

**CENTRO FEDERAL DE EDUCAÇÃO TECNOLÓGICA CELSO SUCKOW DA  
FONSECA**

**DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA  
ENGENHARIA MECÂNICA**

**LUÍS FERNANDO DE MENEZES TANAKA  
PEDRO HENRIQUE PASCOTO DA SILVEIRA  
VINICIUS ALMEIDA DE SOUSA**

**PROJETO DO SISTEMA DE DIREÇÃO DE UM PROTÓTIPO BAJA SAE**

**TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO**

**RIO DE JANEIRO**

**2023**

**LUÍS FERNANDO DE MENEZES TANAKA**  
**PEDRO HENRIQUE PASCOTO DA SILVEIRA**  
**VINICIUS ALMEIDA DE SOUSA**

**PROJETO DO SISTEMA DE DIREÇÃO DE UM PROTÓTIPO BAJA SAE**

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado como requisito parcial à obtenção do título de Bacharel em Engenharia Mecânica, do Departamento de Engenharia Mecânica, do Centro Federal de Educação Tecnológica Celso Suckow da Fonseca.

Orientadores:

Ricardo Alexandre Amar de Aguiar

Brenno Tavares Duarte

**RIO DE JANEIRO**

**2023**

Ficha catalográfica elaborada pela Biblioteca Central do CEFET/RJ

T161 Tanaka, Luís Fernando de Menezes  
Projeto do sistema de direção de um protótipo Baja SAE / Luís  
Fernando de Menezes Tanaka, Pedro Henrique Pascoto da Silveira  
[e] Vinicius Almeida de Sousa – 2023.  
104f.: il. (algumas color.) + anexos , enc.

Projeto Final (Graduação). Centro Federal de Educação  
Tecnológica Celso Suckow da Fonseca, 2023.

Bibliografia: f. 101-104.

Orientador: Ricardo Alexandre Amar de Aguiar.

Orientador: Brenno Tavares Duarte.

1. Engenharia mecânica. 2. Sistemas de transmissão veicular.  
3. Direção de veículos a motor. 4. Veículos Mini-Baja. I. Silveira,  
Pedro Henrique Pascoto da. II. Sousa, Vinicius Almeida de.  
III. Aguiar, Ricardo Alexandre Amar de (Orient.). IV. Duarte,  
Brenno Tavares (Orient.). V. Título.

CDD 620.1

Elaborada pelo bibliotecário Leandro Mota de Menezes – CRB/7 nº 5281

## **Agradecimentos**

Em primeiro lugar, desejo expressar minha sincera gratidão a toda a equipe mudrunner, cuja dedicação foi fundamental ao longo de todo o processo que envolveu o presente trabalho. Além disso, quero estender meus agradecimentos especiais à minha mãe e minhas irmãs, cujo apoio foi inestimável durante minha jornada acadêmica. Não posso deixar de mencionar meu profundo agradecimento a todos os amigos que fiz na faculdade, com destaque para meus companheiros de projeto final. A jornada foi enriquecedora graças ao apoio e amizade de todos vocês.

Eu, Luís Fernando De Menezes Tanaka, à equipe mudrunner, também gostaria de deixar um agradecimento especial. Foram pouco mais de 4 anos dedicados a essa equipe e uma bagagem que levarei por toda vida. Aqui me tornei um melhor profissional e ser humano, colecionei experiências enriquecedoras e pude me encontrar melhor dentro da faculdade.

Aos amigos que fiz no cefet-rj, quero agradecer pelo apoio incondicional, pelas histórias que compartilharam comigo e por me fazerem ser uma melhor pessoa no final desse curso. Sem a presença de vocês, sejam os bons amigos que ingressaram comigo quanto aos que fiz durante minha jornada na mudrunner, com certeza não me sentiria tão satisfeito no final desse ciclo. A amizade de vocês me impulsionou a lugares que jamais achei que chegaria, em especial aos colegas do presente trabalho.

A família, o agradecimento mais importante, por me proporcionarem as melhores oportunidades, apoio e amor incondicional e incentivo a educação. Ao meu pai, André Okamoto Tanaka e mãe, Sonia Rogéria Silva De Menezes, meu irmão Marco Antônio De Menezes Tanaka e em especial, dedico este trabalho a minha tia Regina Lúcia Silva Menezes que veio a nos deixar no período em que me dediquei a essa disciplina. A figura dessa mulher é de uma importância imensa em minha vida, por sua história, e por sempre ter acreditado na excelência, no trabalho e nos voos altos que posso dar em minha vida.

Eu, Vinicius Almeida de Sousa, gostaria de agradecer primeiramente a Deus por ter me capacitado e conduzido durante toda esta etapa da faculdade. Também deixar meu eterno agradecimento a equipe Mud Runner Baja pelos ensinamentos, experiências, e principalmente as amizades que fiz ao longo dos 4 anos que lá estive

e me dediquei ao máximo ao projeto, não me arrependo de cada minuto doado a este projeto. Agradeço também os amigos que participaram da jornada comigo ao longo da faculdade e que enriqueceram o caminho. Também aos professores pela paciência, por terem compartilhado o vasto conhecimento sobre as respectivas áreas conosco alunos.

Expresso minha sincera gratidão à minha família, que desde a infância me incentivou a buscar uma formação profissional que eles não tiveram a oportunidade de obter. Eles inculcaram em mim o valor da educação e consistentemente ofereceram apoio aos meus sonhos ao longo de toda a minha vida. Todo esforço e suor eu dedico a vocês e ao meu sonho de tentar fazer com que vivam coisas que nunca viveram antes e a sempre terem orgulho da pessoa e profissional que estou me tornando.

## Resumo

O sistema de direção veicular é responsável por transformar a necessidade direcional do condutor em ações físicas que movem o veículo na direção desejada. É um componente essencial para o funcionamento adequado do veículo e sua segurança. O objetivo deste trabalho é projetar um novo sistema de direção para o protótipo Baja/SAE do CEFET/RJ, de forma a otimizar o desempenho do protótipo em curvas. Para isso, foi feito um estudo acerca do comportamento do sistema de direção, a influência do posicionamento de seus diferentes componentes e uma modelagem desse sistema em matlab, sendo possível simular e chegar num resultado final. Por fim, foram dimensionados, a partir dos métodos analíticos e numéricos, os componentes da direção que precisam ser alterados para viabilizar a proposta do presente trabalho.

Palavras-chave: Sistema de direção. Baja/SAE. Dimensionamento analítico e numérico. Análise de fadiga.

## **Abstract**

The vehicle steering system is responsible for translating the driver's directional input into physical actions that move the vehicle in the desired direction. It is a crucial component for the proper functioning and safety of the vehicle. The objective of this project is to design a new steering system for the Baja/SAE prototype at CEFET/RJ, aiming to optimize the prototype's performance in curves. To achieve this, a study was conducted on the steering system's behavior, the influence of the positioning of its various components, and the modeling of this system in Matlab. This allowed for simulation and reaching a final result. Finally, using analytical and numerical methods, the steering components that need to be altered to implement the proposal of this project were dimensioned.

*Keywords:* Steering system. Baja/SAE. Analytical and numerical sizing. Fatigue analysis.

## Sumário

<b>1. INTRODUÇÃO</b> .....	<b>2</b>
1.1 SAE BRASIL E INTERNACIONAL .....	2
1.2 BAJA SAE .....	4
1.3 JUSTIFICATIVA .....	4
<b>2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA</b> .....	<b>7</b>
2.1 SISTEMAS DE DIREÇÃO .....	7
2.2 TIPOS DE SISTEMAS DE DIREÇÃO .....	8
2.2.1 Sistema de direção pinhão e cremalheira .....	8
2.2.1.1 Pinhão .....	10
2.2.1.2 Cremalheira .....	11
2.2.1.3 Proteção da caixa .....	12
2.2.1.6 Buchas .....	13
2.2.2 Pinhão e cremalheira com assistência hidráulica .....	14
2.2.3 Pinhão e cremalheira com assistência eletro hidráulica .....	15
2.2.4 Pinhão e cremalheira com assistência elétrica .....	16
2.2.5 Sistema de direção de rolete sem fim .....	17
2.2.6 Sistema de direção pivotado .....	18
2.3 SISTEMAS DE COORDENADAS .....	19
2.4 GEOMETRIA DE ACKERMAN .....	20
2.5 CURVAS EM ALTA VELOCIDADE .....	22
2.6 FORÇAS LATERAIS .....	24
2.7 COMPORTAMENTO EM CURVAS .....	26
2.8 ÂNGULOS DE DIREÇÃO .....	27
2.8.1 Camber .....	28
2.8.2 Inclinação do pino mestre .....	28
2.8.3 Convergência .....	29
2.8.4 Caster .....	30
2.9 RAZÃO DE ESTERÇAMENTO E DIMENSÕES DO VOLANTE .....	31
2.10 MECANISMO BIELA MANIVELA .....	32
<b>3. METODOLOGIA</b> .....	<b>33</b>
<b>4. DESENVOLVIMENTO</b> .....	<b>35</b>
4.1 PARÂMETROS ATUAIS DO PROTÓTIPO .....	35
4.2 OBJETIVOS DO PROJETO .....	36



4.3	DEFINIÇÃO DO FATOR DE SEGURANÇA.....	38
4.4	POSICIONAMENTO DOS COMPONENTES DA DIREÇÃO.....	40
4.4.1	Considerações iniciais.....	40
4.4.2	Evidências preliminares.....	43
4.4.3	Cenário ideal e modelagem.....	44
4.4.3	Influência dos parâmetros .....	45
4.4.3.1	Distância da cremalheira para o eixo dianteiro.....	45
4.4.3.2	Comprimento da cremalheira .....	49
4.4.3.3	Ângulo de link.....	51
4.4.3.4	Link de direção .....	53
4.4.4	Análise de conforto.....	55
4.4.4.1	Diâmetro primitivo do pinhão ( $dp$ ) .....	55
4.4.5	Definição da proposta de otimização.....	56
<b>5.</b>	<b>DIMENSIONAMENTO DO PINHÃO .....</b>	<b>58</b>
5.1	TORQUE EXERCIDO PELO PILOTO.....	58
5.2	DIMENSIONAMENTO DO PINHÃO.....	59
5.2.1	Parâmetros da engrenagem de dentes retos .....	59
5.2.1.1	Diâmetro Primitivo .....	60
5.2.1.2	Módulo.....	61
5.2.1.3	Passo Circular .....	61
5.2.1.4	Ângulo de Pressão .....	62
5.2.1.5	Largura da Face .....	63
5.2.1.6	Altura do Dente.....	64
5.2.2	Metodologia AGMA .....	65
5.2.3	Tensão Flexional .....	65
5.2.3.1	Força tangencial.....	66
5.2.3.2	Fator de Sobrecarga ( $K_o$ ).....	67
5.2.3.2	Fator Dinâmico ( $K_v$ ) .....	68
5.2.3.3	Fator de Tamanho ( $K_s$ ) .....	70
5.2.3.4	Fator de Espessura do Aço ( $K_b$ ) .....	71
5.2.3.5	Fator Geométrico da resistência à flexão ( $Y_j$ ) .....	72
5.2.3.6	Fator de distribuição de cargas ( $K_h$ ) .....	73
5.2.4	Tensão de contato ou superficial ( $\sigma_c$ ) .....	76

5.2.4.1 Coeficiente Elástico ( $Z_e$ ).....	77
5.2.4.2 Fator de Condição Superficial ( $Z_r$ ).....	78
5.2.4.3 Fator Geométrico para Resistência ao Crateramento ( $Z_I$ ).....	78
5.3 RESISTÊNCIAS CORRIGIDAS .....	80
5.3.1 Tensão de flexão admissível.....	80
5.3.1.1 Fatores de temperatura e confiabilidade ( $K_t$ e $K_r$ ).....	81
5.3.1.2 Fator de ciclagem de tensão ( $Y_n$ ).....	82
5.3.2 Resistência de crateramento.....	82
5.3.2.1 Tensão de contato admissível ( $S_c'$ ).....	83
5.3.2.2 Fator de razão de dureza ( $Ch$ ).....	83
5.4 FATORES DE SEGURANÇA.....	84
5.4.1 Fator de segurança para tensão de flexão.....	85
5.4.2 Fator de segurança para tensão de contato.....	85
<b>6. ANÁLISE ESTRUTURAL POR ELEMENTOS FINITOS (FEA).....</b>	<b>86</b>
6.1 ANÁLISE ESTRUTURAL ESTÁTICA DO PINHÃO.....	86
6.2 ANÁLISE ESTRUTURAL ESTÁTICA DA CREMALHEIRA.....	89
6.3 ESTUDO DE CONVERGÊNCIA DE MALHA.....	91
<b>7. ANÁLISE DOS RESULTADOS DE MANOBRABILIDADE E CONFORTO.....</b>	<b>94</b>
<b>8. CONCLUSÃO.....</b>	<b>100</b>

## Lista de Figuras

Figura 1 - Protótipo MR-21 .....	5
Figura 2 - Momento de manutenção após falha na caixa.....	6
Figura 3 - Sistema pinhão cremalheira.....	9
Figura 4 - Vista explodida sistema pinhão cremalheira MR21.....	10
Figura 5 – Pinhão .....	11
Figura 6 – Cremalheira.....	12
Figura 7 – Proteção da caixa de direção .....	13
Figura 8 – Buchas .....	14
Figura 9 - Sistema pinhão e cremalheira com assistência hidráulica .....	15
Figura 10 – Sistema com assistência eletro hidráulica.....	16
Figura 11 - Sistema de direção com assistência elétrica.....	17
Figura 12 - Sistema de direção rolete sem fim. ....	18
Figura 13 - Sistema de Direção Pivotado .....	19
Figura 14 – Sistema de coordenadas do veículo SAE .....	19
Figura 15 - Sistema de coordenadas do pneu SAE .....	20
Figura 16 - Geometria de <i>Ackerman</i> .....	21
Figura 17 - Ângulo de link.....	22
Figura 18 - Medição do ângulo de link.....	22
Figura 19 - Força lateral x ângulo de deriva .....	23
Figura 20 - Deformação do pneu devido a força lateral .....	24
Figura 21 - Modelo de Bicicleta .....	24
Figura 22 - Ângulo de esterçamento x velocidade x comportamento .....	27
Figura 23 - Camber .....	28
Figura 24 - Inclinação do pino mestre e scrub radius .....	29
Figura 25 – Medida de cambagem.....	30
Figura 26 - Convergência.....	30
Figura 27 - Caster .....	31

Figura 28 - Mecanismo biela manivela.....	32
Figura 29 – Fluxograma de metodologia.....	33
Figura 30 - Gráfico de tendência de ângulos de esterçamento baseado nos raios ...	37
Figura 31 - Biela manivela no sistema de direção pinhão cremalheira .....	41
Figura 32 - Medidas dos componentes do sistema de direção .....	41
Figura 34 - Triângulo retângulo .....	42
Figura 35 - Lei dos cossenos .....	42
Figura 36 - Posição com roda interna esterçada.....	43
Figura 37 - Evidências preliminares .....	44
Figura 38 - Comportamento da direção x ângulo de link.....	44
Figura 39 - curso x esterçamento conforme aproximação.....	47
Figura 40 - Comportamento da direção conforme aproximação .....	47
Figura 41 - Curso x esterçamento conforme distanciamento .....	48
Figura 42 - Comportamento da direção conforme distanciamento.....	48
Figura 43 - Curso x esterçamento conforme diminui a cremalheira .....	49
Figura 44 - Comportamento da direção conforme diminui a cremalheira.....	50
Figura 45 - Curso x esterçamento conforme aumento da cremalheira.....	50
Figura 46 - Comportamento da direção conforme aumento da cremalheira .....	51
Figura 47 - Diferença entre ângulo de link ideal e atual .....	52
Figura 48 - Comportamento da direção a partir do ângulo de link.....	52
Figura 49 - Curso x esterçamento em função do link de direção .....	54
Figura 50 - Comportamento da direção em função do link de direção .....	54
Figura 51 - Relação deslocamento linear e angular .....	55
Figura 52 - Diâmetro Primitivo.....	60
Figura 53 – Passo Circular .....	62
Figura 54 – Ângulo de Pressão .....	63
Figura 55 – Largura da Face.....	64
Figura 56 – Altura do Dente .....	65

Figura 57 – Distribuição de Forças.....	67
Figura 58 Fator Dinâmico.....	70
Figura 59 - Parâmetros para o cálculo do <i>mb</i> .....	72
Figura 60 – Gráfico para determinar o <i>Yj</i> .....	73
Figura 61 – Definição de S e <i>S1</i> .....	76
Figura 62 - Fator de ciclagem x número de ciclos.....	82
Figura 63 - Condições de contorno no pinhão.....	87
Figura 64 - Aplicação da força tangencial na face.....	88
Figura 65 - Resultado das tensões distribuídas na face do dente.....	88
Figura 66 - Condições de contorno da cremalheira.....	90
Figura 67 - Força tangencial aplicada sobre a face.....	90
Figura 68 - Resultado das tensões sobre a face do dente.....	91
Figura 69 - Convergência de malha da análise numérica do pinhão.....	92
Figura 70 - Convergência de malha da análise numérica da cremalheira.....	93
Figura 71 - Posicionamento proposto.....	95
Figura 72 - Comportamento da direção, a partir da nova proposta.....	95
Figura 73 - Curso x esterçamento, a partir da nova proposta.....	96

## Lista de tabelas

Tabela 1 – Medições atuais do protótipo.....	35
Tabela 2 – Medições do sistema de direção .....	36
Tabela 3 – Exemplo de aplicação do critério de Collins .....	40
Tabela 4 – Aplicação do critério de Collins para o projeto.....	40
Tabela 5 - Parâmetros de entrada.....	43
Tabela 6 - Cenários testados para distância cremalheira e eixo dianteiro .....	45
Tabela 7 - Cenários testados para comprimento de cremalheira .....	49
Tabela 8 - Cenários testados para comprimento do link de direção.....	53
Tabela 9 - Proposta de melhoria .....	56
Tabela 10 - Catálogo de cremalheiras de dentes retos.....	57
Tabela 11 - Tabela de torques gerados por diferentes perfis de pilotos.....	58
Tabela 12 - Fator de sobrecarga .....	68
Tabela 13 – Resultados obtidos para o cálculo do fator dinâmico. ....	70
Tabela 14 – Fator A, B e C.....	74
Tabela 15 – Valores para o coeficiente elástico.....	78
Tabela 16 - Valor para resistência a flexão .....	81
Tabela 17 - Fator de Confiabilidade .....	81
Tabela 18 – Valores para resistência ao crateramento. ....	83
Tabela 19 - Comparativo de conforto Mr21 x Mr21 otimizado.....	97

## 1. INTRODUÇÃO

O sistema de direção desempenha um papel fundamental no comportamento estático e dinâmico de veículos automotores. Sua principal finalidade é possibilitar o controle do veículo, ao gerar ângulos nas rodas dianteiras e/ou traseiras de acordo com as demandas do condutor. Essa interação entre o condutor e o sistema de direção é essencial para garantir a segurança e o desempenho adequado do veículo.

O sistema de direção veicular é responsável por transformar a intenção direcional do condutor em ações práticas. Essas ações podem ser realizadas de diferentes maneiras, levando em consideração o esforço requerido, o ângulo do volante, a sensibilidade do veículo à estrada e os comportamentos específicos relacionados à velocidade do veículo. O sistema de direção desempenha um papel crucial para garantir a segurança e o controle adequado do veículo em diferentes situações de condução.

Os sistemas de direção são comumente classificados em três categorias: Sistema Pinhão e Cremalheira, Sistema Integral de Direção Hidráulica e Sistema de Rolete e Sem-Fim. O volante do veículo é conectado ao mecanismo de direção por meio de uma coluna de direção, que consiste em eixos, mancais, juntas universais e isoladores de ruído e vibrações em certas aplicações. Por meio dessa conexão, o mecanismo de direção é ativado e converte o movimento de rotação do volante em ângulos de esterçamento das rodas.

O objetivo primordial do trabalho é aprimorar o desempenho do veículo, melhorando o raio de curvatura estático e o conforto do piloto. Também serão realizadas análises baseadas em método numérico e em solução analítica dos componentes do sistema de direção de um veículo.

### 1.1 SAE BRASIL E INTERNACIONAL

A SAE (*Society of Automotive Engineers*) ou como conhecemos no Brasil, Sociedade dos engenheiros de mobilidade, que é a organização responsável pela organização e criação do tipo de competição que o Baja está inserido.

Criada em 1905, devido a mobilização de engenheiros na época nos Estados Unidos para conseguirem ter um lugar em que podiam trocar informações e ideias

para adquirirem e acrescentarem ao seu conhecimento técnico acerca do ramo automobilístico, um mercado latente na época. Assim a associação que começou com 30 engenheiros, em que um deles inclusive é válido ressaltar foi Henry Ford, cresceu ao longo do tempo devido os avanços tecnológicos, e em 1916 esse número já passava para 1800 pessoas, além disso, pela necessidade que o mercado encontrava de se ter padrões técnicos de diferentes áreas, o foco da organização foi expandido indo além do automobilístico e sim do automotivo, e com isso a foi incluído o setor marítimo e aeroespacial. A SAE inclusive teve participação na guerra mundial sendo muito ativa na criação e inovação de novas padronizações para os avanços que foram surgindo na época.

Com o passar do tempo, e a organização se tornando mais globalizada, vários países apareceram como importantes fontes de conhecimento para serem agregados ao segmento automotivo, estimulando inovações e avanços no setor de mobilidade. Junto a isso em 1990, o Brasil por estar passando por mudanças devido a permissão de importação de carros, que ocasionou uma modernização dos veículos no solo brasileiro, os engenheiros do país tomaram a decisão de fazer contato com a SAE Internacional para buscarem informações e se atualizarem utilizando do acervo técnico vasto que possuíam, além da própria interação com profissionais internacionais.

Assim, no ano seguinte, 1991, a SAE Brasil nascia com a intenção de abrir portas para engenheiros brasileiros de mobilidade, e atualmente a organização se encontra com cerca de 6 mil associados e 800 voluntários , com sua sede na cidade de São Paulo e presença em 7 estados brasileiros, a mesma vem atuando diretamente nessas distintas regiões do Brasil com palestras, congressos e eventos, e junto a isso uma das suas missões é “Estimular o aperfeiçoamento teórico e prático de estudantes; e a qualificação de profissionais”, e a uma das formas que encontradas pela organização é promover programas que desafiam estudantes de engenharia e os leva a praticar conhecimentos adquiridos na sala de aula, dentre eles podemos cita: Aerodesign, Fórmula, Fórmula Drone e o objeto de estudo do presente trabalho, o Baja.



## 1.2 BAJA SAE

O Baja é uma competição de veículos *off road* (fora da estrada), em que estes veículos são testados e avaliados de em diversos aspectos, tanto estáticos como dinâmicos. Todas as equipes envolvidas seguem um regulamento base para a construção do protótipo, porém existem variáveis de projeto que influenciam diretamente no desempenho dele nos critérios avaliados e requeridos nesta disputa entre os estudantes. Dentre as provas utilizadas na competição para definir o melhor projeto e protótipo estão a prova de manobrabilidade e suspensão, em que o carro tem que passar por um circuito que terá que transpor obstáculos e um circuito sinuoso com curvas fechada e abertas que tem como objetivo testar a capacidade de curvas (manobras) e da resistência do sistema de suspensão. Estas provas são tão importantes que são as provas dinâmicas que mais valem ponto de acordo com o regulamento. Além disso, tem-se o principal desafio para os competidores que é o Enduro. O enduro uma prova de 4 horas num circuito um pouco mais brando que a prova de suspensão supracitada, porém a dificuldade é justamente completar o maior número de voltas possível nesse tempo considerável, e isso é refletido na pontuação desta prova, que vale quase cerca de metade da pontuação da competição. Por isso o desempenho do sistema de direção e conforto em relação ao piloto são de suma importância para um resultado satisfatório de uma equipe na competição.

## 1.3 JUSTIFICATIVA

O presente trabalho busca contribuir com a equipe Mud Runner Baja, que representa o CEFET/RJ nas competições de Baja SAE. A instituição é representada nas competições realizadas pela SAE desde 1996, porém a equipe passou a adotar o nome atual a partir 2006, e atualmente tem como protótipo oficial o MR-21. Este protótipo foi construído e projetado por 2 dos integrantes deste trabalho, o que dá uma familiaridade enorme para discutir e entender as necessidades de melhorias do projeto, que é um dos objetivos deste presente estudo.

O carro atual foi construído em meados de 2021 seguindo todo o regulamento básico da competição estabelecido pela SAE e visando melhorar pontos negativos do último protótipo (MR19), tal como a manobrabilidade e confiabilidade do protótipo. É

válido ressaltar que devido à falta de recursos financeiros a equipe procura aproveitar nos modelos novos componentes utilizados em modelos anteriores, entre eles a caixa de direção. A caixa utilizada no modelo atual é a mesma a cerca de 9 anos, portando é necessário o projeto e construção de uma nova caixa.



**Figura 1 - Protótipo MR-21**

**Fonte: Autor (2023)**

Durante seu tempo de existência o protótipo atual participou de 8 competições, portanto a equipe tem um espaço amostral considerável para entender os pontos negativos e positivos do projeto. Entre ele pode-se citar um raio de curvatura estático alto ainda, apesar da melhoria desse projeto em relação ao anterior. Um problema crítico e motivador deste trabalho é a falha da caixa de direção que ocorreu na competição regional SAE em 2022. Durante o enduro o piloto sentiu que a direção estava travada, e após a manutenção feita na própria prova mostrada na figura 2, perceberam que ocorreu a perda de contato do pinhão com a cremalheira e isso impediu que o carro pudesse progredir, além disso foi um possível risco caso o piloto estivesse em alta velocidade e não conseguisse realizar curvas para desviar de algum obstáculo.

O mesmo problema voltou a acontecer no enduro da competição nacional de 2023, em que a falha na caixa teve como consequência um bom tempo de parada para manutenção, o que acabou fazendo com que a equipe completasse poucas voltas no enduro e assim apresentasse um desempenho bem pior do que o esperado. Após um estudo para entender a causa raiz, foi identificado que a falha poderia ter sido causada por alguns motivos como terminais de direção com defeito ou gastos, buchas da bandeja com um desgaste excessivo ou algum tipo de problema de fixação.



**Figura 2 - Momento de manutenção após falha na caixa**

**Fonte: Autor (2023)**

Levando-se em consideração que a caixa e seus componentes, tais como o pinhão e a cremalheira, são os mesmos utilizados em vários modelos de protótipo, foi deduzido que a provável causa foi uma fadiga superficial excessiva que provocou um desgaste dos dentes do sistema. Tal desgaste que pode ter sido ainda mais intenso devido ao fato de a caixa não ter sido adaptada para protótipo atual e a seus parâmetros de suspensão e direção. Essa fadiga pode ter gerado uma perda de material que ocasionou a perda de contato como descrito anteriormente.

O objetivo deste trabalho é projetar e dimensionar um novo sistema de direção (caixa de direção e braço) considerando e se adaptando aos parâmetros do projeto atual, com a finalidade de garantir um maior conforto para o piloto e uma redução do raio de curvatura estático e dinâmico, visando aumentar a performance do protótipo nas competições.

## 2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Este capítulo tem como objetivo abordar os principais tipos de sistemas de direção automotiva. Além disso, será explorada a dinâmica veicular e sua relação direta com os sistemas de direção.

Ao pesquisar os diferentes tipos de sistemas de direção e compreender sua influência na dinâmica veicular, este capítulo busca fornecer uma visão abrangente dos sistemas de direção automotiva. A compreensão desses conceitos é fundamental para a escolha e o desenvolvimento adequados de sistemas de direção, visando aprimorar a segurança, a eficiência e o conforto dos veículos.

### 2.1 SISTEMAS DE DIREÇÃO

O sistema de direção de um veículo é composto por um conjunto de componentes mecânicos que podem variar no modo de funcionamento ou arquitetura deles. Este conjunto tem como objetivo realizar a movimentação das rodas de um automóvel conforme o condutor gira o volante, sendo responsável por direcionar e manter a rota.

Os primeiros carros não tinham volante de direção. Para fazer curvas, era necessário mexer numa alavanca ou manivela. Em 1894, Alfred Vacheron participou da corrida Paris-Rouen com um modelo Panhard de 4 HP equipado com volante. Estima-se que esse seja um dos primeiros empregos do volante. O primeiro passo rumo ao volante de direção moderno da Mercedes-Benz que conhecemos hoje foi dado pela *Daimler-Motoren-Gesellschaft*, a cerca de 120 anos atrás.

Uma das provas mais importantes do BAJA é a prova de enduro, na qual o veículo deve passar por um circuito sinuoso com diversos obstáculos. Nessa prova, são avaliados aspectos como aceleração, frenagem, estabilidade e capacidade de manobra do veículo. Bastow (1993) ressalta a importância do sistema de direção no que tange a aceitar as irregularidades verticais impostas pelas pistas das quais perturbações são frequentes. Outra atribuição importante é o baixo esforço ao “esterçar” em manobras de estacionamento ou baixa velocidade e manter os esforços

suficientes para proporcionar a sensibilidade do condutor nas manobras em médias e altas velocidades.

Segundo Gillespie (1992), a função do sistema de direção é gerar ângulos nas rodas dianteiras e/ou traseiras para que haja o controle do veículo. Porém, os ângulos de esterçamento efetivos são modificados pela geometria do sistema de suspensão, direção e condições de tracionamento para os veículos de tração traseira, como é o caso do BAJA.

Geralmente todos os sistemas de direção são acionados pela ação do condutor por meio do volante, que são conectados por meio do sistema de coluna de direção, composto de eixos, mancais, juntas universais e isoladores de ruído e vibrações em algumas aplicações. Em seguida, a coluna aciona mecanicamente a caixa de direção que contém engrenagens ligadas a cremalheira. A ação desta, ligada aos demais componentes irão realizar a movimentação das rodas conforme comando do condutor.

## 2.2 TIPOS DE SISTEMAS DE DIREÇÃO

Habitualmente, os sistemas de direção são divididos em três famílias: Sistema Pinhão e Cremalheira, Sistema Integral de Direção Hidráulica e Sistema de Rolete e Sem-Fim. No caso do BAJA, é comum utilizar sistemas de direção do tipo pinhão e cremalheira, que oferecem uma boa relação entre peso e desempenho. Esse tipo de sistema é bastante utilizado em veículos *off-road*, pois é capaz de suportar as vibrações e impactos típicos desse tipo de terreno.

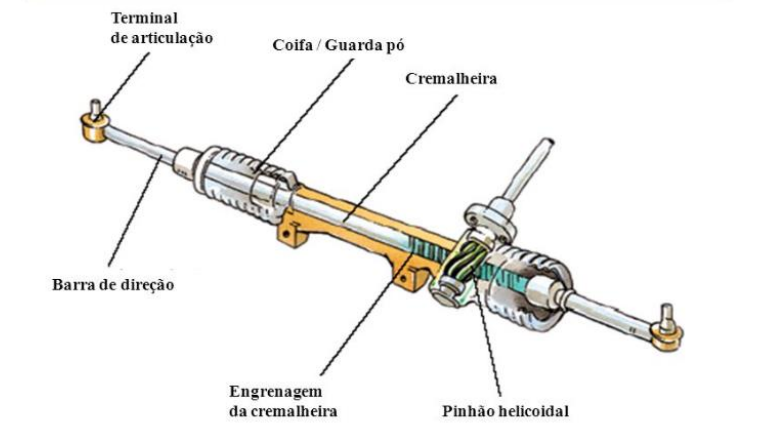
### 2.2.1 Sistema de direção pinhão e cremalheira

O sistema de direção pinhão e cremalheira é amplamente utilizado em diversos tipos de veículos, desde os de passageiros de pequeno e médio porte até os mais pesados e rápidos. De acordo com Reimpell, Stoll e Betzler (2001), o sistema apresenta características como uma relação direta entre o movimento do volante e o movimento das rodas, o que garante precisão e estabilidade nas manobras do veículo. Além disso, é um sistema relativamente simples e fácil de manter, o que o torna uma opção popular em veículos de todos os tipos.

Neste tipo de sistema, a base de fixação pode ser tanto a carroceria do veículo quanto a própria suspensão. No caso do sistema manual, uma caixa de direção abriga o pinhão e a cremalheira, e o pinhão é diretamente ligado ao volante por uma coluna de direção que transmite o movimento do condutor para a cremalheira.

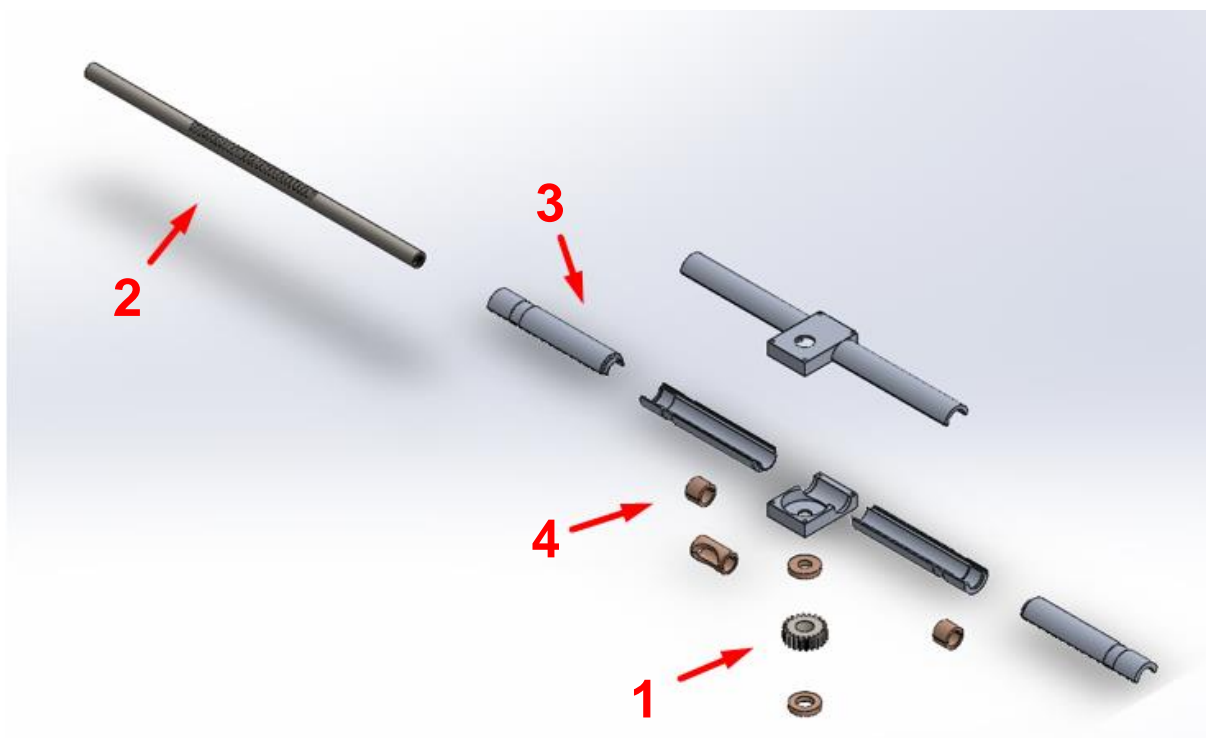
As barras axiais biarticuladas são responsáveis por ligar as extremidades da cremalheira às mangas de eixo, permitindo que as rodas girem em torno do eixo de esterçamento e sejam movimentadas para a esquerda ou para a direita. Quando a cremalheira é puxada de um lado e empurrada do outro, as rodas são esterçadas para a mesma direção, garantindo a precisão e a estabilidade nas manobras do veículo.

Esse movimento da cremalheira é transmitido para as rodas dianteiras ou traseiras, dependendo do tipo de tração do veículo. No caso do BAJA, que é um veículo de tração dianteira, o sistema de direção pinhão e cremalheira é responsável por transmitir o movimento do volante para as rodas traseiras, garantindo a estabilidade e a precisão nas manobras do veículo. A figura 3 mostra um sistema de pinhão e cremalheira. A figura 4 exibe a imagem isométrica do sistema de direção do protótipo BAJA. Neste trabalho serão discutidos alguns dos principais elementos que compõem um sistema de direção do tipo pinhão e cremalheira.



**Figura 3 - Sistema pinhão cremalheira**

Fonte: (slideplayer.com.br, 2014)



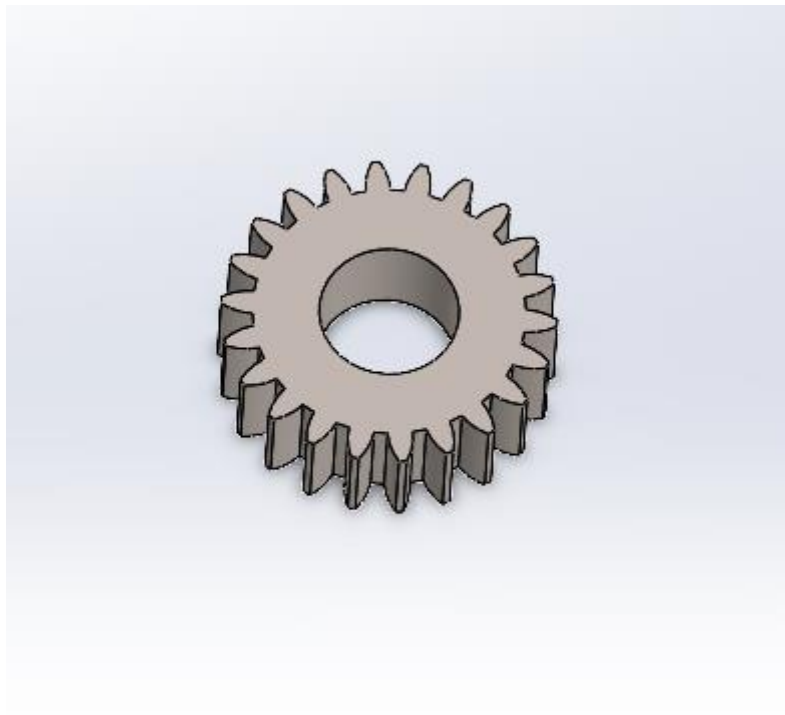
**Figura 4 - Vista explodida sistema pinhão cremalheira MR21**

**Fonte: Autor (2023)**

Nesta abordagem, serão discutidos alguns dos principais elementos que compõem um sistema de direção do tipo pinhão e cremalheira.

#### 2.2.1.1 Pinhão

O pinhão, representado pelo número 1 na figura 4, é feito de aço cementado e está localizado dentro do corpo da caixa de direção. Ele se engrena com a cremalheira de um lado e está conectado à árvore de direção do outro. Sua função principal é receber os movimentos do volante e transmiti-los para a cremalheira. A figura 5 oferece uma representação do pinhão.



**Figura 5 – Pinhão**  
**Fonte: Autor (2023)**

#### 2.2.1.2 Cremalheira

A cremalheira, como mostra a figura 6, é uma barra de aço cementado que apresenta dentes usinados para engrenar com os dentes do pinhão. A relação de redução do volante de direção é determinada pelo número de giros do pinhão em relação ao curso de deslocamento da cremalheira. Essa relação depende do número de dentes tanto do pinhão quanto da cremalheira, e é responsável por determinar o torque necessário para acionar a caixa de direção. Nas extremidades da cremalheira, encontram-se dois braços de direção (ou braços axiais) que se conectam às mangas de eixo. A posição desses braços pode variar, conforme mencionado anteriormente. A cremalheira pode ser identificada como número 2 da figura 4.





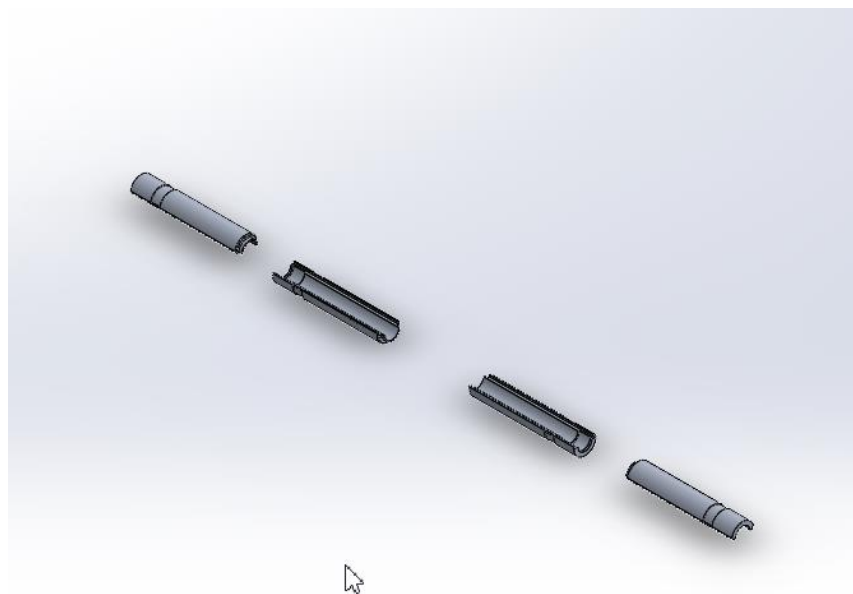
**Figura 6 – Cremalheira**

**Fonte: Autor (2023)**

### 2.2.1.3 Proteção da caixa

A proteção da caixa de direção de um carro desempenha um papel crucial na segurança e no funcionamento adequado do veículo. Ela protege a caixa de elementos como poeira, sujeira e água. Além dos elementos naturais, a estrada pode conter detritos como pedras, areia e outros objetos que podem ser chutados pelas

rodas. As proteções são representadas pelo número 3 na figura 4. Pode-se ver com mais detalhes na figura 7.

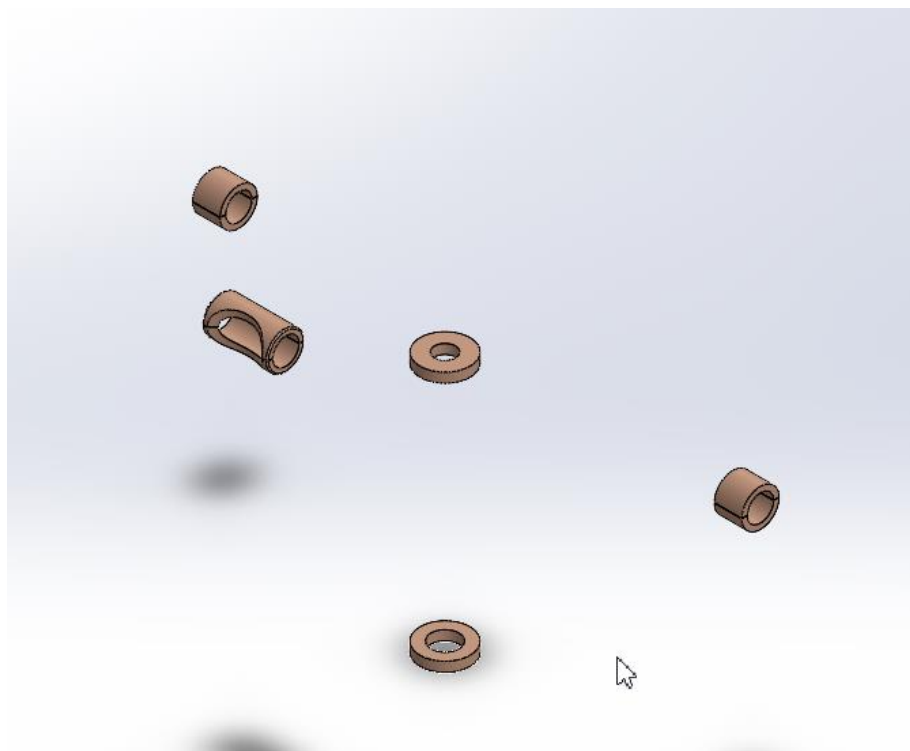


**Figura 7 – Proteção da caixa de direção**

**Fonte: Autor (2023)**

#### 2.2.1.6 Buchas

As buchas, atribuídas ao número 4 na figura 4, são componentes que podem ser fabricados em liga leve ou nylon e são instalados nas extremidades da caixa de direção. Elas desempenham um papel importante, pois permitem que a cremalheira deslize suavemente por meio delas. As buchas são responsáveis por reduzir o atrito entre a cremalheira e a caixa de direção, facilitando o movimento da cremalheira. A figura 8 apresenta as buchas.



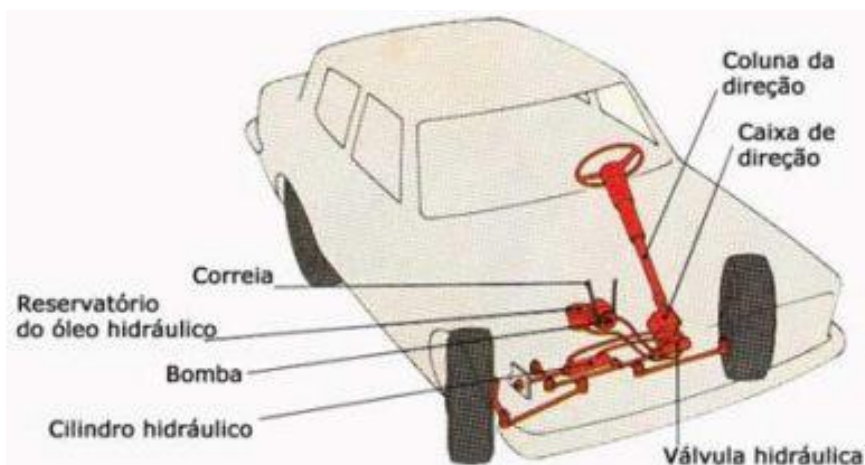
**Figura 8 – Buchas**  
**Fonte: Autor (2023)**

### **2.2.2 Pinhão e cremalheira com assistência hidráulica**

O sistema de direção pinhão e cremalheira com assistência hidráulica é uma evolução do sistema convencional, que utiliza uma bomba hidráulica para ajudar na movimentação da cremalheira. Essa bomba é acionada pelo motor do veículo e fornece pressão hidráulica para um pistão que ajuda a movimentar a cremalheira, facilitando o movimento das rodas dianteiras ou traseiras.

A assistência hidráulica torna a direção mais leve e suave, o que é especialmente útil em veículos mais pesados ou em manobras de estacionamento em baixa velocidade. Além disso, a assistência hidráulica também pode ser ajustada de acordo com a preferência do motorista, para tornar a direção mais firme ou mais suave. A forma como a válvula distribuidora de rotação é construída pode gerar maior ou menor esforço do condutor ao esterçar o volante. Por isso, é importante que a calibração seja feita de forma adequada para garantir que a direção fique suave e fácil

de manusear, sem exigir muito esforço do motorista. Podemos ver na figura 9 a representação de um sistema de direção hidráulico.



**Figura 9 - Sistema pinhão e cremalheira com assistência hidráulica**

Fonte: (<http://enginengenharia.blogspot.com>,2010)

### **2.2.3 Pinhão e cremalheira com assistência eletro hidráulica**

O sistema de direção elétrico-hidráulico é uma opção mais moderna e eficiente em comparação aos sistemas de direção manual ou hidráulica convencional. Ele utiliza uma bomba hidráulica acionada por um motor elétrico, que é controlado por uma unidade eletrônica de controle (ECU) que recebe sinais da ignição e do alternador do veículo.

O sistema é capaz de ajustar a assistência hidráulica de acordo com a velocidade do veículo e a resposta do condutor no volante, tornando a direção mais leve e suave em baixas velocidades e mais firme em altas velocidades. Além disso, o sistema de direção elétrico-hidráulico é mais eficiente em termos de consumo de combustível, pois a bomba hidráulica é acionada apenas quando necessário, em vez de ser acionada continuamente como no sistema hidráulico convencional. A figura 10 mostra o sistema de direção eletro-hidráulica do Volkswagen Polo.

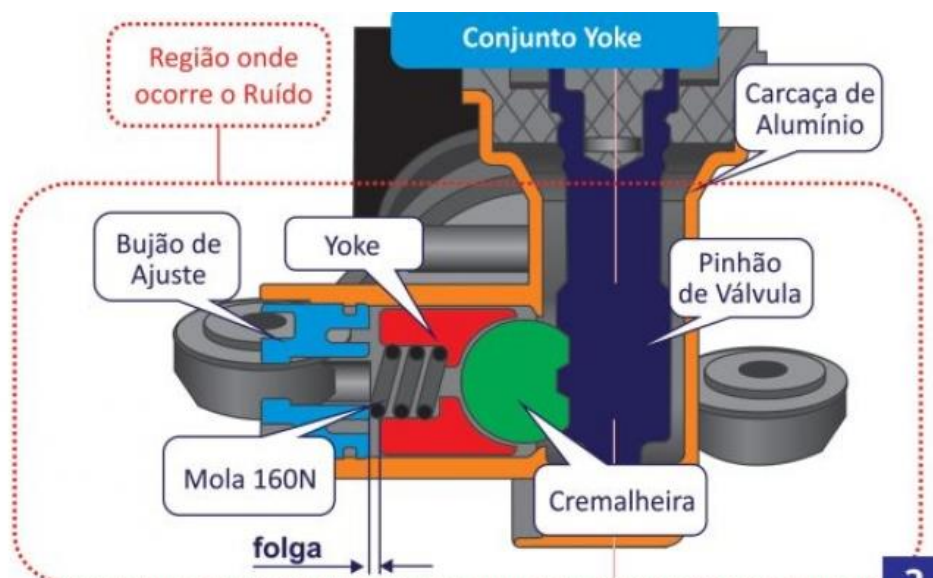


Figura 10 – Sistema com assistência eletro hidráulica.

Fonte: (<https://www.oficinabrasil.com.br>, 2004)

#### 2.2.4 Pinhão e cremalheira com assistência elétrica

A assistência elétrica é um recurso que ajuda a reduzir o esforço necessário para girar o volante, principalmente em baixas velocidades ou durante manobras. Nesse sistema, um motor elétrico é acoplado à coluna de direção ou ao pinhão, fornecendo assistência na movimentação do volante. Esse motor elétrico é controlado por um módulo eletrônico que recebe informações dos sensores de velocidade do veículo e da posição do volante, ajustando a quantidade de assistência elétrica de acordo com a necessidade.

Existem diferentes famílias de sistemas de direção com assistência elétrica, como mencionado no livro de Fernandes (2005). Essas famílias são a coluna de direção elétrica (*Column Drive*), a cremalheira elétrica (*Rack Drive*) e o pinhão elétrico (*Pinion Drive*).

Esses sistemas de direção com assistência elétrica proporcionam benefícios, como uma direção mais leve e confortável, facilidade em manobras e maior estabilidade. Além disso, eles são mais eficientes em termos de consumo de energia

em comparação com sistemas hidráulicos convencionais. A figura 11 mostra um exemplo de direção elétrica.



**Figura 11 - Sistema de direção com assistência elétrica.**

**Fonte: (<https://prakaranga.com.br/>,2023)**

### **2.2.5 Sistema de direção de rolete sem fim**

O sistema de direção rolete sem fim, também conhecido como sistema de direção recirculante sem fim ou sistema de direção por parafuso sem fim, é um tipo de sistema de direção utilizado em alguns veículos. Esse sistema é comumente encontrado em veículos mais antigos ou em veículos de grande porte, como caminhões e ônibus.

Ele se difere do sistema de pinhão e cremalheira no tipo de engrenagem utilizado. Nesse sistema, a engrenagem do tipo sem-fim está ligada à coluna de direção, que recebe os comandos do volante. A coluna de direção transmite a rotação para um rolete que faz parte do eixo de saída do sistema. Próximo a esse rolete, encontra-se o braço de direção, chamado de *Pitman*. No lado oposto desse braço, estão as duas barras axiais que se conectam às mangas de eixo. Essas barras axiais recebem o movimento do eixo de saída e permitem um movimento de arco das mangas ao redor do eixo do Pino Mestre.

Embora o sistema de direção rolete sem fim seja semelhante ao sistema de pinhão e cremalheira, ele é menos utilizado devido à sua complexidade e à dificuldade de acoplamento, além da falta de adaptação a dispositivos de assistência, como a assistência hidráulica, que ajudam a reduzir o esforço necessário para girar o volante. Esses fatores levaram à preferência por sistemas mais modernos, como a cremalheira e pinhão com assistência elétrica, que oferecem maior eficiência e facilidade de operação. A figura 12 retrata um sistema de direção rolete sem fim.

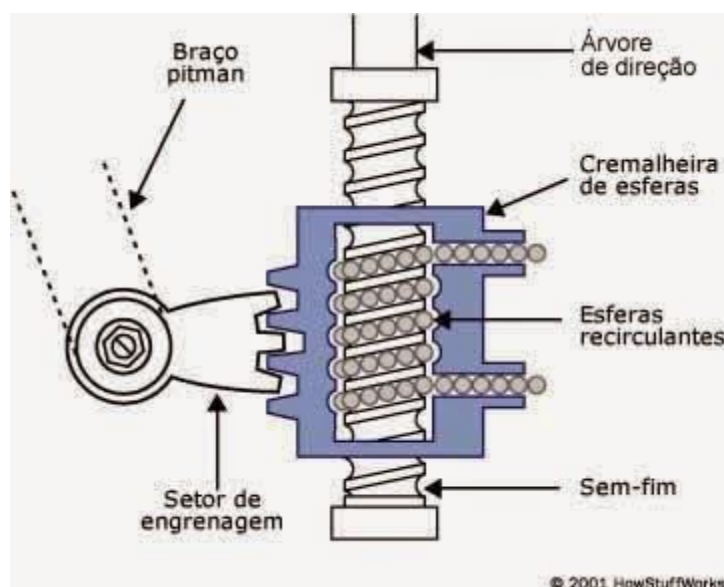


Figura 12 - Sistema de direção rolete sem fim.

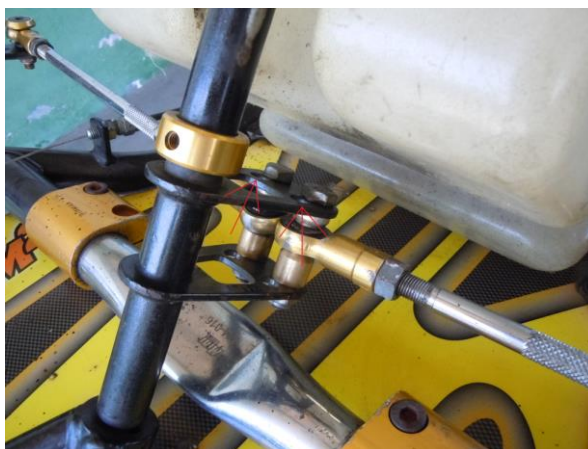
Fonte: (<http://falando-sobre-carros.blogspot.com/>, 2015)

### 2.2.6 Sistema de direção pivotado

O sistema de direção pivotado, que é mostrado na figura 13, é amplamente utilizado em veículos do tipo kart devido à sua simplicidade e facilidade de aplicação em veículos leves e pequenos.

No caso dos karts, o sistema de direção pivotado é composto por um volante que o condutor utiliza para comandar o veículo. Esse volante está diretamente conectado a uma coluna de direção. A coluna de direção possui dois pontos de

fixação, um próximo ao volante e outro na extremidade inferior. O giro da barra centralizada ocorre com o auxílio de um rolamento.

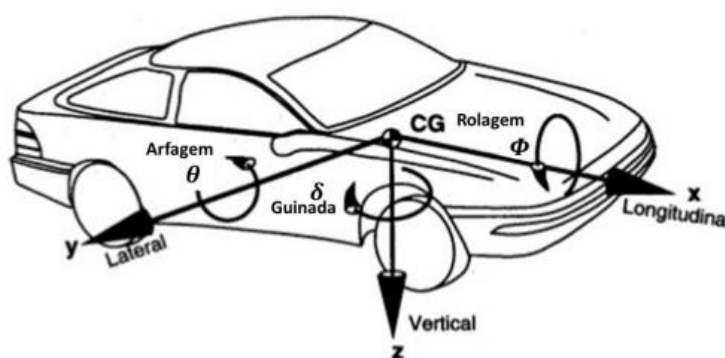


**Figura 13 - Sistema de Direção Pivotado**

Fonte: (equipeoptimus.wixsite.com/optimuskart,2016)

## 2.3 SISTEMAS DE COORDENADAS

Para a apresentação dos conceitos que compõe o estudo do sistema de direção foi utilizado um sistema de coordenadas para o movimento do veículo, Gillespie (1992), como apresentado na figura 14.

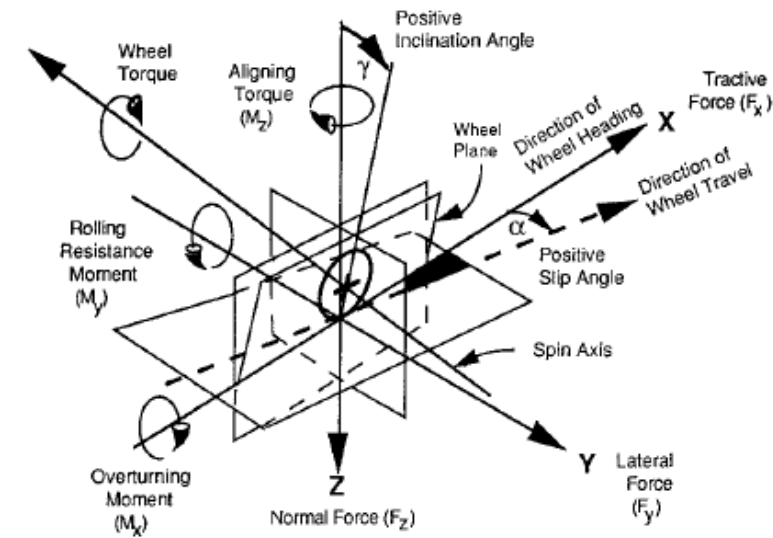


**Figura 14 – Sistema de coordenadas do veículo SAE**

Fonte: GILLESPIE (1992)

Como as forças e momentos que são transmitidas ao sistema são em decorrência do contato pneu/solo, a SAE também tem definido um sistema de coordenadas universal para o pneu, representado também na figura 15.





**Figura 15 - Sistema de coordenadas do pneu SAE**

Fonte: GILLESPIE (1992)

## 2.4 GEOMETRIA DE ACKERMAN

Quando um veículo entra em uma curva com velocidade uma força lateral em decorrência desse movimento começa a atuar nos pneus deslocando-os, desenvolvendo o chamado ângulo de deriva  $\alpha$  que é formado entre a direção do plano médio do pneu no início da trajetória e a direção em que o pneu aponta após esse deslocamento, como ilustrado na figura 15. Entretanto, para melhor entendimento do comportamento do veículo em curvas, é preciso fazer a análise em baixas velocidades, quando não há o desenvolvimento dessa força lateral.

Nessa condição é de se imaginar que o centro da curva está situado no prolongamento do eixo traseiro, já que as rodas traseiras não desenvolverão ângulo de deriva. Da mesma forma, linhas perpendiculares traçadas a partir de cada roda dianteira devem-se encontrar no mesmo ponto, caso contrário em uma curva o carro estaria propício ao deslizamento lateral. Essa geometria é denominada geometria de *Ackerman*, ilustrada na figura 16.

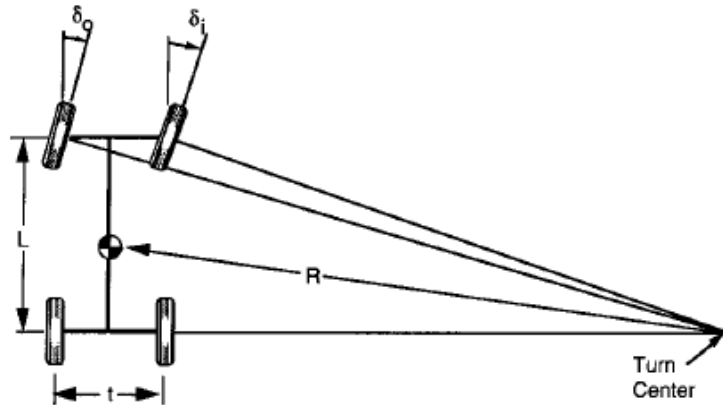


Figura 16 - Geometria de *Ackerman*

Fonte: GILLESPIE (1992)

No qual,

$\delta_o$ , ângulo de esterçamento da roda externa

$\delta_i$ , ângulo de esterçamento da roda interna

$L$ , entre eixo (m)

$t$ , bitola (m)

$R$ , Raio de curvatura estático (m)

A partir desse modelo que há o entendimento da relação de esterçamento entre as rodas dianteira externa e interna a curva que segundo Gillespie, é dada pelas seguintes equações:

$$\delta_o = L / (R+t/2) \quad (1)$$

$$\delta_i = L / (R-t/2) \quad (2)$$

Na realidade é muito difícil atingir uma perfeita geometria de *ackerman* no projeto de suspensão, porém a concordância com a geometria gera pouca influência no comportamento direcional do veículo em curvas em alta velocidade, porém afeta a auto centralização e no desgaste dos pneus.

Para aproximar o comportamento da direção a geometria de *ackerman*, segundo Jazar (2008) e conforme ilustrado na figura 17, os componentes desse sistema devem seguir a disposição trapezoidal, de forma que atenda o chamado ângulo de link, representado por  $\beta$ . A caixa de direção pode estar posicionada tanto

atrás da linha do eixo dianteiro, representado por  $w$ , quanto à frente dela, contanto que siga a disposição trapezoidal.

O ângulo de link de direção pode ser definido como o ângulo formado entre a linha que conecta, dada uma vista superior do projeto, os pontos de fixação da manga de eixo, com uma linha perpendicular. A essa linha imaginária, chamamos de link de direção. Para definição da condição ideal desse ângulo para o projeto, de forma que fique o mais próximo possível da condição de *ackerman*, é necessário fazer uma relação trigonométrica entre o entre eixo e bitola dianteira do veículo, como ilustrado na figura 18.

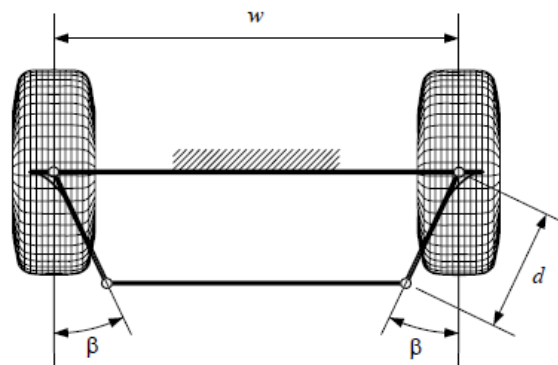


Figura 17 - Ângulo de link

Fonte: JAZAR (2008)

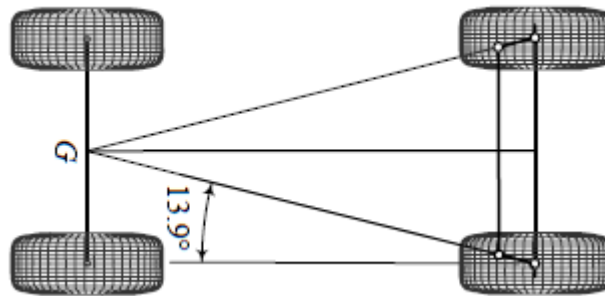


Figura 18 - Medição do ângulo de link

Fonte: JAZAR (2008)

## 2.5 CURVAS EM ALTA VELOCIDADE

Como já mencionado anteriormente, quando o veículo entra em uma curva em alta velocidade, uma força lateral é desenvolvida promovendo o ângulo de deriva nos pneus. Para que seja possível que o carro realize a curva, os pneus precisam

desenvolver uma força lateral, a partir da direção, que seja capaz de vencer essa força decorrente do movimento. Na figura 19, pode-se observar a relação entre a força lateral e o ângulo de deriva do pneu.

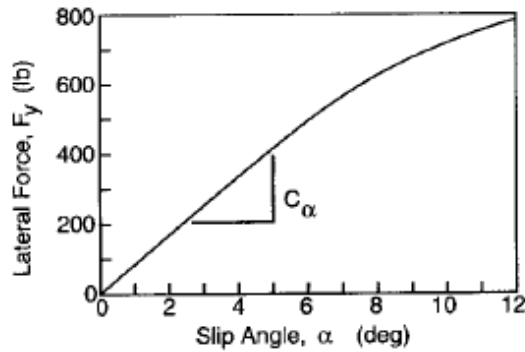


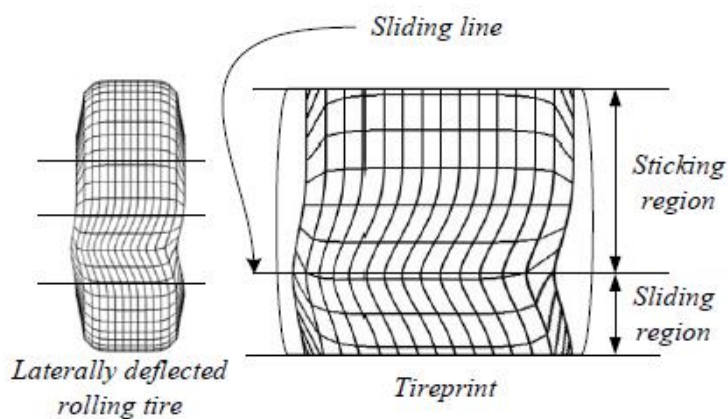
Figura 19 - Força lateral x ângulo de deriva

Fonte: GILLESPIE (1992)

Segundo Gillespie (1992), para pequenos ângulos de deriva (até 5° graus), a força lateral e o ângulo de deriva variam de forma linear. Portanto, pode-se concluir que a variação da força lateral gerada pela curva, nesse cenário, é dada por:

$$F_y = C_\alpha \alpha \quad (3)$$

Vale ressaltar que segundo os sistemas de coordenadas adotados, para um ângulo de deriva positivo, a força lateral é negativa e o contrário também é verdade. Durante a curva, além do ângulo de deriva, a força lateral também provoca o deslizamento lateral do pneu enquanto ele rola, como ilustrado na figura 20. O fator  $C_\alpha$  que aparece na equação 3 é o chamado *cornering stiffness* e diz respeito a capacidade que o pneu tem de resistir a essa deformação lateral. Esse parâmetro é fortemente relacionado as propriedades que envolvem o pneu, como o tipo, tamanho a carga normal e a pressão.

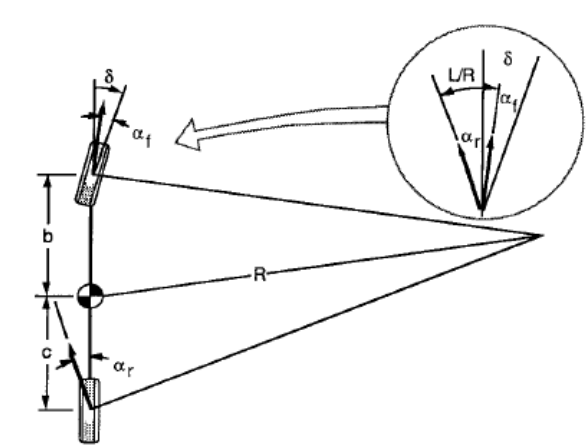


**Figura 20 - Deformação do pneu devido a força lateral**

Fonte: JAZAR (2008)

## 2.6 FORÇAS LATERAIS

Para a análise da atuação das forças laterais no pneu, foi utilizado como referência o modelo de bicicleta, no qual o veículo é simplificado num modelo de duas rodas, traseira e dianteira, e o ângulo de esterçamento das rodas dianteiras é igual. O modelo é representado na figura 21.



**Figura 21 - Modelo de Bicicleta**

Fonte: GILLESPIE (1992)

Fazendo o equilíbrio de forças segundo as leis de Newton, será possível compreender as forças laterais que a curva faz sobre o veículo e a partir dessa análise, o ângulo de esterçamento que possibilitará o veículo a vencer essas forças e se manter na curva. Segundo o somatório de forças e momentos em relação ao centro de gravidade, tem-se que:

$$\sum Fy = Fy_d + Fy_t = \frac{MV^2}{R} \quad (4)$$

$$Fy_d b + Fy_t c = 0 \quad (5)$$

Sendo que  $Fy_d$  é a força lateral da curva na roda dianteira,  $Fy_t$  a força lateral na roda traseira,  $M$  a massa total do veículo,  $V$  a velocidade com que o veículo faz a curva,  $R$  o raio da curva,  $b$  e  $c$  as distâncias das rodas, dianteiras e traseiras, respectivamente, em relação ao centro de massa.

Desenvolvendo a equação de equilíbrio de momentos e substituindo na equação 4, tem-se que:

$$Fy_t = \frac{MbV^2}{LR} \quad (6)$$

Dessa forma pode-se concluir que a força lateral desenvolvida na roda traseira é o peso concentrado na dianteira multiplicada pela aceleração centrípeta e a relação equivale para a força lateral desenvolvida na roda dianteira. Assim, pode-se entender um ponto importante, no que diz respeito ao comportamento do veículo em curvas que é a relação com a distribuição de massa do carro.

Enfim, a partir de relações trigonométricas do modelo de bicicleta, considerando o ângulo de deriva, chega-se à equação do ângulo de esterçamento para curvas com velocidade

$$\delta = 57,3 \frac{L}{R} + \alpha_d - \alpha_t \quad (7)$$

Sendo que, substituindo a equação 6 na equação 3 do ângulo de deriva, tem-se que:

$$\alpha_d = \frac{W_d V^2}{C_\alpha g R} \quad (8)$$

$$\alpha_t = \frac{W_t V^2}{C_\alpha g R} \quad (9)$$

Os termos  $W_d$  e  $W_t$  referem-se à distribuição de massa na dianteira e traseira, respectivamente.

Substituindo os termos de ângulo de deriva na equação 7, chega-se à formulação final do ângulo de esterçamento, no qual o termo que multiplica a aceleração centrípeta é resumido ao chamado gradiente de sobre esterçamento  $K$ .

$$\delta = 57,3 \frac{L}{R} + K a_y \quad (10)$$

Esse coeficiente não é resumido apenas ao fator distribuição de massa, mas sim a uma série de outros fatores relacionados com o comportamento dinâmico do veículo, como por exemplo, o posicionamento das rodas, tração e entre outros.

## 2.7 COMPORTAMENTO EM CURVAS

O gradiente de esterçamento indica, de fato, a magnitude e a direção do input de esterçamento necessário para o carro fazer a curva. Portanto, dependendo das configurações do carro, ele pode apresentar diferentes comportamentos em curva se esse coeficiente for nulo, positivo ou negativo.

A condição neutra acontece quando  $K$  é zero e o ângulo de esterçamento necessário se torna constante, se o raio da curva também é constante.

A condição “subesterçante” é caracterizada quando  $K$  é positivo. Nesse caso, diferente da condição neutra, para uma curva de raio constante, o ângulo de esterçamento cresce de acordo com o aumento da velocidade e a força lateral provoca um ângulo de deriva muito maior na dianteira do que na traseira. Dessa forma, é necessário que as rodas da frente sejam mais esterçadas, do que numa condição neutra por exemplo, para que o carro se mantenha na curva. Quando a distribuição de massa fica mais concentrada na dianteira, normalmente o veículo tende a

apresentar esse tipo de comportamento, sendo popularmente caracterizado como “sair de dianteira”.

Por último, quando  $K$  é negativo, o veículo se comporta de maneira “sobresterçante”. Nessa condição, para uma curva de raio constante, o ângulo de esterçamento diminui conforme a velocidade aumenta e o ângulo de deriva das rodas traseiras é muito maior do que nas rodas dianteiras. Dessa forma, é como se as rodas dianteiras deslizassem para “dentro” da curva, caracterizando o que é popularmente conhecido como “saída de traseira”.

A figura 22, ilustra a variação do ângulo de esterçamento com a velocidade, dependendo dos diferentes comportamentos possíveis do carro.

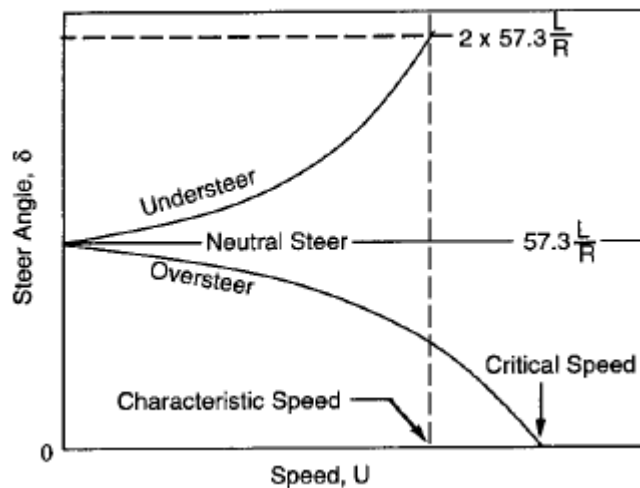


Figura 22 - Ângulo de esterçamento x velocidade x comportamento

Fonte: GILLESPIE (1992)

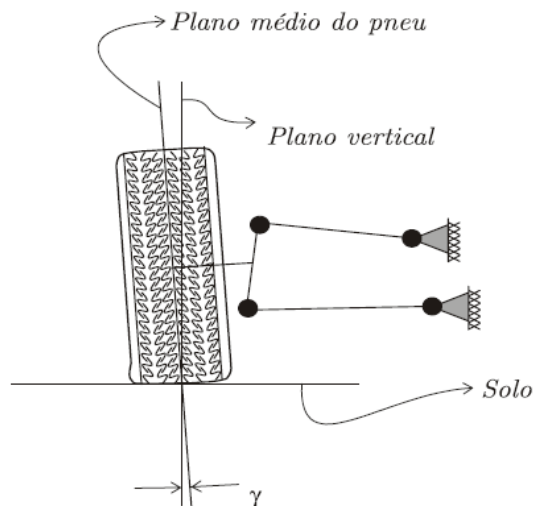
## 2.8 ÂNGULOS DE DIREÇÃO

A geometria do sistema de suspensão, dado os pontos de fixação dos braços da suspensão, manga de eixo e entre outros, compreende os denominados ângulos de direção, camber, inclinação do pino mestre, convergência e caster. O entendimento desses ângulos e seus desdobramentos permite projetar uma suspensão que pode atenuar ou acentuar o comportamento do carro em curvas e até mesmo, diminuir os esforços de acionamento das rodas dianteiras.



### 2.8.1 Camber

Camber é o ângulo entre a linha vertical que passa pelo ponto de contato pneu/solo e o plano médio do pneu, como ilustrado na figura 23.



**Figura 23 - Camber**  
**Fonte: NICOLAZZI (2023)**

O ângulo de camber é retratado por  $\gamma$  e quando a roda está para fora da linha vertical, seu sentido é positivo, caso contrário é negativo.

Segundo Nicolazzi (2023), na maioria dos casos, a cambagem varia entre  $0^\circ$  e  $1^\circ$ , sendo mais comum no sentido positivo, tendo em vista que existe uma grande influência no desgaste dos pneus e devido a convexidade das pistas, o camber positivo compensa deixando os pneus neutros. Porém, a principal vantagem da cambagem negativa é que aumenta a absorção das forças laterais.

### 2.8.2 Inclinação do pino mestre

O pino mestre é um eixo imaginário sobre o qual as rodas giram de acordo com o movimento da direção, como ilustrado na figura 24.

A distância entre o plano médio do pneu e o pino mestre é chamado de raio de rolamento ou *scrub radius* que é um braço de alavanca para as força de contato entre o pneu e o solo. Esse momento tanto interfere na estabilidade direcional quanto na propagação de esforços nas balanças de suspensão e braço de direção.

Para mitigar esse efeito, além da cambagem positiva, é recomendável inclinar o pino mestre. Outro desdobramento dessa inclinação é o auto alinhamento das rodas.

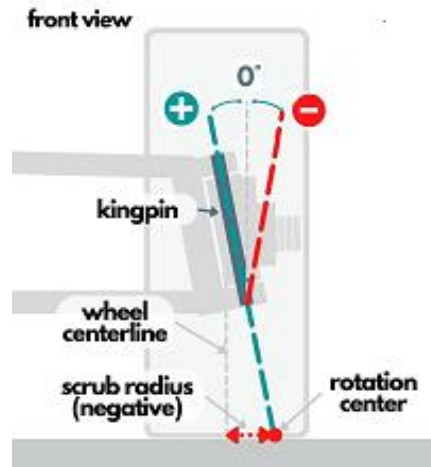


Figura 24 - Inclinação do pino mestre e scrub radius

Fonte: (sodialed.com, 2022)

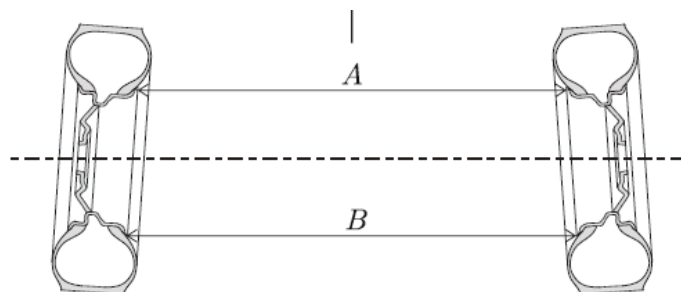
### 2.8.3 Convergência

A fim de minimizar o desgaste do pneu, é preferível que eles se mantenham paralelos, um em relação ao outro. Como mencionado anteriormente, devido ao braço de rolamento, durante a rolagem do pneu há a tendência de que eles deixem de ficar paralelos entre si.

Para mitigar esse efeito e as rodas continuem paralelas durante o movimento, é recomendado que elas tenham uma inclinação, em sentidos opostos entre si em uma vista superior, como ilustrado na figura 26.

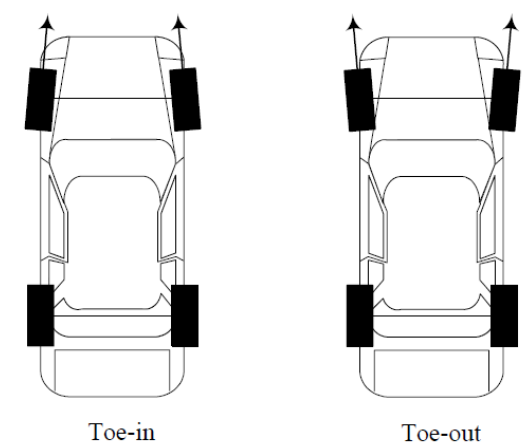
De acordo com Jazar (2008) e Nicolazzi (2023), a Convergência pode ser medida tanto pelo ângulo a partir dessa vista quanto pela distância  $C$  dada pela diferença entre as medidas  $A$  e  $B$ , como ilustrado na figura 25, e tem valores em torno de 2 a 3 milímetros.

Ainda de acordo com Jazar (2008), para uma cambagem positiva (*toe in*), existe maior estabilidade direcional, porém menos responsiva e para uma cambagem negativa (*toe out*), direção mais responsiva, porém mais instável.



**Figura 25 – Medida de cambagem**

Fonte: NICOLAZZI (2023)



**Figura 26 - Convergência**

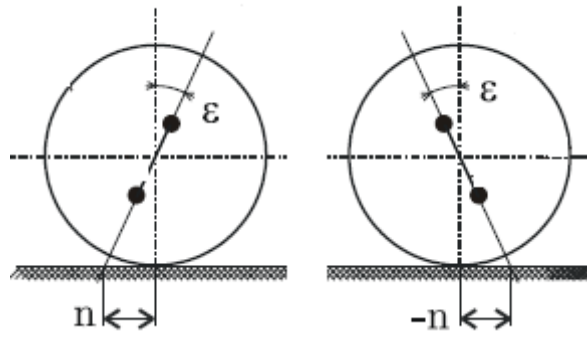
Fonte: JAZAR (2008)

#### 2.8.4 Caster

Devido a inclinação do pino mestre, a partir de uma vista lateral da roda, também se forma um ângulo  $\varepsilon$  entre o pino mestre e uma linha vertical. Esse é chamado de caster, como ilustrado na figura 27. De acordo com Nicolazzi (2023), se o ponto em que o pino mestre intercepta o solo está à frente do plano vertical, então o caster é positivo, se estiver atrás do plano vertical, o caster é negativo.

Como é possível observar, o ângulo de caster cria um braço de alavanca conhecido como *mechanical trail* ou rastro pneumático,  $n$ , que a partir da aplicação de uma força lateral tende a gerar um torque auto-alinhante. Esse momento faz com que a roda tenha a tendência de retornar à posição original durante o esterçamento.

Ainda, segundo Nicolazzi (2023), para veículos de motor e tração traseiros, cenário mais comum no universo de baja do Brasil, é comum ângulo de caster por volta de  $8^\circ$  a  $12^\circ$  positivos.



**Figura 27 - Caster**  
**Fonte: Nicolazzi (2023)**

## 2.9 RAZÃO DE ESTERÇAMENTO E DIMENSÕES DO VOLANTE

A razão de esterçamento, de acordo com Jazar (2008) é o ângulo de giro do volante dividido pelo ângulo de esterçamento das rodas dianteiras e para carros de rua, normalmente é 10:1.

Para maior razão, mais confortável para o piloto será, porém a direção será menos responsiva. Todavia, quanto mais próximo da razão 1:1, mais responsiva será a direção.

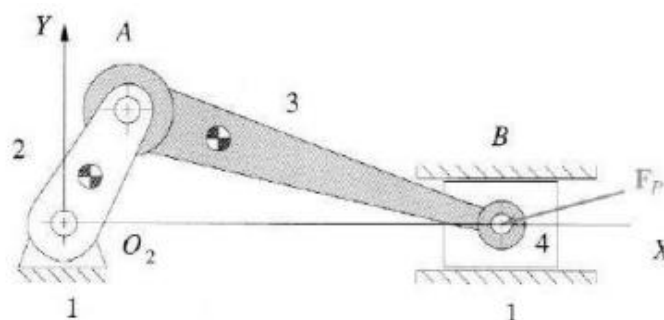
Outro aspecto importante dessa análise do volante é a relação do seu diâmetro com o diâmetro do pinhão. Ambos os componentes ficam ligados pela coluna de direção, no mesmo eixo, compartilhando por tanto do mesmo deslocamento angular, mas o volante possui um diâmetro consideravelmente maior que o pinhão, reduzindo o esforço do piloto aplicado no movimento.

Dessa forma, quanto maior o volante, mais confortável para o piloto será. Segundo Woodson(1991), para veículos de passeio, vans e pequenos caminhões o diâmetro do volante deve figurar entre 356 e 406 milímetros.

## 2.10 MECANISMO BIELA MANIVELA

O mecanismo biela manivela é um mecanismo de 4 barras, utilizado em aplicações no qual é necessário transformar movimento linear em angular ou ao contrário, como é o caso de um sistema de direção veicular.

Esse mecanismo é composto pela manivela, representada pelo elo 2 na figura 28, no qual descreve apenas rotação, a biela, representada pelo elo 3, que descreve um movimento composto de rotação e translação, o cursor, representado pelo elo 1 e que define o movimento de translação da corrediça, representada pelo elo 4.



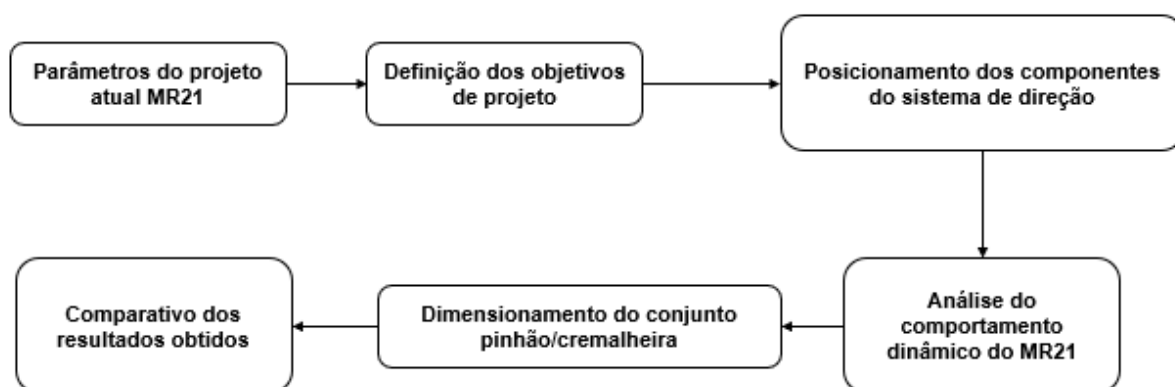
**Figura 28 - Mecanismo biela manivela**

**Fonte: NORTON (2010)**

A partir da disposição dos elementos e uma análise geométrica, é possível compreender e definir algumas dimensões dos elos e prever o comportamento cinemático desse mecanismo.

### 3. METODOLOGIA

Para o desenvolvimento da solução proposta, o trabalho seguirá o fluxo de projeto ilustrado na figura 29.



**Figura 29 – Fluxograma de metodologia**

**Fonte: Autor (2023)**

Inicialmente serão levantados os parâmetros do protótipo MR21 da equipe *Mud Runner*, tendo em vista que é o objeto do estudo em questão.

Para que seja possível propor possíveis melhorias no projeto atual é necessário definir os objetivos de projeto do presente trabalho. Para isso foi analisado o comportamento da direção do projeto atual e foi feito um estudo sobre o raio de curva e ângulos de esterçamento segundo a geometria de *Ackerman*, a fim de chegar num objetivo factível e condizente com a realidade da equipe.

Tendo os objetivos de projeto definidos, será necessário reposicionar os componentes do sistema de direção e analisar as diferentes configurações e melhorias necessárias, de forma a aproximar também o protótipo da condição de *Ackerman* ideal. Para essa etapa, será feita uma modelagem no software matlab (Freitas,2020) a partir da teoria do mecanismo biela manivela.

Junto do posicionamento desses componentes será realizada uma análise do comportamento dinâmico do protótipo, no software *lotus shark suspension*, para entender o impacto das alterações propostas no protótipo MR21.

Após a definição de todos os parâmetros, as suas geometrias e posicionamentos no protótipo, eles irão ser validados estruturalmente por meio de

uma análise analítica e numérica, utilizando um software de elementos finitos, para garantir a integridade estrutural dos componentes, sobretudo da caixa de direção.

Serão apresentados os resultados obtidos da análise, propondo diferentes alterações que apresente melhorias no desempenho em curvas do protótipo para a equipe.

Por fim, serão realizados os desenhos técnicos de todos os componentes da caixa e braços de direção, para a fabricação deles.

## 4. DESENVOLVIMENTO

### 4.1 PARÂMETROS ATUAIS DO PROTÓTIPO

Para se iniciar um novo projeto acerca de um protótipo Baja é preciso primeiramente respeitar o regulamento SAE, em que se proíbe sistemas operados hidráulicamente, e assim se faz necessário a utilização do tipo mecânico, mais especificamente o pinhão cremalheira. Além disso para um redimensionamento e otimização de algum componente já existente é primordial que se faça um estudo do cenário atual para um melhor entendimento de como será realizado o processo de melhorias em que são necessários mudanças para que se consiga alcançar o objetivo do trabalho que é melhorar a performance do carro.

Na tabela 1 existem parâmetros importantes que foram retirados de um desafio de acuracidade, que na última competição nacional foi uma das provas que valiam pontos extra a serem agregados na pontuação final. Este desafio consistia basicamente numa aferição de medidas dos carros, em que juízes checavam algumas especificações dos protótipos e apuravam o grau de assertividade das mesmas, baseado numa tabela previamente enviada pelas equipes, com as medições que as próprias fizeram. Certas características foram consideradas como fixas para este trabalho, que são fundamentos da estrutura do protótipo, além disso, a ideia deste reprojeto é que seja adaptado ao MR21. Parâmetros como o entre eixo e a bitola exigem que seja necessário mudar o chassi atual

**Tabela 1 – Medições atuais do protótipo**

**Fonte: Equipe Mud Runner**

PARÂMETRO	VALOR	UNIDADE
Entre eixo	1359	mm
Bitola dianteira	1364	mm
Bitola traseira	1100	mm
Dimensões dos pneus	21x10 <sup>7</sup>	in



No entanto, há também parâmetros no sistema de direção que são ajustáveis e modificáveis no projeto, sem impactar a estrutura do carro, afetando apenas o sistema de direção. É importante observar que os pontos de suspensão e outros componentes que não estão sob análise permanecerão inalterados. São precisamente esses parâmetros que possibilitam alterações necessárias para redimensionar o sistema atual, buscando alcançar as melhorias desejadas.

**Tabela 2 – Medições do sistema de direção**

**Fonte: Equipe Mud Runner**

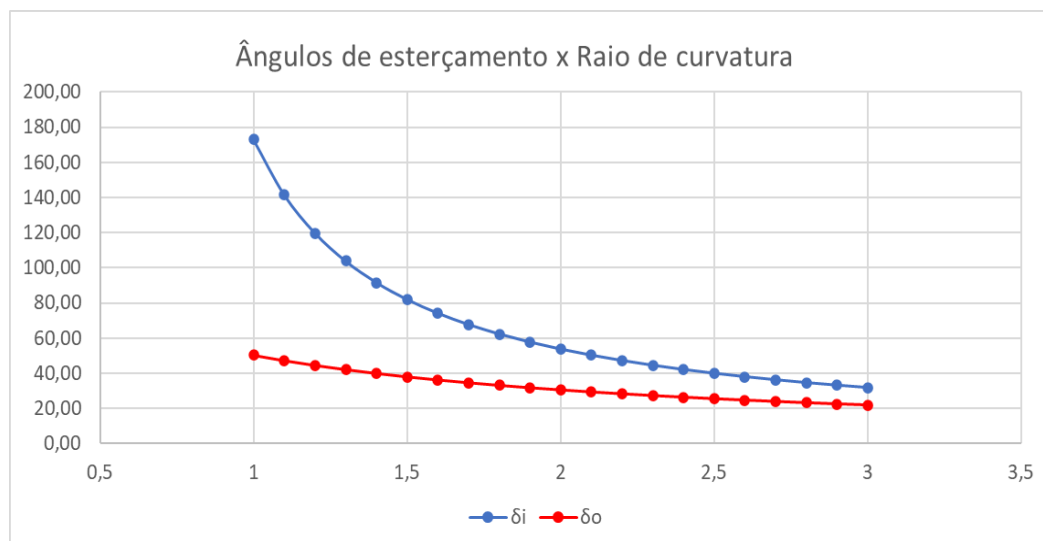
PARÂMETRO	VALOR	UNIDADE
Razão	1:1,6	-
Curso total da cremalheira	200	mm
Inclinação do pino mestre	19,82	graus
Ângulo de cáster	10	graus
Raio mínimo de curva	2,5	m

Adicionalmente, utilizando o software *SolidWorks*, foi possível conduzir uma análise mais detalhada do esboço do veículo atual, abrangendo medidas previamente citadas, como o ângulo de giro das rodas. Esses dados desempenham um papel crucial na compreensão e no cálculo da geometria *Ackerman*.

## 4.2 OBJETIVOS DO PROJETO

Para a definição dos objetivos e das características desejadas do projeto foi realizado uma análise sobre o comportamento da direção com os parâmetros do protótipo atual, indicados na tabela 1, a partir das equações 1 e 2 da geometria de *Ackerman*.

Na figura 30 é possível visualizar um gráfico que foi construído acerca do estudo, podendo observar as linhas de tendência das rodas interna e externa conforme a variação do raio de curvatura estático.



**Figura 30 - Gráfico de tendência de ângulos de esterçamento baseado nos raios**  
**Fonte: Autor (2023)**

Com base nesse estudo, é possível constatar que existe uma tendência do ângulo interno ( $\delta_i$ ) aumentar muito mais exponencialmente do que o ângulo externo ( $\delta_o$ ), que apresenta um comportamento mais linear, conforme o raio de curvatura é diminuído. Com isso pode se entender que a diferença entre os dois vai também aumentando conforme o raio de curva desejado é menor. No caso da equipe atual, para 2,5 m, os ângulos são internos e externos são respectivamente  $39,93^\circ$  e  $25,53^\circ$ , mas para um raio de curvatura de 1,5 m, uma diminuição de 1 metro, esses mesmos ângulos seriam  $81,96^\circ$  e  $37,98^\circ$ , o que tornaria necessário um grande aumento de ângulo interno, e além disso no projeto atual seria um ângulo extremamente difícil de ser alcançado.

Portanto, com base neste estudo e utilizando também o benchmarking aplicado com outras equipes do Brasil, podemos chegar à conclusão de que o raio de curvatura ideal seria o de 2 m, pois se mostra o mais viável, e ao mesmo tempo o raio mínimo para que haja realmente a melhoria de performance desejada neste trabalho, principalmente para as provas de manobrabilidade.

Além disso é importante que para esta etapa do projeto preliminar alguns pré-requisitos vindos do regulamento baja SAE sejam levados em consideração, e levando tudo isto em consideração, definidas as seguintes exigências de projeto:

- Batentes para limitação do esterçamento das rodas, uma questão de segurança para o piloto para prevenir o travamento do mecanismo de direção.
- Diminuição do ângulo de giro do volante para 90 graus, com o objetivo de melhorar o tempo de resposta do protótipo em curvas, facilitando a pilotagem.

- Raio de curva máximo diminuindo de 2,5m para 2 m, visando melhorar a performance nas provas envolvendo suspensão e manobrabilidade, e ainda continuando atendendo o regulamento que exige um raio mínimo de 3,5m nas competições SAE.
- Facilidade de acesso e manutenibilidade, visto que este componente é de extrema importância para o carro e é necessário que em casos de problemas, seja fácil algum tipo de conserto ou manutenção em provas.

#### 4.3 DEFINIÇÃO DO FATOR DE SEGURANÇA

O início do dimensionamento de um novo projeto é amplamente influenciado pelo fator de segurança, que desempenha um papel crucial na definição das condições de carga e na orientação das opções disponíveis para um determinado componente. Portanto, a escolha de uma ferramenta capaz de abranger as múltiplas variáveis ao longo de todas as fases do projeto, desde sua concepção até sua fabricação, é de extrema importância. Optou-se pelo critério de Collins como o método para determinar o fator de segurança a ser aplicado no projeto da caixa de direção.

Essa escolha foi motivada pela ampla gama de fatores considerados por esse método, o que garante uma maior confiabilidade. Além disso, a equipe já tem um histórico positivo com o uso desse critério, o que reforça sua escolha.

Para sua definição são avaliados oito considerações mostradas a seguir, submetendo cada uma delas a uma faixa de valores que varia entre -4 e 4, que são encaradas como “penalizações”. Porém, o intervalo de valores pode mudar, variando entre -2 e 2, -8 e 8, etc., mas para estes a fórmula do fator de Collins mudará, e sendo assim para aplicação neste trabalho será utilizado o intervalo entre -4 e 4.

- Fator 1: A precisão com que podem ser determinadas as cargas.
- Fator 2: A precisão com que as tensões ou outros fatores de severidade e carregamento podem ser determinados, considerando para isto as forças ou outros fatores indutores de falha.
- Fator 3: A precisão com que as resistências, as falhas ou outras medidas de falhas podem ser determinadas, para o material selecionado, segundo os modos de falhas adequados.
- Fator 4: A necessidade de se restringir o material, peso, espaço ou custo.

- Fator 5: A gravidade das consequências da falha em termos da vida humana e/ou danos materiais.
- Fator 6: A qualidade da mão de obra na fabricação e manutenção.
- Fator 7: As condições de operações.
- Fator 8: A qualidade da inspeção e da manutenção disponível ou possível durante a operação.

Após as definições das penalizações, soma-se o total destes números para se chegar a um valor final que será aplicada na equação 11, que define o fator de segurança ideal por Collins.

Caso o somatório seja menor que  $-6$ , o valor mínimo definido por Collins é de  $1,15$ .

$$n_d = 1 + \frac{(10+t)^2}{100} \quad (11)$$

$t$  é a soma das penalizações aplicadas em cada fator.

Ao analisar a fórmula acima é possível perceber que a metodologia de valores utilizados como penalizações terá influência no fator de segurança. Considerar um valor mais perto de  $4$  acarretará um aumento no fator de segurança. De modo contrário, considerar um valor mais perto de  $-4$  resulta em uma redução do fator de segurança.

Além disso, o fator de Collins pode ainda ser interpretado como um indicador do grau de confiabilidade que o projetista possui no processo como um todo. Pesar uma consideração com valores cada vez mais próximos de  $-4$  significa ponderar aspectos cada vez mais positivos para o projeto, de forma a significar que existe maior controle e conhecimento sobre as variáveis ao longo do processo de criação, fabricação e uso da peça considerada.

No mesmo âmbito, pesar uma consideração cada vez mais próxima de  $4$  significa ponderar aspectos cada vez mais negativos para o projeto, de forma a significar que existe menor controle e conhecimento sobre as variáveis ao longo do processo de criação, fabricação e uso da peça considerada.

**Tabela 3 – Exemplo de aplicação do critério de Collins**

Fonte: Collins (2010)

<b>Fator de avaliação</b>	<b>Número selecionado (RN)</b>
1. Precisão do conhecimento das cargas	0
2. Precisão do cálculo de tensões	0
3. Precisão do conhecimento das resistências	-1
4. Necessidade de conservação	-3
5. Gravidade da consequências de falhas	3
6. Qualidade da fabricação	0
7. Condições de operação	0
8. Qualidade da inspeção/manutenção	4

Neste caso exemplificado acima, aplicando na equação 11, seria obtido um fator de segurança de 2,69.

Após uma análise do presente estudo acerca do conhecimento teórico e prático do sistema de direção, chegou-se nas seguintes penalizações ilustradas na tabela 4, que resulta num fator de segurança de 1,81 para ser usado no dimensionamento do projeto.

**Tabela 4 – Aplicação do critério de Collins para o projeto.**

Fonte: Collins (2010).

<b>Fator de avaliação</b>	<b>Número selecionado (RN)</b>
1. Precisão do conhecimento das cargas	-1
2. Precisão do cálculo de tensões	0
3. Precisão do conhecimento das resistências	0
4. Necessidade de conservação	-1
5. Gravidade da consequências de falhas	0
6. Qualidade da fabricação	-1
7. Condições de operação	2
8. Qualidade da inspeção/manutenção	0

#### 4.4 POSICIONAMENTO DOS COMPONENTES DA DIREÇÃO

##### 4.4.1 Considerações iniciais

Como mencionado, para a modelagem e análise do comportamento do sistema de direção, a partir da alteração da posição dos componentes, foi considerada a

disposição dos mesmos como um mecanismo biela manivela, como ilustrado nas figuras 31 e figura 32.

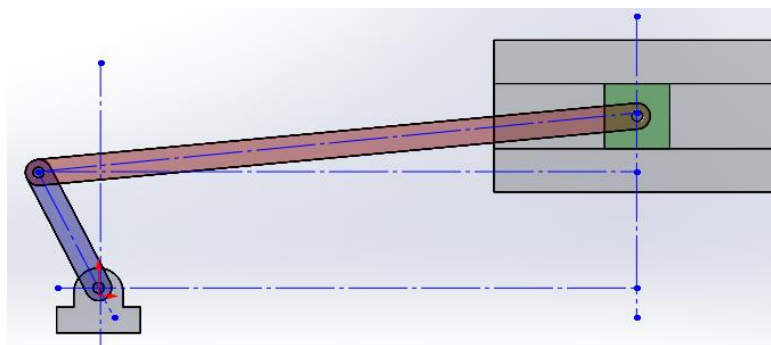


Figura 31 - Biela manivela no sistema de direção pinhão cremalheira

Fonte: Autor (2023)

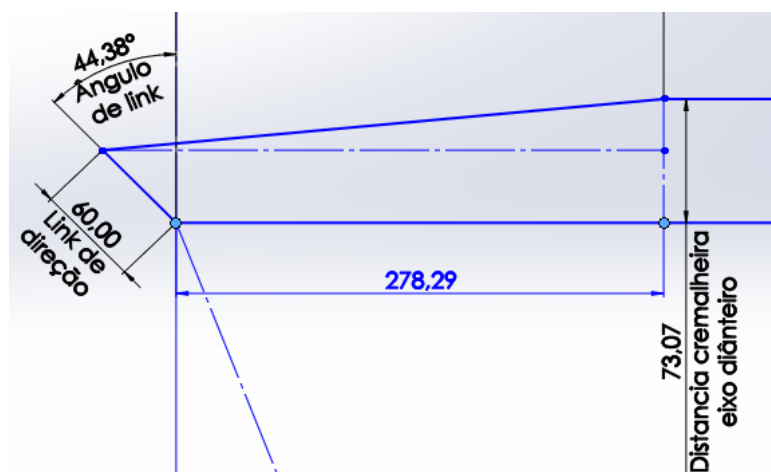


Figura 32 - Medidas dos componentes do sistema de direção

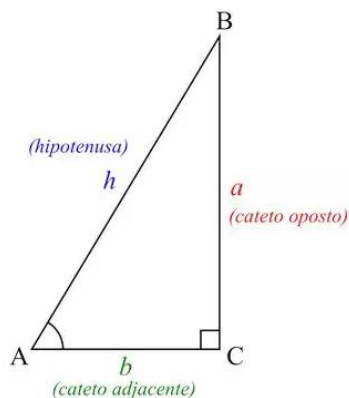
Fonte: Autor (2023)

Para essa consideração, a caixa de direção fica posicionada à frente do eixo dianteiro, mas seguindo a disposição trapezoidal necessária para atingir a condição de *Ackerman*. Dessa forma o link de direção pode ser considerado a manivela, promovendo o movimento angular das rodas, acionada pelo braço de direção (ou *tie rod*) que pode ser considerado a biela que por sua vez é acionada pelo movimento linear da cremalheira, sendo o ponto de fixação entre eles a corrediça e o curso da cremalheira o cursor.

Devido a consideração, na posição inicial, é possível aplicar as relações trigonométricas necessárias para encontrar, numa projeção superior, o comprimento do braço de direção, tendo como dados de entrada o comprimento do link de direção,

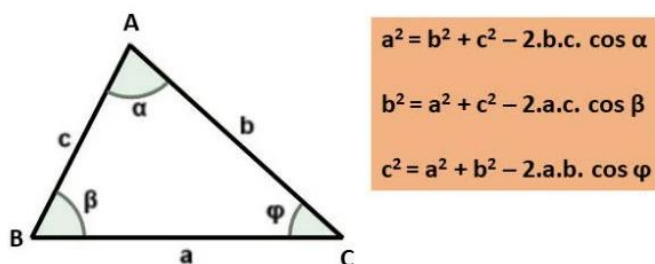
ângulo de link, comprimento da cremalheira e distância normal da cremalheira pro eixo dianteiro.

Essas relações trigonométricas derivam a partir de um triângulo retângulo, como representado na figura 34, sendo também utilizado a lei dos cossenos, como ilustrado na figura 35.



**Figura 33 - Triângulo retângulo**

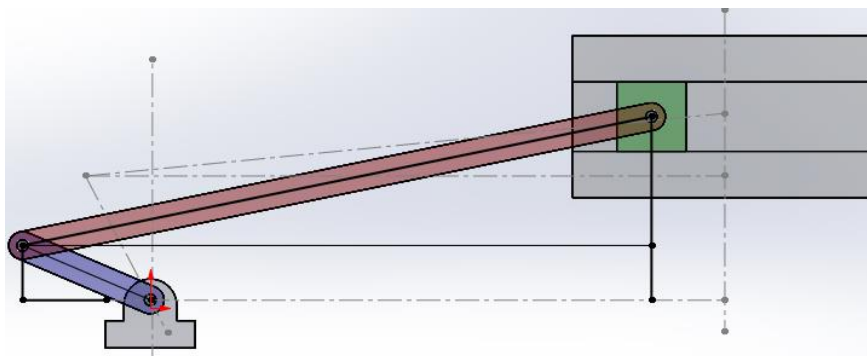
Fonte: <https://www.educamaisbrasil.com.br/enem/matematica/triangulo-retangulo> (2016)



**Figura 34 - Lei dos cossenos**

Fonte: <https://www.todamateria.com.br/lei-dos-cossenos/> (2023)

Também por meio dessa consideração, mas numa posição de deslocamento como ilustrado na figura 36, é possível entender o deslocamento de cremalheira necessário, chamado curso, para determinados ângulos de esterçamento e a relação do giro das rodas interna e externa a curva.



**Figura 35 - Posição com roda interna esterçada**

Fonte: Autor, 2023

Dessa forma, com as relações trigonométricas e os parâmetros e variáveis em mãos, tornou-se possível modelar o sistema de direção. O *script* da modelagem em matlab, com os comentários elucidando cada parâmetro segue no anexo A.

#### 4.4.2 Evidências preliminares

Dadas as considerações apresentadas, por meio dos desenhos de projeto do MR 21, utilizando o software solidworks, foram levantadas as evidências necessárias para progredir com a modelagem, tendo em vista os parâmetros de entrada no *script*, representadas na tabela 5.

**Tabela 5 - Parâmetros de entrada**

Fonte: Autor (2023)

Parâmetro	Símbolo	Valor	Unidade
Dist. Entre KPI	$w'$	1056,57	mm
Entre eixo	L	1359	mm
Dist. Cremalheira eixo	h	73,07	mm
Link de direção	C	53,42	mm
Comprimento cremalheira	H	500	mm
Comprimento util	$H_u$	183,94	mm
Ângulo de link	$A_c$	36,56	graus

A figura 37, representa visualmente as distâncias mencionadas na tabela 5.



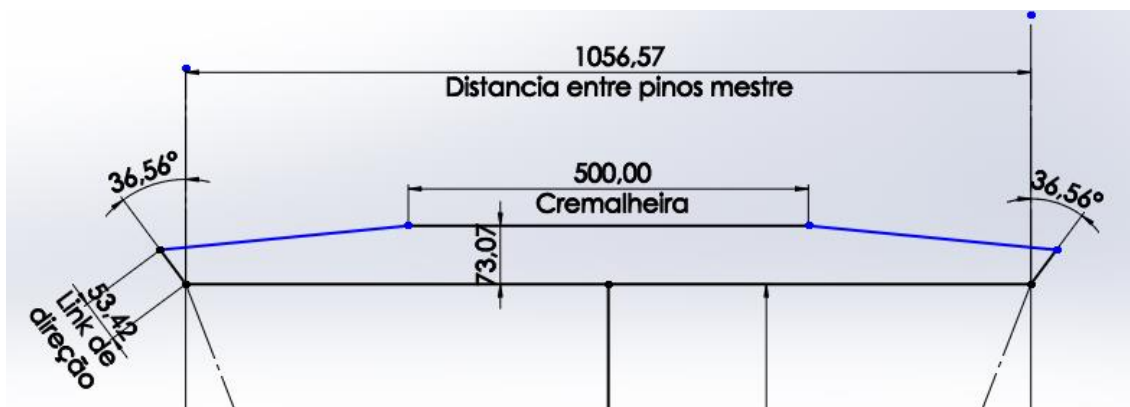


Figura 36 - Evidências preliminares

Fonte: Autor, 2023

#### 4.4.3 Cenário ideal e modelagem

Como já mencionado, por uma série de fatores, é muito difícil que o protótipo real consiga atingir perfeitamente a geometria de *Ackerman* ideal do mesmo o projeto. Contudo, quanto mais próximo dessa condição, melhor para o desempenho do veículo em curvas, tendo em vista que a direção se comportará o mais próximo possível do idealizado, aproximando ao máximo do raio de curvatura almejado. Jazar (2008), apresenta um gráfico comparativo, no qual ilustra o comportamento da direção do veículo relacionando o ângulo de esterçamento das rodas, enquanto altera o ângulo de link, por exemplo, e a distância para curva ideal de *Ackerman*, ilustrado na figura 38.

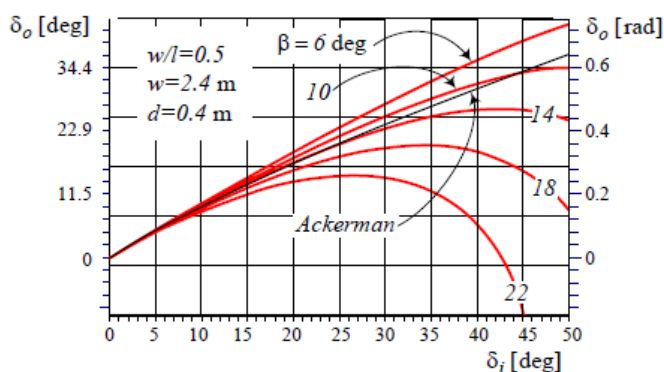


Figura 37 - Comportamento da direção x ângulo de link

Fonte: JAZAR (2008)

A partir dessa hipótese, de maneira iterativa, foi possível com a modelagem em mãos testar diferentes cenários e estudar a influência de cada parâmetro de posicionamento, de forma a aproximar o comportamento da direção da curva ideal. Sendo ela definida pela relação entre as fórmulas 1 e 2, em função do raio de curva.

Além dessa análise, é importante avaliar a relação curso necessário x esterçamento das rodas, tendo em vista que o curso influencia no diâmetro nominal do pinhão, sendo possível oferecer mais conforto para o piloto.

#### 4.4.3 Influência dos parâmetros

##### 4.4.3.1 Distância da cremalheira para o eixo dianteiro

Para o melhor entendimento da influência da posição desse componente no comportamento da direção, foram testadas diferentes posições, mais próximas e mais distantes do eixo dianteiro (essa distância esta ilustrada na figura 29). Como um limitante para o processo, foi verificada no software *Solidworks*, a distância mínima que pudesse gerar um batente entre os braços de direção e os amortecedores, sendo essa de 45 milímetros. Com isso, foram testados os seguintes cenários, representados na tabela 6.

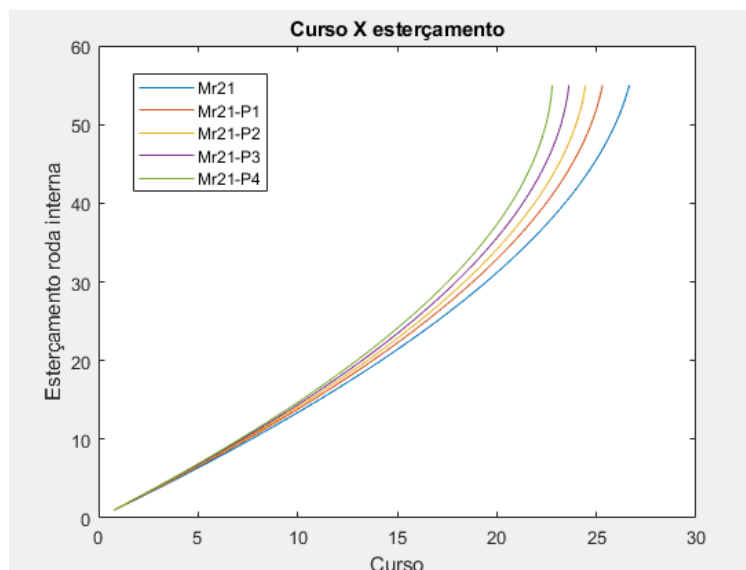
**Tabela 6 - Cenários testados para distância cremalheira e eixo dianteiro**

Fonte: Autor (2023)

ID	Distância do eixo dianteiro	Unidade
Mr21-P8	95	mm
Mr21-P7	90	mm
Mr21-P6	85	mm
Mr21-P5	80	mm
Mr21	73,07	mm
Mr21-P1	65	mm
Mr21-P2	60	mm
Mr21-P3	55	mm
Mr21-P4	50	mm

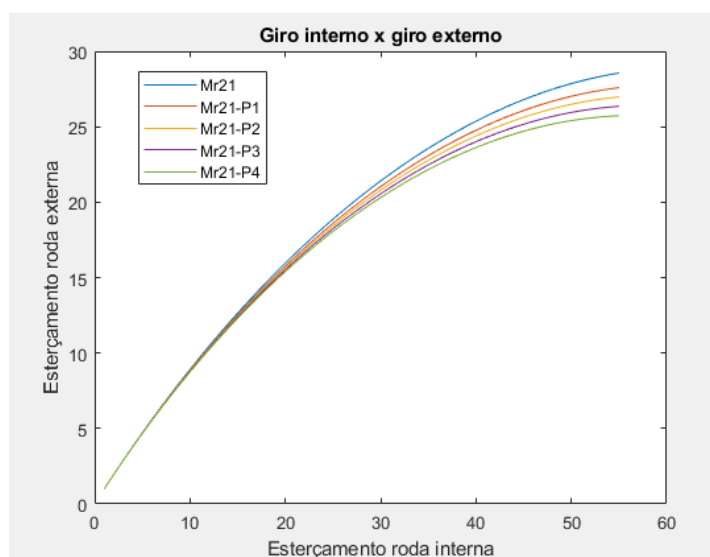
O resultado desse processo iterativo foi obtido utilizando o matlab, podendo analisar graficamente o comportamento da direção e a relação esterçamento x curso útil da cremalheira. Esses resultados estão ilustrados nas figuras 39, 40, 41, 42.

Para esse processo, todos os outros parâmetros do MR21 foram mantidos, alterando somente a distância entre a cremalheira e o eixo dianteiro.



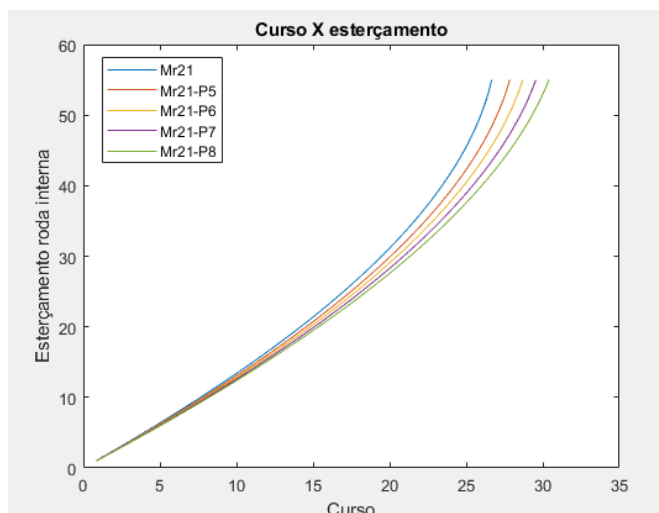
**Figura 38 - curso x esterçamento conforme aproximação**

**Fonte: Autor (2023)**



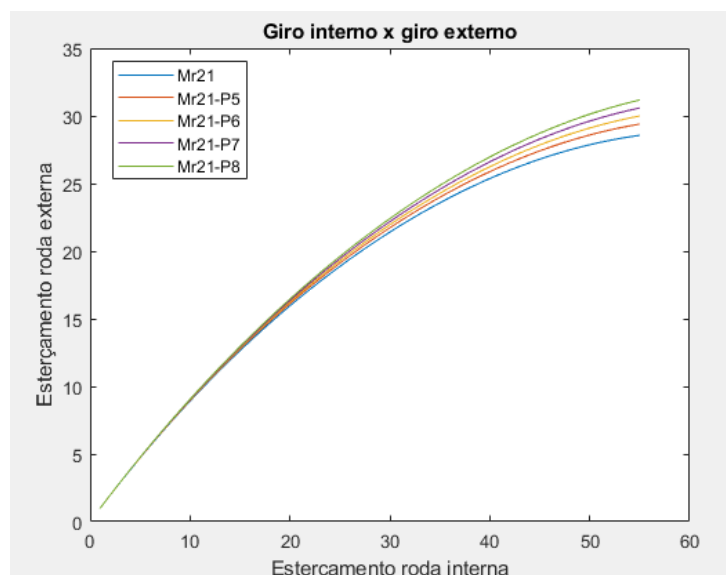
**Figura 39 - Comportamento da direção conforme aproximação**

**Fonte: Autor (2023)**



**Figura 40 - Curso x esterçamento conforme distanciamento**

**Fonte: Autor (2023)**



**Figura 41 - Comportamento da direção conforme distanciamento**

**Fonte: Autor (2023)**

A partir da análise dos resultados é possível concluir que quanto mais próximo do eixo dianteiro, menos curso para o esterçamento das rodas é necessário, tornando a direção mais responsiva para o piloto, como ilustrado na figura 39. Entretanto, as rodas externas passam a esterçar menos, conforme a roda interna gira, vide a figura 40. Já conforme o distanciamento da cremalheira do eixo dianteiro, é possível observar um comportamento contrário, no qual quanto mais distante, é necessário de mais curso para esterçar as rodas, como ilustrado na figura 41, porém as rodas externas giram um pouco mais do que o do cenário atual (Mr21), representado na figura 42.

#### 4.4.3.2 Comprimento da cremalheira

Para avaliação do comprimento desse componente, foi seguida a mesma metodologia do estudo anterior, tendo como limitante a própria distância entre os pinos metes. Os cenários testados estão representados na tabela 7.

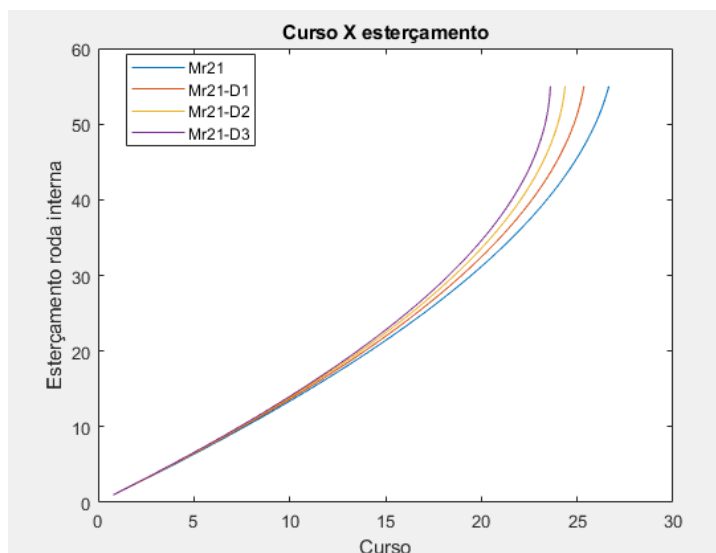
**Tabela 7 - Cenários testados para comprimento de cremalheira**

Fonte: Autor (2023)

ID	Comprimento cremalheira	Unidade
Mr21-D6	800	mm
Mr21-D5	700	mm
Mr21-D4	600	mm
<b>Mr21</b>	<b>500</b>	<b>mm</b>
Mr21-D1	400	mm
Mr21-D2	300	mm
Mr21-D3	200	mm

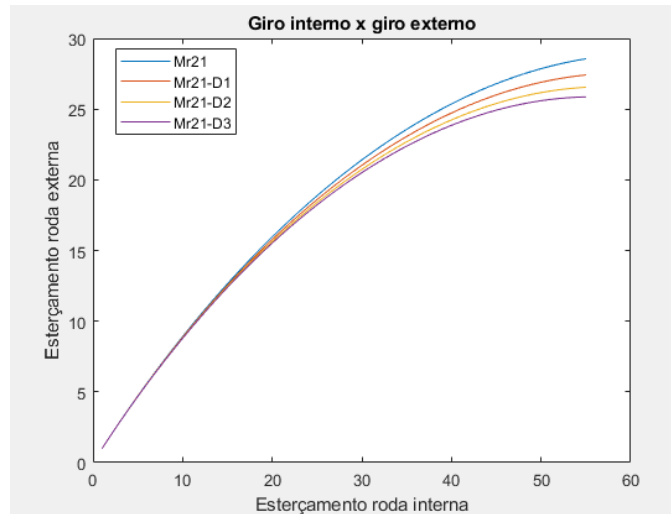
Os resultados desse estudo estão representados nas figuras 43, 44, 45, 46.

Para a análise desse comportamento, todos os outros parâmetros do Mr21 foram mantidos, alterando apenas o comprimento da cremalheira.



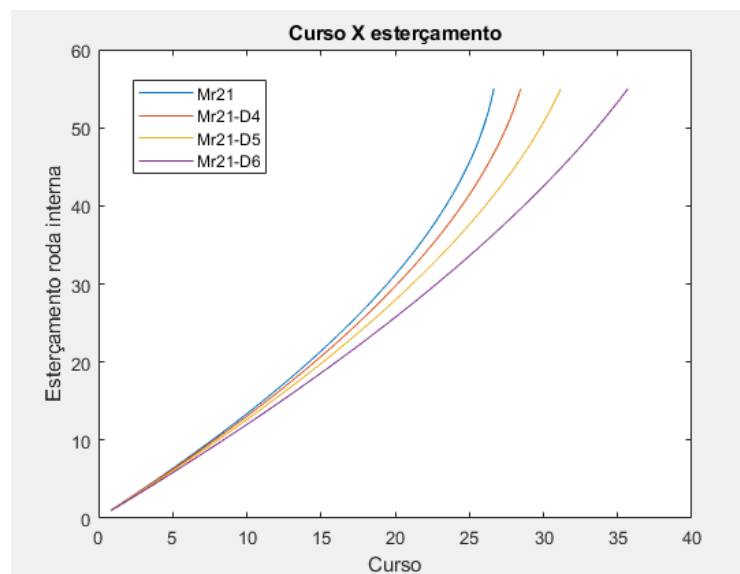
**Figura 42 - Curso x esterçamento conforme diminui a cremalheira**

Fonte: Autor (2023)



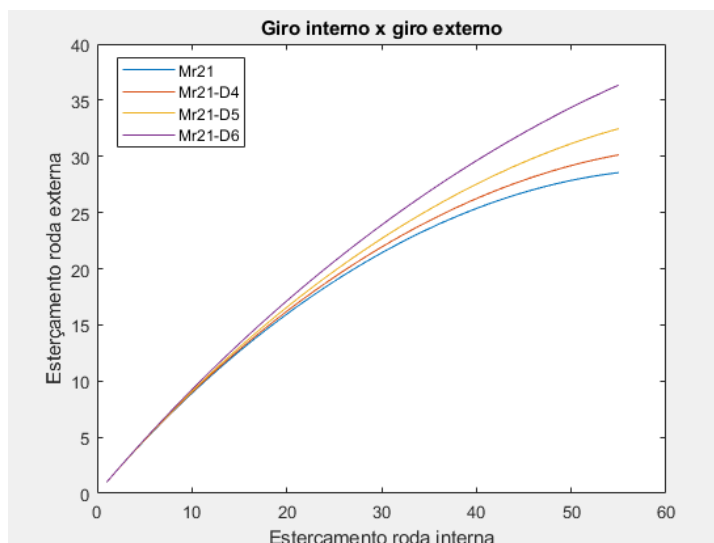
**Figura 43 - Comportamento da direção conforme diminui a cremalheira**

**Fonte: Autor (2023)**



**Figura 44 - Curso x esterçamento conforme aumento da cremalheira**

**Fonte: Autor (2023)**



**Figura 45 - Comportamento da direção conforme aumento da cremalheira**

**Fonte: Autor (2023)**

A partir da análise dos resultados apresentados, é possível perceber que assim como no caso anterior, quanto menor a cremalheira, menor o curso necessário para um mesmo ângulo de esterçamento e menos esterçamento das rodas externas. Todavia, quanto maior a cremalheira, mais curso necessário para esterçar as rodas e mais giro da roda externa também.

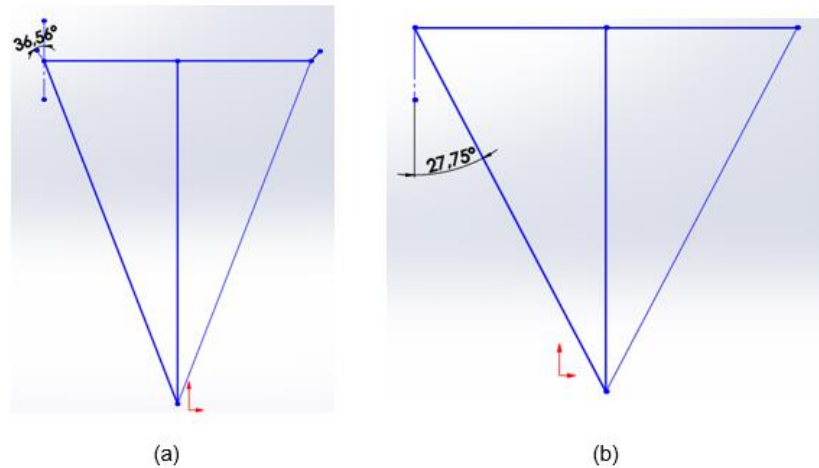
Um ponto que chama atenção é que apesar do efeito parecido do posicionamento em relação a distância do eixo dianteiro, o aumento da cremalheira gera mais impacto e diferença no comportamento da direção.

#### 4.4.3.3 Ângulo de link

Esse parâmetro é provavelmente o que exerce maior influência no desempenho e comportamento da direção. Isso acontece porque, como mencionado anteriormente, para se aproximar da geometria de *Ackerman*, o ângulo de link ideal fica em função do entre eixo e da bitola dianteira, além do que os ângulos de esterçamento das rodas ficam limitadas pela diferença entre 90 graus e o ângulo de link, como observado na figura 33.

Durante o processo do levantamento de evidências, foi possível observar que a manga de eixo do MR21 não proporciona o ângulo de link ideal para esse protótipo, segundo Jazar (2008), como ilustrado na figura 47.

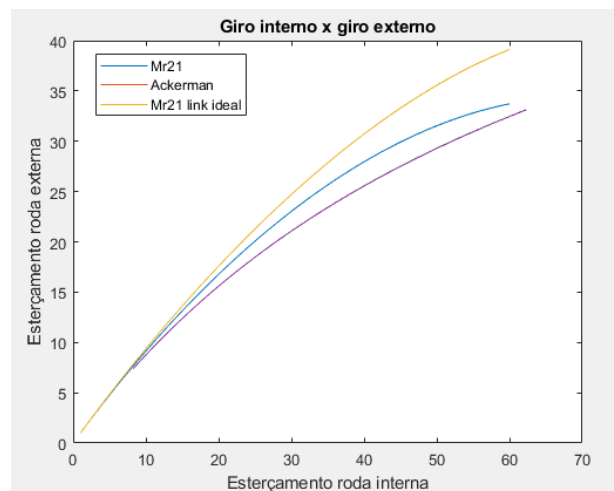




**Figura 46 - Diferença entre ângulo de link ideal e atual**

Fonte: Autor (2023)

Realizando as simulações do comportamento da direção, mantendo todos os parâmetros originais do protótipo, iterando apenas os ângulos de link apresentados na figura 47, foi possível comparar também as duas situações com a curva ideal de *Ackerman*, obtida por meio da relação entre as fórmulas 1 e 2.



**Figura 47 - Comportamento da direção a partir do ângulo de link**

Fonte: Autor (2023)

A partir da interpretação dos resultados obtidos, na figura 48, foi possível tirar algumas conclusões e hipótese, sendo o “Mr21 link ideal” sinalizado no gráfico, o projeto mantendo todos os parâmetros atuais, porém com o ângulo de link ideal sinalizado por Jazar (2008). O projeto atual, apesar de não estar com o ângulo de link ideal, se aproxima mais da condição de *Ackerman*. Como ilustrado na figura 38, quanto maior esse ângulo, menos esterçamento da roda externa conforme o esterçamento da roda interna, porém para um ângulo de link menor, as rodas interna

e externa podem esterçar mais, uma vantagem para proposta do trabalho atual, tendo em vista que para um raio de 2 metros, a roda interna deveria esterçar cerca de 53,7 graus, segundo a fórmula 1, o que não é possível na configuração atual. Outro ponto é que outros parâmetros também influenciam no comportamento, podendo aproximar ou não da curva ideal.

#### 4.4.3.4 Link de direção

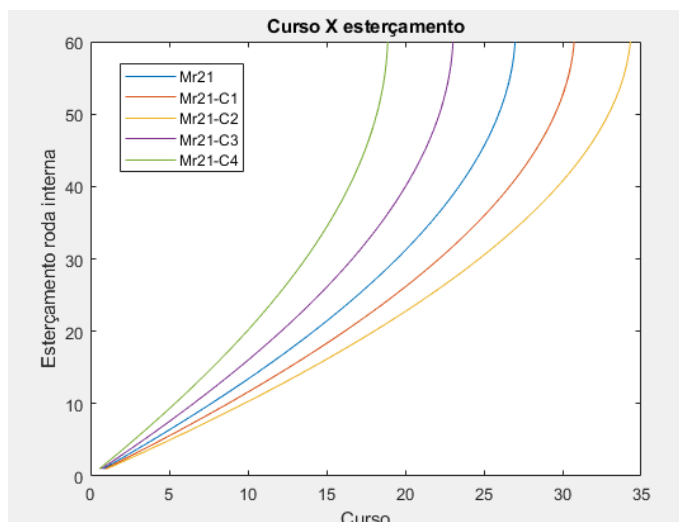
Para avaliar a influência desse parâmetro, foram feitas simulações segundo os seguintes cenários ilustrados na tabela 8.

**Tabela 8 - Cenários testados para comprimento do link de direção**

Fonte: Autor (2023)

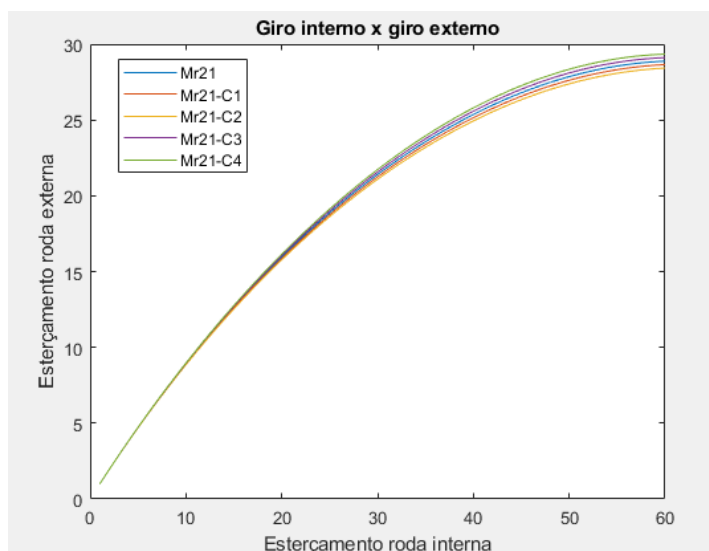
ID	link de direção	Unidade
Mr21-C2	80	mm
Mr21-C1	70	mm
Mr21	60	mm
Mr21-C3	50	mm
Mr21-C4	40	mm

Assim como nos casos anteriores, foram mantidos os parâmetros originais do protótipo, alterando apenas o comprimento do link de direção. Os resultados obtidos ficam ilustrados nas figuras 49 e 50.



**Figura 48 - Curso x esterçamento em função do link de direção**

**Fonte: Autor (2023)**



**Figura 49 - Comportamento da direção em função do link de direção**

**Fonte: Autor (2023)**

A partir dos resultados obtidos foi possível observar que esse parâmetro pouco influencia no comportamento da direção, se mantendo praticamente constante para as diferentes iterações. Contudo, mostra uma influência significativa na relação entre curso e esterçamento das rodas, de forma que quanto menor o comprimento do link, melhor essa relação, necessitando de menos curso para o esterçamento das rodas e quanto maior essa distância, o efeito é ao contrário.

#### 4.4.4 Análise de conforto

##### 4.4.4.1 Diâmetro primitivo do pinhão ( $d_p$ )

Como observado nos resultados anteriores, é preciso posicionar os componentes de forma a equilibrar tanto o comportamento do sistema de direção, de forma a aumentar o “range” de esterçamento das rodas, quanto o curso de cremalheira necessário para realização da manobra desejada, tornando possível para o presente projeto que o protótipo atinja 2 metros de raio de curva, mas de maneira confortável para o piloto.

O diâmetro primitivo do pinhão que fica em função do curso mínimo necessário para essa manobra, que é um importante parâmetro que traz mais equilíbrio para a parte de conforto.

Como mencionado, o input necessário para o esterçamento das rodas tem origem no movimento do piloto ao esterçar o volante. Esse momento é transmitido ao pinhão que por sua vez rotaciona, deslocando linearmente a cremalheira. Portanto, como o deslocamento angular do pinhão é igual ao do volante, o perímetro da semicircunferência do pinhão equivalente ao esterçamento do volante é igual ao deslocamento linear da cremalheira equivalente a esse movimento, como ilustra a figura 51.

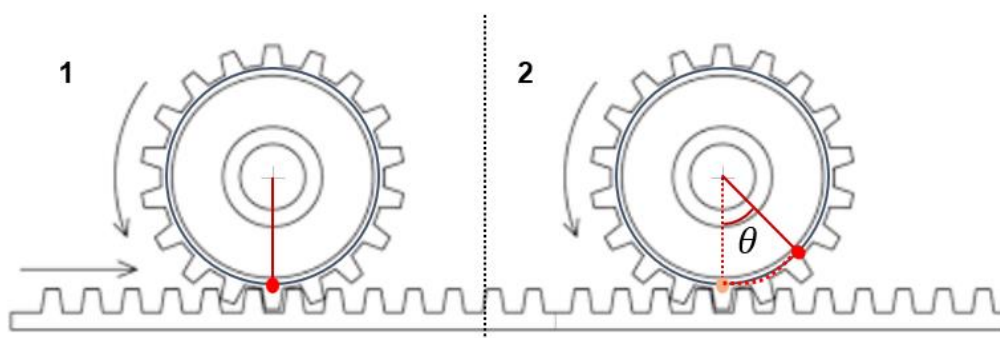


Figura 50 - Relação deslocamento linear e angular

Fonte: Autor (2023)

A partir dessa relação é possível chegar à formulação do diâmetro primitivo do pinhão, tendo a razão de esterçamento definida.

$$d_p = \text{curso} * 360 / \theta * \pi \quad (12)$$

Para o presente trabalho, definiu-se um ângulo de esterçamento para o volante de 90°, para cada lado, chegando à razão de 1,7:1, pois vide regulamento, o piloto deve manter as duas mãos no volante a todo momento, quanto mais próximo de 1:1 mais responsiva a direção e ainda sim existe uma redução no momento de forma a manter confortável para o piloto.

#### 4.4.5 Definição da proposta de otimização

A partir do entendimento da influência dos parâmetros do posicionamento, tanto no comportamento da direção quanto na definição do curso da cremalheira, foram testadas diferentes configurações de forma a equilibrar o desempenho do veículo em curvas e o conforto do piloto ao manobrar.

O ponto de partida para o processo em questão foi o ângulo de link que como mencionado anteriormente, ficou no valor de 27.75°. Os demais parâmetros foram alterados, buscando aproximar a curva de comportamento da curva ideal de *Ackerman* e buscando a maior relação curso por esterçamento possível, dada as limitações físicas do posicionamento dos componentes, averiguada no *solidworks*.

Ao final do processo a configuração ideal ficou de acordo com a tabela 9.

**Tabela 9 - Proposta de melhoria**

Fonte: Autor (2023)

Parâmetro	Simbolo	Valor	Unidade
Distância cremalheira e eixo dianteiro	L	55	mm
Ângulo de link	Ac	27,75	graus
Link de direção	C	65	mm
Comprimento cremalheira	D	300	mm

Do ponto de vista prático, será necessário fazer uma alteração na orelha de fixação do braço de direção na manga de eixo, de forma a alcançar o comprimento de link e ângulo de link, um encurtamento da cremalheira, braços de direção um pouco maiores e posicionar a caixa de direção um pouco mais próxima do eixo dianteiro.

Para o prosseguimento do dimensionamento do pinhão, a partir da modelagem com o *input* dos parâmetros acima, chegou-se a um curso necessário de 36 milímetros que resultou, segundo equação 12 num diâmetro primitivo ( $d_p$ ) igual a 45,86 milímetros, arredondando para os cálculos de dimensionamento da engrenagem para 46 milímetros.

Com a definição deste diâmetro, e procurando respeitar o módulo da cremalheira que vai ser a mesma visando baratear os custos de projeto, por meio do catálogo da Kamart na tabela 10 pode-se chegar ao número de 23 dentes para o novo projeto do pinhão.

**Tabela 10 - Catálogo de cremalheiras de dentes retos**

Fonte: Kamart

Número de Dentes	MÓDULO 1				MÓDULO 1,5				MÓDULO 2				MÓDULO 2,5			
	DE	DP	DM	D1	DE	DP	DM	D1	DE	DP	DM	D1	DE	DP	DM	D1
12	14	12	09	-	21,0	18,0	14	8	28	24	18	10	35,0	30,0	22	10
13	15	13	10	-	22,5	19,5	15	8	30	26	20	10	37,5	32,5	25	10
14	16	14	11	-	24,0	21,0	17	8	32	28	22	10	40,0	35,0	28	10
15	17	15	12	-	25,5	22,5	18	8	34	30	24	10	42,5	37,5	30	10
16	18	16	13	-	27,0	24,0	19	8	36	32	25	10	45,0	40,0	32	12
17	19	17	14	-	28,5	25,5	20	8	38	34	25	10	47,5	42,5	35	12
18	20	18	15	8	30,0	27,0	20	8	40	36	25	10	50,0	45,0	35	12
19	21	19	15	8	31,5	28,5	20	8	42	38	25	10	52,5	47,5	35	12
20	22	20	16	8	33,0	30,0	25	8	44	40	30	10	55,0	50,0	40	12
21	23	21	16	8	34,5	31,5	25	10	46	42	30	12	57,5	52,5	40	14
22	24	22	16	8	36,0	33,0	25	10	48	44	30	12	60,0	55,0	45	14
23	25	23	18	8	37,5	34,5	25	10	50	46	30	12	62,5	57,5	45	14
24	26	24	20	10	39,0	36,0	25	10	52	48	35	12	65,0	60,0	45	14
25	27	25	20	10	40,5	37,5	25	10	54	50	35	12	67,5	62,5	50	14
26	28	26	20	10	42,0	39,0	30	12	56	52	40	12	70,0	65,0	50	14
27	29	27	20	10	43,5	40,5	30	12	58	54	40	12	72,5	67,5	50	14
28	30	28	20	10	45,0	42,0	30	12	60	56	40	12	75,0	70,0	50	14
29	31	29	20	10	46,5	43,5	30	12	62	58	40	14	77,5	72,5	50	14
30	32	30	20	10	48,0	45,0	30	12	64	60	40	14	80,0	75,0	55	14
31	33	31	25	10	49,5	46,5	35	12	66	62	45	14	82,5	77,5	55	16

Os resultados relacionados a essa decisão serão apresentados mais adiante.

## 5. DIMENSIONAMENTO DO PINHÃO

### 5.1 TORQUE EXERCIDO PELO PILOTO

Iniciando o dimensionamento do pinhão e cremalheira é necessário também conhecer os parâmetros de entrada para se realizar cálculos acerca do sistema.

É importante definir a força tangencial atuante nos dentes, e para isso é considerado o torque que o piloto realiza sobre o sistema por meio do volante, sendo o binário máximo que o mesmo é capaz de gerar ao realizar curvas e dirigir o veículo.

Para isso foi realizado uma pesquisa de diferentes trabalhos e pesquisas acerca do tema, foram encontradas diferentes bibliografias, principalmente sobre carros convencionais. Porém por meio de Fox (2010), foi possível encontrar um estudo sobre a capacidade de geração de torque para diferentes perfis de pessoas em uma fórmula SAE, que tem o mesmo tipo de sistema mecânico de direção. Além disso, é válido ressaltar que neste estudo foi considerado um volante de 254 mm de diâmetro, um valor muito próximo do MR21, que é 250 mm, tornando-o uma referência com uma boa confiabilidade para ser usada no dimensionamento.

Fox considerou diferentes possibilidades de pessoas variando o peso, altura e até mesmo gênero. Também foram consideradas diferentes posições do piloto em relação ao volante, pois a força gerada é influenciada diretamente pela distância do peito do piloto ao volante, e a posição de seus braços. Nos testes executados foram considerados os braços totalmente estendidos (*Extended*), braços ao alcance médio (*Mid*) e, em seguida, perto de o peito (*Close*). Quanto mais próximo do peito, maior o torque que os motoristas poderiam gerar.

**Tabela 11 - Tabela de torques gerados por diferentes perfis de pilotos**

Fonte: Fox (2010).

				Extended	Mid	Close
Piloto	Gênero	Altura	Peso	Nm (ft.lbs.)	Nm (ft.lbs.)	Nm (ft.lbs.)
MAT	F	183 cm (66")	64kg (140 lbs)	34 (25)	41 (30)	41 (30)
CMM	F	173 cm ( 68")	77kg (170 lbs)	34 (25)	37 (27)	43 (32)
BAK	M	170 cm (67")	70kg (155 lbs)	47 (35)	41 (30)	47 (35)
SAK	M	188 cm (74")	64kg (140 lbs)	41 (30)	47 (35)	47 (35)
NJP	M	170 cm (67")	59kg (130 lbs)	41 (30)	47 (35)	47 (35)
MAF	M	175 cm (69")	77kg (170 lbs)	50 (37)	61 (45)	56 (41)
DHC	M	180 cm (71")	73kg (160 lbs)	47 (35)	68 (50)	61 (45)
SKW	M	175 cm (69")	68kg (150 lbs)	47 (35)	61 (45)	61 (45)

Para a escolha do perfil ideal foi levado em consideração o regulamento da SAE Brasil que exige que o protótipo deve ser projetado para ter uma capacidade ergonômica que atenda desde um condutor de 1,90m de altura e com peso de 109 kg até um de 1,45m e 45 kg, sendo assim foi calculado um perfil “médio” entre esses requisitos supracitados. Além disso considerou-se que a posição do piloto seria a “*Mid*” devido a maior parte do tempo a direção do protótipo não ser realizada com braços totalmente estendidos, e nem o peito próximo ao volante.

Portanto ao realizar estudo básico foi calculado que o perfil médio seria um condutor de cerca de 1,68 m e 77 kg, sendo assim foi analisado as opções de perfis testadas no estudo de Fox, e a que se chegou mais próximo dos valores foi o terceiro piloto “*BAK*” de 1,70m e 70kg, que realizou uma força de 41 N.m.

É válido ressaltar que este máximo de torque gerado pelo piloto é uma situação crítica, que dificilmente é alcançado com frequência num Baja principalmente durante provas em que existe ainda o fator fadiga do próprio piloto pelo desgaste físico, que o faz tender a exercer menos força sobre o volante. Porém visando ter uma margem maior para o dimensionamento e um projeto mais seguro foi levado em consideração este cenário mais extremo do valor máximo de força.

## 5.2 DIMENSIONAMENTO DO PINHÃO

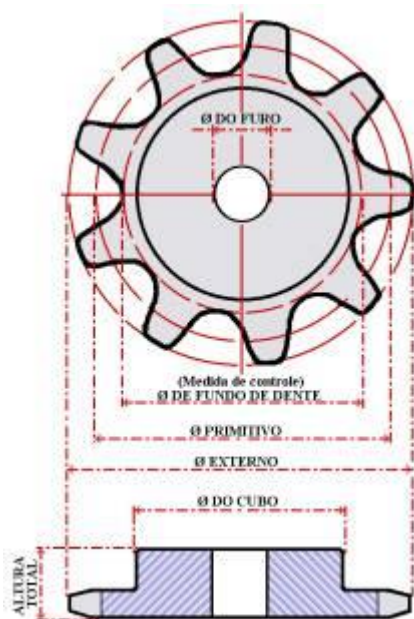
### 5.2.1 Parâmetros da engrenagem de dentes retos

Alguns dos parâmetros fundamentais no estudo de engrenagens são essenciais para compreender o cálculo de tensões e o dimensionamento tanto do pinhão quanto da cremalheira. A seguir, serão abordados os mais significativos entre eles, iniciando pelo diâmetro primitivo, módulo, passo circular, relação de transmissão, ângulo de pressão, largura da engrenagem e altura do dente.



### 5.2.1.1 Diâmetro Primitivo

O diâmetro primitivo de uma engrenagem é definido como o diâmetro imaginário de um cilindro que, ao rolar sem deslizamento, reproduz o mesmo movimento que a engrenagem. Em termos mais precisos, trata-se do diâmetro efetivo derivado da geometria específica da engrenagem, exercendo influência direta sobre a relação de transmissão. Este parâmetro desempenha um papel fundamental no processo de cálculo e dimensionamento das engrenagens, uma vez que impacta diretamente o passo circular, o módulo e outros elementos cruciais para o adequado desempenho do sistema de engrenagens. A figura 52 mostra os diâmetros da engrenagem, assim como o diâmetro primitivo.



**Figura 51 - Diâmetro Primitivo**

Fonte: [www.cerello.ind.br/informacoes-tecnicas/engrenagens-industriais-cerello](http://www.cerello.ind.br/informacoes-tecnicas/engrenagens-industriais-cerello) (2023)

Matematicamente, o diâmetro primitivo ( $D$ ) pode ser relacionado com o módulo ( $m$ ) e o número de dentes ( $Z$ ) pela fórmula:

$$D = m * Z$$

Em que:

$D$  = Diâmetro Primitivo

$m$  = Módulo da engrenagem

$Z$  = Número de dentes da engrenagem

O diâmetro primitivo é crucial no projeto de engrenagens, pois influencia a distribuição de carga, a velocidade linear e outros fatores importantes para o desempenho adequado do sistema de engrenagens.

#### 5.2.1.2 Módulo

O módulo de uma engrenagem é uma grandiosidade que articula a relação geométrica entre o diâmetro primitivo da engrenagem e o número de dentes. Ele assume papel fundamental no âmbito do projeto e da fabricação de engrenagens, estabelecendo uma fundação normativa para a especificação das dimensões e características intrínsecas desses componentes mecânicos.

O módulo desempenha um papel crucial no dimensionamento das engrenagens, pois influencia a geometria do dente, o espaçamento entre dentes e outros aspectos do design. Um módulo maior geralmente resulta em dentes mais robustos, enquanto um módulo menor resulta em dentes mais finos e delicados. A escolha adequada do módulo é essencial para garantir uma transmissão eficiente e suave de movimento entre as engrenagens em um sistema mecânico.

#### 5.2.1.3 Passo Circular

O passo circular de uma engrenagem consiste na medida angular ao longo da circunferência primitiva da engrenagem entre dois pontos sucessivos correspondentes nos perfis dos dentes. De maneira mais específica, representa a

distância ao longo da linha primitiva da engrenagem, delineando o trajeto ideal para o contato entre dentes consecutivos.

Matematicamente, podemos dizer que:

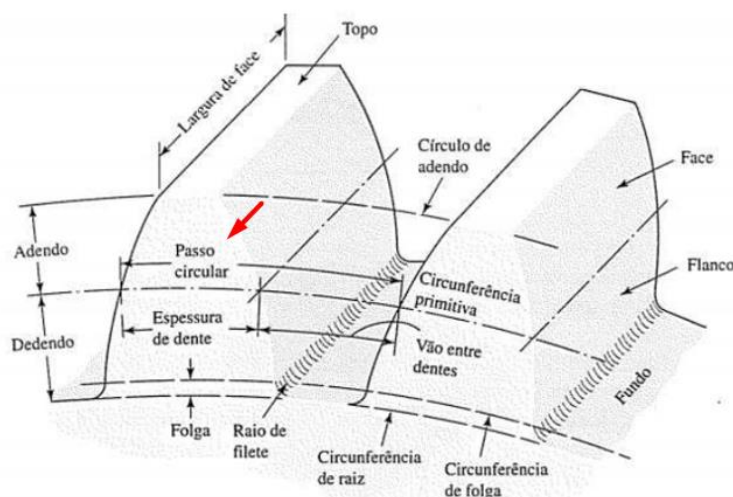
$$p = \frac{\pi * D}{Z}$$

$p$  = Passo Circular

$D$  = Diâmetro Primitivo

$Z$  = Número de Dentes

O passo circular representa um parâmetro de significativa relevância no processo de design de engrenagens, uma vez que exerce influência direta sobre a transmissão eficaz e suave do movimento entre as engrenagens em um sistema mecânico. A obtenção de um conhecimento preciso do passo circular é crucial para assegurar uma sincronização apropriada e o funcionamento eficiente do sistema de engrenagens. A figura 53 mostra os principais parâmetros da engrenagem, entre eles o passo circular.



**Figura 52 – Passo Circular**

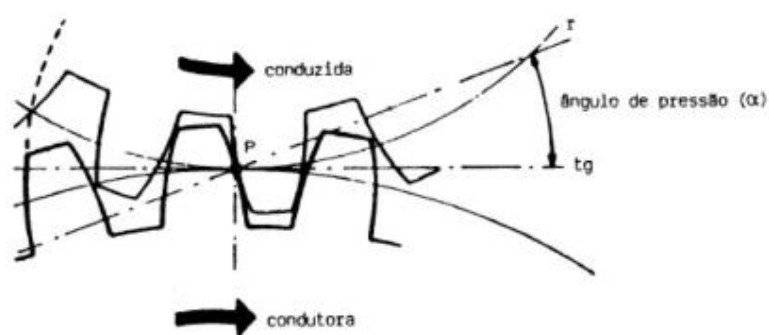
Fonte: ([www.passeidireto.com/arquivo/16289303/engrenagens-cilindricas-de-dentes-retos](http://www.passeidireto.com/arquivo/16289303/engrenagens-cilindricas-de-dentes-retos))

#### 5.2.1.4 Ângulo de Pressão

O ângulo de pressão em engrenagens é um atributo geométrico que delineia a inclinação dos perfis dos dentes em relação à linha primitiva, que por sua vez é a linha

conectando os centros de engrenagens cilíndricas. Este ângulo é de significativa importância na determinação da configuração dos dentes e, por conseguinte, exerce influência sobre a interação entre as engrenagens durante a transmissão de movimento.

O ângulo de pressão é medido em relação à linha primitiva. Ele influencia diversos aspectos do design das engrenagens, como a resistência ao desgaste, a distribuição de carga nos dentes e a eficiência da transmissão. A figura 54 mostra o ângulo de pressão.



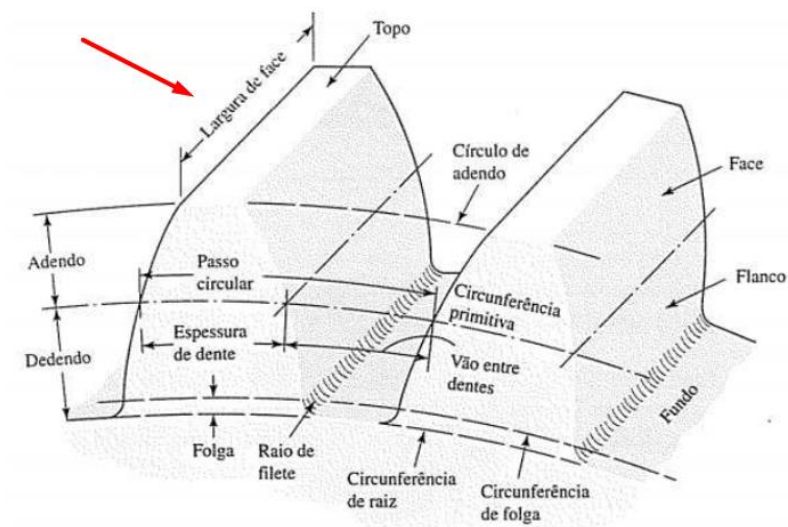
**Figura 53 – Ângulo de Pressão**

Fonte: (<https://www.slideserve.com/caraf/projetos-mec-nicos>)

#### 5.2.1.5 Largura da Face

A dimensão conhecida como largura da face de uma engrenagem, ou simplesmente largura da face, denota a extensão axial dos dentes ao longo da circunferência primitiva da engrenagem. Em termos mais específicos, representa a medida do espaço radial ocupado pelos dentes em uma engrenagem cilíndrica.

Essa dimensão é de fundamental importância no processo de concepção de engrenagens, uma vez que exerce influência sobre a distribuição de carga nos dentes, a resistência ao desgaste e a capacidade de transmissão de torque. Assegurar uma largura de face apropriada torna-se essencial para promover uma distribuição uniforme de carga e prevenir o desgaste prematuro dos dentes. A figura 55 mostra o desenho de uma engrenagem e indica a largura da face do dente da engrenagem.



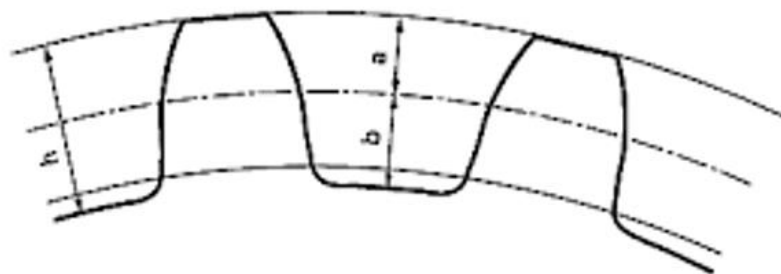
**Figura 54 – Largura da Face**

Fonte: ([www.passeidireto.com/arquivo/16289303/engrenagens-cilindricas-de-dentes-retos](http://www.passeidireto.com/arquivo/16289303/engrenagens-cilindricas-de-dentes-retos))

#### 5.2.1.6 Altura do Dente

A dimensão crítica no projeto de engrenagens é a altura do dente, que consiste na medida vertical do dente, desde a base até a ponta do perfil. Essa medida exerce uma influência direta sobre a resistência, a capacidade de carga e a durabilidade do sistema de transmissão.

Assegurar um projeto apropriado da altura do dente é fundamental para garantir a distribuição adequada de carga, a resistência mecânica e a eficiência do engrenamento entre as engrenagens. Esta dimensão emerge como uma consideração crucial durante o processo de dimensionamento e seleção de engrenagens para aplicações específicas. A figura 56 mostra a altura do dente ( $h$ ).



**Figura 55 – Altura do Dente**

Fonte (<https://pt.slideshare.net/IURESANTOSDEOLIVEIRA/engrenagens-250420951>)

### 5.2.2 Metodologia AGMA

Durante muitos anos, a Associação Americana dos Fabricantes de Engrenagens (AGMA) tem desempenhado um papel central na divulgação de conhecimentos ligados ao projeto e à análise de engrenagens. A AGMA representa os fabricantes nos Estados Unidos e concentra-se primordialmente na elaboração de normas e diretrizes que abordam engrenagens e sistemas de transmissão, com ênfase especial na resistência e durabilidade. A metodologia AGMA foi empregada para realizar os cálculos de dimensionamento do pinhão.

### 5.2.3 Tensão Flexional

O primeiro método de falha que é levado em consideração pela sua criticidade e frequência, é a falha por fratura devido a fadiga. Para isso é necessário o cálculo da tensão de flexão, que pode ser definida por meio da equação 12 de AGMA (2004).

$$\sigma_b = W_t K_o K_v K_s \frac{1}{b m_t} \frac{K_h K_b}{Y_j} \quad (12)$$

Em que:

$W_t$  = Força tangencial transmitida

$K_o$  = Fator de sobrecarga

$K_v$  = Fator dinâmico

$K_s$  = Fator de tamanho

$K_h$  = Fator de espessura de aro (de borda)

$K_b$  = Fator de distribuição de carga

$Y_t$  = Fator geométrico

$b$  = Largura da face do dente

$m_t$  = Módulo métrico transversal

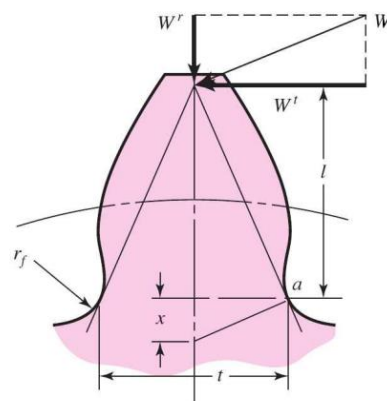
Antes de explicar a fundo o que cada um desses fatores influência, segue um breve resumo no que concerne a itens que se deve considerar.

- Magnitude de carga transmitida
- Sobrecarga
- Aumento dinâmico de carga transmitida
- Tamanho
- Geometria
- Distribuição de carga ao longo dos dentes
- Suporte de borda do dente

E para os cálculos foi considerado o módulo igual 2, pois deve ser igual ao da cremalheira para existir o engrenamento e a largura da face pode ser definida como 10 vezes o módulo de acordo com o padrão estabelecido por tabelas comerciais, o que resulta em uma largura ( $b$ ) de 20 mm.

### 5.2.3.1 Força tangencial

A distribuição de forças no contato entre duas engrenagens, ou, especificamente, no sistema pinhão-cremalheira, é influenciada pela linha de ação presente no engrenamento do referido sistema, tal como demonstrado na Figura 57.



**Figura 56 – Distribuição de Forças.****Fonte: Shigley (2011).**

Na figura 48 é mostrada a força vertical  $W_r$  e a força tangencial  $W_t$ , e a força normal  $W$ , em que o ângulo de pressão se encontra entre estas últimas duas forças citadas. Podemos definir numericamente  $W_t$ , a única considerada para cálculos e que tem atuação no funcionamento do sistema por meio da equação 13, retiradas do AGMA (2004).

$$W_t = \frac{2T}{d_p} \quad (13)$$

$$W_t = \frac{2 * 41}{0,046}$$

$$W_t = 1789 \text{ N}$$

**5.2.3.2 Fator de Sobrecarga ( $K_o$ )**

O fator de sobrecarga  $K_o$  é calculado para considerar todas as cargas externas aplicadas que excedem a carga tangencial nominal em uma aplicação específica. Isso pode incluir situações como variações no torque em relação ao valor médio devido a explosões internas nos cilindros de um motor a combustão interna, ou reações a mudanças no torque em um sistema de acionamento de bomba de pistão por exemplo. Considerando que o presente estudo é realizado para um protótipo BAJA que nas competições participantes enfrenta provas com pistas com variados obstáculos e terrenos acidentados, que acabam acarretando possíveis impactos ou choques de grande magnitude, principalmente da parte dianteira do carro em que é localizado a caixa de direção, recomenda-se levar em conta um fator de sobrecarga de 1,75. A determinação desse fator é feita de conforme a tabela 12.



Tabela 12 - Fator de sobrecarga

Fonte: Shigley (2011)

Fonte de Potência	Uniforme	Choques Moderados	Choques Intensos
Uniforme	1	1,25	1,75
Choque Leve	1,25	1,5	2
Choque Médio	1,5	1,75	2,25

### 5.2.3.2 Fator Dinâmico ( $K_v$ )

Fatores dinâmicos são empregados para considerar imprecisões durante a fabricação e a lubrificação dos dentes das engrenagens em funcionamento ou cargas geradas internamente causadas pela ação não conjugada do sistema. O erro de transmissão é descrito como a discrepância na manutenção da condição de velocidade angular constante do par de engrenagens. Alguns dos fenômenos que ocasionam o erro de transmissão são:

- Inexatidões geradas durante a fabricação do perfil dos dentes, incluindo imprecisões no espaçamento dos dentes, na geometria do perfil e no acabamento superficial.
- Oscilação do dente ao engrenar, causada pela rigidez do dente.
- A magnitude da velocidade ao longo do círculo primitivo.
- Desequilíbrio dinâmico dos componentes rotativos.
- O desgaste e a deformação permanente nas áreas de contato dos dentes.
- Desalinhamento dos eixos das engrenagens e desvio linear e angular dos eixos.
- A resistência ao deslizamento entre os dentes.

Há também o denominado erro de transmissão que ocorre devido à variação da condição de velocidade angular constante das engrenagens. Esse erro é provocado por diversos fatores, sendo a vibração durante o encaixe mencionada anteriormente um deles.

As equações 14, 15 e 16 estabelecem o parâmetro  $K_v$ , no qual  $V$  representa a velocidade tangencial da engrenagem. O valor de  $A$  é derivado de  $B$ , que, por sua vez, é calculado com base no grau de precisão da transmissão  $Q_v$ , um indicador de

qualidade conforme a norma AGMA. Foi adotado um fator de qualidade igual a 5, pois não se tem informações sobre a qualidade das ferramentas empregadas na produção das peças do veículo. A Figura 58 fornece a base para a determinação do valor de  $Q_v$ , e a Tabela 13 apresenta um resumo dos fatores utilizados.

$$K_v = \left( \frac{A + \sqrt{200V}}{A} \right) B \quad (14)$$

$$A = 50 + 56(1 - B) \quad (15)$$

$$B = 0,25(12 - Q_v)^{\frac{2}{3}} \quad (16)$$

$$B = 0,25(12 - 5)^{\frac{2}{3}}$$

$$B = 0,915$$

Voltando a equação 15, podemos definir A.

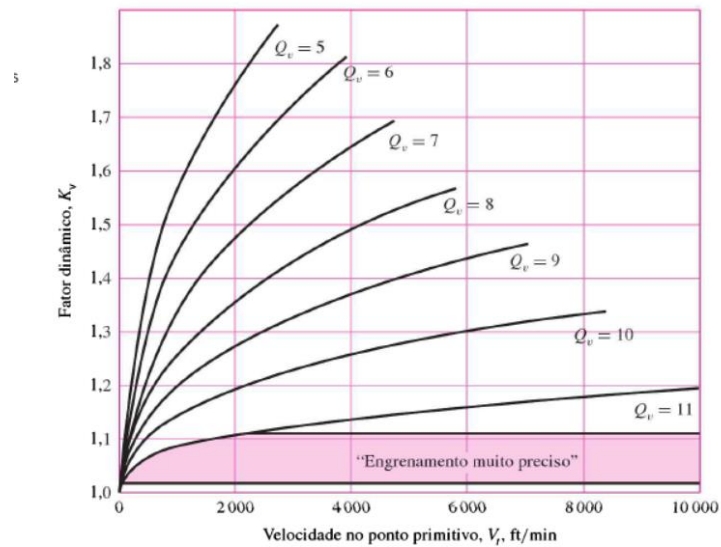
$$A = 50 + 56(1 - 0,915)$$

$$A = 54,770$$

Resultando num  $K_v$  definido por meio da equação 14.

$$K_v = \left( \frac{54,770 + \sqrt{200 * 0,524}}{54,770} \right) 0,915$$

$$K_s = 1$$



**Figura 57 - Fator Dinâmico.**

Fonte: Shigley (2011).

**Tabela 13 – Resultados obtidos para o cálculo do fator dinâmico.**

Fonte: Autor (2023)

Fatores	Valor	Unidade
Velocidade Tangencial ( $V$ )	0,0524	m/s
Fator de Qualidade ( $Q_v$ )	5	-
$B$	0,915	-
$A$	54,77	-
$K_v$	0,949	-

### 5.2.3.3 Fator de Tamanho ( $K_s$ )

Este fator reflete as variações nas propriedades do material devido ao seu tamanho. E isto é influenciado pelo tamanho do dente, o diâmetro da peça, a área do padrão de tensão, a largura da face e a capacidade de endurecimento e tratamento térmico.

Ainda não foram estabelecidos fatores de tamanho padronizados para os dentes das engrenagens em situações em que o tamanho tenha um efeito adverso. Nestes casos, a AGMA sugere a utilização de um fator de tamanho superior a 1. Se não houver impacto negativo do tamanho, o valor unitário 1 deve ser adotado.

Visto que não é esperado nenhum tipo de não conformidade nas dimensões dos componentes envolvidos, seguindo a norma, para o dimensionamento será utilizado o valor igual a 1.

#### 5.2.3.4 Fator de Espessura do Aço ( $K_b$ )

Quando a espessura do aro não é adequada para dar suporte total à raiz do dente, pode ocorrer uma falha de fadiga por flexão no aro da engrenagem.

Nestes casos, é aconselhável utilizar um fator modificador de tensão, conhecido como  $K_b$ . O fator  $K_b$ , que se refere à espessura do aro da engrenagem, que ajusta a estimativa da tensão de flexão em engrenagens de aro fino. Isso é determinado pela razão auxiliar  $m_b$ .

$$m_b = \frac{t_r}{h_t} \quad (16)$$

$t_r$  = Espessura do aro

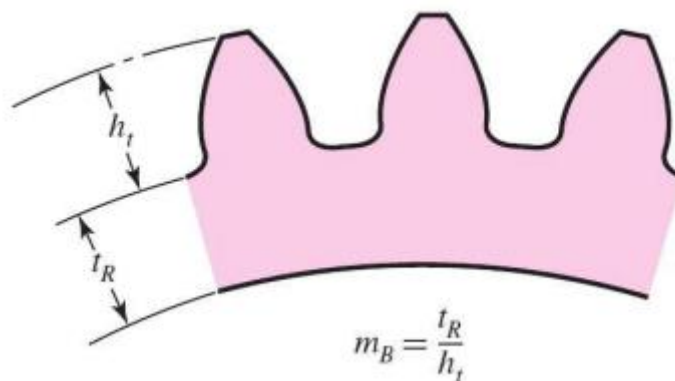
$h_t$  = Altura do dente

O fator de espessura é dado por:

$$K_b = 1,6 \ln \frac{2,242}{m_b}, \text{ se } m_b < 1,2 \quad (17)$$

$$K_b = 1, \text{ se } m_b \geq 1,2.$$

A figura 59 mostra a geometria.



**Figura 58 - Parâmetros para o cálculo do  $m_b$ .**

**Fonte: Shigley (2011).**

Considerando que o pinhão é um disco sólido, de acordo com AGMA, podemos definir o fato de borda igual a 1.

#### 5.2.3.5 Fator Geométrico da resistência à flexão ( $Y_j$ )

O fator geométrico é empregado para incorporar o efeito da forma do dente na equação de tensão. De acordo com a AGMA, a figura 60 é utilizada para obter o fator para engrenagens cilíndricas de dentes retos com um ângulo de pressão de 20 graus e dentes de profundidade completa.

Analisando o número de dentes do sistema pinhão cremalheira e suas curvas associadas, para se considerar um cenário mais crítico o fator geométrico estaria entre 0,31 e 0,33 e por isso será considerado o menor valor destes.

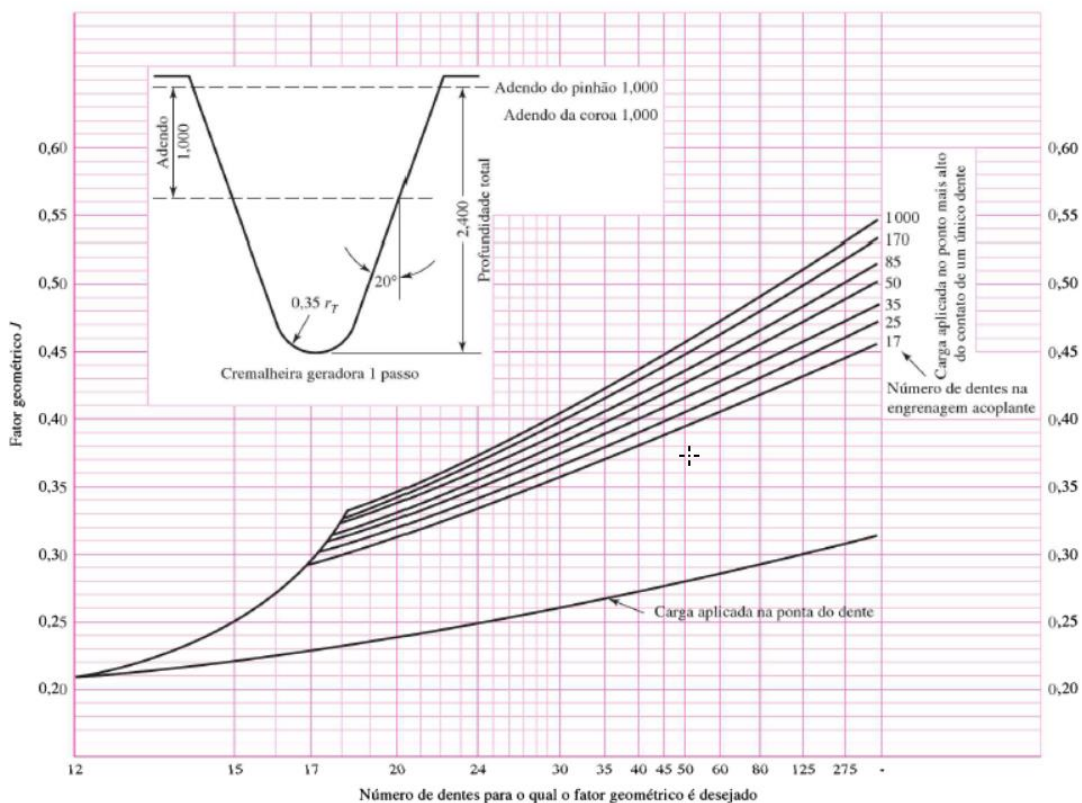


Figura 59 – Gráfico para determinar o  $Y_j$ .

Fonte: Shigley (2011).

#### 5.2.3.6 Fator de distribuição de cargas ( $K_h$ )

Este fator foi introduzido para ajustar as equações de tensão e considerar a variação na distribuição de carga ao longo da linha de contato. Nesta situação, o procedimento a seguir é pertinente quando a proporção entre a largura efetiva da face ( $F$ ) e o diâmetro primitivo do pinhão ( $d_p$ ) precisa ser inferior a 2. Além disso, os elementos da engrenagem devem ser montados entre os mancais, as larguras da face devem ser até 40 polegadas e o contato, sob condição de carga, deve ocorrer ao longo da largura total do membro mais estreito.

Nessas circunstâncias, o fator de distribuição de carga é comumente representado por ( $C_{mf}$ ), no qual a carga é distribuída ao longo da largura efetiva da face da engrenagem.

$$K_m = C_{mf} = 1 + C_{mc}(C_{pf}C_{pm} + C_{ma}C_e) \quad (18)$$

$C_{mc} = 1$  Para dentes sem coroamento;

$C_{mc} = 0,8$  Para dentes com coroamento;

$C_{pf} = \frac{F}{10d} - 0,025$  para  $F \leq 1$  polegada;

$C_{pf} = \frac{F}{10d} - 0,0375 + 0,0125F$  para  $1 < F \leq 17$  polegadas;

$C_{pf} = \frac{F}{10d} - 0,1109 + 0,0207F - 0,000228F^2$  para  $17 < F \leq 40$  polegadas;

$C_{pm} = 1$  para pinhão montado no intervalo entre mancais com  $\frac{S_1}{S} < 0,175$ ;

$C_{pm} = 1,1$  para pinhão montado no intervalor entre mancais  $\frac{S_1}{S} \geq 0,175$ ;

(Ver figura 61 para valores de  $S$  e  $S_1$ )

$$C_{ma} = A + BF + CF^2 \quad (19)$$

Ver tabela 14 para os valores de  $A$ ,  $B$  e  $C$ ;

$C_e = 0,8$  para engrenamento ajustado na montagem ou quando a compatibilidade é melhorada por lapidação;

$C_e = 1$  para todas as outras condições

**Tabela 14 – Fator A, B e C**

**Fonte: Shigley (2011)**

Condição	A	B	C
Engrenamento aberto	0,247	0,0167	$-0,765(10^{-4})$
Unidades fechadas, comerciais	0,127	0,0158	$-0,930(10^{-4})$
Unidades fechadas, de precisão	0,0675	0,0128	$-0,926(10^{-4})$
Unidades de engrenagens fechadas, extraprecisas.	0,00360	0,0102	$-0,822(10^{-4})$

\*Ver ANSI/AGMA 2101-004, p. 20-22, para formulação SI.

Dado o cenário do presente estudo ser um protótipo Baja SAE, os fatores supracitados foram definidos como:  $C_{mc} = 1$ ; devido aos dentes sem coroamento, já

para  $C_{pf}$  foi considerando a primeira definição devido a face do dente ser menor que 1 polegada. Sendo assim:

$$C_{pf} = \frac{F}{10d} - 0,025$$

$$C_{pf} = \frac{20}{10 * 46} - 0,025$$

$$C_{pf} = 0,0186$$

Já para  $C_{ma}$  a condição mais adequada seria a de unidades fechadas com cunho comercial, e portando foram definidos os fatores abaixo.  $C_{pm}$  foi definido como 1, assim como  $C_e$ .

$$A = 0,127$$

$$B = 0,0158$$

$$C = -0,930(10^{-4})$$

E portando chega-se a  $C_{ma}$  por meio da equação 19:

$$C_{ma} = 0,127 + 0,0158 * 25 + -0,930(10^{-4}) * 25^2$$

$$C_{ma} = 0,21$$





Figura 60 – Definição de  $S$  e  $S_1$ .

Fonte: Shigley (2011).

Com todos os fatores definidos pode-se retomar a equação 18, e substituir os valores para encontrar a o fator de distribuição de carga.

$$K_m = C_{mf} = 1 + 1(0,0253 * 1 + 0,21 * 1)$$

$$K_m = 1,235$$

Com o fator de distribuição de carga encontrado pode-se retornar na equação inicial 12 para se definir a tensão flexional exercida sobre o sistema.

$$\sigma_b = W^t K_0 K_v K_s \frac{1}{bm_t} \frac{K_h K_b}{Y_j}$$

$$\sigma_b = 1789 * 1,75 * 0,949 * 1 * \frac{1}{0,02 * 0,002} * \frac{1,170 * 1}{0,31}$$

$$\sigma_b = 280,38 \text{ MPa}$$

#### 5.2.4 Tensão de contato ou superficial ( $\sigma_c$ )

É de suma importância ter um entendimento profundo das tensões que surgem durante o contato entre engrenagens, uma vez que tais tensões podem desencadear o fenômeno do crateramento. Esse fenômeno é frequentemente ocasionado pela combinação de forças de compressão e cisalhamento nas superfícies de contato das

engrenagens, resultando em tensões localizadas e desgaste progressivo ao longo do tempo. Esse desgaste gradual pode levar à degradação das engrenagens, resultando na diminuição de sua eficiência e vida útil. Por essa razão, é imperativo realizar o cálculo e projeto das engrenagens de forma a garantir que possuam a resistência adequada ao crateramento, evitando assim falhas prematuras e assegurando o funcionamento confiável do sistema.

Engenheiros recorrem a equações e métodos específicos para determinar a resistência ao crateramento, levando em consideração as propriedades dos materiais utilizados nas engrenagens, as cargas aplicadas e as condições de operação. Essa abordagem auxilia a certificar que as engrenagens possuam a capacidade necessária para resistir às tensões geradas durante o contato, prolongando, assim, a vida útil das engrenagens e a eficiência do sistema no qual estão inseridas.

A resistência ao crateramento deve ser calculado pela Equação 20.

$$\sigma_c = Z_e \sqrt{W^t K_o K_s \frac{K_h}{d_{w1}} \frac{Z_R}{Z_I}} \quad (20)$$

Em que:

$Z_e =$  *Coefficiente elástico*

$Z_r =$  *Fator de condição superficial*

$d_{w1} =$  *Diâmetro primitivo do pinhão*

$Z_I =$  *Fator Geométrico para resistência ao crateramento*

#### 5.2.4.1 Coeficiente Elástico ( $Z_e$ )

Este coeficiente está diretamente vinculado ao material do qual o pinhão é fabricado e o valor correspondente pode ser localizado na tabela 15. Para o caso em

análise, uma vez que as engrenagens serão confeccionadas em aço, o valor obtido foi de 191 MPa.

**Tabela 15 – Valores para o coeficiente elástico.**

Fonte: Shigley (2011).

Material do pinhão	Módulo de elasticidade do pinhão $E_p$ psi (MPa) <sup>a</sup>	Material da coroa e módulo de elasticidade $E_o$ , lb/in <sup>2</sup> (MPa) <sup>a</sup>					
		Aço $30 \times 10^6$ ( $2 \times 10^5$ )	Ferro maleável $25 \times 10^6$ ( $1,7 \times 10^5$ )	Ferro nodular $24 \times 10^6$ ( $1,7 \times 10^5$ )	Ferro fundido $22 \times 10^6$ ( $1,5 \times 10^5$ )	Bronze alumínio $17,5 \times 10^6$ ( $1,2 \times 10^5$ )	Bronze estanho $16 \times 10^6$ ( $1,1 \times 10^5$ )
Aço	$30 \times 10^6$ ( $2 \times 10^5$ )	2300 (191)	2180 (181)	2160 (179)	2100 (174)	1950 (162)	1900 (158)
Ferro maleável	$25 \times 10^6$ ( $1,7 \times 10^5$ )	2180 (181)	2090 (174)	2070 (172)	2020 (168)	1900 (158)	1850 (154)
Ferro nodular	$24 \times 10^6$ ( $1,7 \times 10^5$ )	2160 (179)	2070 (172)	2050 (170)	2000 (166)	1880 (156)	1830 (152)
Ferro fundido	$22 \times 10^6$ ( $1,5 \times 10^5$ )	2100 (174)	2020 (168)	2000 (166)	1960 (163)	1850 (154)	1800 (149)
Bronze alumínio	$17,5 \times 10^6$ ( $1,2 \times 10^5$ )	1950 (162)	1900 (158)	1880 (156)	1850 (154)	1750 (145)	1700 (141)
Bronze estanho	$16 \times 10^6$ ( $1,1 \times 10^5$ )	1900 (158)	1850 (154)	1830 (152)	1800 (149)	1700 (141)	1650 (137)

#### 5.2.4.2 Fator de Condição Superficial ( $Z_r$ )

O fator de condição de superfície, denotado como  $Z_r$ , é aplicado exclusivamente na Equação de resistência ao crateramento. Esse fator depende de alguns elementos, como o acabamento superficial, influenciado por processos como corte, rebarbação, lapidação, retífica e jateamento com granalha. Além disso, tensões residuais que permanecem nas peças após os processos de fabricação e efeitos plásticos, como o encruamento causado por trabalho mecânico.

É importante observar que ainda não foram estabelecidas condições padrão de superfície para os dentes das engrenagens. Quando for identificado um efeito adverso relacionado ao acabamento superficial, a AGMA especifica um valor de coeficiente de fator de condição de superfície superior a 1, refletindo a influência negativa dessas condições específicas.

#### 5.2.4.3 Fator Geométrico para Resistência ao Crateramento ( $Z_I$ )

Esse coeficiente é utilizado por levar em consideração os efeitos do compartilhamento de carga, e a razão de suas velocidades ou diâmetros. Numericamente o fator é definido por meio da equação 21, retirada do Shigley (2011).

$$Z_I = \frac{\cos \varphi_t * \sin \varphi_t}{2 * m_n} * \frac{m_G}{m_G - 1} \quad (21)$$

$\varphi_t$  é o ângulo de pressão,  $m_n$  é a razão de compartilhamento de carga, que para engrenagens cilíndricos de dentes retos pode ser considerado 1 e  $m_g$  a razão de velocidades, definida por meio da equação 22. E o sinal da equação é negativo é devido ao fato do projeto lidar com engrenagens internas.

$$m_g = \frac{N_G}{N_P} = \frac{d_G}{d_P} \quad (22)$$

Sendo:

$N_G$  = Rotação da coroa (cremalheira)

$N_P$  = Rotação do pinhão

$d_G$  = Diâmetro da coroa (cremalheira)

$d_P$  = Diâmetro do pinhão

Assim considerando que a cremalheira atual do protótipo MR21 possui o número de dentes sendo igual a 31 e o módulo igual a 2, o diâmetro primitivo será 62 mm e o diâmetro do pinhão conforme encontrado igual a 46, teremos:

$$m_g = \frac{d_G}{d_P} = \frac{62}{46} = 1,347$$

Com isso, voltando a equação 22 podemos definir o fator geométrico para crateramento.

$$Z_I = \frac{\cos 20 * \sin 20}{2 * 1} * \frac{1,347}{1,347 - 1}$$

$$Z_I = 0,623$$

Com este fator definido conseguimos definir então a tensão superficial exercida no sistema estudado, com a equação 20.

$$\sigma_c = 191 \sqrt{1789 * 1,75 * 0,949 * \frac{1,170}{46} * \frac{1}{0,623}}$$

$$\sigma_c = 471 \text{ Mpa}$$

### 5.3 RESISTÊNCIAS CORRIGIDAS

Para continuar o dimensionamento, de acordo com AGMA, é necessário realizar um ajuste na resistência à fadiga do material do pinhão levando em considerações outros fatores como a confiabilidade do projeto, a temperatura de operação do sistema, entre outros. Logo abaixo serão apresentados e definidos os fatores e a resistência corrigida ( $S_t$ ), que será utilizada para se chegar no fator de segurança.

$$S_t = \frac{S'_t * Y_N}{K_t * K_r} \quad (23)$$

$S'_t$  : Resistência de flexão não corrigida

$Y_N$ : Fator de ciclagem para tensão de flexão

$K_t$ : Fator de temperatura

$K_r$ : Fator de confiabilidade

#### 5.3.1 Tensão de flexão admissível

Sem a correção, esta resistência pode ser definida por meio da tabela 16, em que o material é determinado entre as diferentes opções que AGMA fornece, entre os aços, a variação se encontra nos tratamentos térmicos. Além disso, existem 3 classificações diferentes que são baseadas em determinadas características como o grau de dureza superficial e no núcleo.

Analisando as opções disponíveis, e após um estudo acerca dos materiais mais comumente utilizados em engrenagens e suas respectivas características após diferentes tratamentos térmicos, foi escolhido o aço carbonetado e endurecido grau 3 com o valor de 75000 psi (517 MPa). O material que se adequa nestas condições é o aço SAE 8620 cementado, um dos aços ferramentas mais utilizados devido a sua alta durabilidade superficial, baixo custo e sua facilidade de ser encontrado no mercado.

Tabela 166 - Valor para resistência a flexão

Fonte: Shigley (2011)

Designação do material	Tratamento térmico	Dureza superficial mínima <sup>1</sup>	Número de tensão de flexão admissível $S_f$ , <sup>2</sup> psi		
			Grau 1	Grau 2	Grau 3
Aço <sup>3</sup>	Endurecido por completo	Ver Figura 14-2	Ver Figura 14-2	Ver Figura 14-2	—
	Endurecido <sup>4</sup> por chama <sup>4</sup> ou indução com padrão <sup>5</sup> tipo A	Ver Tabela 8*	45 000	55 000	—
	Endurecido <sup>4</sup> por chama <sup>4</sup> ou indução com padrão <sup>5</sup> tipo B	Ver Tabela 8*	22 000	22 000	—
	Carbonetado e endurecido	Ver Tabela 9*	55 000	65 000 ou 70 000 <sup>6</sup>	75 000
	Nitretado <sup>4,7</sup> (aços endurecidos por completo)	83,5 HR 15N	Ver Figura 14-3	Ver Figura 14-3	—
Nitralloy 134M, Nitralloy N, e 2,5% de cromo (sem alumínio)	Nitretado <sup>4,7</sup>	87,5 HR 15N	Ver Figura 14-4	Ver Figura 14-4	Ver Figura 14-4

### 5.3.1.1 Fatores de temperatura e confiabilidade (Kt e Kr)

No diz que respeito a temperatura, AGMA recomenda que em sistemas que trabalhem acima de 120°C seja utilizado um fator multiplicador maior que a unidade. Entretanto, no caso analisado, é levado em consideração a caixa de direção de um protótipo Baja cuja temperatura em operação não atinge este valor. Sendo assim será utilizado o valor de 1. Para o fator de confiabilidade Kr, a própria norma realizou os estudos e fornece os valores de resistências tendo em consideração a confiabilidade de 99%, e com isso por meio da tabela 17 podemos verificar que o valor também é de 1 para este fator.

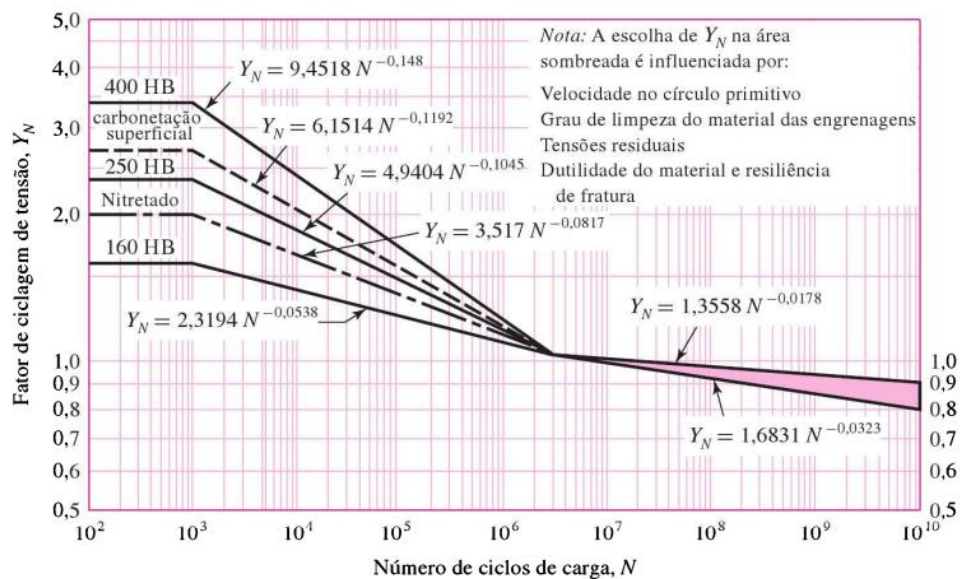
Tabela 177 - Fator de Confiabilidade

Fonte: Shigley (2011)

Confiabilidade	$K_R$
0,9999	1,50
0,999	1,25
0,99	1,00
0,90	0,85
0,50	0,70

### 5.3.1.2 Fator de ciclagem de tensão ( $Y_N$ )

Este fator considera o número de ciclos que o sistema irá ser projetado, para assim modificar a resistência de acordo com o material escolhido e sua dureza. Na figura 62 é mostrado as diferentes curvas para diferentes propriedades de material de acordo com o ciclo desejado.



**Figura 61 - Fator de ciclagem x número de ciclos**

**Fonte: Shigley (2011)**

Porém as resistências AGMA são baseadas em  $10^7$  ciclos de carga aplicadas e para este valor, como pode ser observado no gráfico, é considerado que o fator de ciclagem será igual a 1. Ao examinarmos projetos anteriores da equipe foi analisado que este número de ciclos é mais que suficiente para resistir os 2 anos permitidos para que um projeto seja válido para competir.

Sendo assim, como todos os fatores foram considerados como 1, não será necessário nenhum tipo de correção na resistência à flexão, e será considerado o valor encontrado da tabela 15 de 517 MPa.

### 5.3.2 Resistência de crateramento

No caso do crateramento, devemos considerar o mesmo processo em relação à flexão, porém com um fator adicional: o primeiro é o fator de razão de dureza ( $C_h$ ).

Essa consideração é feita pelo tipo de falha ser por tensões superficiais. Além disso, a resistência abordada leva em conta um fator diferente da de flexão, que é a resistência de contato admissível, em que sua correção pode ser definida por meio da equação 26.

$$S_c = \frac{S_c' * Z_n * C_h}{K_t * K_r} \quad (24)$$

### 5.3.2.1 Tensão de contato admissível ( $S_c'$ )

Para o material escolhido, aço carbonetado e endurecido grau 3, de acordo com a tabela 18, o valor máximo de  $S_c'$  é igual a 275000 psi (1896 MPa).

**Tabela 188 – Valores para resistência ao crateramento.**

**Fonte: Shigley (2011).**

Designação do material	Tratamento térmico	Dureza superficial mínima <sup>1</sup>	Número de tensão de contato admissível, <sup>2</sup> $S_c'$ psi		
			Grau 1	Grau 2	Grau 3
Aço <sup>3</sup>	Endurecido <sup>4</sup> por completo	Ver Figura 14–5	Ver Figura 14–5	Ver Figura 14–5	—
	Endurecido <sup>5</sup> por chama <sup>5</sup> ou indução	50 HRC	170 000	190 000	—
		54 HRC	175 000	195 000	—
	Carbonetado e endurecido <sup>5</sup>	Ver Tabela 9	180 000	225 000	275 000
	Nitretado <sup>5</sup> (aços endurecidos por completo)	83.5 HR15N	150 000	163 000	175 000
84.5 HR15N		155 000	168 000	180 000	
2,5% de cromo (sem alumínio)	Nitretado <sup>5</sup>	87.5 HR15N	155 000	172 000	189 000
Nitalloy 135M	Nitretado <sup>5</sup>	90.0 HR15N	170 000	183 000	195 000
Nitalloy N	Nitretado <sup>5</sup>	90.0 HR15N	172 000	188 000	205 000
2,5% de cromo (sem alumínio)	Nitretado <sup>5</sup>	90.0 HR15N	176 000	196 000	216 000

### 5.3.2.2 Fator de razão de dureza ( $C_h$ )

Este fator é usado para a correção da resistência devido a possíveis efeitos que vão desequilibrar as resistências de contato entre o pinhão e a cremalheira, podendo ser causados pelo número de dentes diferentes dos dois ou algum endurecimento



maior de uma das partes por tratamentos térmicos diferentes. E é definido por meio da equação 25.

$$C_H = 1,0 + A'(m_G - 1,0) \quad (25)$$

$m_G$  é a razão de engrenamento encontrada previamente na equação 22 e  $A'$  é um fator provindo da razão entre as durezas superficiais dos materiais envolvidos no sistema, definido condições abaixo.

$$\text{Se } \frac{HB_p}{HB_g} < 1,2 \text{ então } A = 0$$

$$\text{Se } 1,2 \leq \frac{HB_p}{HB_g} < 1,7 \text{ então } A = 0,00898 \frac{HB_p}{HB_g} - 0,00829$$

$$\text{Se } \frac{HB_p}{HB_g} > 1,7 \text{ então } A = 0,00698$$

Como  $HB_p$  é a dureza Brinell do pinhão e  $HB_g$  a da cremalheira, e consideramos que ambos serão do mesmo material e mesma dureza, a razão entre elas resulta em 1, e com isso é definido o fator de dureza por meio da equação 25:

$$C_H = 1,0 + A'(m_G - 1,0) = 1 + 1(1,347 - 1) = 1,347$$

Com isso, voltando a equação 24 e aplicando os outros fatores que foram utilizados no cálculo resistência a flexão, em que  $K_t = 1$  e  $K_r = 1$ , e o fator de ciclagem de tensão  $Z_n$  tem o mesmo fundamento do de  $Y_n$ , sendo considerado como 1, pode-se calcular a resistência corrigida.

$$S_c = \frac{Sc' * Zn * Ch}{K_t * K_r} = \frac{1896 * 1 * 1,347}{1 * 1}$$

$$S_c = 2553,91 \text{ MPa}$$

#### 5.4 FATORES DE SEGURANÇA

Após a determinação das resistências à fadiga e ao crateramento, juntamente com suas correspondentes tensões, torna-se possível calcular os fatores de segurança resultantes, considerando todas as considerações feitas durante o dimensionamento. Posteriormente, a análise do resultado será realizada para verificar se atende ao fator previamente estabelecido, conforme o critério de *Collins*.

#### 5.4.1 Fator de segurança para tensão de flexão

A definição do fator de segurança será dada pela equação 28, já considerando o fator de resistência corrigida sobre a tensão exercida de flexão encontrada de 198 MPa.

$$Nd = \frac{517}{280} \quad (26)$$

$$Nd = 1,84$$

Como o fator de segurança foi acima do de Collins então pode-se considerar que o sistema está validado e não ocorrerá falhas por flexão.

#### 5.4.2 Fator de segurança para tensão de contato

Da mesma forma iremos calcular o fator de segurança considerando o crateramento por meio do mesmo tipo de raciocínio da equação 29 utilizando a tensão admissível de contato e a exercida encontrada de 1.092 MPa.

$$Nd = \frac{2553,912}{471,36} \quad (27)$$

$$Nd = 5,42$$

Assim como por flexão, o fator encontrado é maior que o definido mínimo por Collins para o projeto e o mesmo também se encontra validado para o crateramento.

## 6. ANÁLISE ESTRUTURAL POR ELEMENTOS FINITOS (FEA)

Além dos cálculos analíticos, para garantir uma confiabilidade ainda maior ao projeto, foi realizado uma análise numérica estática por meio do método de elementos finitos utilizando o software Ansys.

De acordo com Filho (2000), o método de elementos finitos é um método aproximado de cálculo de sistemas contínuos em que a estrutura, o componente mecânico ou, de forma geral, o corpo contínuo é subdividido em um número finito de partes (os elementos), conectados entre si por intermédio de pontos discretos, que são chamados de nós.

A combinação destes elementos constitui o modelo matemático que é solucionado numericamente por meio da discretização deste sistema com equações diferenciais e são definidas por um número finito de parâmetros, que no caso de uma análise estrutural são os deslocamentos nodais.

Com isso neste tipo de análise quanto maior o número de elementos e nós mais preciso e apurado o resultado será, e no modelo de elementos finitos este conjunto de componentes formam a malha, e sua densidade pode variar de acordo com a complexidade do componente, e, portanto, é importante que na análise os pontos em que são esperadas as maiores tensões tenham um maior refinamento.

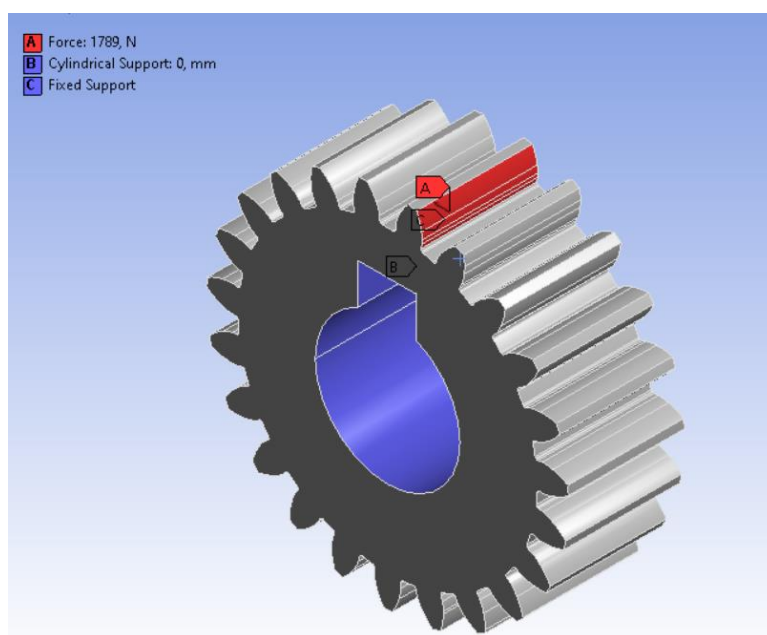
Visando ter este melhor refinamento, foi definido que o método aplicado nas análises seriam elementos tetraédricos, devido a maior facilidade de adaptação a superfície e possibilidade de elementos mais bem definidos que hexagonais por exemplo, que não seria aplicável no tipo de geometria de uma engrenagem pela área de superfície dos dentes pequenas em relação ao seu volume.

### 6.1 ANÁLISE ESTRUTURAL ESTÁTICA DO PINHÃO

Após a confecção dos desenhos com base nos resultados, foi gerado a malha e aplicado um refinamento na região dos dentes, já que é o ponto de interesse da análise é onde a carga será mais crítica. Além disso é válido ressaltar que para o material escolhido para o projeto, os resultados serão baseados no limite de escoamento do SAE 8620 temperado e revenido que é 833 MPa.

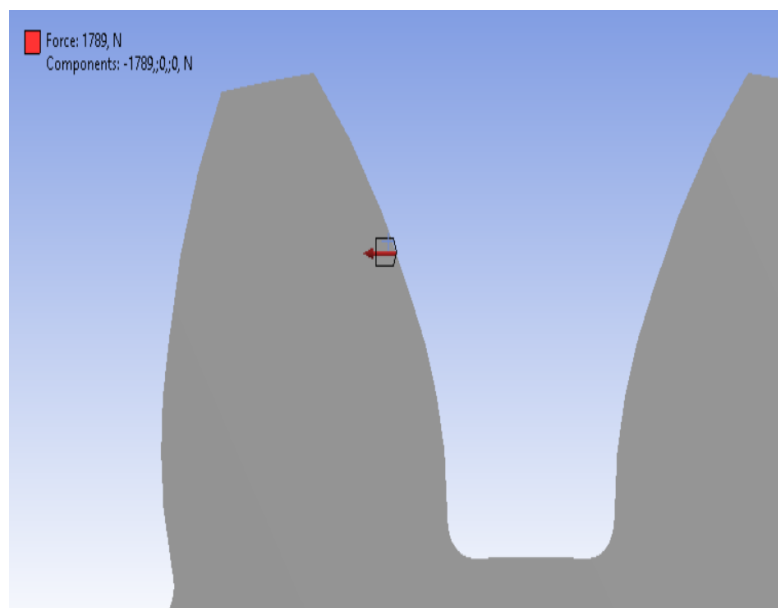
As condições de contorno utilizadas foram definidas segundo o funcionamento dos componentes mecânicos no sistema de direção, no caso do pinhão foi aplicado uma fixação na chaveta em que é conectada a coluna de direção conforme a figura 63. Considerou-se o tipo cilíndrico para a região circular em que é restringido os movimentos radiais e axiais, porém permite no sentido tangencial, devido a possíveis folgas que possam existir neste encaixe dos componentes. E na parte superior se utilizou o suporte fixo que funciona como um engaste.

Para os esforços, foi considerado a força tangencial encontrada no tópico 5.2.3.1, aplicado contra a face do dente do pinhão para simular um esforço de compressão na ação do engrenamento junto a cremalheira, como pode ser visto na figura 64.



**Figura 62 - Condições de contorno no pinhão**

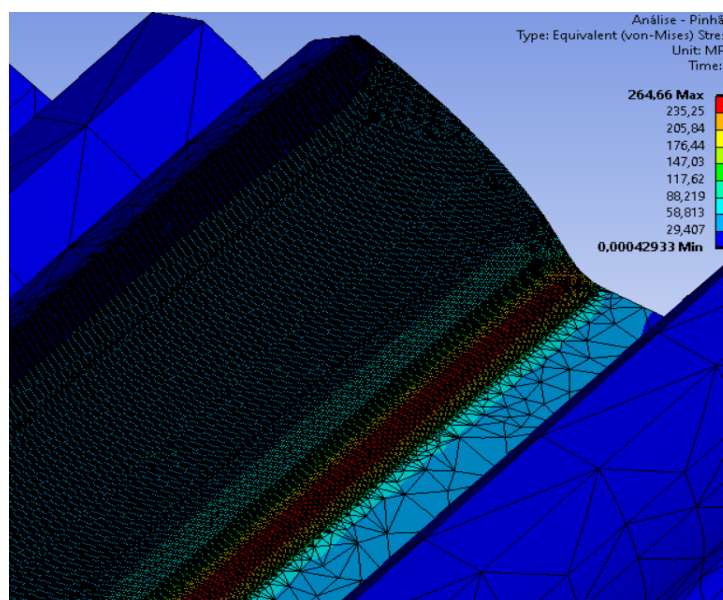
**Fonte: Autor (2023)**



**Figura 63 - Aplicação da força tangencial na face**

**Fonte: Autor (2023)**

As simulações das tensões foram realizadas pelo critério de Von Mises e os resultados encontrados podem ser vistos na figura 65.



**Figura 64 - Resultado das tensões distribuídas na face do dente**

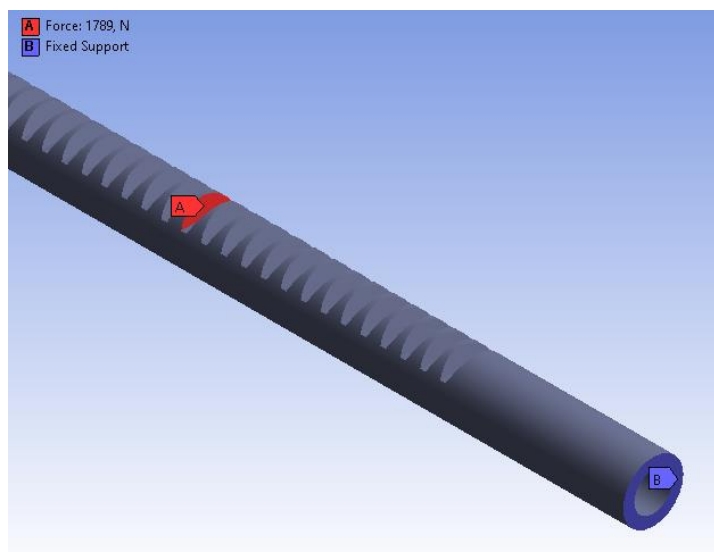
**Fonte: Autor (2023)**

Podemos ver na figura que a tensão crítica se localizou na raiz do dente, em que teoricamente se espera realmente que haja a zona mais crítica, e a tensão máxima de cisalhamento foi aproximadamente 265 MPa, o que garante que o

componente não sofrerá ruptura pois esta tensão é menor que ao limite de escoamento. E o fator de segurança resultante de 3,14.

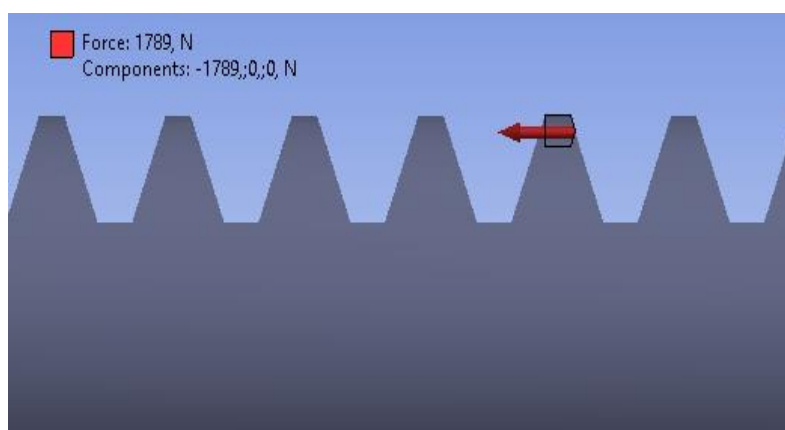
## 6.2 ANÁLISE ESTRUTURAL ESTÁTICA DA CREMALHEIRA

Na cremalheira, os mesmos princípios foram utilizados, a malha foi refinada na região da face dos dentes para se ter um resultado mais apurado, e as condições de contorno também foram definidas com base no funcionamento do sistema. Portanto foi aplicado fixações na ponta da cremalheira onde seriam conectados ao terminal de direção, mas neste caso o tipo utilizado foi o suporte fixo, que funciona como um engaste e não permite nenhum tipo de rotação no eixo, e a força foi aplicada da mesma forma que o pinhão. Estas condições de contorno estão ilustradas na figura 66 e 67.



**Figura 65 - Condições de contorno da cremalheira**

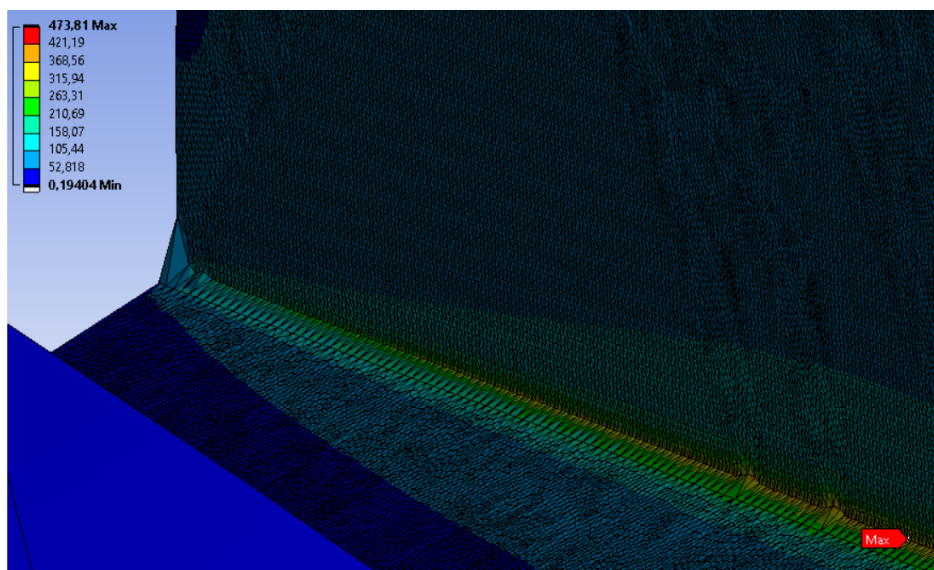
**Fonte: Autor (2023)**



**Figura 66 - Força tangencial aplicada sobre a face**

**Fonte: Autor 2023**

Da mesma forma que o pinhão, a simulação teve como base as tensões de Von Mises, e o seu resultado pode ser visto na figura 68.



**Figura 67 - Resultado das tensões sobre a face do dente**

**Fonte: Autor (2023)**

Ao verificarmos os resultados expressos acima, podemos ver como esperado, que a zona mais crítica se encontra na raiz do dente assim como o pinhão, e tem como tensão máxima de von Mises o valor de 473 MPa e assim sem qualquer risco de fratura visto que este número é bem abaixo do limite de escoamento do material. E com este resultado de tensão, o fator de segurança fica em 1,76.

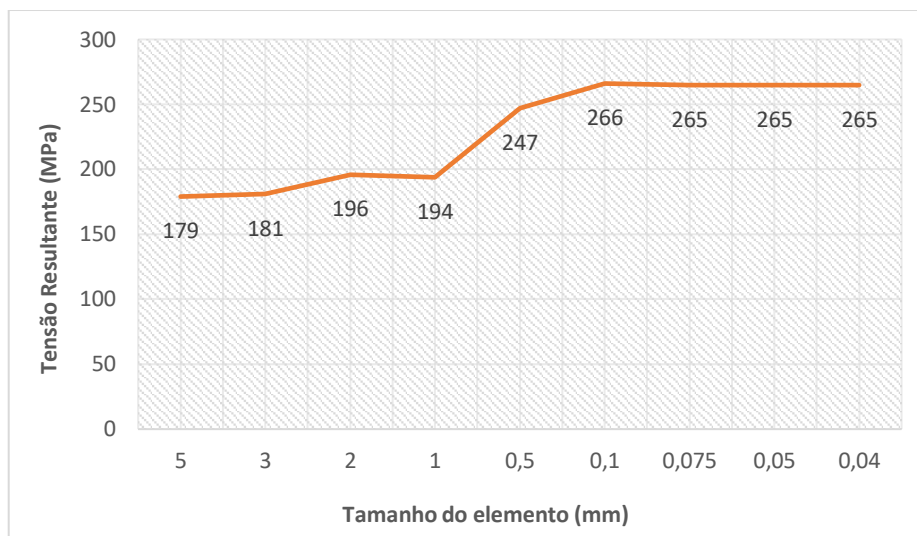
### 6.3 ESTUDO DE CONVERGÊNCIA DE MALHA

A convergência de malha é um parâmetro importante em uma análise de elementos finitos, pois por meio dela é possível avaliar se o refinamento da malha não está influenciando o modelo numérico e assim seus resultados, ou seja, com esse estudo pode-se analisar se a malha está fazendo com que os resultados estejam convergindo para um valor e assim haja a diminuição do erro numérico.

O estudo é realizado fazendo a variação do tamanho do elemento da malha observando como os resultados da tensão variam também, até chegar numa faixa em que os valores não dispersam mais.

Na figura 69 e 70 estão expostos os resultados por meio de gráficos mostrando a variação da tensão em função do tamanho da malha.

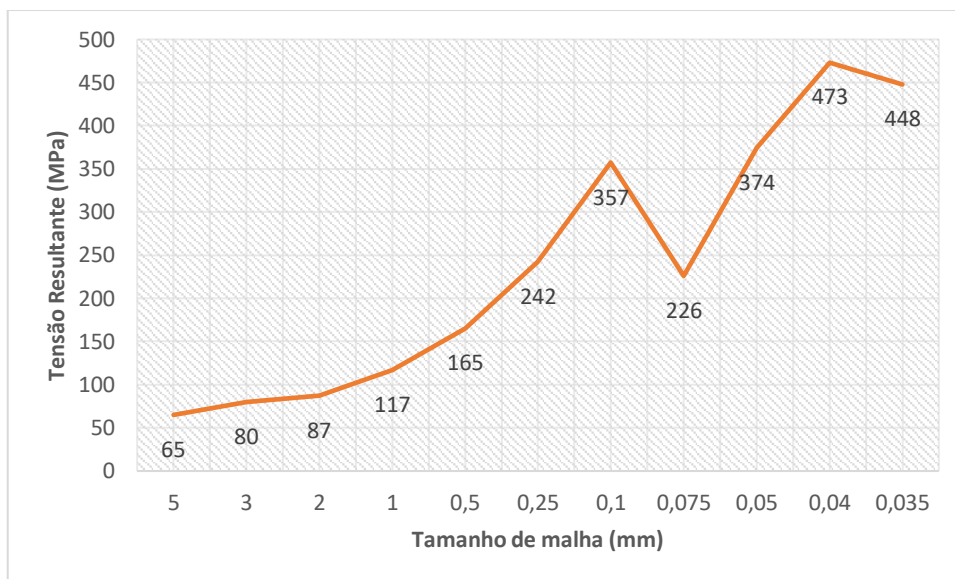




**Figura 68 - Convergência de malha da análise numérica do pinhão**

**Fonte: Autor (2023)**

No gráfico acima é possível analisar que a partir do tamanho de elemento de 0,1 a malha começa a convergir para o valor de 265 MPa, e, portanto o resultado de tensão independe do tamanho da malha após 0,075 mm. E, portanto, com o resultado encontrado pode-se considerar que a análise numérica está validade e sua malha não interfere no valor da tensão resultante encontrada.



**Figura 69 - Convergência de malha da análise numérica da cremalheira**

**Fonte: Autor (2023)**

Para o estudo de convergência de malha da cremalheira, é possível observar que os valores de tensão variam bastante e por limitações computacionais não foi possível alcançar um valor maior que o de 0,035 mm de tamanho de malha. Porém é possível analisar que entre os dois últimos tamanhos o resultado converge para um valor maior que 400 MPa e menor que 500 MPa e o elemento escolhido foi o de 0,04 mm para ser considerado o valor mais crítico de tensão de 473 MPa.

## **7. ANÁLISE DOS RESULTADOS DE MANOBRABILIDADE E CONFORTO**

Os resultados ficam diretamente atrelados a proposta da nova disposição dos componentes do sistema de direção, ilustrada na figura 71. Em relação ao comportamento e a relação entre curso e esterçamento podem ser observados nas figuras 72 e 73.

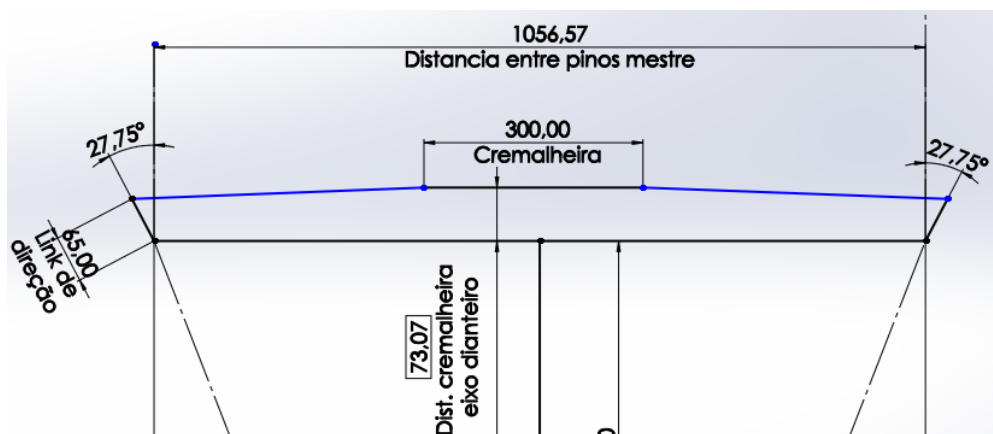


Figura 70 - Posicionamento proposto

Fonte: Autor (2023)

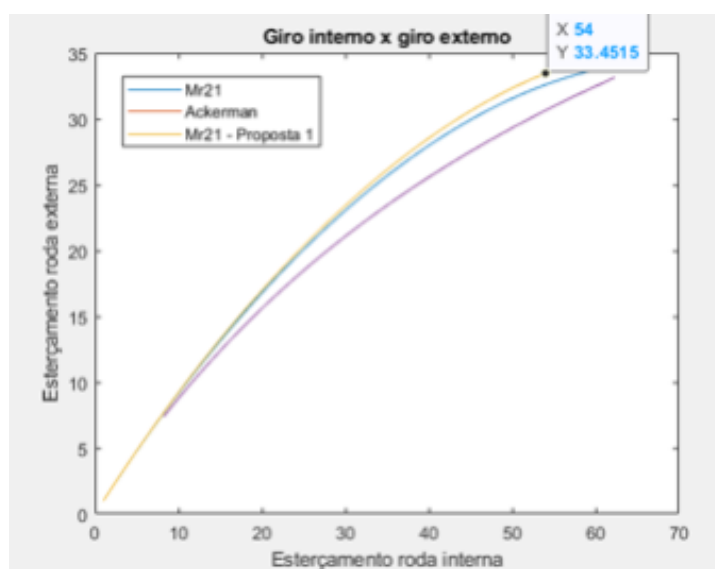


Figura 71 - Comportamento da direção, a partir da nova proposta

Fonte: Autor (2023)

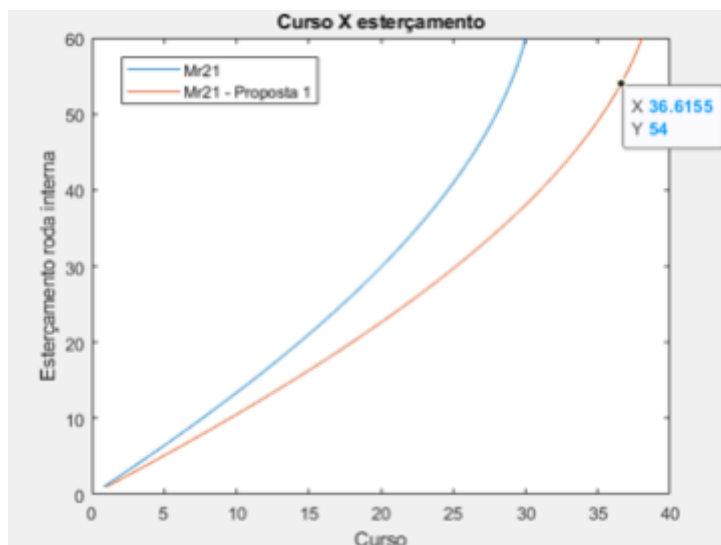


Figura 72 - Curso x esterçamento, a partir da nova proposta

Fonte: Autor (2023)

Apesar de a configuração não traduzir exatamente o comportamento de *Ackerman* ideal, conclui-se que dentro das limitações do projeto atual, ela apresenta uma melhoria significativa para o desempenho do protótipo em curvas, dado que agora é possível que a roda interna atinja um ângulo de esterçamento de  $53,7^\circ$ , necessário para um raio de curva de 2 metros e uma melhoria na relação de esterçamento e curso. A distância para a curva ideal se dá pelo esterçamento da roda externa durante essa manobra que não atinge o ângulo de esterçamento de  $30,53^\circ$ , mas sim  $33,45^\circ$ . Essa diferença pode indicar que a roda externa deslize durante a curva e que pela pequena discordância com a geometria de *Ackerman*, o protótipo não atinja exatamente o raio de curva idealizado exatamente no esterçamento de  $54^\circ$  da roda interna, porém, pode-se concluir que o desempenho em curvas será melhor do que o do projeto atual.

Vale ressaltar que toda essa análise é feita sob a condição de curva em baixa velocidade. Numa curva em alta velocidade, como já mencionado anteriormente, existem outros fatores que influenciam o *input* de esterçamento do piloto para que o protótipo realize a curva. Segundo relato da equipe, o carro possui um comportamento sobre esterçante (“saída de traseira”) que deve se manter com a configuração atual, por se tratar do mesmo protótipo e mesmos componentes, favorecendo ou não, o comportamento do carro na curva.

Comparando a relação de curso da cremalheira e o esterçamento da roda interna após a otimização e a do protótipo atual, pode-se concluir que também há uma

melhoria nesse sentido, pois um curso maior afere um diâmetro primitivo também maior e como consequência um carro mais confortável. Entretanto, vale ressaltar que não necessariamente o protótipo otimizado será mais confortável que o atual, pois durante o levantamento de evidências, percebeu-se que o diâmetro primitivo do pinhão da caixa atual é de 42 milímetros, próximo do escolhido no presente trabalho. Não se sabe ao certo os motivos para tal, mas as limitações financeiras da equipe limitam os projetos em vários sentidos, sendo muitos componentes reaproveitados, como deve ser o caso.

Segundo os resultados apresentados pela modelagem, o curso de cremalheira para o raio de curva do projeto atual é de 24,64 milímetros e segundo relatos da equipe, o esterçamento máximo do volante seria de 120. O comparativo entre os dados do Mr21 e o Mr21 otimizado é representado na tabela 19.

**Tabela 19 - Comparativo de conforto Mr21 x Mr21 otimizado**

Fonte: Autor (2023)

Parâmetro	Mr21	Mr21 otimizado	Unidade
Raio de curva	2,5	2	m
Ângulo interno	39	54	graus
Ângulo de giro volante	120	90	graus
Razão de esterçamento	3,1	1,7	-
Curso da cremalheira	24,64	36	mm
Diâmetro primitivo	23,53	45,84	mm
Força para o giro (mínima)	3485	1789	N

De início, a partir das evidências levantadas e os dados advindos do trabalho, observa-se uma redução de cerca de 48% na força de entrada para o giro do pinhão, contudo com um pinhão de 42 milímetros nas condições do protótipo analisado, a força chega a 1.952,4 N, representando uma redução de 8%. Um outro parâmetro que pode proporcionar mais conforto ao piloto é o diâmetro do volante, porém para o presente estudo, optou-se por manter o mesmo volante do protótipo atual, já que o *feedback* dos pilotos para esse protótipo já era positivo e foi obtido uma pequena redução no processo de otimização da geometria do presente trabalho.

Para atingir a configuração proposta, seria necessário além da alteração dos componentes que envolvem a caixa de direção, alterações na manga de eixo, cremalheira e braços de direção. A proposta de alteração desses componentes pode ser observada nos desenhos técnicos no anexo B.

No desenvolvimento da nova caixa de direção para o projeto do carro, observou-se alterações no sistema em relação à massa. Comparando as componentes-chave entre as versões antiga e nova da caixa de direção, destacam-se as seguintes mudanças:

- Cremalheira:

Massa da nova cremalheira: 551,47 gramas

Massa da antiga cremalheira: 997,73 gramas

Redução de massa: 446,26 gramas

- Pinhão:

Massa do novo pinhão: 161,35 gramas

Massa do antigo pinhão: 126,29 gramas

Aumento de massa: 35,06 gramas

- Manga:

Massa da nova manga: 1845,02 gramas

Massa da antiga manga: 1791,58 gramas

Aumento de massa: 53,44 gramas

Essas alterações resultaram em uma redução global de massa na nova caixa de direção, contribuindo para possíveis benefícios, como melhoria no desempenho do veículo e conforto.

Além disso, é recomendado que a equipe prossiga com uma análise dinâmica mais aprofundada. A análise dinâmica fornecerá insights cruciais sobre o comportamento do sistema em condições dinâmicas, considerando fatores como forças de impacto, vibrações e variações de carga. Este passo é essencial para uma compreensão completa do desempenho da caixa de direção em situações do mundo real. A análise dinâmica proporcionará informações valiosas para aprimorar ainda mais o projeto da caixa de direção, garantindo um desempenho seguro e eficiente em

diversas condições de operação. Recomenda-se que a equipe priorize essas atividades como uma extensão crucial da análise estática já realizada.

Por fim, é altamente recomendável conduzir uma otimização da função de várias variáveis associada ao projeto da caixa de direção. Em vez de analisar parâmetros isoladamente, a otimização multivariada busca encontrar a combinação ideal de variáveis que maximiza ou minimiza um determinado objetivo, como a redução de peso, custo ou melhoria do desempenho. Esse enfoque visa garantir não apenas o desempenho dinâmico, mas também a eficiência global do sistema, alinhando-se com os objetivos e requisitos do projeto.



## 8. CONCLUSÃO

Após os resultados obtidos e todos os tópicos discutidos neste estudo, apesar de não ter sido alcançado a premissa de garantir o raio de curvatura de 2 metros para o protótipo, pode-se concluir que a capacidade de manobrabilidade do carro foi aumentada e a disposição dos componentes do sistema de direção foram otimizadas conforme as possibilidades existentes fornecidas pelos demais componentes da suspensão e chassi. Portanto as melhorias sugeridas permitem que o carro chegue mais próximo dos 2 metros de raio de curva em baixa velocidade, porém deve se fazer uma análise contando também o gradiente de subesterçamento e um teste prático como *skid pad*, por exemplo, para validar de fato o raio de curva em alta velocidade.

Além da melhoria no comportamento do veículo, por meio do processo de otimização foi possível observar também uma pequena melhoria na questão do conforto. Fica como sugestão para equipe realizar testes instrumentados ou uma análise qualitativa com o método rula, por exemplo, para de fato concluir o quanto mais confortável a configuração proposta por esse trabalho ficou. Outro ponto a se observar é se estruturalmente os componentes irão atender os resultados encontrados neste estudo.

Para viabilidade de um projeto, além das questões de desempenho, objetivo e entre outros aspectos, deve ser levado em conta os gastos, viabilidade técnica e ferramental da equipe. Por isso optou-se por seguir uma postura mais cautelosa nas tomadas de decisão e propostas de modificação.

No entanto, embora os parâmetros considerados para este projeto tenham sido ajustados ao protótipo MR21, é possível empregar todas as ferramentas analíticas, numéricas e computacionais na construção de um novo protótipo com o mesmo propósito de otimizar conforto e desempenho dinâmico, atingindo assim o principal objetivo deste trabalho.

## REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

BLOGSPOT, Mecânica Caseira. Disponível em:  
<http://mecanicacaseira.blogspot.com/2010/07/direcao-hidraulica-sistema.html>.

Acesso em: 12/06/2023.

BRITO, Matheus Hoffmann. Desenvolvimento e dimensionamento do projeto do subsistema de direção de veículo fora de estrada. 2017. Trabalho de Conclusão de Curso (Graduação) - Curso de Engenharia Mecânica, Puc - Rio, Rio de Janeiro, 2017.

CERVO, Matheus Ribeiro. PROJETO DE GEOMETRIA DE DIREÇÃO PARA VEÍCULO OFF-ROAD DO TIPO BAJA SAE. Orientador: Eduardo Rafael Barreda. 2017. Trabalho de Conclusão de Curso (Bacharel em Engenharia Mecânica) - Universidade do Estado do Amazonas, Amazonas, 2017.

COLLINS, Jack A.; BUSBY, Henry R; STAAB, George H. Mechanical Design of Machine Elements and Machines: A Failure Prevention Perspective. 2 ed. Ohio: John Wiley & Sons, 2010.

D. B. d. M. C. Branco, “Análise de desempenho da suspensão e conforto de um veículo fora de estrada do tipo baja SAE,” CEFET-RJ, Rio de Janeiro, 2014.

DONALD BASTOW, Car Suspension and Handling/R-133, US, EUA, 1993.

Duarte, B. T., Barreto, J.R., & Amaral P.T. do. (2016). Análise de Dinâmica Veicular do Protótipo Baja SAE (Trabalho de conclusão de curso). Centro Federal de Educação Tecnológica Celso Suckow da Fonseca – CEFET/RJ, Rio de Janeiro, RJ, Brasil.

EQUIPEOPTIMUS, O Kart Explicado: Sistema de direção e alinhamento. Disponível em: <https://equipeoptimus.wixsite.com/optimuskart/single-post/2015/08/16/o-kart-explicado-sistema-de-dire%C3%A7%C3%A3o-e-alinhamento>. Acesso em: 02/07/2023.

FALANDO-SOBRE-CARROS, Direção: setor e rosca sem fim, a direção que ainda vive em alguns utilitários e já foi usada em carros de passeio. Disponível em:

<http://falando-sobre-carros.blogspot.com/2015/05/direcao-setor-e-rosca-sem-fim-direcao.html>. Acesso em: 12/06/2023.

FERNANDES, M. A. Estudos Em Sistemas De Direção Veicular. São Paulo: Escola

FERNANDES, MARCELO ARRONILAS. ESTUDOS EM SISTEMAS DE DIREÇÃO VEICULAR. 2005. Dissertação (Mestre Profissional em Engenharia Automotiva) - Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, São Paulo, 2005

FILHO, AVELINO ALVES, Elementos Finitos a Base da Tecnologia CAE, ed. Érica, 7 edição, 2002.

Fox, S. (2010). Cockpit Control Forces or How Robust Do Driver Controls Really Need To Be? Michigan: FSAE.

FREITAS, GUSTAVO FERREIRA. PROJETO DE SISTEMA DE DIREÇÃO PARA VEÍCULOS OFF-ROAD. Orientador: João Eduardo Pinto Castro Ribeiro / Janaína Fracaro. 2020. Trabalho de Conclusão de Curso (Mestre em Engenharia Industrial) - Universidade Tecnológica Federal do Paraná, Paraná, 2020.

JAZAR, R.N., Vehicle Dynamics: Theory and Application, first edition, Springer, 2008

L. C. NICOLAZZI, “Uma introdução à modelagem quase-estática de veículos automotores de rodas” UFSC, 2001.

LUZ, Gelson. Aço SAE 8620 Propriedades Mecânicas. Blog Materiais, [s. l], 2017. Disponível em: <https://www.materiais.gelsonluz.com/2017/10/aco-sae-8620-propriedades-mecanicas.html>. Acesso em: 19 de novembro de 2023.

MACHADO, Felipe Alvares. Dinâmica Lateral e Sistema de Direção Veicular. Orientador: Fernando Ribeiro da Silva. 2016. Trabalho de Conclusão de Curso (Bacharel em Engenharia Mecânica) - CEFET/RJ, Rio de Janeiro, 2016.

MIRLIENNA, Giuseppe. Método dos Elementos Finitos: o que é? 2016. Disponível em: <https://www.esss.co/blog/metodo-dos-elementos-finitos-o-que-e/>. Acesso em: 01 nov. 2023.

NAKATA AUTOMATIVA. COMO IDENTIFICAR E RESOLVER PROBLEMAS NA CAIXA DE DIREÇÃO?. São Paulo, 23 jan. 2019. Disponível em: <https://blog.nakata.com.br/como-identificar-e-resolver-problemas-na-caixa-de-direcao/>. Acesso em: 14 jun. 2023.

OFICINABRASIL, Direção eletro-hidráulica do Volkswagen Polo: Funcionamento e dicas para o reparador. Disponível em: <https://www.oficinabrasil.com.br/noticia/tecnicas/direcao-eletro-hidraulica-do-volkswagen-polo-funcionamento-e-dicas-para-o-reparador>. Acesso em: 12/06/2023.

PEETZ, Renan Augusto. Projeto de uma caixa de direção para um protótipo Baja. Orientador: Marcelo Eurípedes da Silva. 2018. Trabalho de Conclusão de Curso (Bacharel em Engenharia Mecânica) - Escola de Engenharia de Piracicaba, Piracicaba, 2018.

Politécnica da Universidade de São Paulo, 2005.

PRAKARANGA, Direção elétrica: você sabe como funciona?. Disponível em: <https://prakaranga.com.br/blog/direcao-eletrica-voce-sabe-como-funciona-entenda-aqui/>. Acesso em: 12/06/2023.

REIMPELL, STOLL E BETZLER, The Automotive Chassis: Engineering Principles, Inc., Portland, 2001.

SAE (Brasil). SAE Brasil. REGULAMENTO ADMINISTRATIVO E TÉCNICO BAJA SAE BRASIL. Regras e Relatórios, [S. l.], n. 4, p. 1-140, 1 out. 2021. Disponível em: <https://saebrasil.org.br/programas-estudantis/baja-sae-brasil/regras-e-relatorios-2/>. Acesso em: 20 jun. 2023

SAE (Estados Unidos). ABNT | Referências Bibliográficas. A história resumida da SAE. Estados Unidos, 3 fev. 2002. Disponível em: <http://br.sae.org/about/history/>. Acesso em: 13 jun. 2023.

SAE BRASIL (Brasil). 20 anos de engenharia da mobilidade. Especial SAE Brasil, São Paulo, p. 1-100, 1 mar. 2011. Disponível em: <http://arquivos.saebrasil.org.br/Ebook/Especial20AnosSAEBRASIL/mobile/index.html>. Acesso em: 10 jun. 2023.

SAE International – Wikipedia. Disponível em [https://en.wikipedia.org/wiki/SAE\\_International](https://en.wikipedia.org/wiki/SAE_International). Acesso em 06/06/2017.

SANTOS, Vinicius Barbosa. ANÁLISE ESTRUTURAL DA MANGA DE EIXO DIANTEIRA DE UM PROTÓTIPO DO TIPO BAJA SAE SUJEITO À FADIGA. 2023. 55 f. TCC (Graduação) - Curso de Engenharia Mecânica, Instituto Federal do Espírito Santo, Espírito Santo, 2023.

SLIDEPLAYER, Sistema de Direção. Disponível em: <https://slideplayer.com.br/slide/42913/>. Acesso em: 12/06/2023.

T.D.Gillespie, Fundamentals of Vehicle Dynamics, Warrendale: Society of Automotive Engineers, Inc, 1992

ÚNIOR, Artur Corrêa. PROCESSO DE DESENVOLVIMENTO DE PRODUTO APLICADO NO PROJETO DA CAIXA DE DIREÇÃO PARA VEÍCULOS FÓRMULA SAE. Orientador: Marcos Martins Borges. 2016. Trabalho de Conclusão de Curso (Bacharel em Engenharia Mecânica) - UNIVERSIDADE FEDERAL DE JUIZ DE FORA, Juiz de Fora, 2016.

**ANEXO A** - *Script* da modelagem do comportamento do sistema de direção em  
Matlab

```

%POSICIONAMENTO DA CAIXA Á FRENTE DO EIXO%
clear all
clc
%Curso máximo do sistema de direção e curso necessário%
%Dados iniciais de projeto%
L= 55; %Distância normal entre a cremalheira e o eixo dianteiro%
D= 500; %Comprimento da cremalheira%
bt = 1056.57; %Distância entre os king pin%
X0= (bt/2)-(D/2) ; %Distância normal entre a ponta da cremalheira e o ponto de
fixação da manga%
Ac= 27.75; %Ângulo de link%
C= 50.43; %Comprimento do link de direção%
B=(X0+(C*sind(Ac)));
l=(L-(C*cosd(Ac)));
A=(((B)^2)+(l)^2)^0.5 ; %Comprimento do braço de direção%
Xf=(((A^2)-(L^2))^0.5);
Xi=(Xf-C);
Cursom=X0-Xi %Curso máximo, quando o esterçamento ângulo de esterçamento + angulo
de link chegam a 90°%
GI=90-Ac %Quanto de ângulo de esterçamento tem disponível%
B2=(((L)^2)+((X0+Cursom)^2))^0.5);
a3=acosd(((B2)^2)+(C^2)-(A^2))/(2*B2*C));
a1=acosd((X0+Cursom)/B2);
a2=(90-a3-a1); %Ângulo de esterçamento externo%
GE=a2+Ac

%Curso necessário para atender o projeto%
prompt = 'insira um valor para esterçamento máximo interno desejado Ai=';
Ai= input(prompt);
ai=asind((L-C*cosd(Ai+Ac))/A);
l1=(L-(C*cosd(Ai+Ac)));
Bf=(((A)^2)-(l1^2))^0.5);
f=Bf-(C*sind(Ai+Ac));
curso=(X0-f)
XI2=X0+curso ;
b2=(((L)^2)+(XI2^2))^0.5);
ai3=acosd(((b2)^2)+(C^2)-(A^2))/(2*b2*C));
aI2=acosd((X0+curso)/b2);
GE2=((90+Ac)-(ai3+aI2))%Giro externo%
GI2=Ai %Giro interno%
if Cursom>curso
prompt = 'Sistema funcionará'
else
prompt = 'Sistema não funcionará'
end

%Análises gráficas%
%Comportamento da direção%
for i=1:60
Ai=i;
Ac=27.75;
B=(X0+(C*sind(Ac)));
l=(L-(C*cosd(Ac)));
A=(((B)^2)+(l)^2)^0.5 ; %Comprimento do braço de direção%
ai=asind((L-C*cosd(Ai+Ac))/A);
l1=(L-(C*cosd(Ai+Ac)));
Bf=(((A)^2)-(l1^2))^0.5);
f=Bf-(C*sind(Ai+Ac));

```

```

curso=(X0-f);
XI2=X0+curso ;
b2=(((L)^2)+(XI2^2))^0.5);
ai3=acosd((((b2)^2)+(C^2)-(A^2))/(2*b2*C));
aI2=acosd((X0+curso)/b2);
Giro_externo(i)=((90+Ac)-(ai3+aI2));%Giro externo%
Giro_interno(i)=Ai; %Giro interno%
curso20(i)=(X0-f);
end

%Curva de ackerman%
for i=100:-1:18
R=i/10;
EIX=1.359;
BIT=1.100;
GEAC(i-17) = radtodeg(EIX/(R+(BIT/2)));
GIAC(i-17) = radtodeg(EIX/(R-(BIT/2)));
end

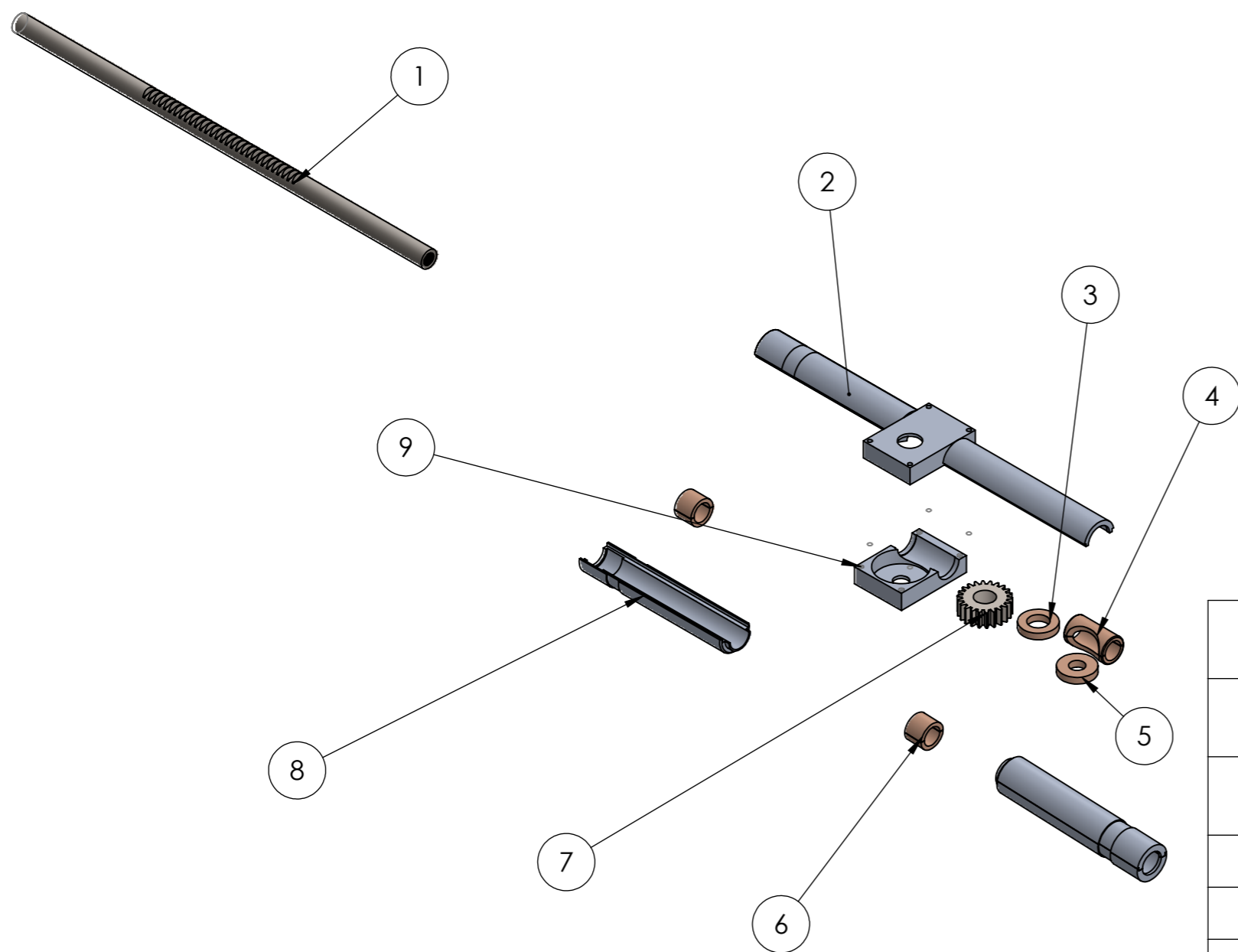
figure (1)
plot(Giro_interno,Giro_externo,GIAC,GEAC)
hold on
title ('Giro interno x giro externo')
legend('Mr21','Ackerman')
xlabel('Esterçamento roda interna')
ylabel('Esterçamento roda externa')

figure (2)
plot(curso20,Giro_interno)
hold on
title('Curso X esterçamento')
legend('Mr21')
xlabel('Curso')
ylabel('Esterçamento roda interna')

```



**ANEXO B - Desenhos técnicos dos componentes**



Item	Descrição	Quantidade
9	Fabricação da Caixa	1
8	Proteção da Caixa Inferior	2
7	Pinhão	1
6	Bucha	2
5	Bucha Cabeça do Pinhão	1
4	Bucha de Centro	1
3	Bucha Bunda do Pinhão	1
2	Proteção da Caixa Superior	2
1	Cremalheira	1

ALUNO Luis Tanaka / Vinicius Almeida / Pedro Pascoto

PROF Ricardo Aguiar / Brenno Duarte

DATA 20/11/2023

VISTO



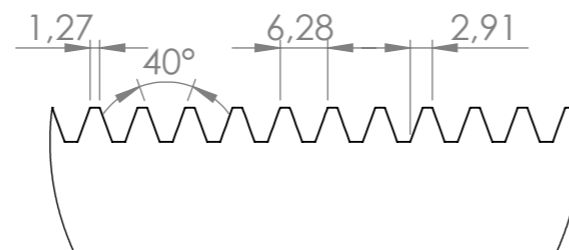
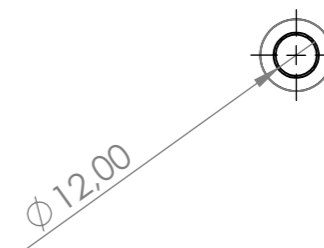
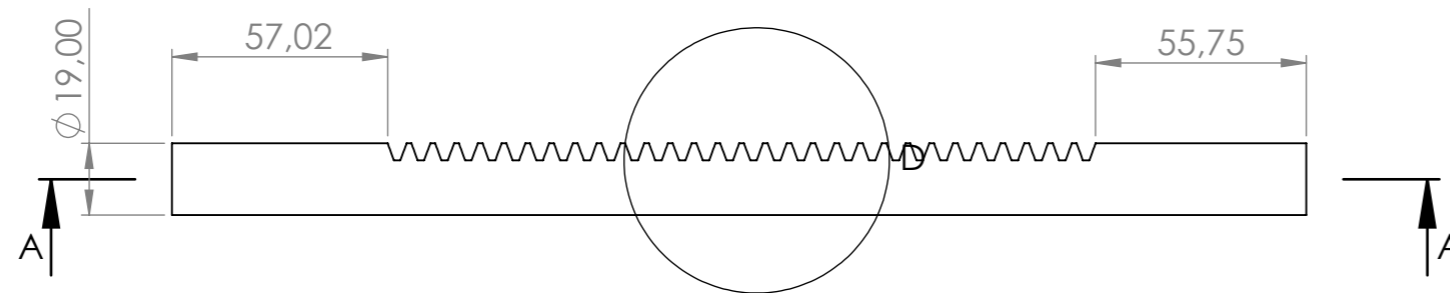
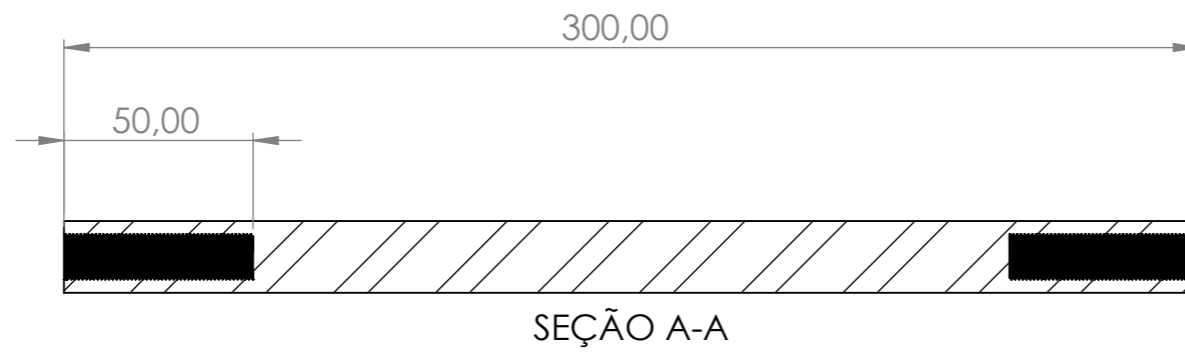
ESC. TÍTULO  
1:10 Montagem Sistema de Direção

UNIDADE  
mm

NÚMERO

FOLHA Nº

NÚMERO DO DESENHO



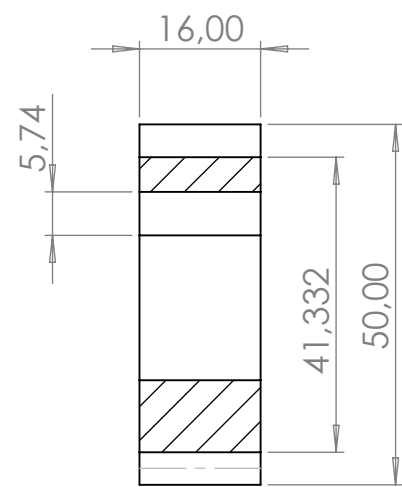
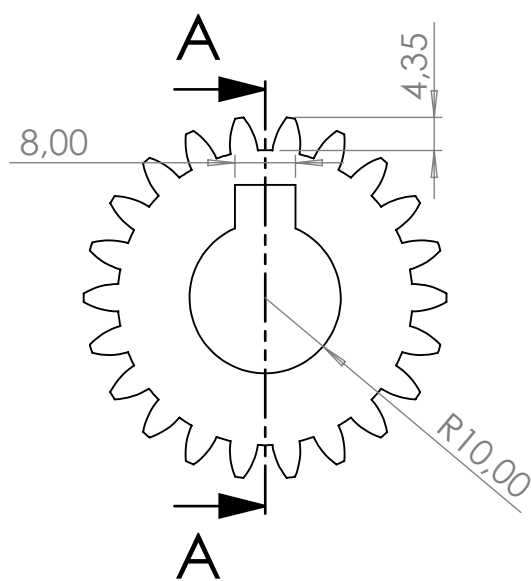
DETALHE D  
ESCALA 1 : 1

Número de dentes = 23  
Módulo = 2

ALUNO	Luis Tanaka / Vinicius Almeida / Pedro Pascoto	
PROF	Ricardo Aguiar / Brenno Duarte	
DATA	20/11/2023	VISTO
ESC.	TÍTULO	
1:2	Barra de Redução - Cremalheira	



UNIDADE mm	NÚMERO	FOLHA Nº
NÚMERO DO DESENHO		



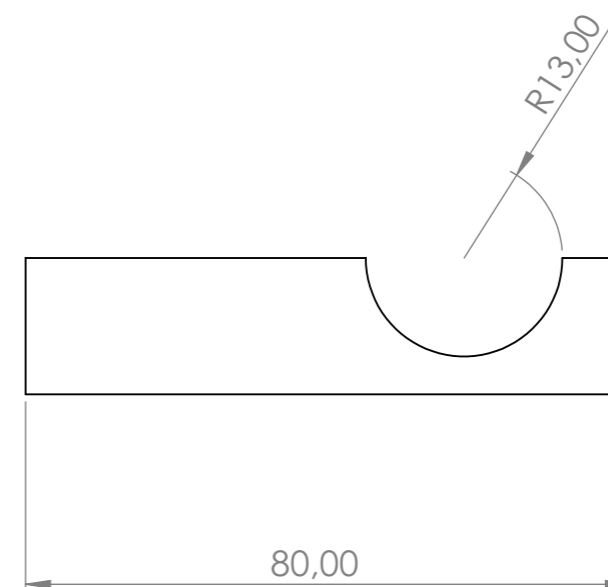
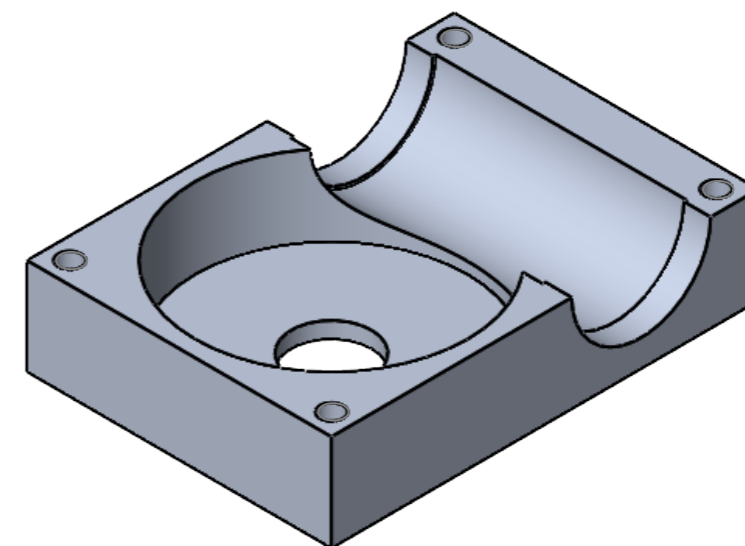
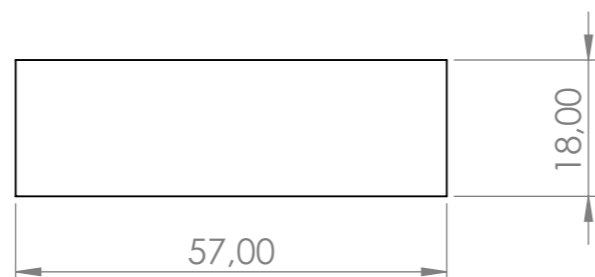
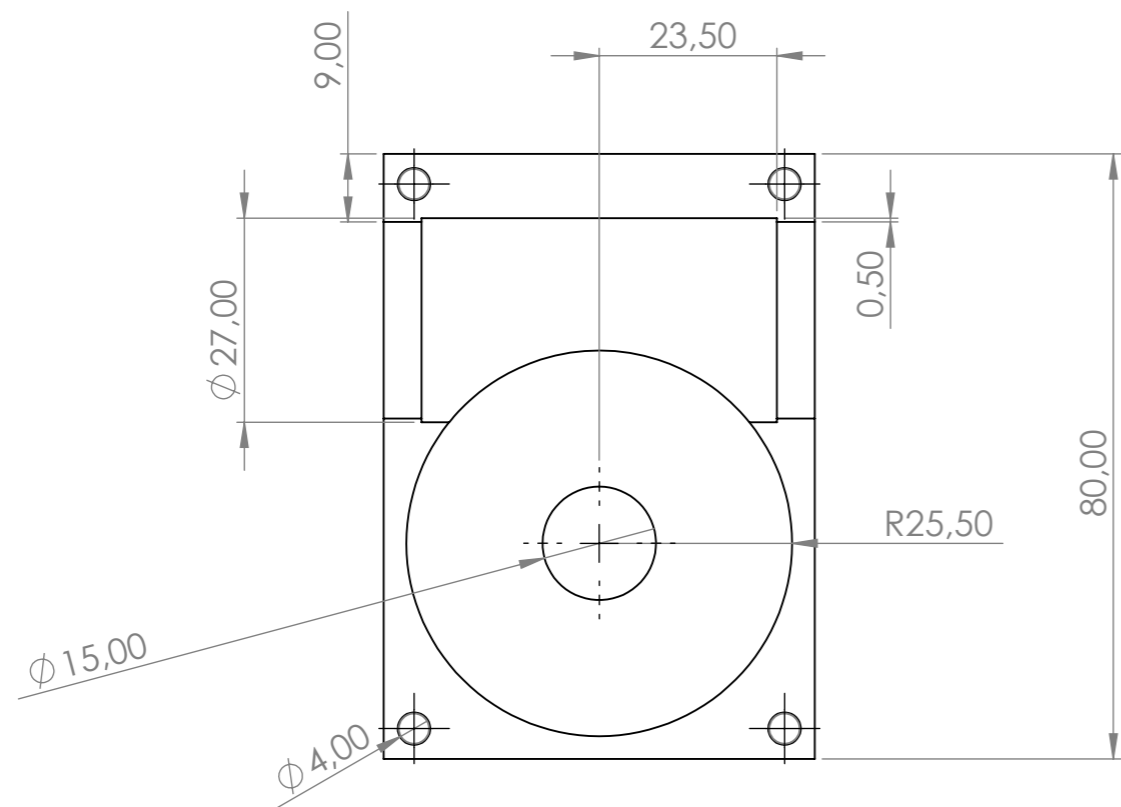
SEÇÃO A-A


Número de dentes = 23  
 Módulo = 2  
 Largura da face = 20 mm  
 Diâmetro primitivo = 46 mm  
 Diâmetro externo = 50 mm  
 Diâmetro interno = 41,332  
 Altura do dente = 4,332

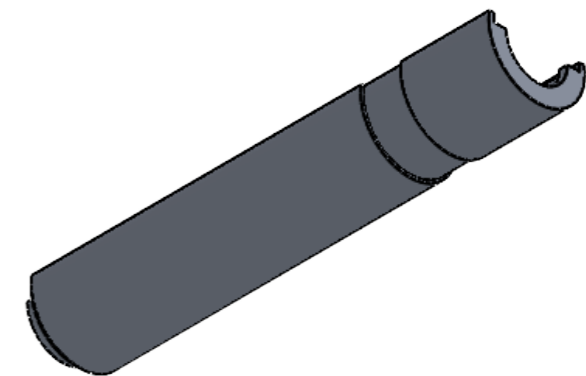
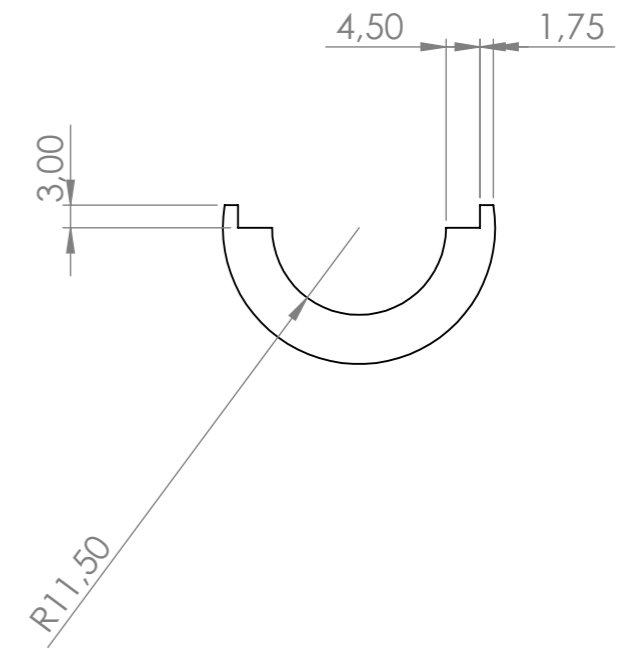
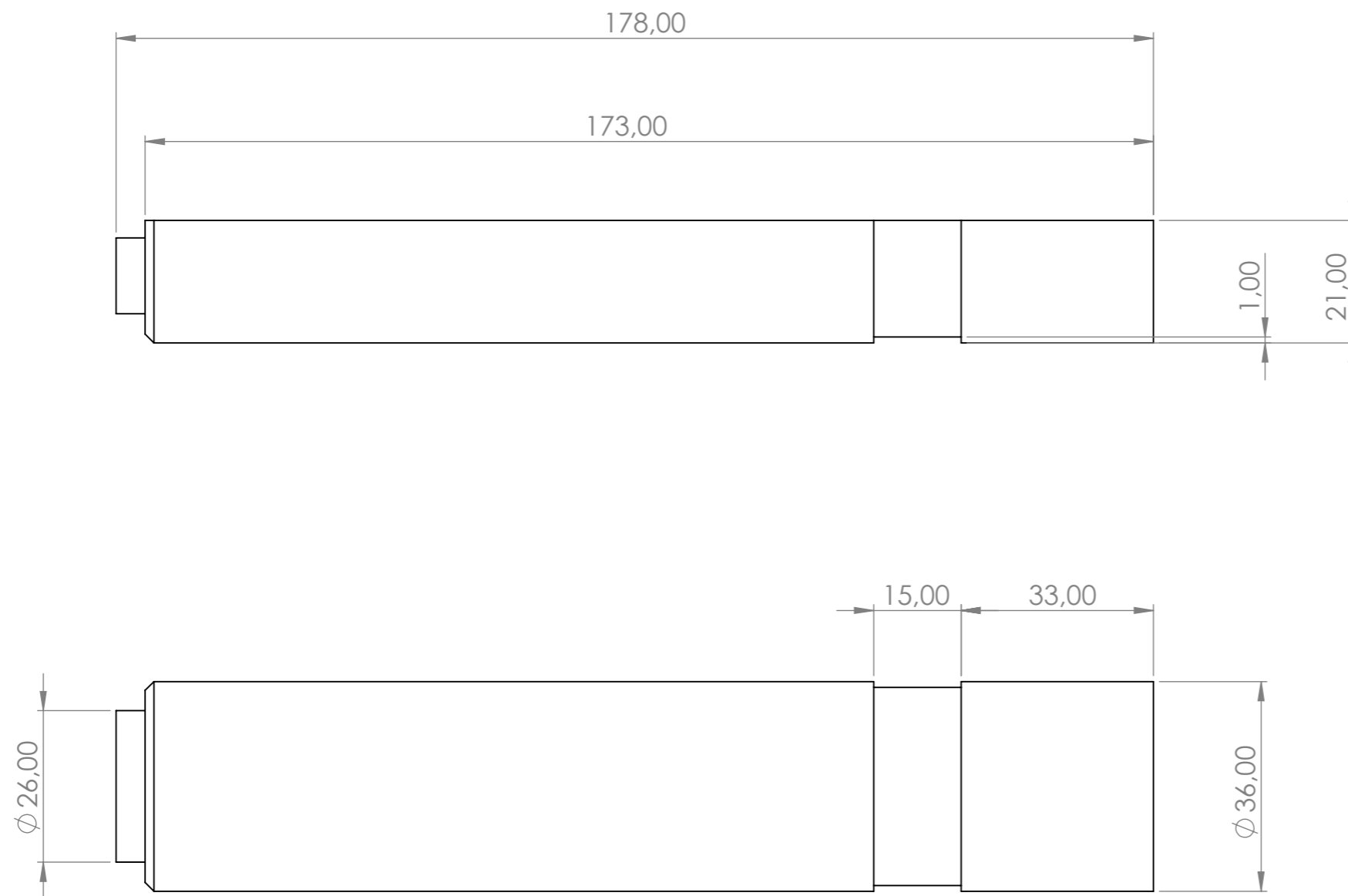
ALUNO	LUIS TANAKA/VINICIUS ALMEIDA/PEDRO PASCOTO		
PROF	RICARDO AGUIAR / BRENNNO DUARTE		
DATA	24/11/2023	VISTO	



ESC. 1:1	TÍTULO Engrenagem de dentes retos - Pinhão	UNIDADE mm	NÚMERO	FOLHA Nº
		NÚMERO DO DESENHO		



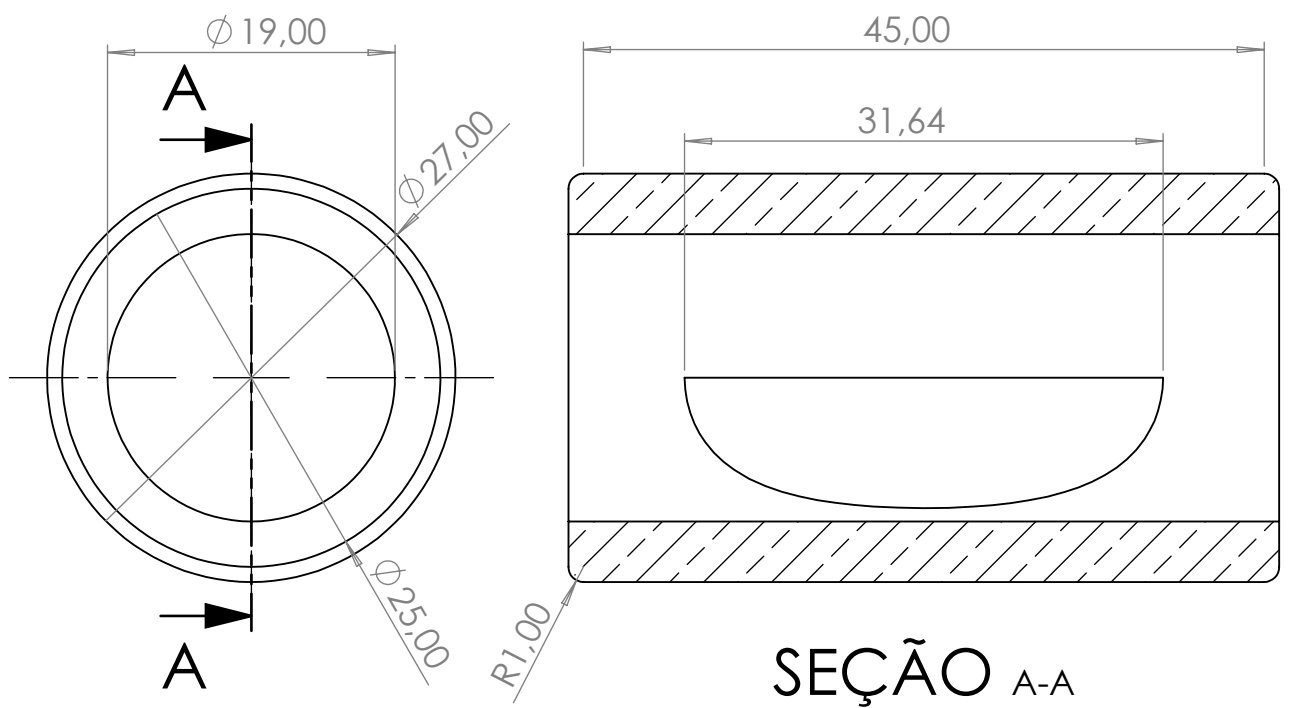
ALUNO	Luis Tanaka / Vinicius Almeida / Pedro Pascoto			
PROF	Ricardo Aguiar / Brenno Duarte			
DATA	10/11/2023	VISTO		
ESC.	TÍTULO	UNIDADE	NÚMERO	FOLHA Nº
1:1	Caixa de direção - Parte de baixo	mm		
		NÚMERO DO DESENHO		



ALUNO	Luis Tanaka / Vinicius Almeida / Pedro Pascoto		
PROF	Ricardo Aguiar / Brenno Duarte		
DATA	20/11/2023	VISTO	
ESC.	TÍTULO		
1:1	Proteção da caixa de direção - Parte de baixo		



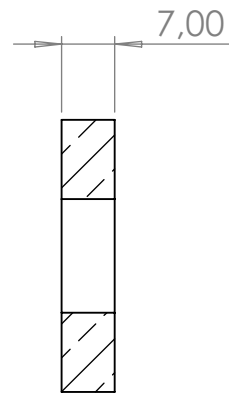
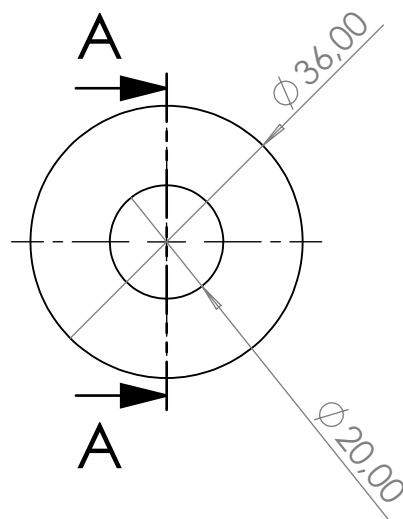
UNIDADE mm	NÚMERO	FOLHA Nº
NÚMERO DO DESENHO		




ALUNO	LUIS TANAKA/VINICIUS ALMEIDA/PEDRO PASCOTO		
PROF	RICARDO AGUIAR / BRENNNO DUARTE		
DATA	24/11/2023	VISTO	



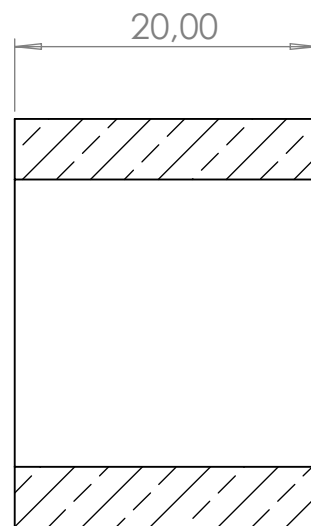
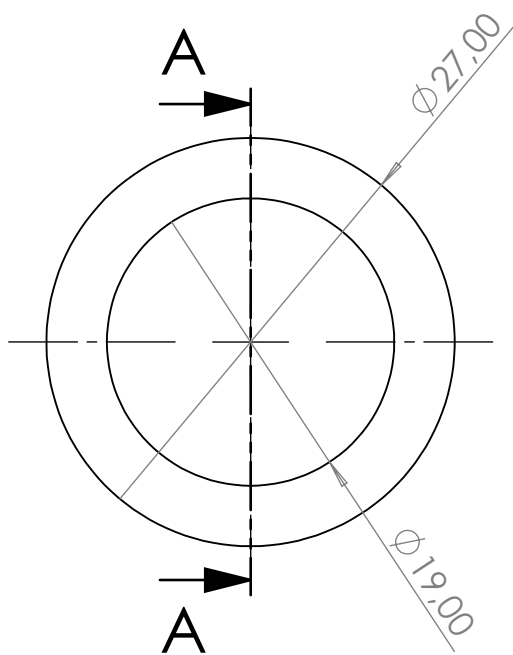
ESC. 2:1	TÍTULO Buchta de Centro	UNIDADE mm	NÚMERO	FOLHA N°
		NÚMERO DO DESENHO		



SEÇÃO A-A

ALUNO	LUIS TANAKA/VINICIUS ALMEIDA/PEDRO PASCOTO			
PROF	RICARDO AGUIAR / BRENNO DUARTE			
DATA	24/11/2023	VISTO		
ESC. 1:1	TÍTULO	UNIDADE	NÚMERO	FOLHA N°
	Bucha de bronze - Cabeça e bunda do pinhão	mm		
		NÚMERO DO DESENHO		



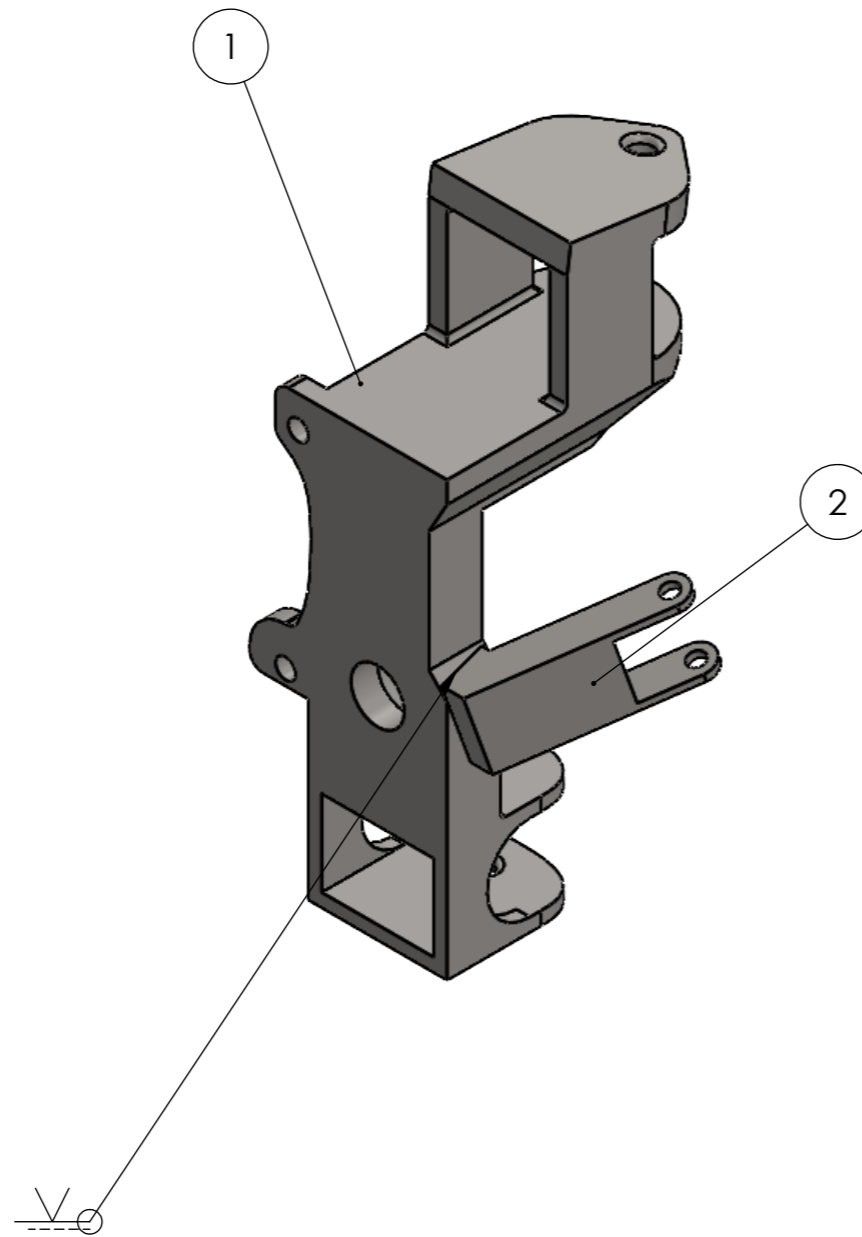


SEÇÃO A-A

ALUNO	LUIS TANAKA/VINICIUS ALMEIDA/PEDRO PASCOTO		
PROF	RICARDO AGUIAR / BRENNNO DUARTE		
DATA	24/11/2023	VISTO	

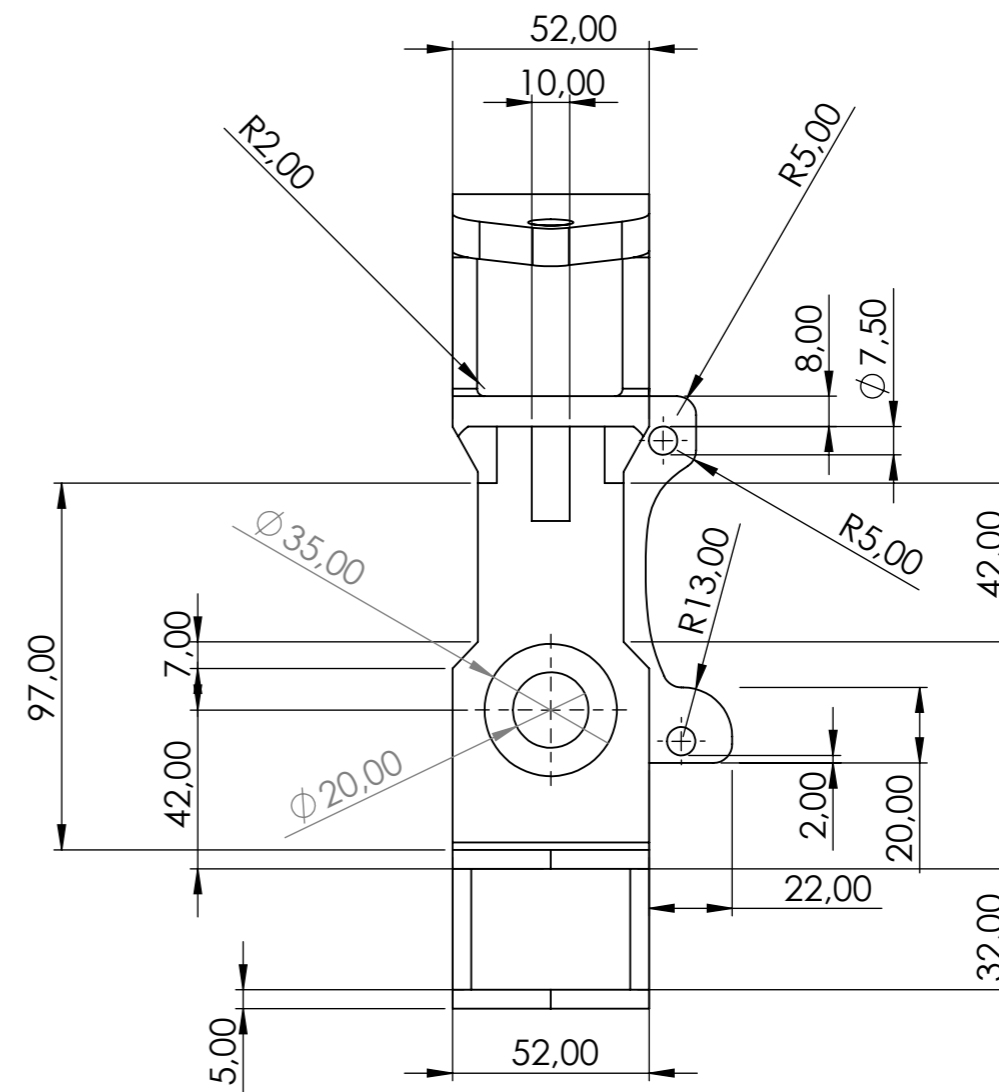
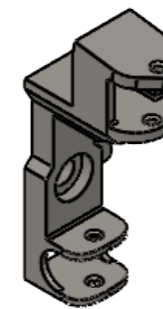
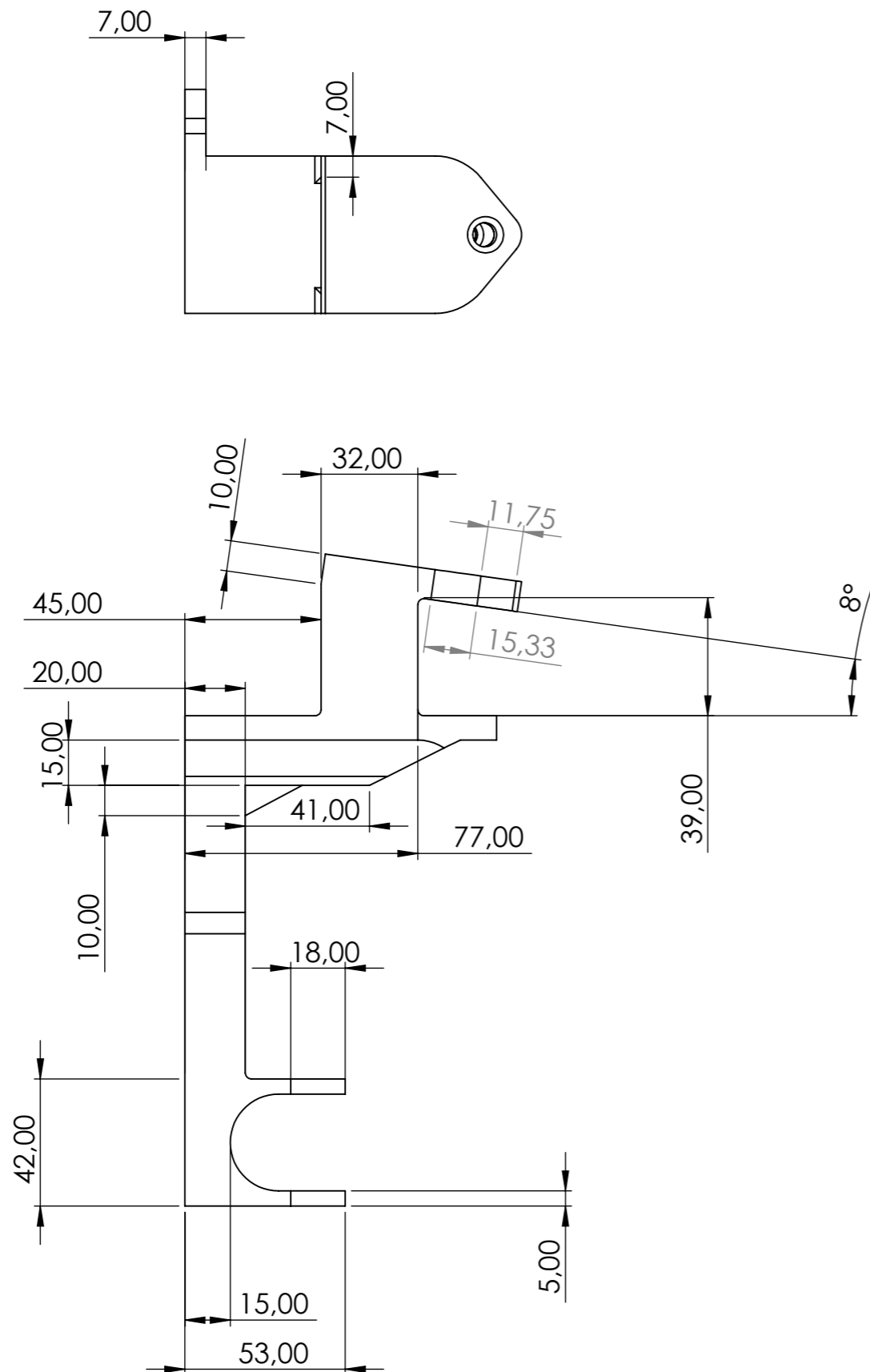


ESC. 2:1	TÍTULO Bucha de Bronze	UNIDADE mm	NÚMERO	FOLHA N°
		NÚMERO DO DESENHO		



Item	Descrição	Quantidade
2	Orelha	1
1	Manga	1

ALUNO	Luis Tanaka / Vinicius Almeida / Pedro Pascoto			
PROF	Ricardo Aguiar / Brenno Duarte			
DATA	10/11/2023	VISTO		
ESC.	TÍTULO	UNIDADE	NÚMERO	FOLHA Nº
1:5	Montagem Manga de Eixo Dianteira	mm		
		NÚMERO DO DESENHO		



ALUNO	Luis Tanaka / Vinicius Almeida / Pedro Pascoto	
PROF	Ricardo Aguiar / Brenno Duarte	
DATA	23/11/2023	VISTO
ESC.	TÍTULO	
1:5	Manga de eixo dianteira	



UNIDADE mm	NÚMERO	FOLHA Nº
NÚMERO DO DESENHO		