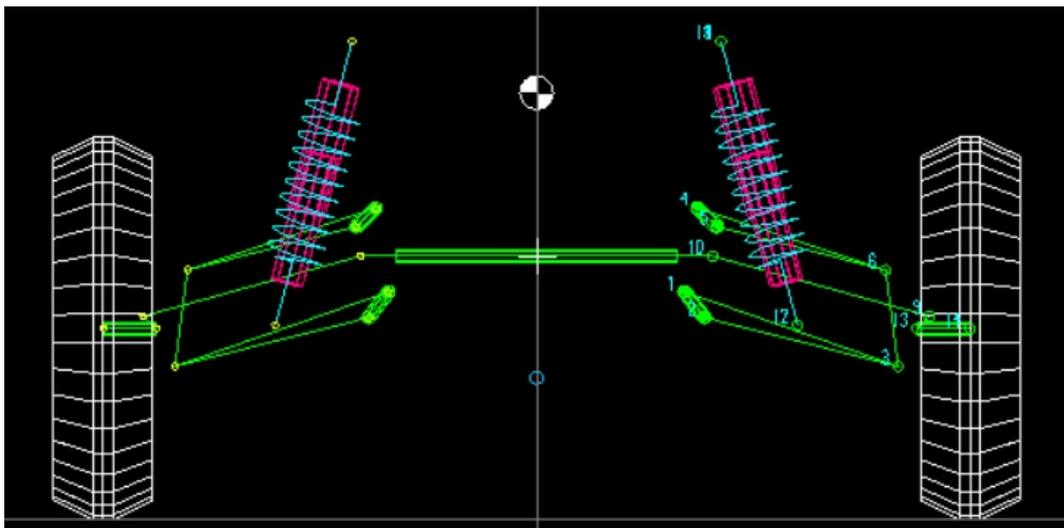
Figura 40: Coordenadas 3D dos pontos da suspensão e direção frontal.

	Label	X (mm)	Y (mm)	Z (mm)	Long Label	Comment
1	1	32.2400	-223.0800	-53.3400	Lower wishbone front pivot	
2	2	295.1400	-253.6200	-92.5900	Lower wishbone rear pivot	
3	3	158.4600	-545.7000	-166.9100	Lower wishbone outer ball joint	
4	4	64.4000	-242.5000	73.8000	Upper wishbone front pivot	
5	5	312.6000	-272.3700	45.8000	Upper wishbone rear pivot	
6	6	180.0000	-526.6300	-20.3300	Upper wishbone outer ball joint	
7	7	166.3800	-394.0200	-104.1100	Damper wishbone end	
8	8	198.9200	-278.3200	327.4800	Damper body end	
9	9	96.4400	-593.3300	-90.5500	Outer track rod ball joint	
10	10	77.7600	-265.5800	1.0300	Inner track rod ball joint	
11	11	198.9200	-278.3200	327.4800	Upper spring pivot point	
12	12	166.3800	-394.0200	-104.1100	Lower spring pivot point	
13	13	166.0000	-574.0300	-109.1200	Wheel spindle point	
14	14	166.0000	-654.0300	-109.1200	Wheel centre point	

Fonte: Autoria própria (2023).

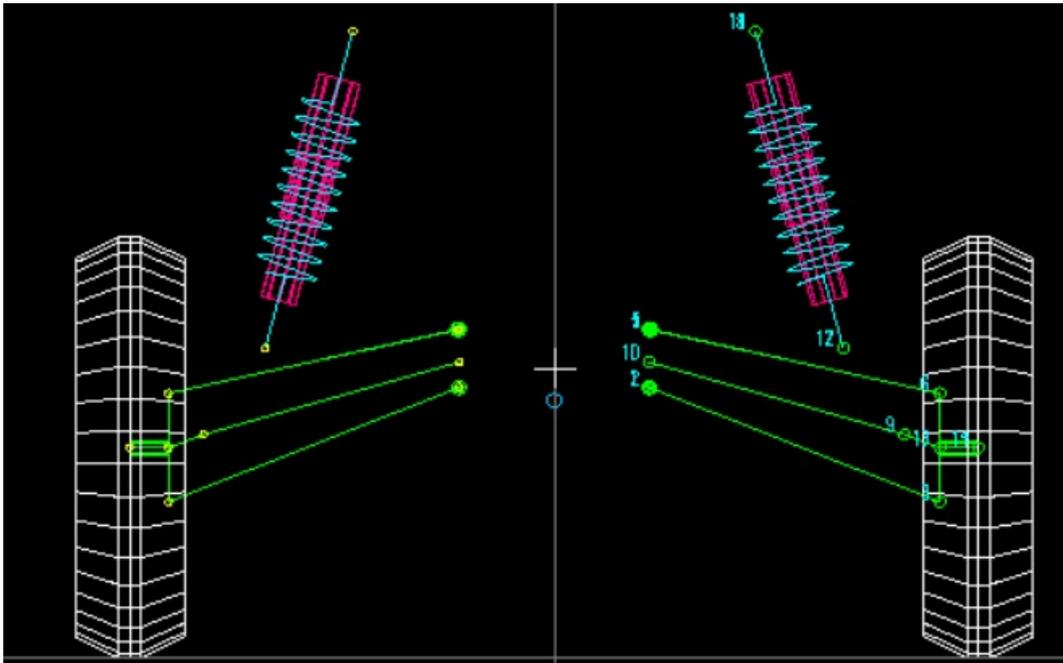
As figuras 41 e 42 mostram todos os pontos já plotados da suspensão e direção dianteira e da suspensão traseira respectivamente.

Figura 41: Suspensão e direção dianteira plotada no Lotus para simulação.



Fonte: Autoria própria (2023).

Figura 42: Suspensão traseira plotada no Lotus para simulação.



Fonte: Autoria própria (2023).

7 RESULTADOS E DISCUSSÃO

Nesta seção são apresentados e discutidos todos os resultados obtidos no projeto.

Primeiramente são apresentadas, tabela 1, as principais medidas do veículo resultantes da última iteração que determinaram todas as etapas posteriores.

Tabela 1: Medidas do veículo, bitola, altura do vão livre e entre eixos.

	Bitola (w)	Altura do ângulo de ataque	Altura do vão livre	Entre eixos (l)
Dianteira	1288 [mm]	380 [mm]	320 [mm]	1380 [mm]
Traseira	1096 [mm]	-	346 [mm]	

Nota-se que tanto todas as medidas do protótipo acima apresentas estão de acordo com as premissas estabelecidas no início da seção anterior, satisfazendo tanto condições do regulamento, quanto as condições para determinar os parâmetros seguintes.

Na tabela 2 estão dispostos os valores resultantes do cálculo do ângulo de esterçamento das rodas, raio de curva mínimo e o ângulo do link de direção para obtenção da geometria de Ackermann.

Tabela 2: Resultado do raio de curva interna, ângulos do link de direção e ângulo de esterçamento das rodas interna e externa.

Raio de curva interna (R_{Min})	Ângulo do link de direção	Ângulo de esterçamento da roda interna (δ_i)	Ângulo de esterçamento da roda externa (δ_o)
2000 [mm]	25 [°]	35 [°]	23 [°]

Para que o protótipo obtenha um raio de curva 2000 mm é necessário que o ângulo do link de direção seja de 25° para que o ângulo máximo de esterçamento da roda interna e externa sejam 35° e 23° respectivamente.

Alguns parâmetros do projeto são ajustáveis para que seja feito um ajuste mais refinado, porém outros parâmetros são fixos, na tabela 3, são apresentados os valores dos parâmetros do protótipo e quais deles são ajustáveis ou não.

Tabela 3: Parâmetros finais de alinhamento, cambagem, ângulos de caster e inclinação.

Parâmetros	Ajustáveis		Valores	
	Dianteira	Traseira	Dianteira	Traseira
Alinhamento	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	0 [°]	0 [°]
Cambagem	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	0 [°]	2 [°]
Ângulo de Caster	<input checked="" type="checkbox"/>	-	12 [°]	-
Inclinação de pino mestre	<input type="checkbox"/>	-	7 [°]	-

Nota-se que nenhum parâmetro é ajustável na traseira, com o intuito de simplificar o modelo e torná-lo mais confiável, os protótipos anteriores possuíam muitos ajustes que geravam muitos problemas e quebra da suspensão traseira. Na traseira há um ângulo de 2° de cambagem positiva para compensar o alto ganho de cambagem na traseira.

Atualmente não há muitos estudos relacionados ao ângulo de caster adotado para carros *off-road*, com base em experiência de protótipos anteriores observou-se que ângulos de caster maiores são melhores para o comportamento dinâmico do protótipo, este ângulo não pode ser tão grande, pois o torque aplicado na direção aumenta com o aumento deste ângulo. Para determinar o ângulo *kingpin* utilizou-se referências usadas em carros *on-road*, um ângulo menor foi adotado pois este ângulo, assim como o ângulo de caster, gera um torque autoalinhante.

A seguir na tabela 4 são apresentados os resultados da geometria de suspensão, *roll center*, *instant center* e *fvsa*.

Tabela 4: Resultados da altura do *instant center*, *FVSA*, altura do *roll center*, diferença de altura de *roll center* e altura do centro de gravidade.

	<i>Instant Center (IC)</i>	<i>FVSA</i>	<i>Roll center (RC)</i>	Diferença de RC	Centro de Gravidade
Dianteiro	-	-	235 [mm]	118 [mm]	650 [mm]
Traseiro	605 [mm]	934 [mm]	352 [mm]		

Observa-se que há uma diferença razoavelmente grande entre o centro de rolagem dianteira para traseira, esta diferença favorece o comportamento dinâmico

oversteer.

Os valores da razão de instalação e o deslocamento total das rodas dianteira e traseira são mostrados na tabela 5.

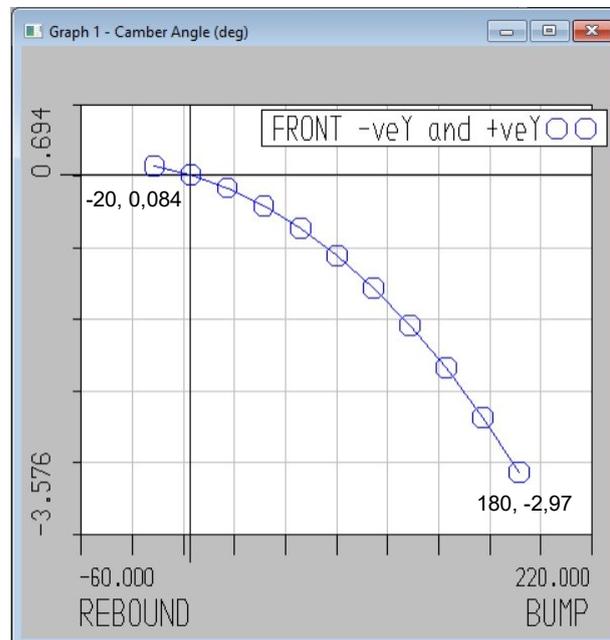
Tabela 5: Resultado da razão de instalação e do deslocamento das rodas dianteira e traseira.

	Deslocamento do amortecedor	Deslocamento da roda	Razão de instalação (IR)
Dianteira	90 [mm]	180 [mm]	1,99:1
Traseiro	90 [mm]	140 [mm]	1,55:1

Os amortecedores usados atualmente pela equipe Londribaja possuem um deslocamento 90 mm, isto significa que a roda dianteira terá um deslocamento de aproximadamente 180 mm e a roda traseira de 140 mm.

Os resultados do ganho de cambagem no eixo dianteiro e do *bumpsteers* estão representadas nas figuras 43 e 44 abaixo.

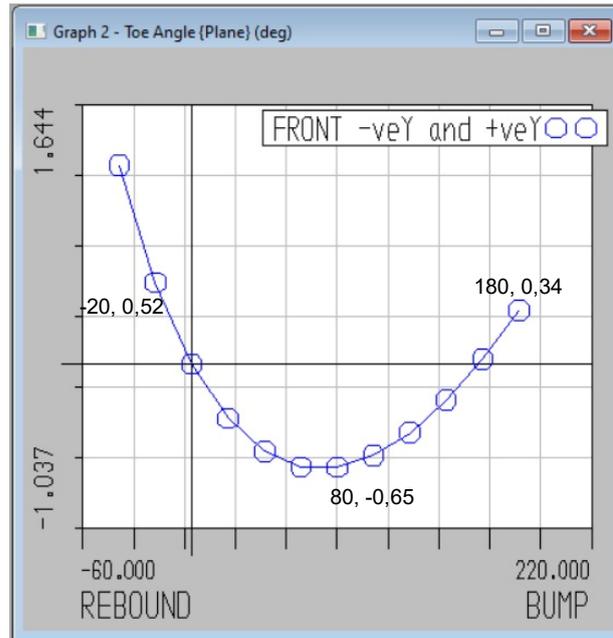
Figura 43: Resultado do ganho de cambagem conforme a roda dianteira desloca verticalmente.



Fonte: Autoria própria (2023).

O ganho de cambagem máximo na dianteira é de $-2,97^\circ$ quando o amortecedor está todo comprimido. É um valor pequeno, principalmente por ser uma geometria com braços de suspensão paralelos que favorece o ganho de cambagem com o deslocamento vertical da roda.

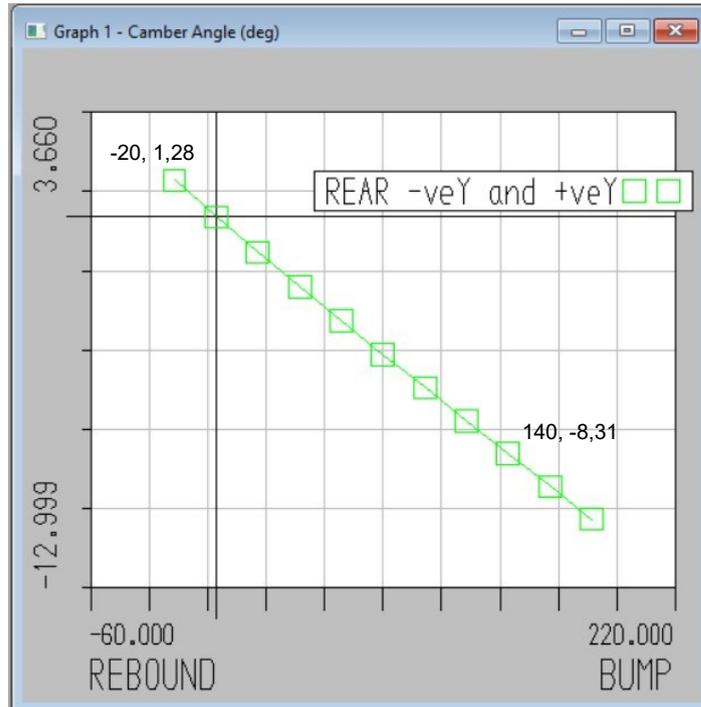
Figura 44: Resultado do ganho de convergência e divergência das rodas dianteiras conforme a roda desloca verticalmente.



Fonte: Autoria própria (2023).

Um dos objetivos mencionados no início do projeto era manter o esterçamento das rodas menor que 2° conforme a roda desloca verticalmente. Nota-se que o maior valor ficou abaixo de 1° resultando em uma geometria direcional muito satisfatória.

Figura 45: Resultado do ganho de cambagem conforme a roda traseira desloca verticalmente.

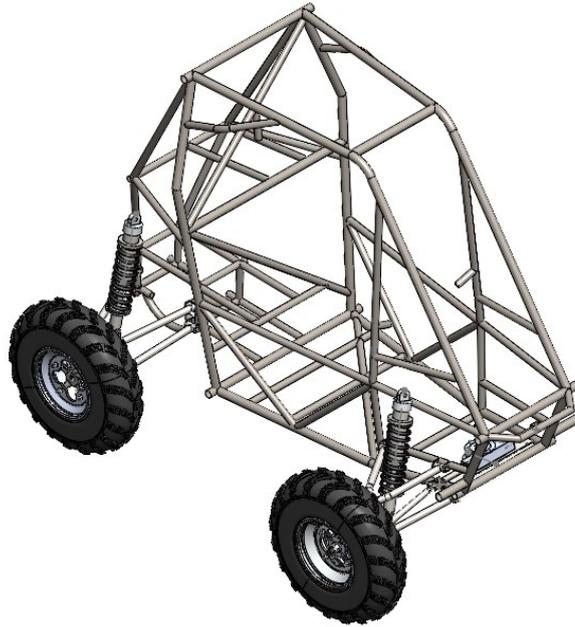


Fonte: Autoria própria (2023).

A geometria dos braços de suspensão na traseira foram desenvolvidos para gerar um *roll center* alto, desta forma gerando uma diferença grande de altura de *roll center* dianteiro e traseiro para favorecer a dinâmica *oversteers*. Deste modo o ganho de cambagem na traseira apresentou valores maiores. É possível notar que o valor calculado analiticamente deu $8,55^\circ$, muito próximo do valor simulado no Lotus.

Por fim, é apresentado o resultado da modelagem e montagem 3D do protótipo, figura 46. É importante ressaltar que todas as modificações realizadas no simulador são sincronizadas no *software* CAD, garantindo a certeza de que não ocorrerão interferências entre os componentes.

Figura 46: Montagem final da geometria de suspensão e direção proposta do protótipo no chassi.



Fonte: Autoria própria (2023).

8. CONCLUSÃO

As dimensões finais do protótipo asseguram a superação dos obstáculos. Isso é possível devido à maior altura do vão livre, combinada com um ângulo de ataque favorável, e à disposição das rodas à frente do chassi. Esses fatores contribuem para que o veículo possa transpor os obstáculos com eficiência, mesmo quando os amortecedores estão parcialmente comprimidos.

A avaliação do dimensionamento da geometria de suspensão e direção não apenas corroborou as expectativas, mas também destacou controle direcional eficiente, segurança e conforto ao piloto, evidenciado pela variação de convergência e divergência inferior a 1° , aliada às características de esterçamento de Ackermann, assim como, o controle de ganho de cambagem na dianteira inferior a 3° . Estas margens controladas fazem com que o veículo seja mais previsível, fácil de guiar, aumentam a eficiência dos pneus e do de combustível devido ao menor arrasto.

Nos projetos de suspensão e direção, é inevitável que alguns parâmetros sejam priorizados em detrimento de outros. Neste projeto, não foi exceção. Para conferir ao protótipo dinâmica sobre esterçante, optou-se por uma significativa diferença de *roll center* entre os eixos dianteiro e traseiro, impactando assim a geometria da suspensão traseira. Essa escolha resultou em um ganho de cambagem relativamente elevado, aproximadamente 8° . No entanto, é importante ressaltar que esse efeito pode contribuir de maneira positiva para a dinâmica de sobre esterçante.

Em síntese, a análise dos resultados é satisfatória, respaldada por dados consistentes que se alinham de maneira coerente com a realidade. Os resultados obtidos estão em total conformidade com os requisitos do projeto e atendem aos padrões estabelecidos para veículos desse tipo, evidenciando a viabilidade tanto na fabricação quanto na comercialização dos elementos analisados.

REFERÊNCIAS

- BAJA NACIONAL – **Cartilha do Voluntário**. 15 dez. 2019. Disponível em: <https://saebrasil.org.br/programas-estudantis/baja-sae-brasil/voluntarios/>. Acesso em: 12 set. 2022.
- BAJA SAE. **About Baja SAE Rochester**. 02 mai. 2022. Disponível em: <https://www.sae.org/attend/student-events/baja-sae-rochester/about>. Acesso em: 15 set. 2022.
- DIXON, J. C. **Suspension geometry and computation**. West Sussex: John Wiley & Sons, 2009.
- GILLESPIE, T. D. **Fundamentals of Vehicle Dynamics**. Warrendale: Society of Automotive Engineers, 1992.
- JAZAR, R. N. **Vehicle Dynamics: Theory and Application**. New York: Springer, 2014.
- MILLIKEN, W. F., & MILLIKEN, D. L. **Race Car Vehicle Dynamics**. Warrendale: Society of Automotive Engineers, 1995.
- REIMPELL, J., STOLL, H., & BETZLER, W.J. **The Automotive Chassis: Engineering Principles**. Warrendale: Society of Automotive Engineers, 2001.
- SAE BRASIL. **Regulamento Administrativo e Técnico Baja SAE Brasil (RATBSB)**. 01 out. 2021. Disponível em: http://saebrasil1.hospedagemdesites.ws/RATBSB_emenda_04.pdf. Acesso em: 13 set. 2022.
- FREITAS, GUSTAVO. **Projeto de Sistema de Direção para Veículos Off-Road**. 2020. 131. Mestrado em Engenharia Mecânica – Instituto Politécnico de Bragança, Bragança, Portugal, 2020.
- DUARTE, B.; BARRETO, J.; AMARAL P. **Análise de Dinâmica Veicular do Protótipo Baja SAE**. 2016. 176. Trabalho de conclusão de curso em Engenharia Mecânica. Centro Federal de Educação Tecnológica Celso Suckow da Fonseca – CEFET/RJ, Rio de Janeiro, Brasil, 2016.
- ALMEIDA, DANIEL. **Dimensionamento Cinemático e Dinâmico de Suspensão Duplo A**. 2012. 83. Trabalho de conclusão de curso em Engenharia Mecânica. Universidade de Brasília. Brasília, Brasil, 2012.
- LENZ, MARCOS. **Otimização de Parâmetros Geométricos de uma Suspensão Veicular, do Tipo Duplo-A**. 2016. 68. Trabalho de conclusão de curso em Engenharia Mecânica. Faculdade de Horizontina. Horizontina, Brasil, 2016.

APÊNDICE A - Questionário de pesquisa

Ministério da Educação
Universidade Tecnológica Federal do
Paraná Diretoria de Graduação e Educação
 Profissional
Secretaria de Gestão Acadêmica
 Departamento de Biblioteca

APLICAÇÃO DO QUESTIONÁRIO PARA TRABALHOS ACADÊMICOS

1. Você tem conhecimento do trabalho que está sendo realizado na UTFPR que criará o padrão da instituição para elaboração de trabalhos acadêmicos?						
	EM	G	PG	P	TA	TOTAL
Sim						
Não						

2. Se a resposta da pergunta anterior foi afirmativa, de que maneira tomou conhecimento?						
	EM	G	PG	P	TA	TOTAL
Pela Internet, na página da instituição						
Pelo jornal da instituição						
Por outra maneira						

3. Na realização de trabalhos acadêmicos (relatório, TCC, dissertação, tese, etc.) você costuma consultar normas que norteiam a elaboração dos mesmos?						
	EM	G	PG	P	TA	TOTAL
Sempre						
Nunca						
Às vezes						

4. Se utiliza normas para elaboração de trabalhos acadêmicos, quais costuma consultar?						
	EM	G	PG	P	TA	TOTAL
ABNT						
UFPR						
A que seu orientador passou						
A elaborada pela biblioteca e professores de nosso Campus						
De outra instituição						

APÊNDICE B - Roteiro da entrevista

ROTEIRO DE ENTREVISTA

1- Identificação Pessoal:

Nome: _____

D/N: _____

Nacionalidade: _____

Sexo: _____

Idade: _____

Outras pessoas que moram na casa: _____

Informante: _____

2- Encaminhado por: _____

Motivo da solicitação: _____

3 - Antecedentes Pessoais:

3.1 - Concepção

Quanto tempo após o casamento? _____

Foi desejada? _____

Sexo esperado? _____

Abortos anteriores (espontâneos ou provocados e época) _____

Observações: _____

ANEXO A - Lei n. 9.610, de 19 de fevereiro de 1998



**Presidência da
República Casa Civil
Subchefia para Assuntos Jurídicos**

LEI Nº 9.610, DE 19 DE FEVEREIRO DE 1998¹.

Altera, atualiza e consolida a legislação sobre direitos autorais e dá outras providências.

O PRESIDENTE DA REPÚBLICA Faço saber que o Congresso Nacional decreta e eu sanciono a seguinte Lei:

Título I - Disposições Preliminares

Art. 1º Esta Lei regula os direitos autorais, entendendo-se sob esta denominação os direitos de autor e os que lhes são conexos.

Art. 2º Os estrangeiros domiciliados no exterior gozarão da proteção assegurada nos acordos, convenções e tratados em vigor no Brasil.

Parágrafo único. Aplica-se o disposto nesta Lei aos nacionais ou pessoas domiciliadas em país que assegure aos brasileiros ou pessoas domiciliadas no Brasil a reciprocidade na proteção aos direitos autorais ou equivalentes.

Art. 3º Os direitos autorais reputam-se, para os efeitos legais, bens móveis.

Art. 4º Interpretam-se restritivamente os negócios jurídicos sobre os direitos

autorais. Art. 5º Para os efeitos desta Lei, considera-se:

I - publicação - o oferecimento de obra literária, artística ou científica ao conhecimento do público, com o consentimento do autor, ou de qualquer outro titular de direito de autor, por qualquer forma ou processo;

II - transmissão ou emissão - a difusão de sons ou de sons e imagens, por meio de ondas radioelétricas; sinais de satélite; fio, cabo ou outro condutor; meios óticos ou qualquer outro processo eletromagnético;

III - retransmissão - a emissão simultânea da transmissão de uma empresa por outra;

IV - distribuição - a colocação à disposição do público do original ou cópia de obras literárias, artísticas ou científicas, interpretações ou execuções fixadas e fonogramas, mediante a venda, locação ou qualquer outra forma de transferência de propriedade ou posse;

V - comunicação ao público - ato mediante o qual a obra é colocada ao alcance do público, por qualquer meio ou procedimento e que não consista na distribuição de exemplares;

VI - reprodução - a cópia de um ou vários exemplares de uma obra literária, artística ou científica ou de um fonograma, de qualquer forma tangível, incluindo qualquer armazenamento permanente ou temporário por meios eletrônicos ou qualquer outro meio de fixação que venha a ser desenvolvido;

VII - contrafação - a reprodução não autorizada;

VIII - obra:

a) em co-autoria - quando é criada em comum, por dois ou mais autores;

b) anônima - quando não se indica o nome do autor, por sua vontade ou por ser desconhecido;

c) pseudônima - quando o autor se oculta sob nome suposto;

d) inédita - a que não haja sido objeto de publicação;

e) póstuma - a que se publique após a morte do autor;

f) originária - a criação primígena;

g) derivada - a que, constituindo criação intelectual nova, resulta da transformação de obra originária;

h) coletiva - a criada por iniciativa, organização e responsabilidade de uma pessoa física ou jurídica, que a publica sob seu nome ou marca e que é constituída pela participação de diferentes autores, cujas contribuições se fundem numa criação autônoma;

i) audiovisual - a que resulta da fixação de imagens com ou sem som, que tenha a finalidade de criar, por meio de sua reprodução, a impressão de movimento, independentemente dos processos de sua captação, do suporte usado inicial ou posteriormente para fixá-lo, bem como dos meios utilizados para sua veiculação;

IX - fonograma - toda fixação de sons de uma execução ou interpretação ou de outros sons, ou de uma representação de sons que não seja uma fixação incluída em uma obra audiovisual;

X - editor - a pessoa física ou jurídica à qual se atribui o direito exclusivo de reprodução da obra e o dever de divulgá-la, nos limites previstos no contrato de edição;

XI - produtor - a pessoa física ou jurídica que toma a iniciativa e tem a responsabilidade econômica da primeira fixação do fonograma ou da obra audiovisual, qualquer que seja a natureza do suporte utilizado;

XII - radiodifusão - a transmissão sem fio, inclusive por satélites, de sons ou imagens e sons ou das representações desses, para recepção ao público e a transmissão de sinais codificados, quando os meios de decodificação sejam oferecidos ao público pelo organismo de radiodifusão ou com seu consentimento;

XIII - artistas intérpretes ou executantes - todos os atores, cantores, músicos, bailarinos ou outras pessoas que representem um papel, cantem, recitem, declamem, interpretem ou executem em qualquer forma obras literárias ou artísticas ou expressões do folclore.

Art. 6º Não serão de domínio da União, dos Estados, do Distrito Federal ou dos Municípios as obras por eles simplesmente subvencionadas.

¹ Disponível em: http://www.planalto.gov.br/ccivil_03/leis/19610.htm.