



UNIVERSIDADE FEDERAL RURAL DO SEMI-ÁRIDO
PRÓ-REITORIA DE GRADUAÇÃO
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIAS
CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA

Marcus Paulo Fernandes de Souza

**ANÁLISE DA INFLUÊNCIA DA GEOMETRIA DE DIREÇÃO DE UM
VEÍCULO *OFF-ROAD* 4X4 TIPO BAJA SAE**

CARAÚBAS-RN

2024

Marcus Paulo Fernandes de Souza

**ANÁLISE DA INFLUÊNCIA DA GEOMETRIA DE DIREÇÃO DE UM
VEÍCULO *OFF-ROAD* 4X4 TIPO BAJA SAE**

Monografia apresentada a Universidade
Federal Rural do Semi-Árido como
requisito para obtenção do título de
Bacharel em Engenharia Mecânica.

Orientador: Prof. Dr. Diego David Silva
Diniz.

CARAÚBAS-RN

2024

© Todos os direitos estão reservados a Universidade Federal Rural do Semi-Árido. O conteúdo desta obra é de inteira responsabilidade do (a) autor (a), sendo o mesmo, passível de sanções administrativas ou penais, caso sejam infringidas as leis que regulamentam a Propriedade Intelectual, respectivamente, Patentes: Lei nº 9.279/1996 e Direitos Autorais: Lei nº 9.610/1998. O conteúdo desta obra tomar-se-á de domínio público após a data de defesa e homologação da sua respectiva ata. A mesma poderá servir de base literária para novas pesquisas, desde que a obra e seu (a) respectivo (a) autor (a) sejam devidamente citados e mencionados os seus créditos bibliográficos.

S719a Souza, Marcus Paulo Fernandes de.
Análise da influência da geometria de direção
de um veículo off-road 4x4 tipo Baja SAE / Marcus
Paulo Fernandes de Souza. - 2024.
52 f. : il.

Orientador: Diego David Silva Diniz.
Monografia (graduação) - Universidade Federal
Rural do Semi-árido, Curso de Engenharia
Mecânica, 2024.

1. Baja. 2. Geometria de direção. 3. Ângulo de
esterçamento. 4. Raio de giro. 5. Manobrabilidade.
I. Diniz, Diego David Silva, orient. II. Título.

Ficha catalográfica elaborada por sistema gerador automático em conformidade
com AACR2 e os dados fornecidos pelo(a) autor(a).
Biblioteca Campus Caraúbas
Bibliotecária: Dalvanira Brito Rodrigues
CRB: 15/700

O serviço de Geração Automática de Ficha Catalográfica para Trabalhos de Conclusão de Curso (TCC's) foi desenvolvido pelo Instituto de Ciências Matemáticas e de Computação da Universidade de São Paulo (USP) e gentilmente cedido para o Sistema de Bibliotecas da Universidade Federal Rural do Semi-Árido (SISBI-UFERSA), sendo customizado pela Superintendência de Tecnologia da Informação e Comunicação (SUTIC) sob orientação dos bibliotecários da instituição para ser adaptado às necessidades dos alunos dos Cursos de Graduação e Programas de Pós-Graduação da Universidade.

Marcus Paulo Fernandes de Souza

**ANÁLISE DA INFLUÊNCIA DA GEOMETRIA DE DIREÇÃO DE UM VEÍCULO
OFF-ROAD 4X4 TIPO BAJA SAE**

Monografia apresentada a Universidade Federal Rural do Semi-Árido como requisito para obtenção do título de Bacharel em Engenharia Mecânica.

Defendida em: 25/10/2024.

BANCA EXAMINADORA

Diego David Silva Diniz, Prof. Dr. (UFERSA)
Presidente

Wendell Albano, Prof. Dr. (UFERSA)
Membro Examinador

Maize Cibele de Lima Melo, Prof^a. Ma. (UFERSA)
Membro Examinador

AGRADECIMENTOS

Primeiramente, agradeço a Deus por me guiar e dar forças para superar os desafios ao longo desta jornada acadêmica, permitindo-me chegar até aqui e concluir mais esta etapa da minha vida.

Aos meus pais, meu eterno agradecimento por todo o apoio, incentivo e amor incondicionais. Vocês são a base de tudo e o exemplo que sigo. Este trabalho é, em grande parte, fruto do que me ensinaram e da confiança que depositam em mim.

À minha namorada, que esteve ao meu lado durante toda essa caminhada, compartilhando os momentos de conquistas e dificuldades. Obrigado por todo o carinho, paciência e apoio que me deram ânimo para seguir em frente.

Ao meu orientador, professor Diego David, sou profundamente grato pela orientação, pelos ensinamentos valiosos e por acreditar no meu potencial. Suas orientações foram fundamentais para a realização deste trabalho.

À minha tia Diene, tia Jane e Antônio, meu sincero agradecimento por todo o apoio, por sempre estarem presentes e me ajudarem de diversas maneiras durante essa caminhada. Vocês foram fundamentais para o meu sucesso.

Agradeço também à equipe Caraubaja, que me proporcionou a oportunidade de aprender na prática, enfrentar novos desafios e crescer tanto como engenheiro quanto como pessoa. Foi uma experiência única que levarei para toda a vida.

Por fim, aos meus amigos, que, direta ou indiretamente, contribuíram com incentivo, apoio e companhia durante essa trajetória. Vocês tornam essa jornada muito mais leve e significativa.

A todos, meu sincero agradecimento!

RESUMO

Este trabalho tem como foco o estudo e otimização da geometria de direção de um veículo *off-road* 4x4 do tipo Baja SAE, desenvolvido pela equipe Caraubaja da UFERSA Campus Caraúbas-RN. O objetivo principal é aprimorar a manobrabilidade do veículo nas provas dinâmicas das competições organizadas pela SAE Brasil, atendendo a implementação de um novo projeto com tração 4x4. O desenvolvimento deste trabalho seguiu uma abordagem integrada, iniciando com uma revisão bibliográfica sobre geometrias de direção aplicadas a veículos *off-road*, seguida pela modelagem computacional utilizando o software Autodesk Inventor para projetar cinco geometrias de direção diferentes. Posteriormente, as geometrias foram testadas em simulações computacionais no software ADAMS Car, com o intuito de avaliar parâmetros como ângulo de esterçamento, raio de giro e o comportamento da geometria Ackerman. Após as simulações, foram fabricados componentes específicos para veículo, permitindo a fácil mudança entre as geometrias projetadas, por meio da variação de pontos de ancoragem diferentes. Assim, foram realizados testes práticos para validar os ajustes implementados na geometria de direção. Os resultados indicaram que as características de sobre-esterço proporcionaram um desempenho superior, com ancoragem no Ponto 3. Essa configuração permitiu otimizar a manobrabilidade e a estabilidade do veículo em terrenos irregulares, devido à sua tendência ao sobre-esterço, característica importante para superar provas dinâmicas nas competições da SAE Brasil. O trabalho proporciona uma contribuição significativa para o desenvolvimento de um protótipo competitivo e eficiente, capaz de atender às exigências técnicas e superar os desafios impostos nas competições *off-road*.

Palavras-chave: Baja; Geometria de direção; Ângulo de esterçamento; Raio de giro; Manobrabilidade.

ABSTRACT

This work focuses on the study and optimization of the steering geometry of a 4x4 off-road vehicle of the Baja SAE type, developed by the Caraubaja team at UFERSA Campus Caraúbas-RN. The main objective is to improve the vehicle's maneuverability in the dynamic events of competitions organized by SAE Brasil, supporting the implementation of a new project with 4x4 traction. The development of this work followed an integrated approach, starting with a literature review on steering geometries applied to off-road vehicles, followed by computational modeling using Autodesk Inventor software to design five different steering geometries. Subsequently, the geometries were tested in computer simulations with ADAMS Car software to evaluate parameters such as steering angle, turning radius, and Ackerman geometry behavior. After the simulations, specific vehicle components were manufactured, allowing for easy changes between the designed geometries through the variation of different anchorage points. Thus, practical tests were conducted to validate the adjustments implemented in the steering geometry. The results indicated that the oversteering characteristics provided superior performance, anchored at Point 3. This configuration allowed for optimizing vehicle maneuverability and stability on rough terrain due to its tendency to oversteer, an important characteristic for overcoming dynamic events in SAE Brasil competitions. The work provides a significant contribution to the development of a competitive and efficient prototype, capable of meeting technical requirements and overcoming the challenges presented in off-road competitions.

Keywords: Baja; Steering geometry; Steering angle; Turning radius; Maneuverability.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Subsistema de direção.....	15
Figura 2 - Bitola.	16
Figura 3 - Entre-eixos.	17
Figura 4 - Eixo do pino mestre.	18
Figura 5 - Ângulo de caster.	19
Figura 6 - Ângulo de camber.....	20
Figura 7 - Sistema pinhão-cremalheira.....	21
Figura 8 - Sistema de direção rolete e sem-fim.	22
Figura 9 - Geometria de direção ideal.	23
Figura 10 - Comportamento do veículo sob diferentes posições dos pontos Ackerman.....	24
Figura 11 - Tipos de configurações de esterçamento.	24
Figura 12 - Inclinação do braço de direção.	25
Figura 13 - Geometria 100% Ackerman.	26
Figura 14 - Modelagem 3D do Severo 4x4 no software Autodesk Inventor 2024.....	26
Figura 15 - Protótipo sugerido pelo Software ADAMS Car.	27
Figura 16 - Severo 4x4.	28
Figura 17 - Fluxograma do desenvolvimento do subsistema de direção.....	29
Figura 18 - Fluxograma da metodologia aplicada.	30
Figura 19 - Vista superior dos pontos de geometria.....	32
Figura 20 - Olhais de fixação do braço de direção.	32
Figura 21 - Direção e suspensão dianteira do Severo 4x4 no Software ADAMS Car.....	33
Figura 22 - Interface de simulação do ADAMS Car.....	34
Figura 23 - Olhais de direção fabricados e posicionados.	34
Figura 24 - Teste do ângulo de esterçamento.....	35
Figura 25 - Medição do raio de giro.....	36
Figura 26 - Esquema do teste de manobrabilidade.....	37

LISTA DE QUADROS

Quadro 1 - Parâmetros de entrada para a simulação computacional.	29
Quadro 2 - Ângulo de esterçamento máximo (simulado).	41
Quadro 3 - Raio de giro simulado.	42
Quadro 4 - Ângulo de esterçamento máximo (medido).	47
Quadro 5 - Raio de giro e tempo da manobrabilidade.	48
Quadro 6 - Comparativo dos ângulos de esterçamento simulados e medidos.	49
Quadro 7: Comparativo dos raios de giro simulados e medidos.	49

LISTA DE GRÁFICOS

Gráfico 1 - Ângulo de esterçamento do ponto de ancoragem 1 (ideal).	38
Gráfico 2 - Ângulo de esterçamento do ponto de ancoragem 2 (sobre-esterçante).	39
Gráfico 3 - Ângulo de esterçamento do ponto de ancoragem 3 (sobre-esterçante).	39
Gráfico 4 - Ângulo de esterçamento do ponto de ancoragem 4 (sub-esterçante).	40
Gráfico 5 - Ângulo de esterçamento do ponto de ancoragem 5 (sub-esterçante).	40
Gráfico 6 - Raio de giro simulado do ponto de ancoragem 1 (ideal).	42
Gráfico 7 - Raio de giro x Pontos de ancoragem.	43
Gráfico 8 - Deslocamento da cremalheira.	44
Gráfico 9 - Curva Ackerman.	45
Gráfico 10 - Curvas do erro Ackerman.	46

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

ADAMS	(Automated Dynamic Analysis of Mechanical Systems)
CAD	Computer Aided Desing
SAE	Society of Automotive Engineers – Sociedade da Engenharia Automotiva
UFERSA	Universidade Federal Rural do Semi-Árido

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	12
1.1	Objetivos.....	13
1.1.1	Objetivos Gerais	13
1.1.2	Objetivos Específicos.....	13
1.2	JUSTIFICATIVA	14
2	REFERENCIAL TEÓRICO	15
2.1	Sistema de Direção	15
2.2	Parâmetros de projeto da direção	16
2.2.1	Bitola.....	16
2.2.2	Entre-Eixos.....	17
2.2.3	Pino Mestre	18
2.2.4	Caster.....	18
2.2.5	Camber	19
2.3	Principais Tipos de Sistemas de Direção	20
2.3.1	Sistema de Direção Pinhão-Cremalheira	20
2.3.2	Sistema de Direção Rolete e Sem-Fim	21
2.4	Geometria de Direção.....	22
2.5	Autodesk Inventor	26
2.6	ADAMS Car.....	27
3	METODOLOGIA.....	28
3.1	Objeto de Estudo	28
3.2	Metodologia Aplicada	30
4	RESULTADOS E DISCUSSÕES	38
4.1	Simulação do ADAMS Car.....	38
4.1.1	Ângulo de Esterçamento	38
4.1.2	Raio de Giro	41
4.1.3	Deslocamento da Cremalheira	44
4.1.4	Curva Ackerman	44
4.1.5	Erro Ackerman:.....	46
4.2	Testes	47
4.2.1	Estático: Ângulo de Esterçamento	47
4.2.2	Dinâmico: Raio de Giro e Manobrabilidade.....	48
4.3	Comparativo entre a simulação computacional e os testes.....	48
5	CONSIDERAÇÕES FINAIS.....	51
	REFERÊNCIAS	52

1 INTRODUÇÃO

De acordo com Diniz (2014), prever o desempenho dos veículos antes da produção é importante para o sucesso da indústria automotiva, pois isso permite minimizar custos e tempo de retrabalho, além de integrar novas tecnologias e métodos na fase inicial do projeto. Nesse contexto, a indústria automobilística tem buscado aprimorar seus veículos ao longo dos anos, com o objetivo de oferecer maior conforto e segurança aos consumidores, bem como otimizar seus protótipos. Como resultado, o mercado apresenta uma ampla gama de veículos, incluindo os projetados para enfrentar terrenos acidentados, conhecidos como veículos *off-road*.

Entre os componentes fundamentais desses veículos, o sistema de direção se destaca, devendo ser projetado para garantir tanto a boa manobrabilidade quanto a resistência em terrenos irregulares. O autor Gillespie (1992) descreve que o sistema de direção altera a trajetória do veículo com base na necessidade do condutor, considerando fatores como o tipo de terreno, o esforço necessário para guiar, o curso angular do volante e a velocidade do veículo. Esses elementos, combinados com fatores externos, influenciam diretamente o comportamento do sistema de direção. No caso dos veículos de competição, como os utilizados em provas *off-road*, o sistema de direção assume uma importância ainda maior, uma vez que é crucial para garantir respostas rápidas e precisas em condições extremas. A constante busca por inovações no desenvolvimento destes sistemas destaca o papel dos engenheiros em criar soluções que atendam às exigências das competições.

De acordo com a SAE Brasil (2012), além das inovações técnicas, a formação de profissionais altamente qualificados para um mercado de trabalho competitivo tem impulsionado a popularização das competições de engenharia nas universidades. Os programas da SAE, reconhecidos mundialmente, abrangem diversas áreas da engenharia de mobilidade, como Aero Design, veículos do tipo fórmula e *off-road*, incluindo o programa Baja SAE. O Baja SAE oferece aos estudantes de engenharia a oportunidade de aplicar, na prática, os conhecimentos adquiridos em sala de aula, preparando-os para o mercado de trabalho. Os participantes do programa envolvem-se no desenvolvimento completo de um veículo *off-road*, desde a concepção até a construção e realização de testes.

Conforme destaca Souza (2021), o desenvolvimento de veículos Baja exige estudos dinâmicos para avaliar a eficácia de seus subsistemas em terrenos irregulares, onde a direção em particular, é um subsistema importante, pois deve funcionar em conjunto com a suspensão para garantir um desempenho eficiente. Nas competições Baja SAE, os sistemas de direção enfrentam condições extremas em provas como manobrabilidade, enduro, prova de conforto e

prova de suspensão e tração. Nessas provas, o desempenho dos protótipos é testado em diferentes aspectos, desde a precisão de manobra até a durabilidade e resistência em desafios prolongados.

Diante desse contexto, o foco deste trabalho será o estudo e aprimoramento da geometria de direção do protótipo da equipe Caraubaja SAE, com o objetivo de otimizar seu desempenho nas competições Baja SAE. Para alcançar esse objetivo, serão realizados estudos detalhados da geometria atual, seguidos por simulações computacionais utilizando ferramentas especializadas para avaliar o impacto das modificações propostas. Logo após, serão conduzidos testes experimentais para validar as melhorias e garantir que o sistema de direção do protótipo atenda às exigências das provas, proporcionando melhor manobrabilidade em terrenos acidentados. Este processo integrativo de pesquisa, simulação e validação prática visa, não apenas superar os desafios específicos das competições, mas também garantir um desempenho superior e competitivo para a equipe Caraubaja.

1.1 Objetivos

1.1.1 Objetivos Gerais

Realizar o estudo e desenvolver uma nova geometria de direção para um veículo off-road do tipo Baja SAE 4x4, visando aprimorar a manobrabilidade do veículo nas provas dinâmicas das competições universitárias organizadas pela SAE Brasil.

1.1.2 Objetivos Específicos

- Realizar estudos bibliográficos sobre geometrias de direção aplicadas a veículos off-road, com ênfase em veículos do tipo Baja SAE;
- Utilizar o software Autodesk Inventor para modelar diferentes configurações de geometrias de direção;
- Aplicar as geometrias de direção desenvolvidas em um ambiente de simulação dinâmica utilizando o software ADAMS Car, para analisar ângulo de esterçamento, raio de giro e o desempenho de cada geometria Ackerman;
- Fabricar e testar as geometrias de direção adotadas, coletando parâmetros de desempenho durante os testes práticos;
- Escolher a otimização da geometria de direção mais indicada para o veículo com base nos resultados obtidos.

1.2 JUSTIFICATIVA

Este trabalho é voltado para o aprimoramento da manobrabilidade de um protótipo *off-road* do tipo Baja SAE, destinado a competições universitárias. A equipe Caraubaja, inicialmente equipada com um sistema de direção do tipo pinhão-cremalheira e tração nas rodas traseiras, recentemente modificou o protótipo para um sistema de transmissão 4x4. Com a atualização do regulamento da SAE Brasil, que agora permite a implementação de tração 4x4, a equipe optou por adaptar o projeto visando melhorar o desempenho do veículo em terrenos irregulares e aumentar sua pontuação nas competições, especialmente com o objetivo de participar de competições internacionais.

A inclusão de componentes de transmissão na parte dianteira, como os eixos homocinéticos com limitação de angulação a 35° , resultou em uma leve redução no ângulo de esterçamento das rodas. Além disso, foi necessário reposicionar a caixa de direção para acomodar os novos componentes de transmissão, o que interferiu na geometria de direção do veículo. Vale ressaltar que, diante dessa limitação de esterçamento, a adoção de uma geometria de direção que proporcione um comportamento sobre-esterçante é essencial para que o veículo possa compensar essa restrição e realizar curvas de raio reduzido com mais eficiência.

Segundo Silva *et al.* (2012), para veículos *off-road*, especialmente em modelos tipo Baja, um comportamento sobre-esterçante é desejável, pois permite que o protótipo "saia de traseira", facilitando a execução de manobras e otimizando sua agilidade. Essa característica melhora a capacidade do veículo de contornar curvas fechadas, mantendo a estabilidade e o desempenho adequados para o contexto competitivo.

Assim, o questionamento que se propõe é: é possível otimizar a manobrabilidade do veículo por meio da alteração da geometria de direção, considerando as restrições impostas ao ângulo de esterçamento?

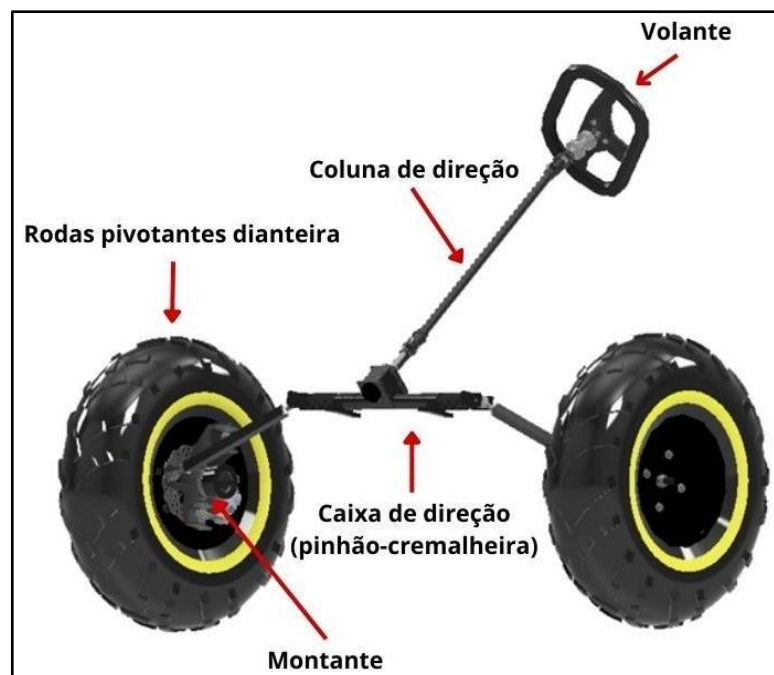
2 REFERENCIAL TEÓRICO

2.1 Sistema de Direção

De acordo com Bastow (1993), o sistema de direção direciona o veículo conforme as necessidades do motorista, por meio dos ângulos gerados nas rodas dianteiras e/ou traseiras quando um comando é imposto no volante. No desenvolvimento de um sistema de direção, um dos maiores desafios é isolar os choques gerados pelas pistas sem comprometer a sensibilidade necessária para a condução precisa do veículo. Além disso, é importante reduzir o esforço necessário para manobras de estacionamento ou em baixa velocidade, enquanto se mantém a sensibilidade adequada para o condutor em médias e altas velocidades.

O autor Fernandes (2005) destaca que os ângulos de esterçamento, fundamentais para a direção do veículo, são modificados pela geometria do sistema de suspensão e direção. Essa geometria, por sua vez, exerce uma influência significativa no comportamento estático e dinâmico dos veículos. Segundo Gillespie (1992), o sistema de direção é responsável por absorver as irregularidades verticais e horizontais das pistas onde as perturbações são frequentes, evitando distúrbios direcionais. Os principais componentes deste sistema (Figura 1), incluem rodas dianteiras pivotantes, caixa de direção, coluna, mangas de eixo (montante) e o volante, que normalmente tem formato circular para permitir movimentos rápidos e precisos.

Figura 1 - Subsistema de direção.



Fonte: Autoria própria (2024).

Quando uma força rotacional é aplicada ao volante, esse movimento é transmitido pela coluna para a caixa de direção, que então conecta às mangas de eixo, gerando os ângulos de esterçamento necessários (Silva, 2019).

Fernandes (2005) classifica os sistemas de direção em dois grupos principais: sem assistência e com assistência. Nos sistemas sem assistência, o mecanismo é direto, sendo a força do piloto a única responsável pelo movimento das rodas. Em contraste, os sistemas com assistência incluem um mecanismo auxiliar para ajudar o condutor, sendo os mais comuns atualmente os sistemas hidráulicos e elétricos, amplamente presentes nos veículos comerciais modernos.

Os sistemas sem assistência, como os utilizados nos veículos Baja SAE, são valorizados por sua rápida resposta e menor massa em comparação com os sistemas assistidos (Salvador, 2017). Além disso, os sistemas sem assistência, como o pinhão e cremalheira (adotado pela equipe Caraubaja SAE) e o rolete e sem-fim, são mais fáceis realizar manutenções, ao contrário dos sistemas com assistência que apresentam maior complexidade.

2.2 Parâmetros de projeto da direção

2.2.1 Bitola

De acordo com Rezende (2007), a bitola de um veículo é definida pela sua largura. Uma bitola frontal maior resulta em uma redução da intensidade de rolamento no chassi e diminui a transferência de carga lateral, o que pode melhorar o desempenho em curvas. No entanto, essa maior largura, também aumenta a área frontal do veículo, gerando um incremento nas forças de arrasto aerodinâmico. A Figura 2 ilustra a distância da bitola em um veículo.

Figura 2 - Bitola.



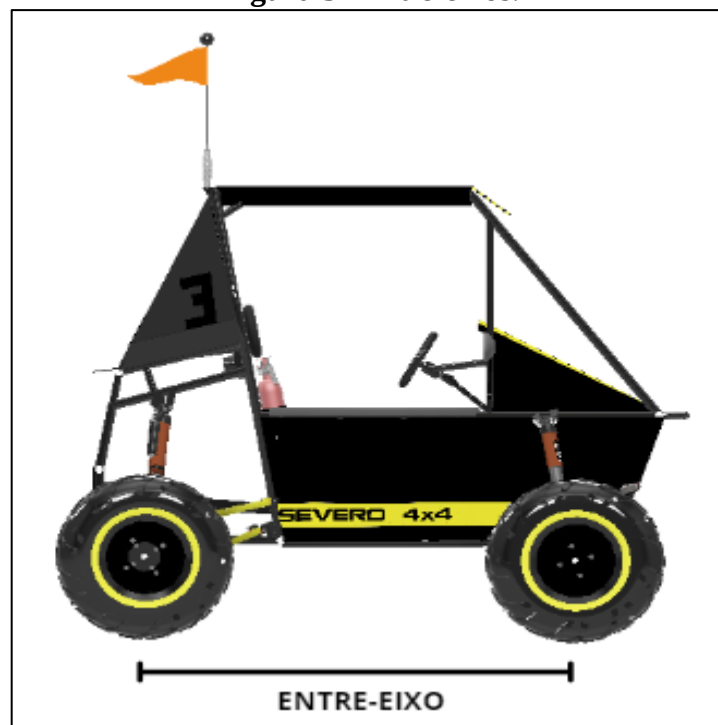
Fonte: Autoria própria (2024).

Almeida (2012) ressalta a importância da bitola na estabilidade do veículo. Um aumento na dimensão da bitola contribui para um melhor desempenho em trechos de alta velocidade e em curvas, mas também eleva o raio de giro, o que pode dificultar a realização de curvas mais apertadas. Essa relação é importante para a definição do design e da geometria de direção de veículos, especialmente em aplicações de desempenho, como no caso de veículos projetados

2.2.2 Entre-Eixos

O entre-eixos, também conhecido como *wheelbase*, é um parâmetro importante a ser considerado na fase de projeto de um veículo, pois exerce uma influência significativa na concepção inicial de um protótipo. Este parâmetro é definido como a distância medida do centro da roda dianteira até o centro da roda traseira. Na Figura 3 está ilustrado a configuração do entre-eixos em um veículo.

Figura 3 - Entre-eixos.



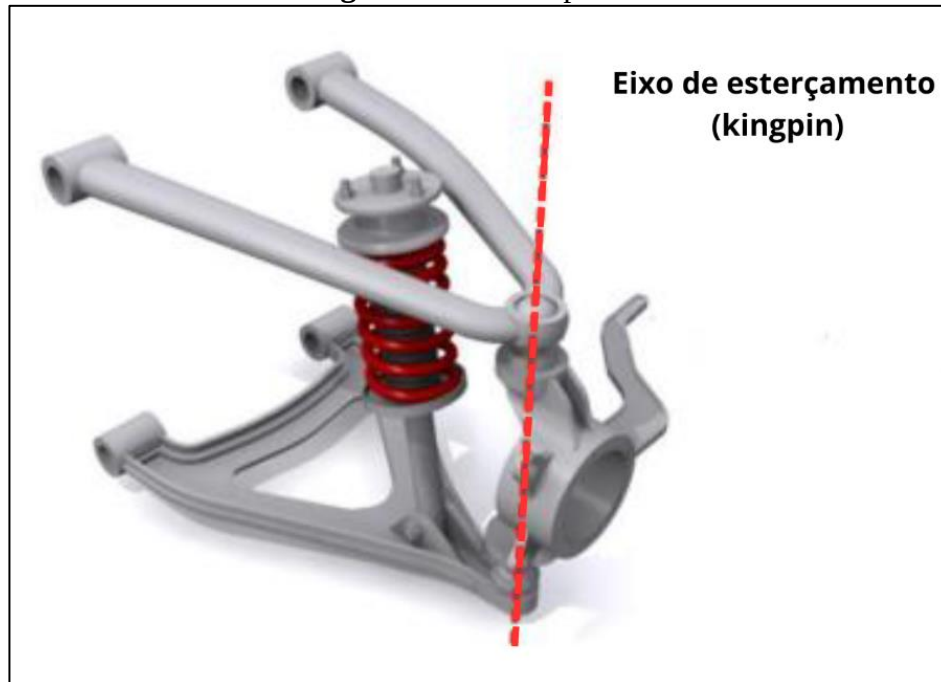
Fonte: Autoria própria (2024).

A configuração do entre-eixos tem um impacto considerável na dirigibilidade do veículo; quanto maior for o entre-eixo em relação ao comprimento total do automóvel, maior será o espaço disponível para os passageiros. Essa relação também contribui para a redução da influência da carga na distribuição de peso entre os eixos (REIMPELL, STOLL e BETZLER, 2001).

2.2.3 Pino Mestre

Em uma suspensão do tipo duplo A, o pino mestre atua como um vetor que se posiciona inicialmente entre as articulações da bandeja inferior e a manga de eixo, estendendo-se até a bandeja superior e a manga de eixo (Almeida, 2012). Na Figura 4 está ilustrado a configuração do pino mestre em uma suspensão duplo A.

Figura 4 - Eixo do pino mestre.

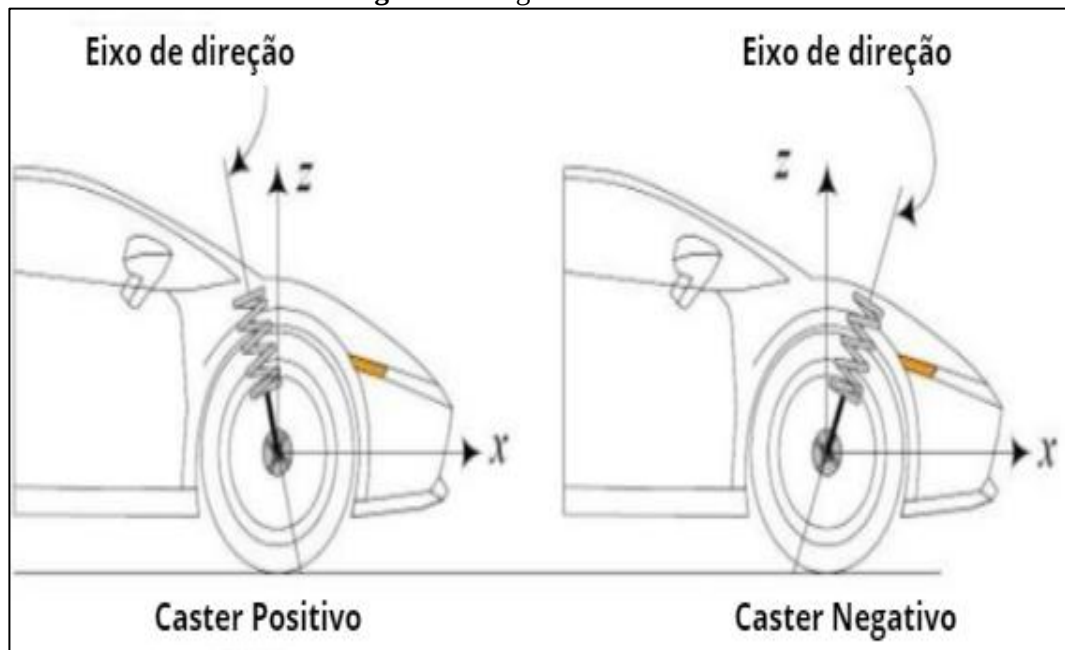


Fonte: Torres (2011).

Segundo Costa (2017), o pino mestre é fundamental para a dirigibilidade do veículo, pois proporciona uma direção mais suave e favorece o auto-alinhamento. Esse fenômeno refere-se à habilidade do veículo de retornar à sua posição original de forma automática após realizar manobras. A Figura 12 ilustra a posição do pino mestre em um sistema de suspensão do tipo duplo A.

2.2.4 Caster

Diniz (2014) define o ângulo de caster, quando observado de perfil, como o ângulo formado entre o pino mestre e o eixo vertical do veículo. Esse ângulo é considerado positivo quando a parte superior do pino mestre está inclinada para a traseira do veículo, enquanto é negativo quando essa inclinação se direciona para a parte dianteira. Na Figura 5 está ilustrado as configurações de caster positivo e negativo.

Figura 5 - Ângulo de caster.

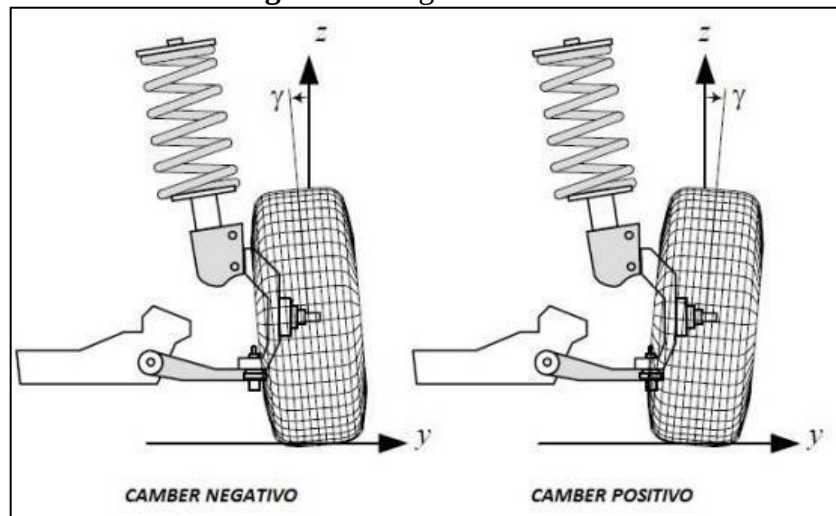
Fonte: Jazar (2008).

2.2.5 Camber

Conforme descrito por Torres (2011), o ângulo de camber refere-se à inclinação da roda em relação à visão frontal vertical do veículo. Esse parâmetro é crucial durante a realização de curvas, pois determina a área de contato do pneu com a superfície do solo. Um ângulo de camber excessivamente elevado pode comprometer a dirigibilidade em trechos retilíneos.

O ângulo de camber é considerado positivo quando a parte superior das rodas se inclina para fora, afastando-se do chassi. Caso contrário, o camber é considerado negativo. Ajustar esse ângulo permite influenciar as características de rolamento das rodas, proporcionando diferentes comportamentos dinâmicos ao veículo (Silva, 2019).

Segundo Diniz (2014), o camber impacta principalmente a distribuição da força normal do pneu sobre o solo, pois divide a força em duas componentes que alteram o comportamento do veículo. Essa propriedade permite uma melhor distribuição de carga e contribui para a otimização do projeto.

Figura 6 - Ângulo de camber.

Fonte: Jazar (2008).

Rezende (2007) ressalta que mudanças no ângulo de camber afetam significativamente a pressão de contato vertical nos pneus, o que, por sua vez, influencia a tração que o veículo pode exercer.

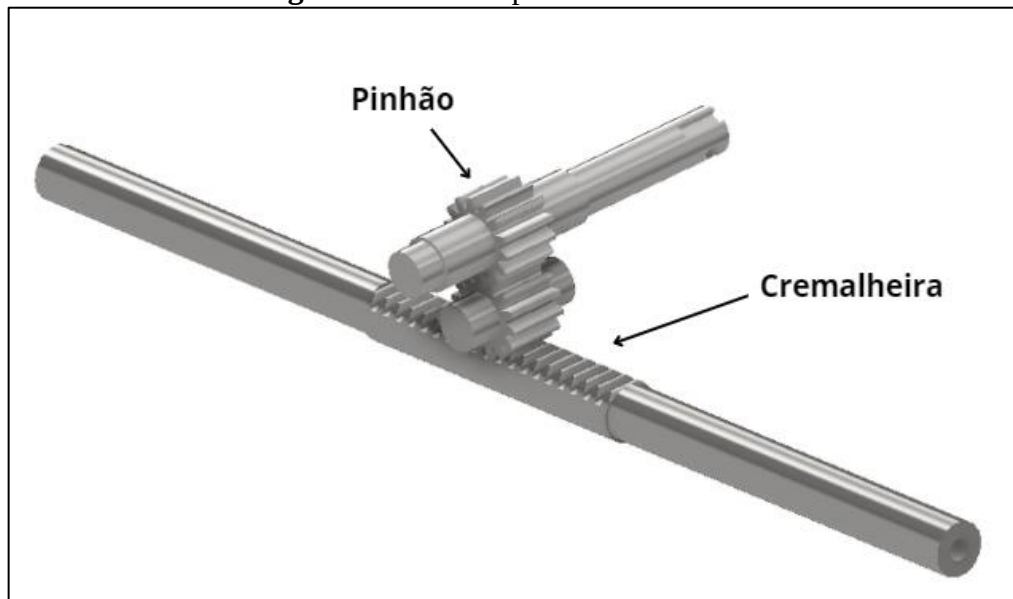
2.3 Principais Tipos de Sistemas de Direção

De acordo com Almeida (2016), os sistemas de direção geralmente são classificados em duas categorias principais: o sistema pinhão-cremalheira, e o sistema de rolete e sem fim. O volante está conectado à coluna de direção, que é constituída por eixos, mancais, juntas universais e isoladores de ruído e vibrações, os quais podem ser incluídos ou não conforme a decisão do projetista. A rotação do volante é transmitida através da coluna de direção até o mecanismo que converte o movimento rotacional em movimento translacional, permitindo o esterçamento das rodas e, conseqüentemente, a mudança de direção do veículo.

2.3.1 Sistema de Direção Pinhão-Cremalheira

O mecanismo de direção é fixado ao chassi ou à suspensão do veículo, posicionado antes ou depois do eixo dianteiro, sendo amplamente utilizado em veículos de pequeno e médio porte. De acordo com Fernandes (2005), o sistema de direção pinhão e cremalheira converte o movimento rotacional do volante em movimento translacional da cremalheira através do engrenamento entre pinhão e cremalheira (Figura 7). Nas extremidades da cremalheira, encontram-se barras biarticuladas, conhecidas como braços de direção, que transmitem o movimento de translação da cremalheira para as mangas de eixo, gerando assim os ângulos de esterçamento das rodas.

Figura 7 - Sistema pinhão-cremalheira.



Fonte: Autoria própria (2024).

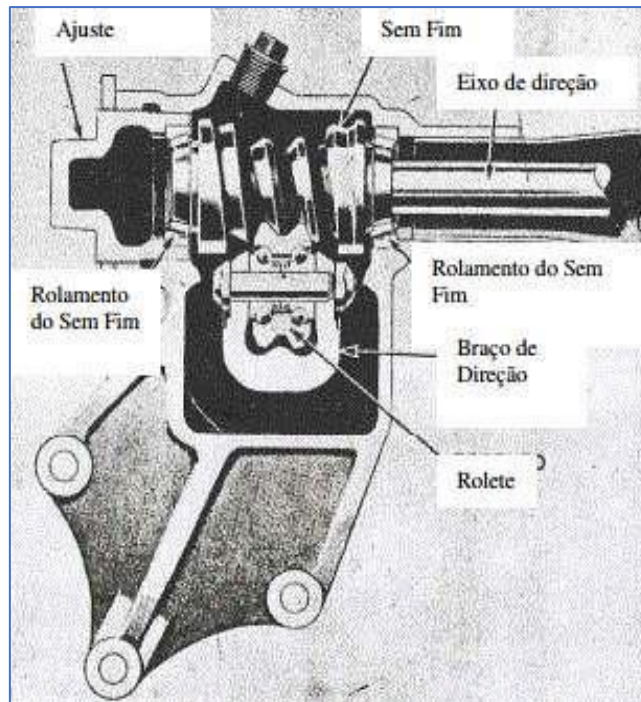
Silva (2019) descreve que o conjunto de pinhão e cremalheira é protegido pela caixa de direção, onde a conexão com a coluna de direção ocorre por meio de um pequeno eixo estriado no pinhão. Este sistema converte o movimento rotacional do volante em movimento linear na cremalheira. Fernandes (2005) destaca que uma das vantagens desse sistema é a redução do torque necessário para girar as rodas, graças ao engrenamento e à geometria que favorecem o esforço no volante.

Shigley (2016) menciona que existem dois tipos de cremalheiras: de dentes retos e de dentes inclinados, cada uma exigindo um pinhão específico. A cremalheira de dentes retos é combinada com um pinhão de dentes retos, enquanto a de dentes inclinados utiliza um pinhão helicoidal. O autor complementa que o pinhão e a cremalheira helicoidal oferecem uma distribuição de carga mais uniforme e redução de ruídos durante o funcionamento, pois o encaixe é mais suave. Contudo, esse tipo de sistema apresenta maior complexidade de projeto e fabricação em comparação ao de dentes retos.

2.3.2 Sistema de Direção Rolete e Sem-Fim

Segundo Silva (2019), o Sistema de Direção de Rolete e Sem-Fim (SDRSF) é frequentemente utilizado em veículos de médio e grande porte. Ele consiste em um eixo que conecta o volante a um mecanismo sem-fim, que se assemelha a um parafuso (Figura 8).

Figura 8 - Sistema de direção rolete e sem-fim.

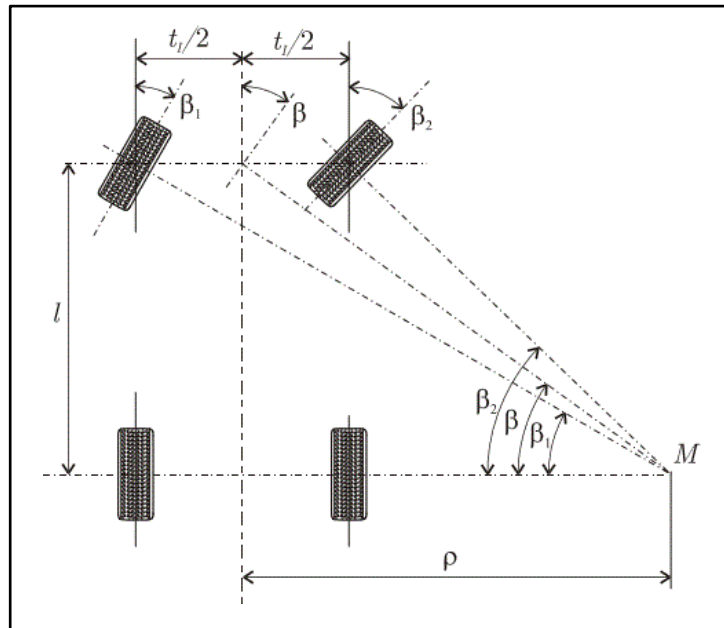


Fonte: Fernandes (2005).

Segundo Gillespie (1992), o sistema de direção de rolete e sem-fim é composto por um sem-fim acoplado a um rolete no eixo de saída. Quando o sem-fim gira, ele causa um deslocamento angular no eixo de saída, que se conecta aos braços de direção, ou "braço de Pitman". Esses braços transmitem o movimento para as barras de direção, acionando as mangas de eixo e, assim, girando as rodas. O autor afirma que comparado ao sistema de rolete e sem-fim, o sistema de pinhão e cremalheira apresenta menor complexidade, é mais fácil de instalar e dispensa o uso de longarinas, o que o torna mais popular em aplicações automotivas.

2.4 Geometria de Direção

De acordo com Nicolazzi (2012), na geometria de um sistema de direção ideal, quando um veículo está se deslocando em baixa velocidade, os eixos das rodas dianteiras devem se encontrar na extensão do eixo das rodas traseiras, independentemente da curva que esteja sendo feita. Na Figura 9 está ilustrado um exemplo de uma geometria ideal.

Figura 9 - Geometria de direção ideal.

Fonte: Nicolazzi *et. al* (2008).

De acordo com Nicolazzi *et. al* (2008), o raio de curvatura é determinado através dos ângulos de esterçamento das rodas interna e externa, e é dado pela Eq. (1):

$$\rho_g = \frac{l}{tg\beta_1} - \frac{t_1}{2} = \frac{l}{tg\beta_2} - \frac{t_1}{2} \quad (1)$$

Sendo:

- ρ_g = raio de curvatura;
- l = distância entre eixos;
- t_1 = bitola dianteira;
- β_i = ângulo das rodas externas e internas, respectivamente, ($i = 1, 2$);

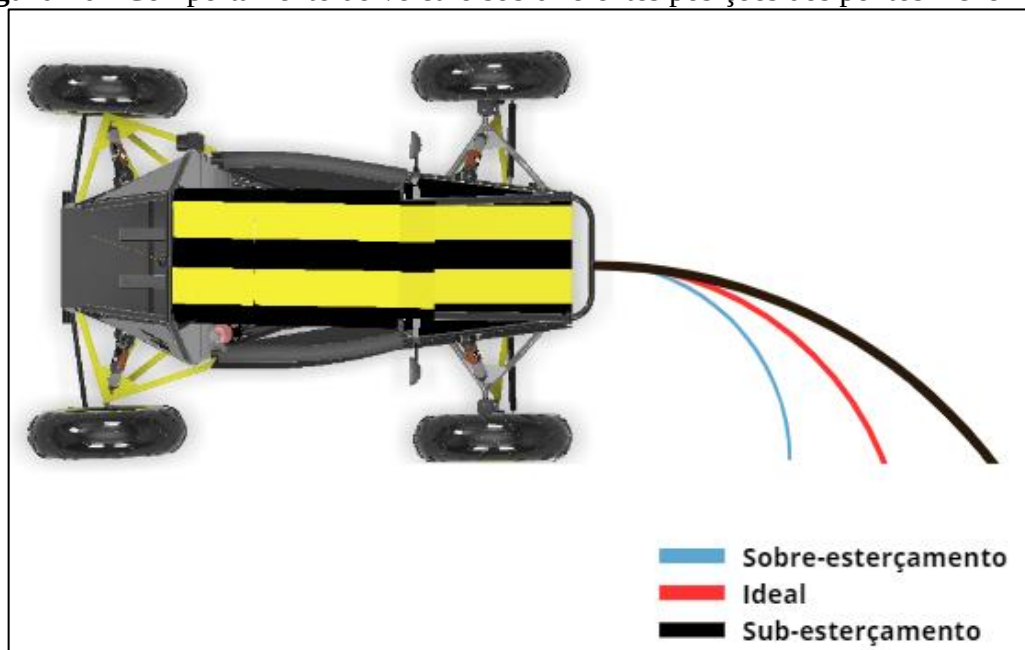
De acordo com Jazar (2008), para obter uma geometria 100% Ackerman em uma curva, os quatro pneus devem estar posicionados de forma que as linhas perpendiculares ao eixo longitudinal de cada pneu convergem em um único ponto. Isso assegura que as rodas não entrem em conflito entre si e sigam a mesma trajetória na curva.

Salvador (2017) afirma que para obter uma geometria 100% Ackerman, os ângulos de esterçamento das rodas dianteiras precisam ser diferentes. Isso ocorre porque o raio de curva da roda direita (interna à curva) não é igual ao da roda esquerda (externa à curva). A Figura 9 está ilustrando essa configuração.

Segundo Salvador (2017), na geometria Ackerman, o ponto de Ackerman é um elemento crucial, pois ele representa a interseção entre os prolongamentos dos braços de

direção. Idealmente, esse ponto deve situar-se sobre o eixo traseiro do veículo, o que permite que as rodas traseiras sigam o mesmo traçado das rodas dianteiras durante uma curva, promovendo uma condução suave. Quando o ponto está posicionado além do eixo traseiro, o veículo tende a apresentar comportamento sub-esterçante, ou seja, o raio de curva das rodas traseiras torna-se maior que o das dianteiras. Em contraste, quando o ponto de Ackerman está antes do eixo, ocorre o comportamento sobre-esterçante, fazendo com que o veículo saia de traseira em curvas. A Figura 10 ilustra o comportamento do raio de curvatura do veículo sob os diferentes cenários descritos.

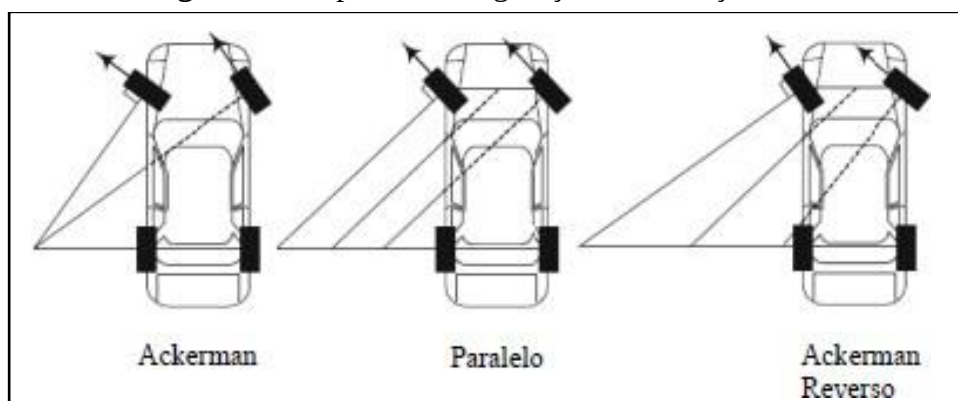
Figura 10 - Comportamento do veículo sob diferentes posições dos pontos Ackerman.



Fonte: Autoria própria (2024).

Segundo Milliken e Milliken (1995), a relação de esterçamento entre as rodas internas e externas à curva pode adotar três configurações distintas, conforme ilustrado na Figura 11.

Figura 11 - Tipos de configurações de esterçamento.

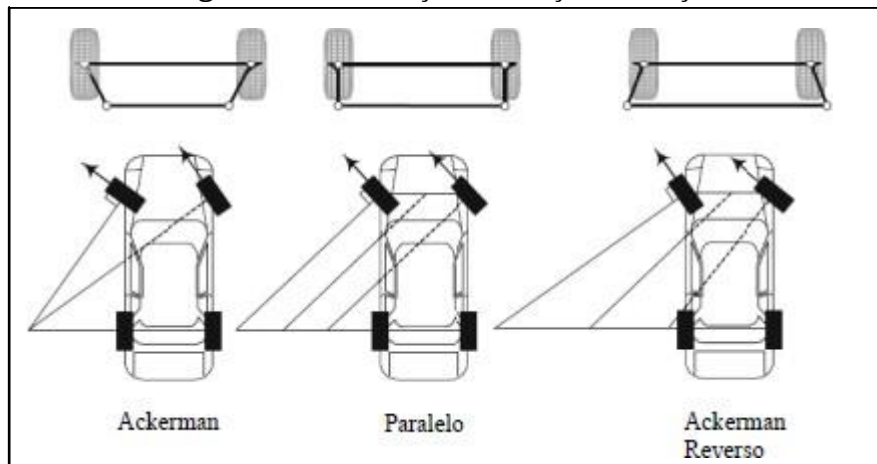


Fonte: Rill (2003).

Ao analisar os três tipos de geometria apresentados na Figura 11, observa-se que na geometria 100% Ackerman, a roda interna da curva realiza um esterçamento maior do que a roda externa. Na geometria paralela, que representa 0% Ackerman, ambas as rodas têm o mesmo grau de esterçamento. Por outro lado, na geometria Ackerman reverso, a roda externa apresenta um esterçamento maior do que a roda interna. Na última configuração há uma redução na tendência do veículo ao sobre esterço, o que implica em uma menor probabilidade de perda de aderência das rodas traseiras durante a realização de curvas (Rill, 2003).

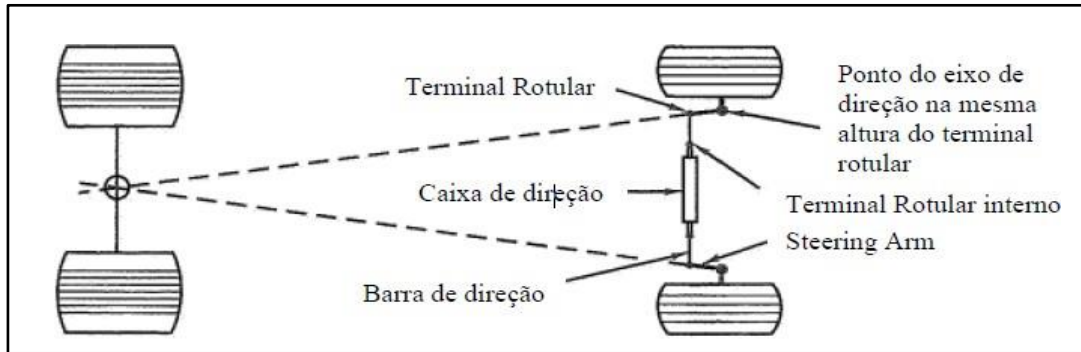
Rill (2003) afirma que a variação na relação de esterçamento entre as rodas, conforme determinado pela geometria de Ackermann, é obtida através de configurações como a trapezoidal ou paralelogramo. Nessa configuração, a geometria fundamental do sistema de direção forma um trapezoide, conforme ilustrado na Figura 12.

Figura 12 - Inclinação do braço de direção.



Fonte: Rill (2003).

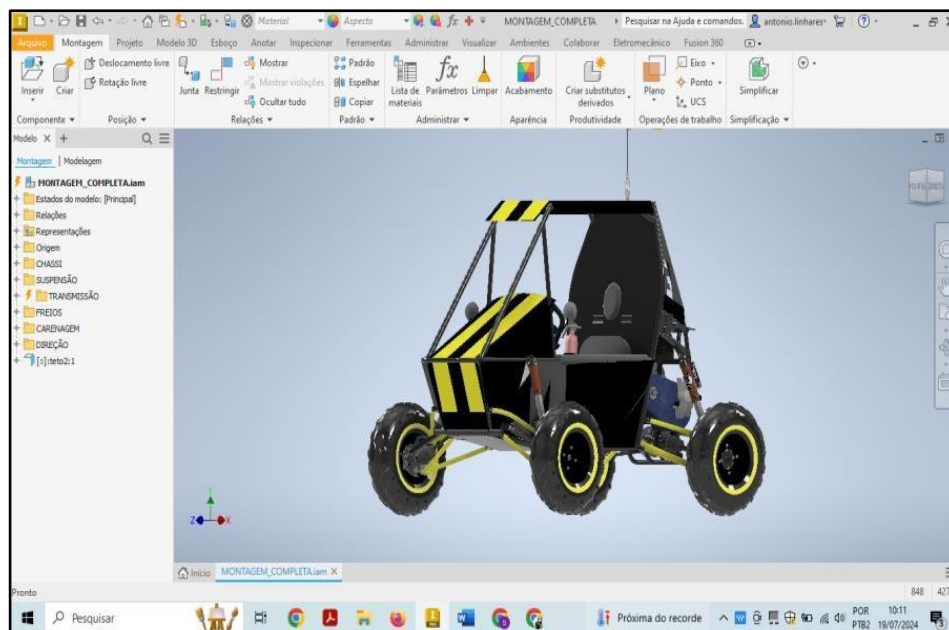
A geometria 100% Ackermann é obtida quando o "braço de direção" aponta diretamente para o centro do eixo traseiro (Figura 13). De acordo com Milliken e Milliken (1995), à medida que a inclinação do "braço de direção" se aproxima de uma projeção no eixo dianteiro, a porcentagem de Ackermann diminui, chegando a 0% em uma configuração de geometria paralela. Nessa situação, conforme mostrado na segunda configuração da Figura 12, o "braço de direção" fica paralelo ao eixo longitudinal do veículo, considerando que a caixa de direção e o "braço de direção" estão posicionados atrás do eixo dianteiro.

Figura 13 - Geometria 100% Ackerman.

Fonte: Milliken e Milliken (1995).

2.5 Autodesk Inventor

O Inventor é um software de modelagem tridimensional (3D) criado pela empresa Autodesk. Segundo Autodesk (2024), além de permitir a modelagem, este software possibilita que os protótipos desenvolvidos sejam funcionais, simulando seu funcionamento no mundo real através de animações que se ajustam às necessidades do usuário. A versão estudantil do Autodesk Inventor 2024, que será utilizada neste trabalho, também permite analisar o comportamento mecânico dos sistemas projetados. Na Figura 14 está ilustrado o ambiente de montagem do Software.

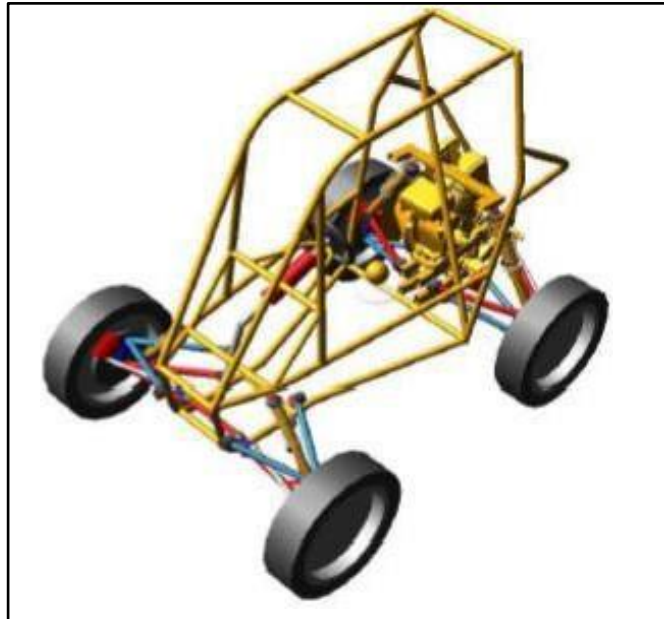
Figura 14 - Modelagem 3D do Severo 4x4 no software Autodesk Inventor 2024.

Fonte: Autoria própria (2024).

2.6 ADAMS Car

De acordo com Diniz (2014), o ADAMS Car é um software baseado na teoria de multicorpos, que possibilita a caracterização das cargas e forças, além de auxiliar na otimização do desempenho dos sistemas. É possível desenvolver modelos de todos os sistemas de um veículo, incluindo os sistemas de suspensão e direção, como ilustrado na Figura 15.

Figura 15 - Protótipo sugerido pelo Software ADAMS Car.



Fonte: Diniz (2014).

Para criar o modelo no ADAMS Car, será utilizado um protótipo elaborado em software CAD/CAE, que se aproxima bastante do protótipo real já fabricado. Durante a execução, as coordenadas dos principais pontos das suspensões, rodas e direção serão extraídas do software CAD/CAE Inventor Autodesk e, em seguida, aplicadas nos pontos específicos (*hardpoints*) do software ADAMS Car.

3 METODOLOGIA

Este trabalho foi conduzido com o objetivo de otimizar a geometria de direção do protótipo *off-road* 4x4 tipo Baja SAE da equipe Caraubaja, por meio de uma abordagem que combinou estudo bibliográfico, modelagem computacional e testes experimentais.

3.1 Objeto de Estudo

O objeto de estudo deste trabalho é o protótipo Severo 4x4 (Figura 16), um veículo *off-road* desenvolvido pela equipe Caraubaja em 2024 para competições promovidas pela SAE Brasil. O protótipo foi projetado especificamente para enfrentar terrenos desafiadores e avaliar seu desempenho em provas dinâmicas, como manobrabilidade, suspensão, frenagem e resistência.

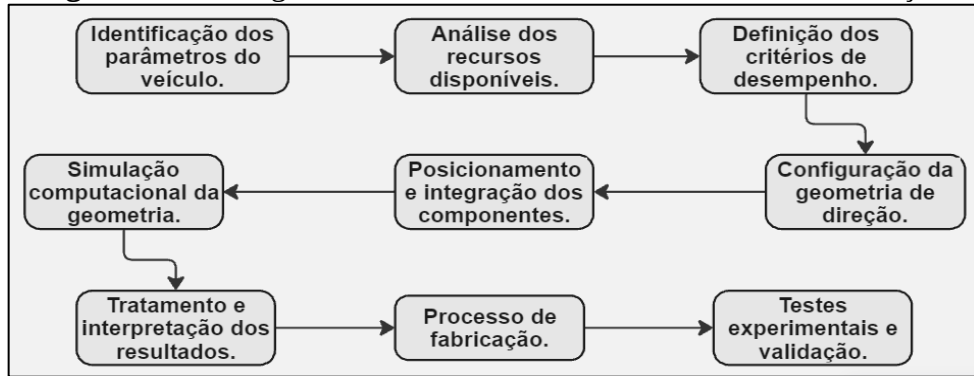
Para isso, o veículo é equipado com um sistema de suspensão dianteira do tipo duplo “A”, que proporciona maior controle e estabilidade em terrenos irregulares. Ele também conta com um chassi tubular e um trem de força composto por motor Honda GX390, CVT Gaged GX9 e conjunto de pinhão e coroa de duplo estágio. Além disso, utiliza um sistema de direção mecânica do tipo pinhão-cremalheira, que é, especificamente, o foco deste trabalho.

Figura 16 - Severo 4x4.



Fonte: Autoria própria (2024).

Para o desenvolvimento do subsistema de direção do protótipo, a equipe segue os procedimentos ilustrados na Figura 17, conforme as diretrizes estabelecidas pelo regulamento da SAE (SAE Brasil, 2024), a fim de definir com precisão os parâmetros iniciais e finais do projeto.

Figura 17 - Fluxograma do desenvolvimento do subsistema de direção.

Fonte: Autoria própria (2024).

O sistema de direção do protótipo Severo 4x4 foi desenvolvido para proporcionar facilidade de manobra e resposta ágil em diversos terrenos off-road, além de garantir conforto e segurança ao piloto. Este estudo é fundamental para a dinâmica lateral em velocidades baixas e altas, contribuindo para o desempenho em situações que exigem controle, como nas competições. Para atender a esses requisitos, optou-se pelo mecanismo de pinhão-cremalheira, que se ajusta bem aos parâmetros de projeto e apresenta vantagens como simplicidade na fabricação, facilidade de manutenção e ajustes eficientes das características cinemáticas, em comparação a outros sistemas de direção disponíveis.

O Quadro 1 mostra os principais parâmetros do veículo que serão utilizados como dados de entrada nas simulações computacionais, servindo de base para as análises e ajustes da geometria de direção. Esses parâmetros foram considerados para o veículo em suas condições iniciais, em uma superfície plana, sem o trabalho da suspensão.

Quadro 1 - Parâmetros de entrada para a simulação computacional.

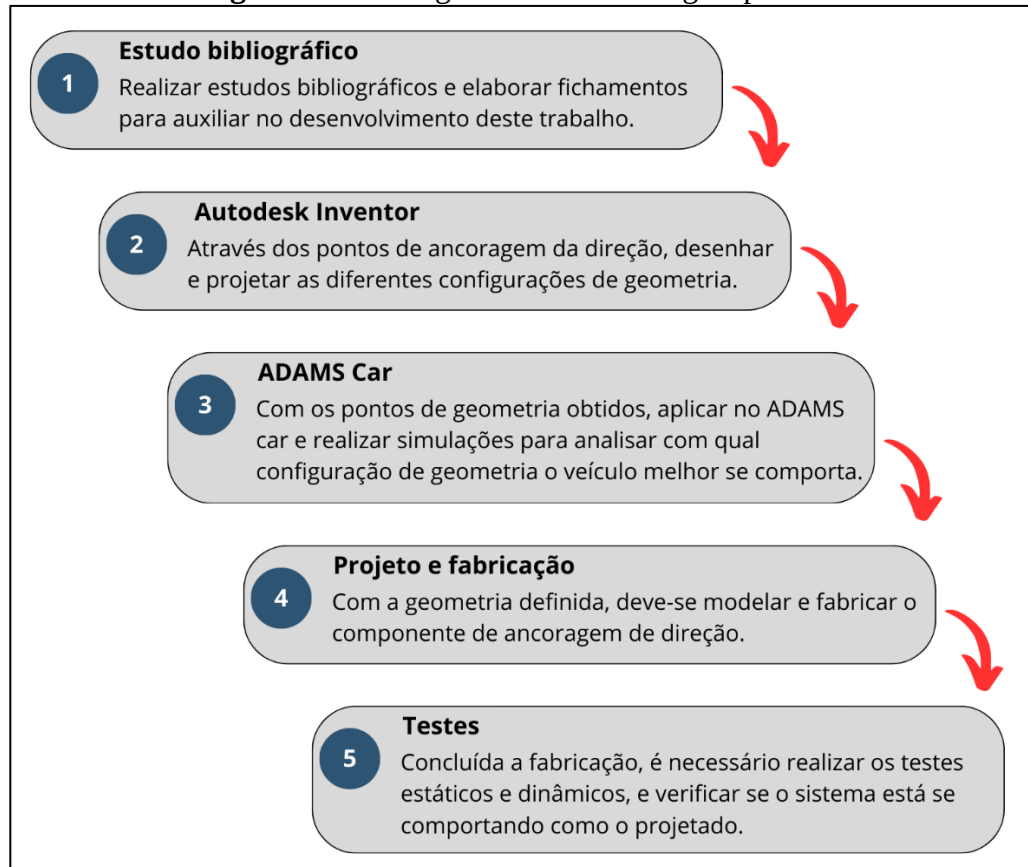
PARÂMETROS DO VEÍCULO	
Entre-eixos	1450 <i>mm</i>
Bitola	1350 <i>mm</i>
Peso total do veículo	175 <i>kg</i>
Vão livre	355 <i>mm</i>
Raio do pneu	292,1 <i>mm</i>
Deslocamento da cremalheira	78,8 <i>mm</i>
Altura do CG (do solo ao CG)	586,9 <i>mm</i>
Relação de transmissibilidade de direção	3,22: 1
Ângulo de giro do volante	175°
Cambagem estática	0°
Convergência/Divergência estática	0°

Fonte: Autoria própria (2024).

3.2 Metodologia Aplicada

Este trabalho foi desenvolvido seguindo a metodologia mostrada no fluxograma da Figura 18, com o objetivo de garantir uma abordagem sistemática e fundamentada no desenvolvimento do sistema de direção do protótipo da equipe Caraubaja SAE.

Figura 18 - Fluxograma da metodologia aplicada.



Fonte: Autoria própria (2024).

A metodologia do trabalho iniciou-se com pesquisas bibliográficas aprofundadas sobre os principais aspectos da geometria de direção de veículos *off-road*, com foco em protótipos Baja SAE. Essa etapa serviu como uma base teórica necessária para entender como diferentes configurações geométricas afetam o desempenho e a estabilidade do veículo em terrenos adversos. A revisão incluiu o estudo de livros, artigos científicos, monografias e normas técnicas que abordam conceitos como ângulos de esterçamento, geometria Ackerman, raio de giro e comportamento dinâmico. Esse levantamento serviu para contextualizar o tema, e identificar soluções já existentes, e com isso, guiar o desenvolvimento de melhorias específicas para o sistema de direção do veículo.

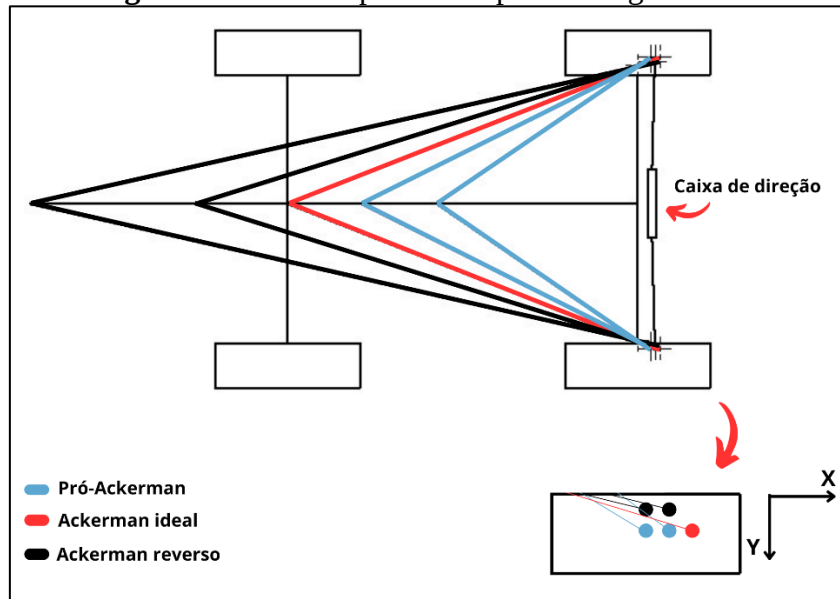
Para organizar as informações coletadas, foram realizados registros das principais fontes consultadas, especialmente aquelas que tratavam da dinâmica veicular em protótipos do tipo

off-road. Esses registros ajudaram a sintetizar e comparar as diferentes abordagens e técnicas, destacando pontos de convergência entre autores e lacunas que ainda precisam ser exploradas. Cada conceito relevante foi documentado de maneira clara, facilitando a consulta durante as próximas etapas do trabalho. O processo das junções de informações foi ideal para definir parâmetros de projeto, como os ângulos de esterçamento das rodas e raio de giro, que influenciam diretamente na manobrabilidade do veículo.

A próxima etapa consistiu na utilização da modelagem e montagem do protótipo no software Autodesk Inventor, ferramenta utilizada pela equipe Carubaja SAE. Com base nos pontos de ancoragem previamente definidos para o sistema de suspensão, foi desenhado a geometria Ackerman na vista superior do veículo (Figura 19), que serviu como base para a análise da geometria de direção. O objetivo nesta fase foi visualizar e compreender o comportamento direcional do protótipo a partir de uma configuração ideal e de variações que permitissem avaliar diferentes características de esterçamento.

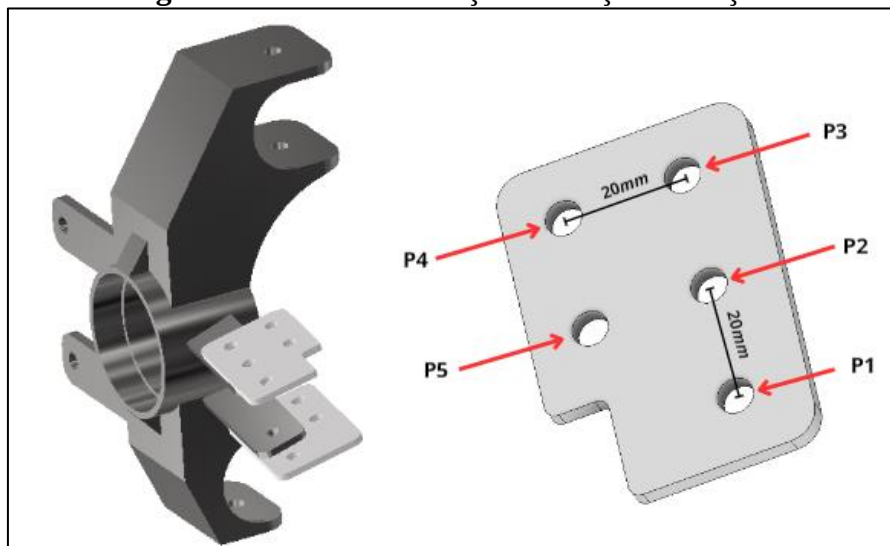
A partir desse modelo, foram estabelecidos cinco pontos de ancoragem do montante com braço de direção, resultando em cinco diferentes geometrias. O ponto 1 (linha vermelha) possui características da geometria Ackerman ideal, que representa a condição em que o esterçamento ocorre de maneira equilibrada, sem escorregamentos dos pneus com o pavimento. Esse ponto é localizado com base na interseção das linhas projetadas pelos eixos das rodas traseiras e dianteiras, servindo como referência para o comportamento ideal do veículo em curvas.

Os Pontos 2 e 3 (linhas azuis) apresentam características da geometria pró-Ackerman, que é requerida para a aplicação em um veículo do tipo Baja. Segundo Silva *et al.* (2012), essa geometria é fundamental para gerar um comportamento sobre-esterçante, permitindo que o protótipo realize curvas com raios menores e com maior agilidade. Já os pontos 4 e 5 (linhas pretas) são caracterizados pela geometria Ackerman reverso, que pode proporcionar vantagens em situações específicas, como em curvas de alta velocidade. Essa configuração diversificada possibilita simular situações de direção que favoreçam tanto a estabilidade (sub-esterço) quanto a capacidade de manobra (sobre-esterço).

Figura 19 - Vista superior dos pontos de geometria.

Fonte: Autoria própria (2024).

Para testar as cinco geometrias, foi modelado olhais para fixação no montante (Figura 20). Adotou-se uma metodologia baseada em deslocamentos incrementais de 20 mm no plano XY, tomando como base o ponto ideal (P1). Esse espaçamento permitiu de maneira sistemática, adicionar os pontos sub-esterçantes e sobre-esterçantes ao longo dos eixos X ou Y, baseado nas geometrias da Figura 19. Esse procedimento garantiu uma análise padronizada, permitindo avaliar como variações de geometrias podem influenciar no comportamento do veículo em termos de capacidade de manobra e aderência dos pneus. Assim, o modelo gerado no Autodesk Inventor proporcionou uma visualização clara de cada configuração e a distribuição dos diferentes pontos de ancoragem do montante com braço de direção.

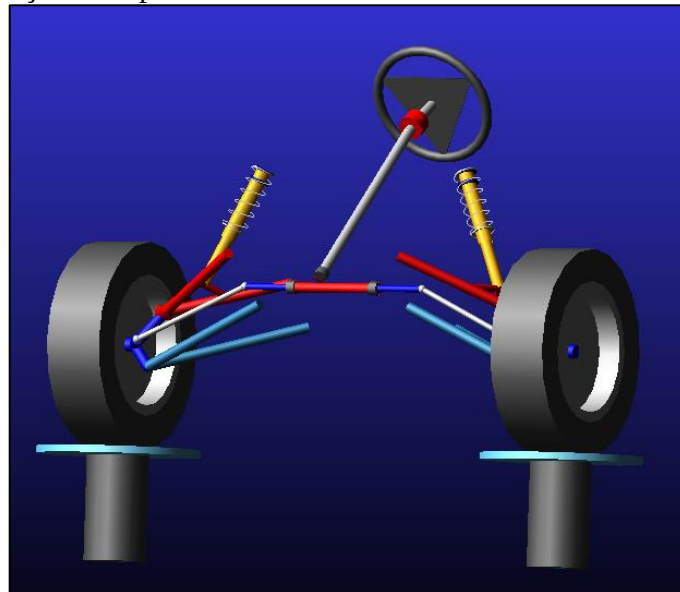
Figura 20 - Olhais de fixação do braço de direção.

Fonte: Autoria própria (2024).

Esse estudo inicial serviu como fundamento para simulações subsequentes, nas quais foram testados os diferentes comportamentos do veículo em relação aos pontos de ancoragem definidos. Os resultados obtidos foram fundamentais para a escolha de uma configuração de direção que priorizasse o controle do veículo, permitindo ajustes na geometria conforme as exigências específicas, como a necessidade de um comportamento sobre-esterçante, que é essencial para um protótipo *off-road* tipo Baja SAE.

Com os pontos de geometria obtidos, foi utilizado o software ADAMS Car para aplicar as configurações e realizar simulações computacionais. O software emprega os pontos de referência do subsistema de suspensão e direção para realizar a modelagem em 3D. Esses pontos extraídos são utilizados para definir os *hardpoints* no ADAMS Car, substituindo o modelo base de suspensão do software pelo modelo específico de direção do SEVERO 4x4. Na Figura 21 está ilustrado o sistema de direção e suspensão dianteira no Software.

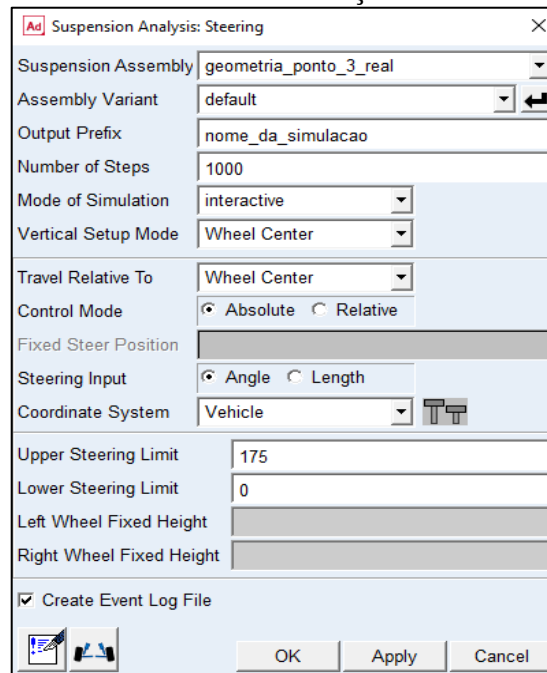
Figura 21 - Direção e suspensão dianteira do Severo 4x4 no Software ADAMS Car.



Fonte: Autoria própria (2024).

No software ADAMS Car foi utilizado tipo de simulação chamado de *Steering*, no qual é utilizado para avaliar com precisão os parâmetros de direção, garantindo que as rodas executem os esterçamentos respeitando os parâmetros estabelecidos no Quadro 1. Para cada simulação, é necessário definir o nome da análise, determinar o número de passos e configurar os valores de *Upper Steering Limit* (175°) e *Lower Steering Limit* (0°). Esses ajustes são necessários para obter resultados precisos, permitindo a análise detalhada de variáveis como ângulo de esterçamento, raio de giro e erro de Ackerman. Na Figura 22 está ilustrado essa interface.

Figura 22 - Interface de simulação do ADAMS Car.



Fonte: Autoria própria (2024).

Após a conclusão das etapas anteriores, foi realizada a fabricação dos componentes necessários para os testes práticos. Com base nos dados obtidos, foram confeccionados olhais com furos em distâncias e diâmetros pré-determinados (Figura 23), seguindo as especificações do projeto de geometria de direção.

Figura 23 - Olhais de direção fabricados e posicionados.



Fonte: Autoria própria (2024).

Inicialmente, foi realizado o teste estático de ângulo de esterçamento para cada ponto do sistema de direção. Para isso, os parâmetros do veículo, como cambagem e bitola, foram ajustados na condição de veículo alinhado em trajetória retilínea, garantindo que não houvesse interferências nas medições. O alinhamento da direção foi devidamente ajustado para centralizar o volante. Com o volante em posição neutra, foram traçadas linhas paralelas no solo, servindo como base para as medições subsequentes.

A partir dessa referência, o volante foi girado até o limite máximo de 175° , onde foi marcado no solo as linhas paralelas às rodas internas e externas. Em seguida, utilizando-se de um goniômetro, foram medidos os ângulos de esterçamento da roda interna e externa de cada ponto a ser analisado. Esses valores foram registrados para análise e comparação com os resultados teóricos da simulação computacional. Na Figura 24 está apresentado como foi feito o procedimento de medição dos ângulos de estercimentos.

Figura 24 - Teste do ângulo de esterçamento.



Fonte: Autoria própria (2024).

O próximo passo consistiu em executar testes dinâmicos que permitissem avaliar o desempenho do veículo em situações reais de operação. Entre esses testes, destaca-se o teste de raio de giro, que foi conduzido com a marcação da circunferência realizada pela roda interna do veículo para cada geometria adotada do sistema de direção. Para determinar o raio de giro, foi realizada a medição do diâmetro da circunferência gerada pela roda interna, somando-se a bitola do veículo e, em seguida, dividindo-se o resultado por dois, o que forneceu o raio de giro. Essa metodologia seguiu as considerações adotadas pelo software ADAMS Car, garantindo que as medições refletissem com precisão a capacidade de manobra do veículo. Na Figura 25 pode ser visto registros deste procedimento.

Figura 25 - Medição do raio de giro.

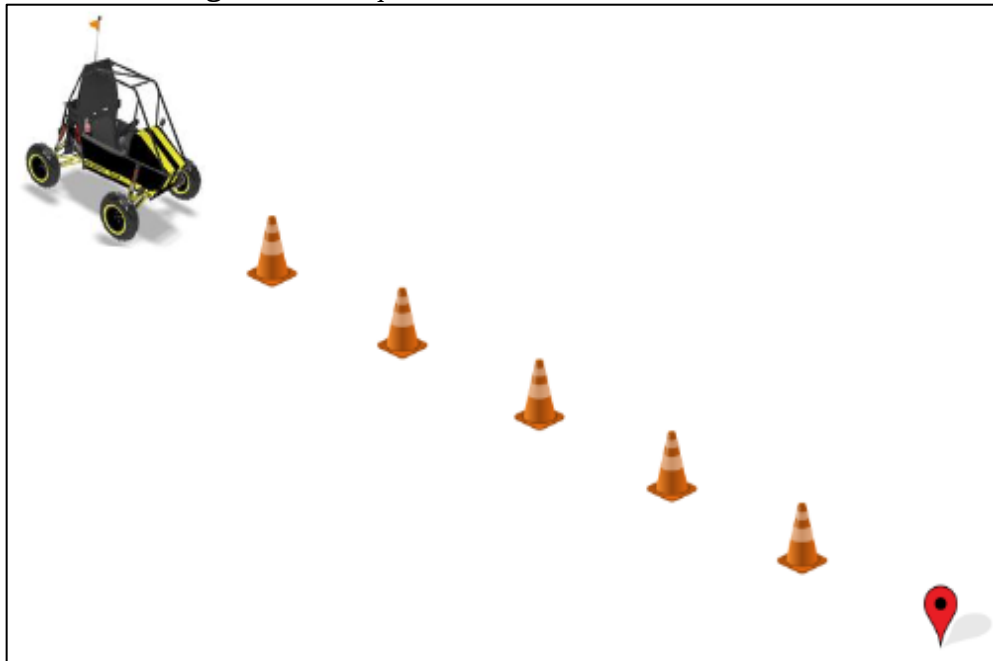
Fonte: Autoria própria (2024).

Além do teste de raio de giro, foi conduzido um teste de manobrabilidade em um terreno de características arenosas e relativamente plano, sob condições climáticas secas. Para garantir a consistência dos resultados, todos os testes foram realizados com o mesmo piloto, permitindo uma avaliação mais precisa do desempenho do veículo.

Para esse experimento, foram dispostos cinco cones em linha reta, com um espaçamento de três metros entre cada um, conforme ilustrado na Figura 26. O objetivo do teste foi avaliar a capacidade de manobra do veículo em diferentes configurações da geometria de direção. O veículo percorreu o trajeto estabelecido entre os cones, variando entre os pontos de ancoragem da direção, e repetiu o percurso cinco vezes para assegurar a consistência e confiabilidade dos resultados.

Durante cada passagem, o tempo de execução foi cronometrado, e ao final das cinco repetições, foi calculada a média dos tempos de execução para cada ponto de ancoragem, permitindo uma análise detalhada da agilidade e precisão do veículo nas manobras. Esse método foi essencial para simular condições reais de competição e proporcionou dados importantes sobre o comportamento do veículo em situações dinâmicas.

Figura 26 - Esquema do teste de manobrabilidade.



Fonte: Autoria própria (2024).

Essa metodologia garante que cada etapa do desenvolvimento do sistema de direção seja cuidadosamente planejada e executada, desde a pesquisa inicial até a validação prática, assegurando a eficácia e eficiência do protótipo da equipe Caraubaja SAE.

4 RESULTADOS E DISCUSSÕES

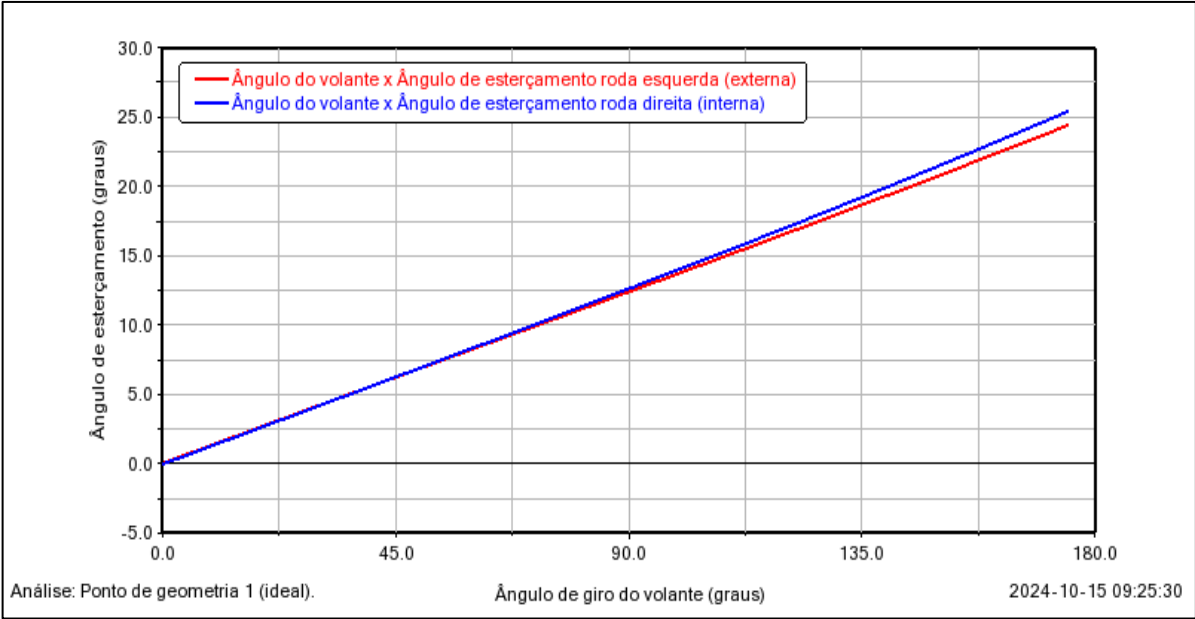
4.1 Simulação do ADAMS Car

Para cada ponto, foram realizadas simulações que incluíram o ângulo de esterçamento, o raio de giro, Ackerman e o erro Ackerman gerado. Além disso, o deslocamento da cremalheira também foi analisado.

4.1.1 Ângulo de Esterçamento

Os Gráficos 1, 2, 3, 4 e 5 ilustram os ângulos de esterçamento obtidos nas simulações para cada ponto de ancoragem. Esses gráficos demonstram o comportamento de cada configuração em relação ao ângulo de giro do volante, permitindo uma análise do comportamento das geometrias Ackermann analisadas para o sistema de direção.

Gráfico 1 - Ângulo de esterçamento do ponto de ancoragem 1 (ideal).



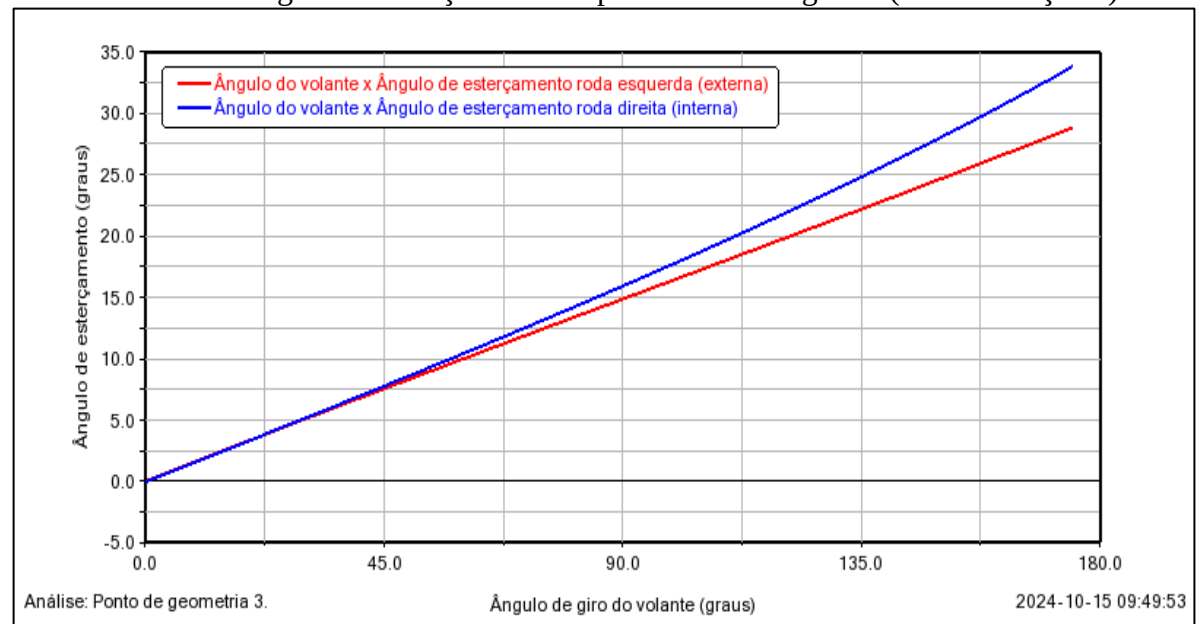
Fonte: Autoria própria (2024).

Gráfico 2 - Ângulo de esterçamento do ponto de ancoragem 2 (sobre-esterçante).



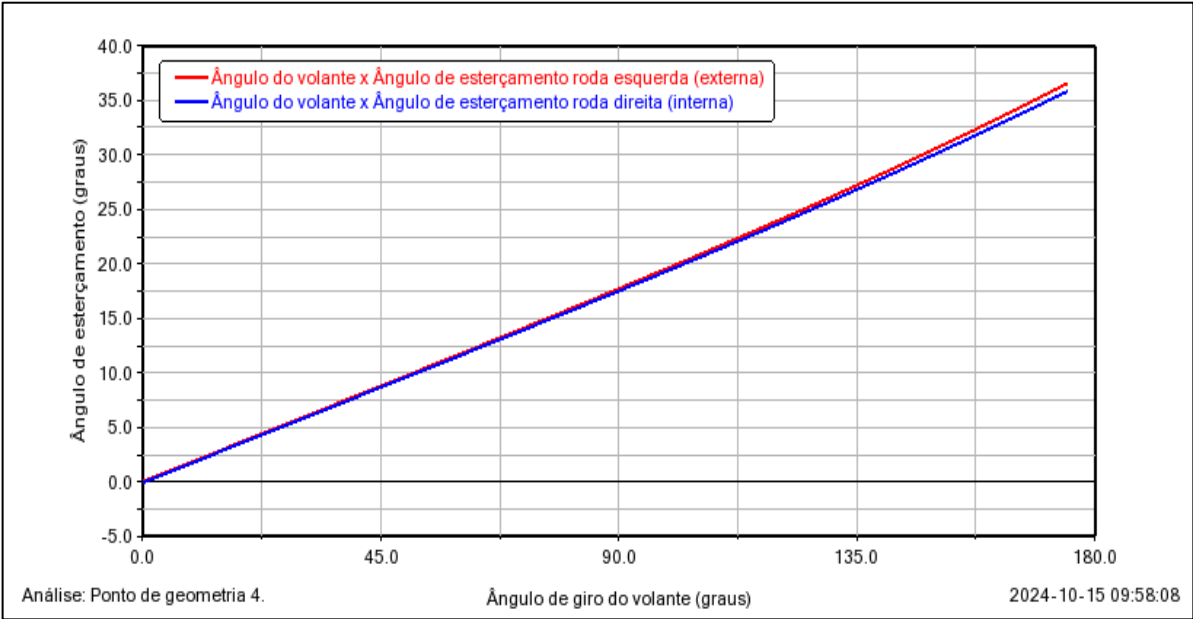
Fonte: Autoria própria (2024).

Gráfico 3 - Ângulo de esterçamento do ponto de ancoragem 3 (sobre-esterçante).



Fonte: Autoria própria (2024).

Gráfico 4 - Ângulo de esterçamento do ponto de ancoragem 4 (sub-esterçante).



Fonte: Autoria própria (2024).

Gráfico 5 - Ângulo de esterçamento do ponto de ancoragem 5 (sub-esterçante).



Fonte: Autoria própria (2024).

Nos gráficos acima, observou-se que os pontos 1, 4 e 5 mantiveram uma variação mínima entre o esterçamento das rodas internas e externas. Em contraste, os pontos 2 e 3 começaram a apresentar variações significativas a partir de 45° de giro do volante. O Quadro 2 apresenta os ângulos máximos de esterçamento das rodas internas e externas para cada ponto.

Quadro 2 - Ângulo de esterçamento máximo (simulado).

Ponto	Ângulo de Esterçamento Máximo (simulado)	
	Roda Esquerda (externa)	Roda Direta (interna)
1	24,44°	25,45°
2	25,6°	28,16°
3	28,85°	33,8°
4	36,6°	35,8°
5	29,2°	28,4°

Fonte: Autoria própria (2024).

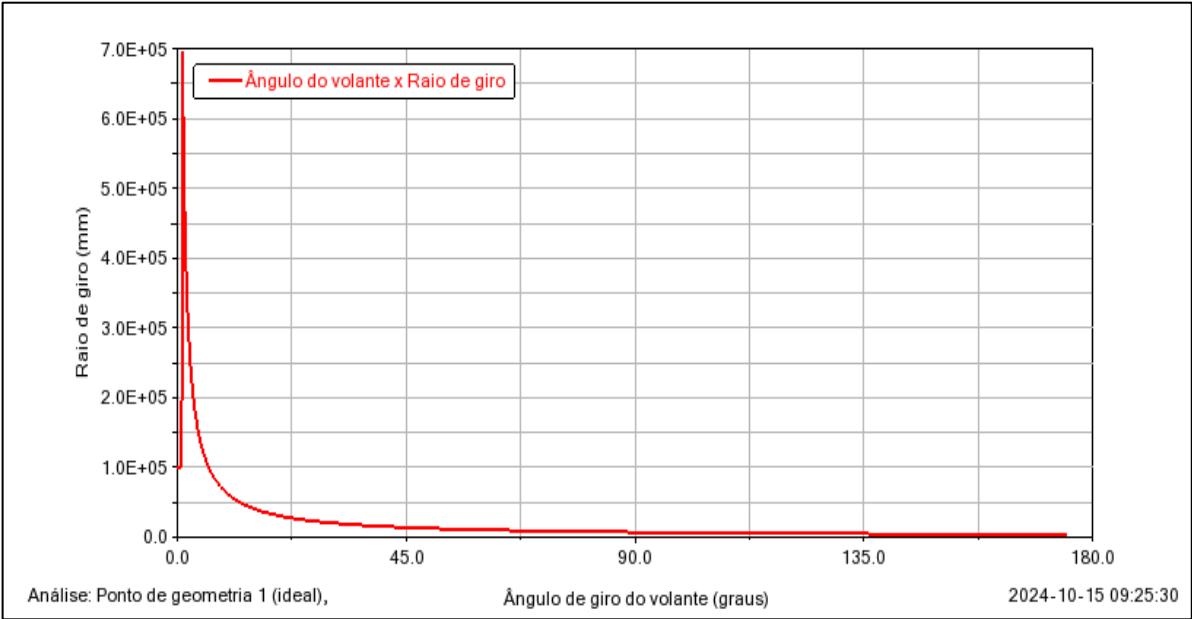
As simulações revelam que os pontos correspondem às suas características esperadas: os Pontos 2 e 3 apresentam comportamento com tendência Ackerman, enquanto os Pontos 4 e 5 tem um a tendência de uma geometria de Ackerman reversa que possibilita ter um comportamento sub-esterçante do veículo. Segundo Jazar (2008), em um sistema sobre-esterçante, a roda interna realiza um giro mais acentuado do que a roda externa. Em contrapartida, no comportamento sub-esterçante, ocorre o oposto, com a roda externa girando mais do que a interna.

O ponto 4 torna-se inviável para projeto, uma vez que o ângulo de trabalho da junta homocinética é limitado a 35°. Como a configuração excede esse limite, ela comprometeria o funcionamento adequado do sistema, inviabilizando sua aplicação prática.

4.1.2 Raio de Giro

No Gráfico 6 está ilustrado a simulação do raio de giro obtido para ponto de ancoragem 1 (ideal). Esse gráfico mostra como essa configuração se comporta em função do ângulo de giro máximo do volante, possibilitando a análise do desempenho do sistema de direção sob diferentes condições.

Gráfico 6 - Raio de giro simulado do ponto de ancoragem 1 (ideal).



Fonte: Autoria própria (2024).

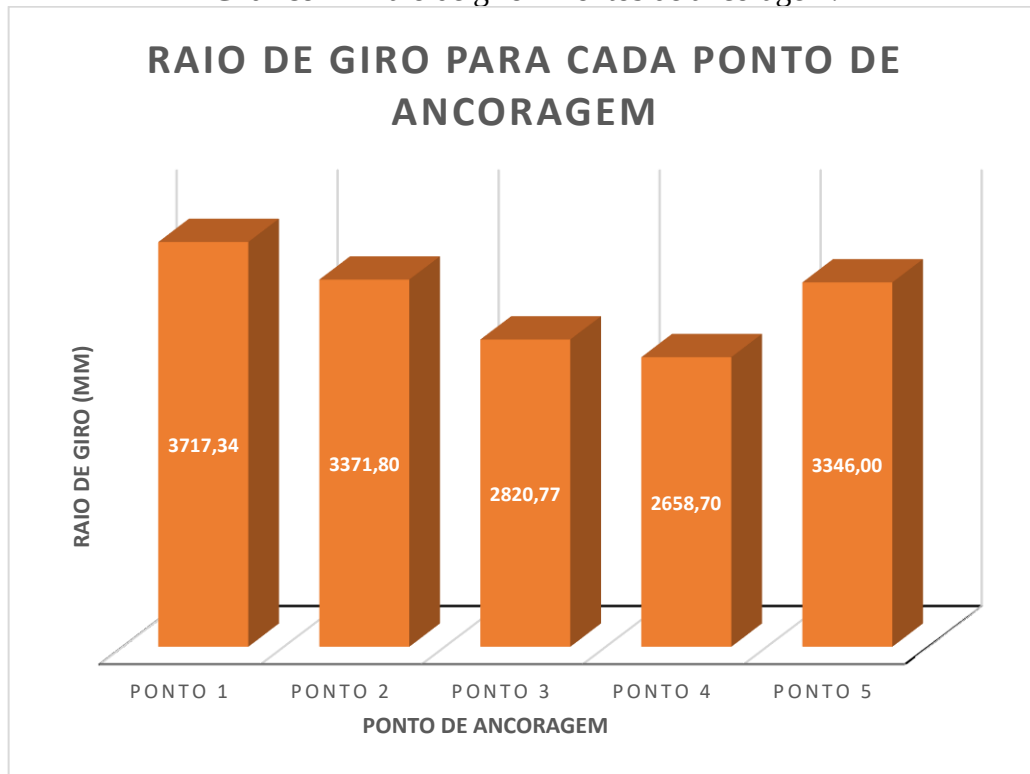
Os demais pontos de ancoragem apresentaram um comportamento qualitativo semelhante ao do ponto 1. Em todos os casos, quando o ângulo de giro do volante está próximo de zero, o raio de curvatura tende ao infinito, proporcionando uma trajetória praticamente reta. Já ao se alcançar o ângulo máximo de giro do volante, de 175°, têm-se a concessão do menor raio de giro. O Quadro 3 apresenta os valores mínimos do raio de giro correspondentes ao ângulo máximo de esterçamento do volante, obtidos para cada ponto analisado.

Quadro 3 - Raio de giro simulado.

Raio de Giro				
Ponto 1	Ponto 2	Ponto 3	Ponto 4	Ponto 5
3717,34 mm	3371,8 mm	2820,77 mm	2658,7 mm	3346 mm

Fonte: Autoria própria (2024).

No Gráfico 7 está apresentado de forma clara e objetiva os valores do raio de giro correspondentes a cada ponto de ancoragem, permitindo uma visualização aprimorada e precisa dessas medidas. A disposição dos dados no gráfico facilita a comparação entre os diferentes pontos de ancoragem, evidenciando as variações do raio de giro de forma sistemática.

Gráfico 7 - Raio de giro x Pontos de ancoragem.

Fonte: Autoria própria (2024).

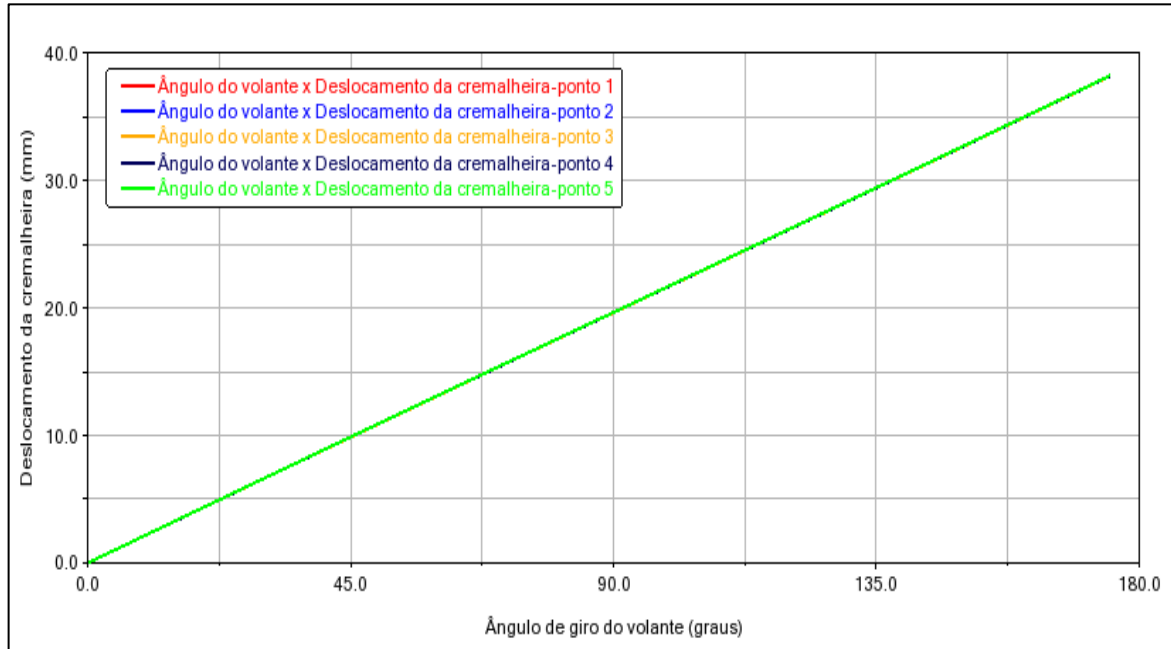
Observa-se nos gráficos que, conforme o ângulo de esterçamento aumenta, o raio de giro diminui, como esperado para um sistema de direção, esse efeito ocorre porque, à medida que as rodas dianteiras são esterçadas em ângulos maiores, o veículo consegue realizar curvas mais fechadas, resultando em um raio de giro reduzido.

Observando-se o Gráfico 7, o Ponto 1 apresenta o maior raio de giro, indicando que essa configuração permite curvas mais amplas, exigindo menos esterçamento das rodas internas e externas para contornar as curvas. Em contrapartida, os Pontos 3 e 4 exibem o menor raio de giro, sugerindo que essa configuração tem uma tendência de maior agilidade em manobras fechadas, com um esterçamento mais acentuado das rodas. Esses resultados evidenciam como cada ponto afeta diretamente a manobrabilidade do protótipo, sendo o Ponto 1 o que apresenta um raio mínimo maior entre os pontos analisados, e os Pontos 3 e 4 para manobras que exigem respostas rápidas em espaços reduzidos, isso considerando a realização de curvas do veículo em baixa velocidade.

4.1.3 Deslocamento da Cremalheira

O Gráfico 8, mostra o deslocamento da cremalheira para os diferentes pontos de ancoragem.

Gráfico 8 - Deslocamento da cremalheira.



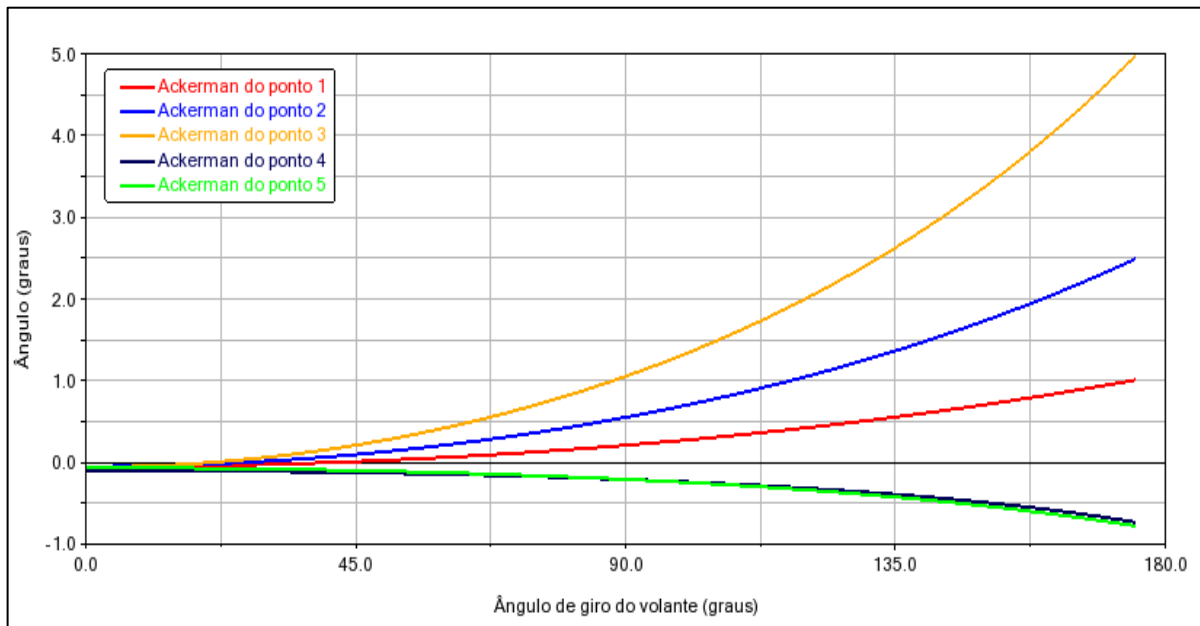
Fonte: Autoria própria (2024).

Ao analisar os resultados para um giro de 175° do volante, observa-se que todos os cinco pontos apresentam um deslocamento uniforme da cremalheira com o valor máximo de para cada lado de $39,4\text{ mm}$. Esse deslocamento constante indica que, independentemente das variações nas características de esterçamento e raio de giro entre os pontos, o movimento da cremalheira mantém-se estável para esse ângulo de giro.

Apesar das diferenças observadas nos ângulos de esterçamento e no comportamento das rodas internas e externas entre os pontos, a linearidade do deslocamento da cremalheira em relação ao giro do volante afirma que esse componente não é um fator limitante nas variações de manobrabilidade, mas sim um parâmetro que permanece constante, independentemente da configuração adotada.

4.1.4 Curva Ackerman

No Gráfico 9 estão ilustradas as curvas Ackerman, onde se observam as diferentes comportamentos para os Pontos de ancoragem de 1 a 5 em relação ao ângulo de esterçamento do volante.

Gráfico 9 - Curva Ackerman.

Fonte: Autoria própria (2024).

O Gráfico apresenta curvas distintas que evidenciam comportamentos variados nas configurações de esterçamento para cada ponto analisado. Nos Pontos 1 (vermelho), 2 (azul) e 3 (amarelo), observa-se que a variação dos ângulos das rodas internas e externas são positivos, indicando que a roda interna esterça em um ângulo maior do que a roda externa. Essa característica é particularmente acentuada nos Pontos 2 e 3, os quais confirmam suas características Pró-Ackerman, que tem uma tendência de comportamento sobre-esterçante referente à geometria de direção, onde um aumento no esterçamento resulta em uma resposta mais ágil durante as curvas. O Ponto 1, por sua vez, demonstra a menor variação entre os ângulos de esterçamento das rodas internas e externas, refletindo um comportamento mais estável em comparação com os demais pontos. Diante disso, o Ponto 3 apresenta a maior variação, indicando um comportamento mais pronunciado em manobras.

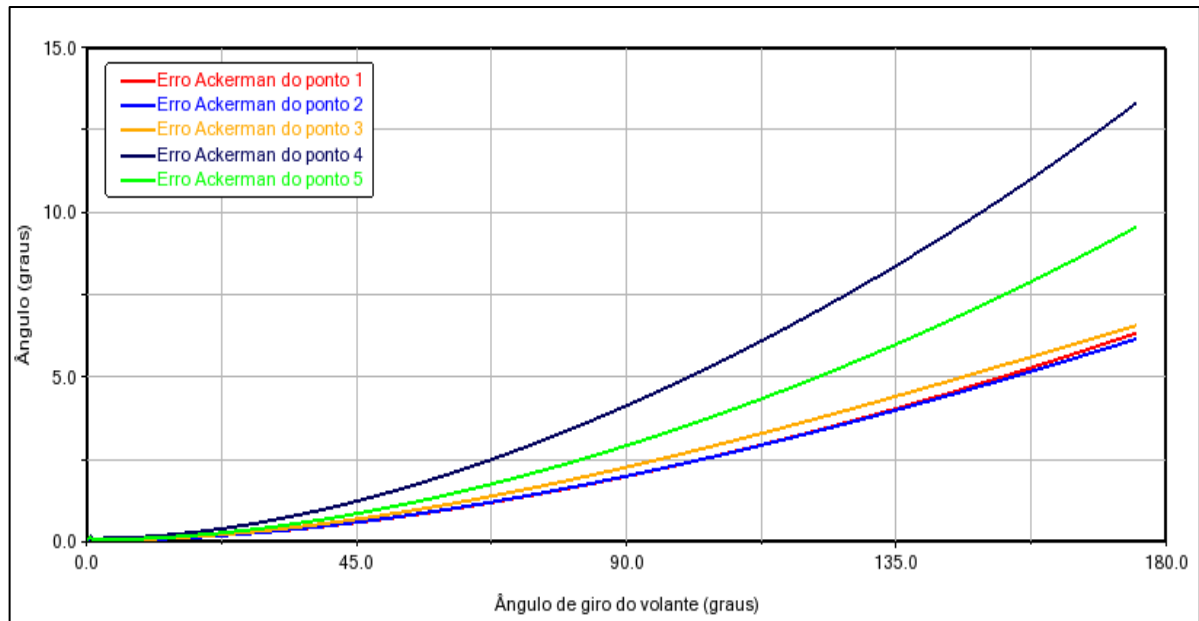
Por outro lado, os Pontos 4 (azul escuro) e 5 (verde) exibem variações de ângulos negativos, o que implica que as rodas externas giram em um ângulo maior do que a roda interna, caracterizando como geometrias de Ackerman reverso.

Desta forma, por mais que configurações do tipo sobre-esterçante comprometa a precisão em curvas suaves ou de maior raio, ela pode ser apropriada para situações em que o veículo precisa realizar curvas fechadas rapidamente, permitindo que a traseira do carro ajude no contorno (Silva *et al.* 2012). Portanto, mesmo com o aumento do desvio, os Pontos 2 e 3 podem se alinhar às necessidades de competições que favorecem a agilidade e a saída de traseira, desde que o controle seja mantido em curvas mais exigentes.

4.1.5 Erro Ackerman:

No Gráfico 10 está apresentado o Erro Ackerman em função do ângulo de giro do volante, com curvas para cinco pontos de geometria diferentes, sendo o Ponto 1 (vermelho) considerado o ideal, os Pontos 2 (azul) e 3 (amarelo) considerados sobre-esterçantes, e os Pontos 4 (azul escuro) e 5 (verde) considerado sub-esterçantes. O erro Ackerman é a diferença entre o ângulo de direção e o ângulo de direção ideal para geometria Ackerman.

Gráfico 10 - Curvas do erro Ackerman.



Fonte: Autoria própria (2024).

O gráfico do erro Ackerman evidencia que o Ponto 1 apresenta o menor erro, mantendo-se estável em baixo esterçamento do volante. Isso indica que a variação encontrada é devido ao mecanismo de direção utilizado no veículo e a sua geometria dos componentes.

Os Pontos 2 e 3 acompanham de perto o comportamento do Ponto 1, apresentando erros Ackerman levemente superiores em ângulos menores. À medida que o ângulo de giro do volante aumenta, as curvas começam a divergir ligeiramente, embora ainda mantenham um desempenho relativamente controlado. Isso sugere que essas configurações podem ser alternativas viáveis, com um desempenho quase equivalente ao do Ponto 1 em manobras moderadas.

Os Pontos 4 e 5 mostram os maiores erros de Ackerman, especialmente em ângulos de giro do volante maiores. Esses pontos demonstram um aumento significativo no erro da geometria de direção Ackerman ideal, o que pode comprometer o desempenho do veículo em curvas muito acentuadas.

4.2 Testes

4.2.1 Estático: Ângulo de Esterçamento

No Quadro 4 estão mostrados os resultados do teste estático de ângulo de esterçamento máximo das rodas internas e externas, para todos os pontos de geometria de direção analisados, com giro de 175° no volante:

Quadro 4 - Ângulo de esterçamento máximo (medido).

Ponto	Ângulo de Esterçamento (real)	
	Roda Esquerda (externa)	Roda Direta (interna)
1	24,5°	24,5°
2	26,0°	27,5°
3	30,0°	33,0°
4	-	-
5	31,2°	30,0°

Fonte: Autoria própria (2024).

Analisando o Quadro 4, nota-se que o Ponto 1 apresenta uma geometria paralela, na qual as rodas internas e externas esterçam com o mesmo ângulo. Nos Pontos 2 e 3, observa-se que as rodas internas esterçam mais do que as externas, caracterizando uma geometria Ackerman, o que pode resultar em um comportamento sobre-esterçante. Já no Ponto 5, a roda interna esterça menos que a externa, configurando uma geometria reversa, que pode levar a um comportamento sub-esterçante.

Considerando que o ângulo máximo de trabalho suportado pela junta homocinética é de 35°, a aplicação da geometria do Ponto 4 torna-se inviável. Na simulação, o ângulo de esterçamento dessa configuração ultrapassa esse limite, o que comprometeria a integridade da junta, podendo gerar falhas mecânicas durante as manobras. Além disso, o Ponto 4 apresenta um problema adicional relacionado à volumetria: sua proximidade com o eixo homocinético poderia causar interferências físicas, dificultando o movimento dos componentes. Essas restrições tornam essa configuração inadequada tanto do ponto de vista funcional quanto de montagem no protótipo.

4.2.2 Dinâmico: Raio de Giro e Manobrabilidade

No Quadro 5 estão apresentados os valores do raio de giro, medidos em milímetros, juntamente com os resultados do teste de manobrabilidade, onde foi realizado seguindo os procedimentos citados na metodologia. Esses dados são importantes para avaliar o desempenho do protótipo nas curvas, proporcionando uma análise comparativa da eficiência de cada configuração de direção testada.

Quadro 5 - Raio de giro e tempo da manobrabilidade.

Ponto	Raio de Giro (mm)	Manobrabilidade (s)
1	3934,00	00:16
2	3225,00	00:13
3	3013,00	00:11
4	-	-
5	3526,00	00:15

Fonte: Autoria própria (2024).

Observa-se que o Ponto 1, teve um raio de giro de 3934,00 mm, e no teste de manobrabilidade foi o que obteve o maior tempo de execução, totalizando 16 segundos, o que indica uma menor agilidade em manobras. Os Pontos 2 e 5 apresentaram um desempenho intermediário, com raios de giro de 3225,00 mm e 3526,00 mm, e tempos na manobrabilidade de 13 e 15 segundos, respectivamente.

Em contraste, o Ponto 3, com o menor raio de giro de 3013,00 mm, destacou-se no teste de manobrabilidade ao registrar o melhor desempenho, com um tempo de 11 segundos, refletindo um controle mais eficaz durante as manobras. Vale ressaltar que os resultados dos tempos de manobrabilidade foram obtidos a partir da média das cinco medições realizadas em cada ponto, o que confere maior confiabilidade aos dados. O que evidencia a necessidade de um equilíbrio entre o raio de giro e rapidez das manobras realizadas, demonstrando como as diferentes configurações de direção afetam o desempenho geral do protótipo em situações práticas de competição.

4.3 Comparativo entre a simulação computacional e os testes

Os Quadros 6 e 7 apresentam uma comparação entre os resultados simulados e medidos dos ângulos de esterçamento e do raio de giro, respectivamente, para todos os pontos analisados.

Ambas as tabelas incluem os erros correspondentes a cada medição, permitindo uma avaliação crítica da precisão das simulações em relação aos dados experimentais obtidos.

Quadro 6 - Comparativo dos ângulos de esterçamento simulados e medidos.

Ângulo de Esterçamento						
Ponto	<i>Simulado- Esquerda (externa) °</i>	<i>Medido- Esquerda (externa) °</i>	<i>Erro- Esquerda (externa) %</i>	<i>Simulado- Direita (interna) °</i>	<i>Medido- Direita (interna) °</i>	<i>Erro- Direita (interna) %</i>
1	24,44	24,5	0,24	25,45	24,5	3,73
2	25,6	26,0	1,56	28,16	27,5	2,34
3	28,85	30,0	3,98	33,8	33,0	2,36
4	36,6	—	—	35,8	—	—
5	29,2	31,2	6,84	28,4	30,0	5,63

Fonte: Autoria própria (2024).

Quadro 7: Comparativo dos raios de giro simulados e medidos.

Raio de Giro			
Ponto	Simulado (mm)	Real (mm)	Erro %
1	3717,34	3934,00	5,82
2	3371,80	3225,00	4,35
3	2820,77	3013,00	6,81
4	2658,70	—	-
5	3346,00	3526,00	5,37

Fonte: Autoria própria (2024).

A fórmula utilizada para o cálculo do erro é apresentada a seguir:

$$\% \text{ de erro} = \frac{\text{Valor}_{\text{simulado}} - \text{Valor}_{\text{experimental}}}{\text{Valor}_{\text{simulado}}}$$

(2)

Conforme os dados apresentados no Quadro 6, os erros nos ângulos de esterçamento variaram entre 0,24% e 6,84%, com o Ponto 1 exibindo o menor erro para as rodas externas (0,24%) e o Ponto 5 o maior (6,84%). Para as rodas internas, os erros oscilaram entre 2,34% e 5,63%, sendo o Ponto 2 o que apresentou o menor erro e o Ponto 5 o maior. Já em relação ao

raio de giro, conforme demonstrado no Quadro 7, o Ponto 2 obteve o menor erro (4,35%) e o Ponto 3 o maior (6,81%). Todos os erros observados estão dentro da margem de 7% de erro estabelecida como critério pelo projetista, indicando que as discrepâncias entre os valores simulados e medidos são controláveis e compatíveis com as expectativas para este tipo de análise.

As discrepâncias observadas nos ângulos de esterçamento podem ser atribuídas a uma série de fatores interligados que afetam tanto os valores simulados quanto os medidos. Inicialmente, é importante considerar que as simulações computacionais se baseiam em modelos teóricos que podem não contemplar todas as variáveis práticas envolvidas na operação real do veículo. Essa limitação é exacerbada pela precisão dos instrumentos de medição utilizados para registrar os ângulos reais, onde erros de leitura e calibração inadequada podem resultar em variações significativas nos dados obtidos, além de erros de fabricação.

Da mesma forma, os erros nos raios de giro também são influenciados por múltiplas variáveis. Os testes práticos são suscetíveis a fatores como a força aplicada ao volante, a velocidade durante a manobra e as condições da superfície da pista, que podem impactar o desempenho do veículo.

5 CONSIDERAÇÕES FINAIS

Este trabalho teve como objetivo analisar e otimizar a geometria de direção do protótipo Baja SAE 4x4 da equipe Caraubaja, com foco em aprimorar a manobrabilidade e agilidade do veículo em provas dinâmicas. Foram analisados 5 geometrias de direção diferente, sendo o Ponto de ancoragem 3 o que apresentou melhor desempenho, com característica sobre-esterçante.

Diante dos estudos realizados, foi possível abordar uma ampla gama de conteúdos relacionados a geometria de direção, com ênfase nas aplicadas a veículos *off-road*. A pesquisa proporcionou uma base sólida para o desenvolvimento do protótipo Severo 4x4, envolvendo os seguintes pontos principais:

- Utilizou-se o software Autodesk Inventor para modelar diferentes configurações de pontos de ancoragem e o software ADAMS para simulações detalhadas, incluindo ângulos de esterçamento e raio de giro.
- Foram estudados cinco pontos de geometria de direção, identificando que o Ponto 3 apresentou o melhor desempenho.
- Este ponto se destacou por apresentar um baixo erro Ackerman e uma maior variação no ângulo de esterçamento, favorecendo manobras rápidas e demonstrando eficiência tanto nos testes estáticos quanto dinâmicos. Além disso, garantiu o menor raio de giro, essencial para o desempenho em manobras.
- O Ponto 3 mostrou-se eficiente, proporcionando uma angulação de esterçamento compatível com os limites da junta homocinética.
- O Ponto 4 foi descartado devido às limitações na junta homocinética, ressaltando a importância de um estudo preciso.
- As mudanças estratégicas na geometria, como o aumento do ângulo de esterçamento da roda interna, tornaram o veículo mais ágil e eficiente, contribuindo para um desempenho superior nas competições da SAE Brasil.

O estudo comprovou que mudanças estratégicas na geometria, como o aumento do ângulo de esterçamento da roda interna e a adoção de características sobre-esterçante para veículos do tipo *off-road*, com ênfase do tipo Baja, tornam o veículo mais ágil e eficiente. Em suma, a pesquisa confirma a importância de um entendimento aprofundado do comportamento do veículo em diversas configurações de direção. Isso permitirá à equipe Caraubaja melhorar seu desempenho em competições e contribuir para o avanço do conhecimento na engenharia automotiva, especialmente no desenvolvimento de veículos *off-road*.

REFERÊNCIAS

ALMEIDA, Daniel de Araújo. **DIMENSIONAMENTO CINEMÁTICO E DINÂMICO DE SUSPENSÃO DUPLO A**. 2012. 70 f. TCC (Graduação) - Curso de Engenharia Mecânica, Universidade de Brasília, Brasília, 2012.

ALMEIDA, Bruno Cristian. **Desenvolvimento de um sistema de direção para um veículo off-road do tipo baja sae**. 2016. 64 p. Monografia (Bacharel em Ciência e Tecnologia)- Universidade Federal Rural do Semi-Árido, Caraúbas, 2016.

BASTOW, Donald. **Car Suspension and Handling**. 3rd ed. / rev. by Geoffrey P. Howard, London, Warrendale, PA, USA : Pentech Press: Society of Automotive Engineers, 1993.

BUDYNAS, Richard G.; NISBETT, J. Keith. **Elementos de Máquinas de Shigley**. 10. ed. Porto Alegre: AMGH Editora Ltda., 2016. 1073 p. v. 1.

COSTA, Carlos Costa de Carvalho. **ESTUDO E IMPLEMENTAÇÃO DE UM NOVO CONCEITO DE SUSPENSÃO TRASEIRA PARA VEÍCULOS DO TIPO BAJA**. 2017. 56 f. TCC (Graduação) - Curso de Ciência e Tecnologia, Universidade Federal Rural do Semi-Árido, Caraúbas, 2017.

DINIZ, Diego David Silva. **Estudo Da Dinâmica Vertical Em Suspensão Duplo A De Um Veículo Off-Road Tipo Baja**. 2014. 128 f. Dissertação (Mestrado) - Curso de Programa de Pós-graduação em Engenharia Mecânica, Centro de Ciências e Tecnologia, Universidade Federal de Campina Grande, Campina Grande - Pb, 2014.

FERNANDES, Marcelo Arronilas. **Estudos em um sistema de direção veicular**. 2005. 99 p. Dissertação (Título de Mestre Profissional em Engenharia Automotiva) - Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, São Paulo, 2005.

GILLESPIE, THOMAS D. **Fundamentals of vehicle dynamics**. 1992. Society of Automotive Engineers, Inc.

<https://www.autodesk.com/products/inventor>. Acesso em: 10 ago. 2024.

JAZAR, Reza N. **Vehicle dynamics: Theory and Application**. Riverdale. 3. ed. Springer, 2008. 1015 p.

MELO, M. C. D. L. **ESTUDO COMPARATIVO DA INFLUÊNCIA DO ÂNGULO DE ATAQUE NA RESPOSTA DINÂMICA DE UM VEÍCULO BAJA**. 2019. 56 f. TCC (Graduação) – Curso de Ciência e Tecnologia, Universidade Federal Rural do Semi-Árido, Caraúbas, 2019.

MILLIKEN, W. F.; MILLIKEN, D. L. **Race Car Vehicle Dynamics**. Warrendale, PA, EUA: Society of Automotive Engineers (SAE), 1995.

NICOLAZZI, L. C.; DA ROSA, E.; LEAL, da C. M. L. **Uma introdução à modelagem quase-estática de automóveis**. Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2012.

REIMPELL, Jörsen; STOLL, Helmut; BETZLER, Jürgen W. **THE AUTOMOTIVE CHASSIS: ENGINEERING PRINCIPLES**. 2nd Ed. Butterworth-Heinemann, Woburn, MA, USA, 2001. Translated from the German by AGET Limited.

REZENDE, Jean Carlos Campos. **PROJETO E IMPLEMENTAÇÃO DE UM MODELO DE SUSPENSÃO AUTOMOTIVA EM BANCADA DE LABORATÓRIO**. 2007. 171 f. Dissertação (Mestrado) - Curso de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia, 2007.

RILL, George. **Road vehicle dynamics: Fundamentals and Modeling**. 2. ed. Regensburg, CRC Press, 2011. 362p.

SAE BRASIL. **RATBSB Emenda 5 - Regulamento Administrativo e Técnico Baja SAE Brasil**. Site da SAE Brasil, 2024. Disponível em: < <http://portal.saebrasil.org.br/programas-estudantis/baja-sae-brasil/regras>>. Acesso em: 20 de Julho de 2024.

SALVADOR, André Silva. **ANÁLISE EXPERIMENTAL DO RAIOS DE CURVATURA DE VEÍCULO BAJA SAE A PARTIR DE ALTERAÇÕES NA GEOMETRIA DE DIREÇÃO**. 2017. 19 f. TCC (Graduação) - Curso de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Campina Grande, Campina Grande, 2017.

SILVA, Danrley Sena e. **CARACTERIZAÇÃO DO COMPORTAMENTO ESTÁTICO DE UM SISTEMA DE DIREÇÃO DO TIPO PINHÃO CREMALHEIRA APLICADO A VEÍCULO BAJA**. 2019. 46 f. TCC (Graduação) - Curso de Engenharia Mecânica, Universidade Federal Rural do Semi-Árido, Caraúbas, 2019.

SILVA, Antonio Almeida *et al.* **COMPUTATIONAL ANALYSIS OF A CONCEPT OF REAR SUSPENSION SYSTEM FOR OFF-ROAD VEHICLE.** In: CONGRESSO SAE BRASIL, 21., 2012, São Paulo. **SAE TECHNICAL PAPER SERIES.** São Paulo: Global Mobility, 2012. p. 2-10.

SOUZA, Geneses Izidio de. **ESTUDO DINÂMICO E DIMENSIONAL DE UM NOVO MODELO DE TIRANTE PARA UM VEÍCULO BAJA.** 2021. 55 f. TCC (Graduação) - Curso de Interdisciplinar em Ciência e Tecnologia, Universidade Federal Rural do Semi-Árido, Caraúbas-Rn, 2021.

TORRES, Rafael Nunes. **CONTRIBUIÇÃO PARA O DESENVOLVIMENTO DE UMA SUSPENSÃO APLICADA A UM VEÍCULO FORMULA SAE.** 2011. 146 f. Projeto de Graduação (engenharia mecânica). Universidade de Brasília, Brasília, 2011.