



UNIVERSIDADE FEDERAL DO CEARÁ
CAMPUS RUSSAS
GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

FRANCISCO MAXWELL DE MOURA DE OLIVEIRA

**PROJETO PRELIMINAR DE UM SISTEMA PINHÃO-CREMALHEIRA PARA
UMA CAIXA DE DIREÇÃO DE UM PROTÓTIPO BAJA SAE**

RUSSAS

2024

FRANCISCO MAXWELL DE MOURA DE OLIVEIRA

PROJETO PRELIMINAR DE UM SISTEMA PINHÃO-CREMALHEIRA PARA UMA
CAIXA DE DIREÇÃO DE UM PROTÓTIPO BAJA SAE

Trabalho de Conclusão de Curso apresentada ao curso de Engenharia Mecânica da Universidade Federal do Ceará, Campus Russas, como requisito parcial para obtenção do título de Engenheiro Mecânico.

Orientador: Prof. Dr. Camilo Augusto Santos Costa.

RUSSAS

2024

Dados Internacionais de Catalogação na Publicação
Universidade Federal do Ceará
Sistema de Bibliotecas

Gerada automaticamente pelo módulo Catalog, mediante os dados fornecidos pelo(a) autor(a)

Oliveira, Francisco Maxwell de Moura de.

Projeto Preliminar de um sistema pinhão-cremalheira para uma caixa de direção de um protótipo Baja SAE / Francisco Maxwell de Moura de Oliveira. – 2024.

69 f. : il. color.

Trabalho de Conclusão de Curso (graduação) – Universidade Federal do Ceará, , Russas, 2024.

Orientação: Prof. Dr. Camilo Augusto Santos Costa.

1. Baja. 2. Sistemas de direção. 3. Projeto de pinhão-cremalheira. 4. Análise de tensão no dente. I. Título.

CDD

FRANCISCO MAXWELL DE MOURA DE OLIVEIRA

PROJETO PRELIMINAR DE UM SISTEMA PINHÃO-CREMALHEIRA PARA UMA
CAIXA DE DIREÇÃO DE UM PROTÓTIPO BAJA SAE

Trabalho de Conclusão de Curso apresentada
ao curso de Engenharia Mecânica da
Universidade Federal do Ceará, Campus
Russas, como requisito parcial para obtenção
do título de Engenheiro Mecânico.

Aprovado em: 17 / 09 / 2024

BANCA EXAMINADORA

Prof. Dr. Camilo Augusto Santos Costa
Universidade Federal do Ceará (UFC)

Prof. Dr. Pedro Helton Magalhães Pinheiro
Universidade Federal do Ceará (UFC)

Prof. Dr. Ramon Rudá Brito Medeiros
Universidade Federal do Ceará (UFC)

Aos meus pais Mazé e Afonso

AGRADECIMENTOS

Eu gostaria de expressar meus sinceros agradecimentos aos meus pais, Mazé e Afonso no qual estiveram comigo me apoiando e incentivando.

Aos meus amigos e que estiveram presente nesta jornada.

À minha família pelo apoio e incentivo

Aos meus professores por todo conhecimento transmitido, todo ensinamento e dedicação.

Ao Professor Camilo, pois sem a orientação dele jamais seria possível a realização deste trabalho.

Vocês estiveram comigo me motivando, dando suporte e compartilhando suas experiências e conhecimentos para formar isto. Serei eternamente grato pela ajuda de vocês. Muito obrigado.

"A vida é um processo fluente e em alguns lugares do caminho coisas desagradáveis ocorrerão. Podem deixar cicatrizes, mas a vida continua a fluir. É como a água fluente, que ao estagnar-se, torna-se podre, não pare! Continue bravamente... porque cada experiência nos ensina uma lição."

Bruce Lee.

RESUMO

Este trabalho tem como objetivo desenvolver um sistema pinhão-cremalheira para a caixa de direção de um protótipo do Baja SAE. O sistema de direção é crucial para a segurança e manobrabilidade do veículo, especialmente em competições off-road. Foram realizados cálculos detalhados de dimensionamento para definir os parâmetros geométricos da engrenagem, como diâmetro primitivo, módulo, número de dentes e ângulo de pressão. A modelagem tridimensional do sistema foi realizada no software SolidWorks®, com simulações numéricas utilizando o Método dos Elementos Finitos (MEF). Através dessa técnica, foi possível prever as tensões e deformações nos dentes do pinhão e da cremalheira sob condições de carga. O aço C45 (AISI 1045) foi escolhido como material para o conjunto devido à sua capacidade de suportar as tensões impostas. Os resultados da simulação mostraram que o sistema projetado atende aos requisitos de resistência e segurança exigidos pela competição do Baja SAE, sendo capaz de operar de maneira confiável durante as provas. O uso de ferramentas CAD/CAE provou ser essencial para o desenvolvimento eficiente do projeto, e a otimização futura do sistema visa melhorar o desempenho e reduzir o peso do conjunto.

Palavras-chave: baja; sistema de direção; projeto de pinhão-cremalheira; análise de tensão no dente.

ABSTRACT

This work aims to develop a rack and pinion system for the steering box of a Baja SAE prototype. The steering system is crucial for the vehicle's safety and maneuverability, especially in off-road competitions. Detailed sizing calculations were performed to define the geometric parameters of the gear, such as the pitch diameter, module, number of teeth, and pressure angle. The system's three-dimensional modeling was done using SolidWorks® software, with numerical simulations based on the Finite Element Method (FEM). Through this technique, it was possible to predict the stresses and deformations on the pinion and rack teeth under load conditions. C45 steel (AISI 1045) was chosen as the material for the assembly due to its ability to withstand the imposed stresses. The simulation results showed that the designed system meets the strength and safety requirements of the Baja SAE competition, ensuring reliable operation during the tests. The use of CAD/CAE tools proved to be essential for the efficient development of the project, and future system optimization aims to improve performance and reduce the weight of the assembly.

Keywords: baja; steering system; rack-pinion design; tooth stress analysis

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Sistema de direção - Exemplo	16
Figura 2 - Exemplo de direção mecânica	17
Figura 3 - Exemplo de Sistema de Direção mecânica rolete e sem-fim.....	18
Figura 4 - Exemplo de Sistema de Direção Mecânica Pinhão-Cremalheira	19
Figura 5 - Geometria do pino mestre.....	21
Figura 6 - Roda dianteira Esquerda com caster positivo	21
Figura 7 - Ângulo de câmber.....	23
Figura 8 - Ângulo de convergência	23
Figura 9 - Geometria trapezoidal.....	24
Figura 10 - Parâmetros de geometria Ackermann	25
Figura 11 - Geometria dos dentes.....	27
Figura 12 - Odontógrafo de Grant	32
Figura 13 - Distanciamento pinhão e cremalheira.....	33
Figura 14 - Exemplo de análise por elementos finitos	37
Figura 15 - Engrenagem modelada.....	44
Figura 16 - Engrenagem com cubo	45
Figura 17 – Modelagem da cremalheira	46
Figura 18 – Gráfico fator geométrico de flexão no pé do dente.....	49
Figura 19 - Tensão de Von-Mises	52
Figura 20 – Deslocamento lateral do dente devido a aplicação de tensão	53
Figura 21 - Distorção devido a força aplicada.....	54
Figura 22 - Tensão de Von Mises.....	55
Figura 23 - Deslocamento.....	56
Figura 24 - Distorção devido a aplicação de Força	57

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Dimensões do Protótipo	39
Tabela 2 - Grandezas geométricas do sistema pinhão-cremalheira.....	42
Tabela 3 – Coeficientes para involuta	43
Tabela 4 - Dimensões da engrenagem (mm)	45
Tabela 5 - Dimensões da cremalheira.....	46
Tabela 6 - Fatores de Sobrecarga	50
Tabela 7 – Tensão de Von Mises no pé do dente do pinhão	51
Tabela 8 – Deslocamento máximo devido a aplicação de força no pé do dente	52
Tabela 9 – Distorção devido a força aplicada no pinhão.....	53
Tabela 10 - Tensão de Von Mises no dente da cremalheira.....	55
Tabela 11 - Deslocamento máximo devido a aplicação de força na cremalheira.....	56
Tabela 12 – Distorção máxima na cremalheira	57

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

ABNT	Associação Brasileira de Normas Técnicas
AISI	American Iron and Steel Institute
CAD	Computer Assisted Drawing
CAE	Computer Assisted Engineering
CAM	Computer Assisted Manufacture
DIN	Deutsches Institut für Normung
MEF	Método dos Elementos Finitos
RATBSB	Regulamento Administrativo e Técnico Baja SAE Brasil
SAE	Sociedade dos Engenheiros Automotivos

LISTA DE SÍMBOLOS

Nome	Descrição	Unidade
δ_o	Ângulo de Ackermann para roda externa a Curva	Graus
δ_i	Ângulo de Ackermann para roda interna a Curva	Graus
R	Raio da Curva	mm
t	Bitola do Carro	mm
D_p	Diâmetro Primitivo do Pinhão	mm
e	Distância Percorrida pelo pinhão	mm
c	Curso da cremalheira	mm
n	Número de Voltas do Pinhão	-
hc	Altura da Cremalheira	mm
m	Módulo da engrenagem	mm
Z	Número de Dentes do Pinhão	-
F_{hr}	Força horizontal Real	N
M	Massa do Veículo	kg
μ	Coeficiente de Atrito	-
a	Aceleração	m/s ²
τ	Torque Gerado	N.m
η	Rendimento do Sistema	-
φ	Fator de serviço	-
b	Largura do pinhão	mm
$\sigma_{m\acute{a}x}$	Tensão Máxima no dente	MPa
σ_{mat}	Tensão admissível pelo material	Mpa
pc	Passo Circular	mm
pd	Passo Diametral	mm
s	Espessura Circular	mm
sc	Espessura Cordal	Mm
α	Ângulo do dente	Graus
D_e	Diâmetro Externo	mm
D_i	Diâmetro Interno	mm
θ	Ângulo de Pressão	Graus
D_b	Diâmetro de Círculo de Base	mm

a_d	Altura da Cabeça do Dente	mm
a_c	Altura Cordal do dente	mm
b_d	Altura do pé do dente	mm
f_p	Folga do pé do dente	mm

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	14
1.1	Objetivo	15
1.1.1	<i>Objetivo Geral</i>	15
1.1.2	Objetivos Específicos	15
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	16
2.1	Sistema de Direção	16
2.2	Tipos de sistema de direção	17
2.2.1	<i>Sistemas de direção mecânica</i>	17
2.2.2	<i>Sistema de direção rolete e sem-fim</i>	18
2.2.3	<i>Sistema de direção pinhão-cremalheira</i>	18
2.3	Erros de geometria de direção	19
2.4	Geometria da roda dianteira	20
2.4.1	<i>Pino mestre (kingpin)</i>	20
2.4.2	<i>Ângulo de caster</i>	21
2.4.3	<i>Ângulo de camber e convergência</i>	22
3	METODOLOGIA	24
3.1	Geometria Ackermann	24
3.2	Dimensionamento do pinhão e cremalheira	25
3.2.1	<i>Geometria dos dentes</i>	27
3.2.2	<i>Passo circular, passo diametral, espessura cordal, espessura circular, ângulo do dente, espessuras</i>	27
3.2.3	<i>Diâmetro externo e interno</i>	29
3.2.4	<i>Ângulo de pressão</i>	29
3.2.5	<i>Diâmetro de círculo de base</i>	30
3.2.6	<i>Altura e folga dos dentes</i>	30
3.2.7	<i>Odontógrafo de Grant</i>	31
3.2.8	<i>Dimensionamento da cremalheira</i>	32
3.2.9	<i>Distanciamento centro do pinhão e base da cremalheira</i>	33
3.3	Grandezas físicas	34
3.3.1	<i>Força horizontal real</i>	34
3.3.2	<i>Cálculo do Torque Gerado</i>	34

3.3.3	<i>Potência Mecânica</i>	35
3.3.4	<i>Rotação devido ao esterçamento</i>	35
3.3.5	<i>Análise do dimensionamento do pinhão</i>	36
3.4	Metodologia numérica do Solidworks	36
3.4.1	<i>Modelagem geométrica</i>	37
3.4.2	<i>Definição de material</i>	37
3.4.3	<i>Geração da malha</i>	37
3.4.4	<i>Condições de contorno</i>	38
3.4.5	<i>Resolução Numérica</i>	38
3.4.6	<i>Análise dos resultados</i>	38
4	RESULTADOS E DISCUSSÃO	39
4.1	Modelagem do sistema pinhão-cremalheira	40
4.1.1	<i>Ângulo da Geometria Ackermann</i>	41
4.2	Cálculo grandezas geométricas do sistema pinhão-cremalheira	41
4.2.1	<i>Modelagem da engrenagem</i>	43
4.2.2	<i>Escolha da engrenagem</i>	45
4.2.3	<i>Escolha e modelagem da cremalheira</i>	46
4.2.4	<i>Cálculo do Distanciamento entre o centro do pinhão e a cremalheira</i>	47
4.2.5	<i>Massa do carro</i>	47
4.2.6	<i>Cálculo da Velocidade média e Aceleração teórica</i>	47
4.2.7	<i>Força Horizontal Real</i>	48
4.2.8	<i>Torque gerado</i>	48
4.2.9	<i>Fator geométrico de flexão no pé do dente</i>	49
4.2.10	<i>Fator de Sobrecarga</i>	50
4.2.11	<i>Cálculo da Tensão máxima admissível</i>	50
4.3	Simulação numérica de esforços e deformações	51
4.3.1	<i>Simulação no pinhão</i>	51
4.3.1.1	<i>Tensão de Von-Mises no pé do dente</i>	51
4.3.1.2	<i>Deslocamento lateral devido a aplicação de força</i>	52
4.3.1.3	<i>Distorção devido a força aplicada</i>	53
4.3.2	<i>Simulação na Cremalheira</i>	55
4.3.2.1	<i>Tensão de Von-Mises no pé do dente</i>	55
4.3.2.2	<i>Deslocamento devido a aplicação de força</i>	56

4.3.2.3	<i>Distorção máxima devido a aplicação de força</i>	57
5	CONSIDERAÇÕES FINAIS	58
6	SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS	60
	REFERÊNCIAS	61
	ANEXO A – CATÁLOGO DE ENGRENAGENS USICORP	63
	ANEXO B – CATÁLOGO DE CREMALHEIRAS USICORP	65

1 INTRODUÇÃO

A competição do Baja SAE é um dos maiores desafios estudantis de engenharia do mundo, onde equipes de universidades são encarregadas de desenvolver, projetar, construir e testar protótipos de veículos *off-road*. Esses veículos devem ser capazes de enfrentar terrenos adversos, incluindo lama, areia e obstáculos rochosos, ao mesmo tempo em que demonstram eficiência em termos de mobilidade, resistência e custo-benefício. O regulamento da competição do Baja SAE estabelece requisitos rigorosos que garantem a segurança e padronização dos veículos, forçando os estudantes a aplicarem soluções criativas e técnicas avançadas para otimizar o desempenho de seus protótipos.

Dentro dos diversos sistemas que compõem o projeto de um veículo *off-road*, o sistema de direção tem um papel essencial. Ele deve ser projetado de forma a garantir uma manobrabilidade precisa, especialmente em curvas fechadas e terrenos irregulares, além de assegurar a segurança do piloto. O tipo de sistema de direção escolhido para este trabalho, o pinhão-cremalheira, é amplamente adotado em veículos de menor porte devido à sua simplicidade, eficiência mecânica e baixo custo. Este sistema é responsável por transformar o movimento rotacional do volante em movimento linear das rodas, garantindo que o piloto tenha controle preciso sobre o veículo.

O desenvolvimento de projetos de engenharia, especialmente em competições como o Baja SAE, é beneficiado pela utilização de ferramentas de modelagem e simulação digital, como os softwares CAD (*Computer-Aided Design*) e CAE (*Computer-Aided Engineering*). Esses softwares permitem que engenheiros projetem sistemas complexos com precisão e realizem simulações numéricas que replicam condições reais de operação, sem a necessidade de construir múltiplos protótipos físicos. No caso deste projeto, foram realizados cálculos teóricos e simulações numéricas utilizando o Método dos Elementos Finitos (MEF), que permitiram prever os comportamentos de tensões, deformações e deslocamentos no sistema pinhão-cremalheira.

O objetivo deste trabalho é o dimensionamento e simulação de um sistema pinhão-cremalheira para a caixa de direção de um protótipo do Baja SAE, utilizando parâmetros do regulamento da competição. O projeto inclui o cálculo das grandezas geométricas do sistema, como o diâmetro primitivo, módulo da engrenagem e outros elementos necessários para a modelagem do conjunto pinhão-cremalheira. Após a modelagem, foi realizada uma análise de

tensões nos dentes do pinhão e cremalheira sob diferentes condições de carga, para garantir que o sistema seja capaz de resistir aos esforços impostos durante o uso nas provas do Baja SAE. Além disso, o uso de simulação computacional neste trabalho oferece uma vantagem significativa em relação a métodos tradicionais, já que possibilita a validação antecipada do projeto, reduzindo o tempo e os custos com testes físicos. Através do *SolidWorks® Simulation*, foram analisadas as tensões de Von Mises e o deslocamento dos componentes.

1.1 - Objetivos

1.1.1 - Objetivo Geral

O objetivo geral deste trabalho é dimensionar e simular via software CAD/CAE a resistência dos dentes de um sistema pinhão cremalheira a ser aplicado uma caixa de direção para um veículo protótipo da competição do Baja SAE Brasil.

1.1.2 - Objetivos Específicos

- Avaliar a resistência mecânica de um sistema pinhão cremalheira
- Avaliar aspectos geométricos do sistema pinhão-cremalheira
- Estudar a viabilidade do projeto na prática

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Este referencial teórico é feito na busca de adicionar conhecimento relacionado ao que será abordado no trabalho, a fim de proporcionar uma base que será de suma importância para a melhor compreensão dos resultados obtidos.

2.1 - Sistema de Direção

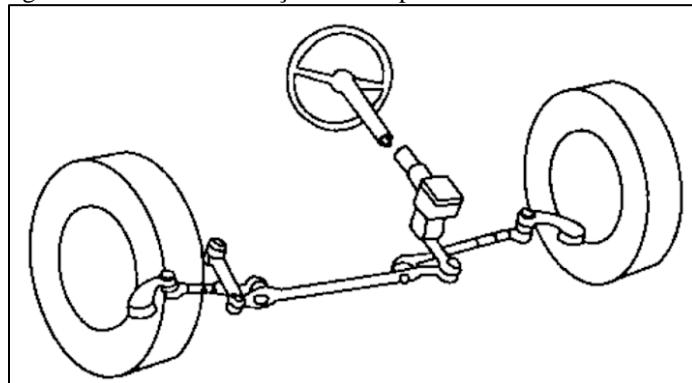
Sistema de Direção é um conjunto de mecanismos que possuem a capacidade de gerar alteração na trajetória das rodas do veículo, tornando-o possível de guiar, é um dos sistemas mais importantes dentro do setor automotivo, pois seu pleno desenvolvimento é responsável por manter a segurança e conforto do motorista.

Para Gillespie (1992) a função do sistema de direção é esterçar as rodas dianteiras em resposta aos comandos do motorista de forma a permitir um controle direcional global do veículo.

Também se faz necessário que o sistema seja dimensionado de forma a ter uma resistência mecânica de alta confiabilidade para resistir a todos os esforços referentes à mudança de direção do eixo direcional. Rill (2009) cita em sua obra que o sistema de direção deve garantir uma direção fácil e segura do veículo. Todos os elementos de transmissão mecânica devem ser capazes de lidar com todas as cargas e tensões que ocorrerem em operação.

A Figura 1 mostra um tipo de sistema de direção e seus principais componentes:

Figura 1 - Sistema de direção - Exemplo



Fonte: Gillespie (1992)

2.2 - Tipos de sistema de direção

Dispositivos mecânicos em geral podem possuir mecanismos diferentes para uma mesmo objetivo final, nos sistemas de direção não é diferente, existem diversos tipos de mecanismos de direção no mercado e eles são escolhidos de acordo com a situação a qual o veículo será projetado, podendo ser desde os mais modernos sistemas de direção eletricamente assistida, caixas de direção hidráulicas complexas, aos modelos mais simples como o sistema mecânico que como o nome sugere utiliza apenas elementos de transmissão de força do condutor para realizar a transmissão do movimento

Segundo o Regulamento Administrativo Técnico do Baja SAE Brasil na competição somente são permitidos sistemas de direção mecânicos.

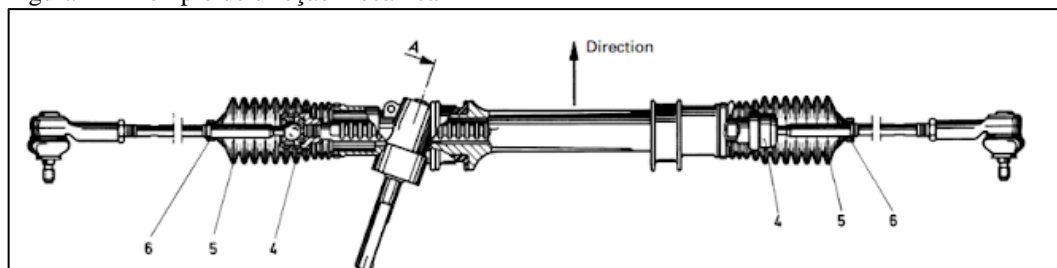
B11.1 Sistemas de direção devem ser mecanicamente operados. Sistemas steer-by-wire e sistemas operados hidráulicamente são proibidos. (RATBSB,2023)

2.2.1 - Sistemas de direção mecânica

Os sistemas de direção mecânicos trabalham essencialmente com transmissão direta de força oriunda do giro do volante, eles utilizam engrenagens para guiar os mecanismos e assim orientar o sentido da direção do veículo.

Rosa (2010) indaga que o sistema de direção mecânica tem de atuar na redução do esforço aplicados ao volante de forma direta, auxiliando o trabalho do motorista/piloto ao movimentar as rodas, contudo, em comparação aos sistemas hidráulico e eletricamente assistidos ela possui uma relação de transmissão mais alta e necessita de uma maior força empregada pelo condutor para realizar o movimento das mesmas.

Figura 2 - Exemplo de direção mecânica

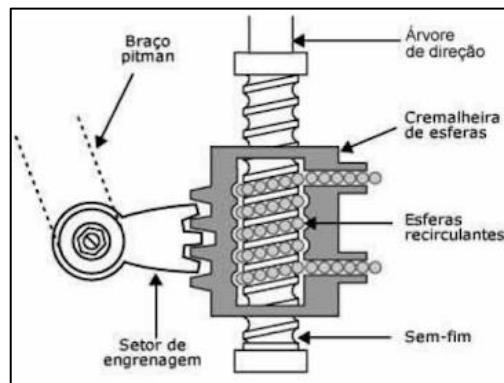


Fonte: Reimpell, Stoll & Betzler, (2001)

2.2.2 - Sistema de direção rolete e sem-fim

O estudo de Rosa (2010) denota que o sistema de rolete e rosca sem-fim consiste em uma caixa de direção que possui um conjunto de esferas recirculantes, o eixo de direção é conectado a uma engrenagem sem-fim, uma rosca de esferas com sulcos internos é montada sobre a engrenagem. Para reduzir o atrito e oferecer um menor esforço na direção, rolamentos de esferas são acoplados entre a engrenagem sem-fim e os sulcos da porca de esferas. Sulcos externos na porca de esferas são unidos com dentes semelhantes localizados no eixo do setor. O eixo do setor é estriado no braço Pittman, cuja extremidade inferior finaliza a montagem. Ao girar o volante, a porca de esferas se move para cima ou para baixo na engrenagem sem-fim, movimentando o eixo do setor para fornecer a direção necessária, a Figura 4 dá um exemplo esquemático de um sistema de direção mecânica rolete e sem-fim.

Figura 3 - Exemplo de Sistema de Direção mecânica rolete e sem-fim.



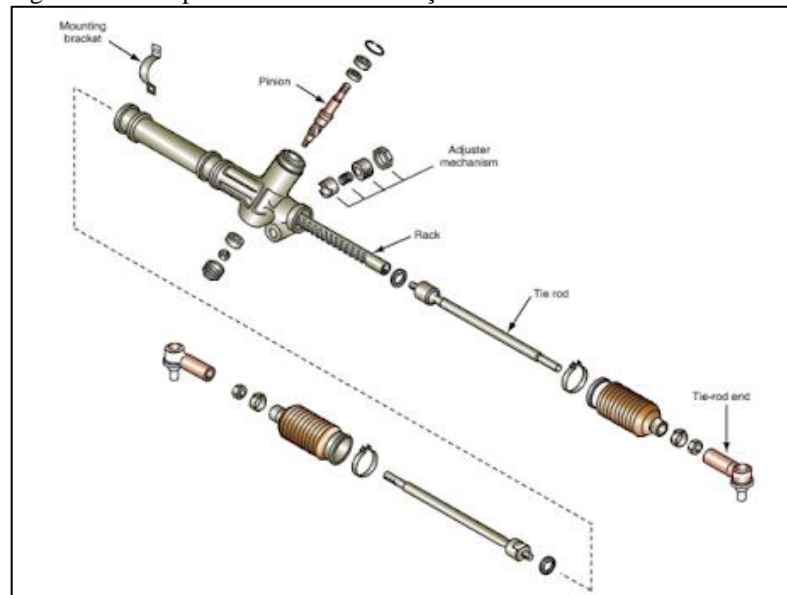
Fonte: Rosa (2010)

2.2.3 - Sistema de direção pinhão-cremalheira

Knowles (2011) descreve que conjunto pinhão-cremalheira é um tipo de sistema de direção mecânica que usa uma engrenagem motriz acoplada a uma cremalheira que é responsável por transformar o movimento rotativo no pinhão em movimento linear na cremalheira que transmite o movimento para as rodas, esse modelo de direção é mais compacto do que o sistema rolete e sem-fim, portanto, possuem uma aplicação mais viável em veículos de menores proporções como é o caso do protótipo do Baja SAE. Esse Sistema promove uma maior transferência de choques oriundos da reação da suspensão com a estrada, pois as barras

de acoplamento estão conectadas diretamente na engrenagem de direção. Nesse tipo de sistema uma cremalheira é montada em buchas um alojamento apropriado para permitir a oscilação, o pinhão é montado de forma a ficar próximo da extremidade de uma engrenagem, ele é montado em rolamentos que permitem a rotação em contato com a cremalheira e no outro lado é acoplado na coluna de direção, que será responsável por promover os esforços dos mesmos. Em geral esse tipo de direção é a mais utilizada, pois permite um controle direto da movimentação, são mais eficientes na transmissão de energia para as rodas na estrada, além de ter uma confiabilidade e durabilidade superior em relação aos outros sistemas mecânicos, a Figura 5 mostra um exemplo de sistema de direção mecânica do tipo pinhão-cremalheira.

Figura 4 - Exemplo de Sistema de Direção Mecânica Pinhão-Cremalheira



Fonte: Knowles (2011)

2.3 - Erros de geometria de direção

Os erros podem se apresentar em manobra ou em movimento, eles são oriundos de mudanças imprevistas na geometria de direção. Segundo Gillespie (1992) o centro da barra de direção pode permanecer no centro ideal, entretanto, sua amplitude pode se apresentar de forma inferior a ao ideal de acordo com o estudo.

Em alguns casos quando uma roda faz um movimento verticalizado devido ao relevo da estrada, ocorre uma divergência geométrica, onde o arco da barra de direção se faz menor para um lado do que o arco descrito pela suspensão do lado contrário, e isto pode provocar um deslocamento da barra de direção na direção contrária, dessa forma gerando um ângulo de

esterçamento, portanto, o erro geométrico irá ocorrer de acordo com a carga disposta sobre o eixo dianteiro.

2.4 - Geometria da roda dianteira

Ao se realizar os estudos de um sistema de direção convencional em que o eixo direcional é o dianteiro, se faz necessário averiguar algumas variáveis relacionadas aos parâmetros geométricos relacionados as rodas do eixo frontal.

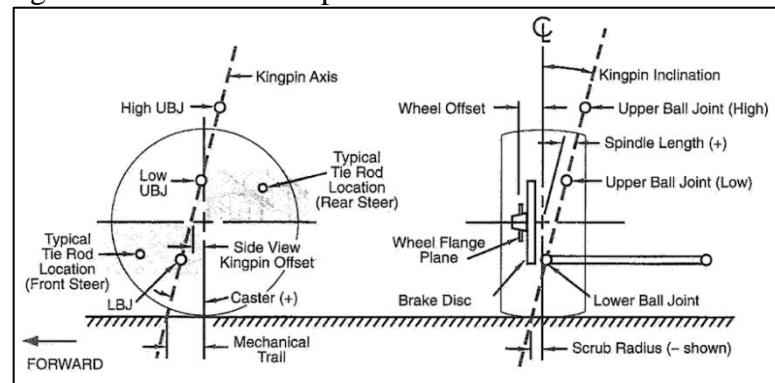
2.4.1 - Pino mestre (*kingpin*)

Segundo Cantarelli (2016) o pino mestre é definido com uma articulação inferior à articulação superior nas torres do amortecedor, consiste em um fator de grande influência no desempenho do sistema de direção, pois trata-se do eixo de rotação de esterçamento das rodas, na maioria das aplicações este eixo possui uma inclinação convergente para o centro do veículo, denominada inclinação do pino mestre.

Considerando o carro de frente, ângulo de pino mestre (*kingpin angle*) é definido como o ângulo formado entre o plano central da roda e a linha que une os braços superior e inferior com a manga de eixo

No eixo do ângulo do pino mestre fica localizada a *scrub radius*, que é como é denominada a interseção causada pelo prolongamento da reta que define o *kingpin angle* até o chão, essa grandeza é obtida através da medição da distância entre o ponto de interseção e o plano central da roda. Normalmente o *scrub radius* é negativo em carros com tração dianteira, isso se dá pelo motivo de que se promove uma estabilização quando existe diferença de tração entre as rodas, episódio que é comum ao realizar frenagens ou em terrenos irregulares, esse efeito estabilizante permitirá que o veículo se mantenha em linha reta, a Figura 6 demonstra a geometria do pino mestre.

Figura 5 - Geometria do pino mestre



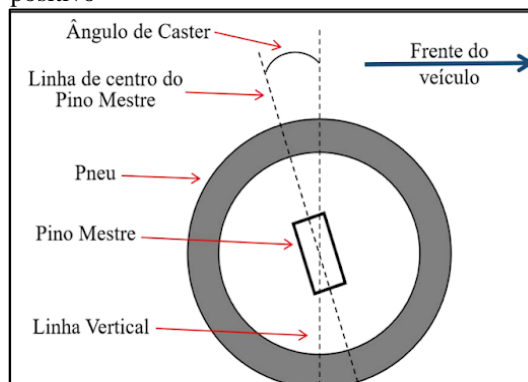
Fonte: Milliken & Milliken, (1995)

Segundo Milliken (1995), se o *scrub radius* for nulo, os esforços para manobrar o carro sem movimento será significativamente aumentado devido ao aumento da fricção do pneu contra o chão, portanto é recomendável que sempre se utilize essa grandeza levemente negativa para ajudar a manter o alinhamento do eixo e permitir uma rolagem mais eficiente dos pneus.

2.4.2 - Ângulo de caster

O ângulo de caster é um parâmetro fundamental na geometria de suspensão e direção de veículos automotores, desempenhando um papel crucial na estabilidade e no comportamento direcional de um veículo. Ele se refere ao ângulo inclinado formado pelo eixo de direção e a vertical, quando visto de frente para o veículo. Esse ângulo é medido em graus positivos ou negativos, dependendo da inclinação. Quando o topo do eixo de direção está inclinado para trás com relação a vertical, ou seja, quando o ponto de contato do pneu dianteiro está localizado atrás do ponto onde a linha de direção toca o solo a Figura 7 exibe um desenho esquemático de um caster positivo.

Figura 6 - Roda dianteira Esquerda com caster positivo



Fonte: Corrêa, (2019)

O ângulo de cáster positivo geralmente é encontrado em veículos de passeio, essa grandeza representa uma grande importância para a estabilidade direcional, pois esses ângulos fazem com que os esforços coloquem as rodas em linha reta após uma manobra, além de possibilitar uma melhor distribuição de cargas após as frenagens.

O ângulo de cáster não é algo que os motoristas normalmente ajustam por conta própria, mas é definido durante o processo de fabricação do veículo e deve ser mantido de acordo com as especificações do fabricante. No entanto, ele pode ser afetado por modificações na suspensão ou após colisões, o que pode levar a problemas de dirigibilidade e desgaste dos pneus se não for corrigido adequadamente.

Um grande exemplo de como o ângulo de cáster funciona no alinhamento da direção são os rodízios com rolamentos, que são comumente encontrados em carrinhos de supermercado, móveis e equipamento industriais, ao sofrerem um deslocamento e quando estão sob carga, mantêm-se alinhados com certa estabilidade

2.4.3 - Ângulo de *camber* e convergência

O *camber* é um dos parâmetros de geometria de suspensão que descreve a inclinação das rodas de um veículo em relação à vertical. Essa inclinação pode ser positiva, quando o topo da roda se inclina para fora do veículo, ou negativa, quando o topo da roda se inclina para dentro do veículo, ou neutra, quando a roda está totalmente vertical. O ajuste adequado do *camber* desempenha um papel crítico na estabilidade, no conforto de condução e no desgaste uniforme dos pneus de um veículo.

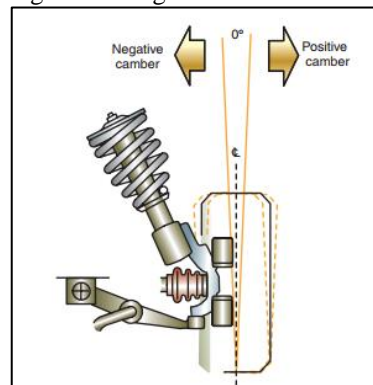
O *camber* afeta diretamente a área de contato entre o pneu e a superfície da estrada, quando o *camber* é ajustado de forma inadequada, pode resultar em um desgaste irregular dos pneus, diminuição da aderência em curvas e instabilidade direcional. Portanto, é essencial entender os fundamentos do *camber*, incluindo sua definição, medição e como ele influencia o comportamento dinâmico do veículo.

A inclinação das rodas pode afetar o comportamento do veículo em curvas, a estabilidade em linha reta, o consumo de combustível e o conforto do motorista e dos passageiros.

O comportamento ideal do *camber* em veículos *off-road* pode ser diferente daquele em veículos de passeio devido às condições variáveis do terreno e às demandas específicas desses

veículo sem muitos casos, veículos *off-road* têm um leve *camber* negativo nas rodas. Isso é projetado para ajudar a manter uma área de contato mais uniforme dos pneus com o solo, mesmo quando o veículo está em terrenos irregulares. Um *camber* negativo limitado pode ajudar a melhorar a tração, especialmente em situações de escalada ou em inclinações laterais. Em competições *off-road*, como o Baja SAE ou corridas *todo-terreno*, os ajustes de *camber* podem ser personalizados com base no tipo de terreno em que o veículo será usado. Por exemplo, em terrenos rochosos, um *camber* negativo limitado pode ser preferível para maximizar a aderência, enquanto em areia macia, um *camber* neutro ou até mesmo positivo pode ser mais eficaz.

Figura 7 - Ângulo de câmbor

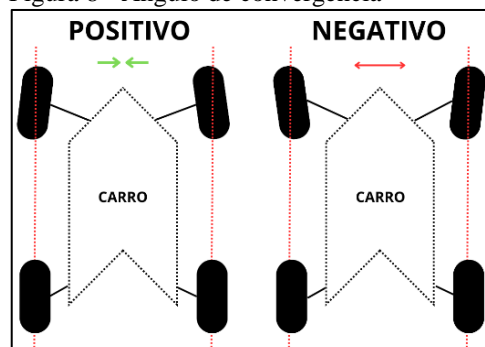


Fonte: Knowles (2011)

Ângulo de convergência é definido pela inclinação das rodas em direção ao centro do veículo quando visto de cima, ou seja, se as rodas estão inclinadas em direção ao centro do veículo, isso é chamado de convergência positiva, e se estão inclinadas para fora, isso é conhecido como convergência negativa.

O ângulo de convergência é um ajuste crítico da geometria da suspensão que afeta a estabilidade, a dirigibilidade, o desgaste dos pneus e o comportamento do veículo em curvas. Um ajuste adequado da convergência é importante para garantir um equilíbrio entre esses fatores, atendendo às necessidades específicas do veículo e das condições de condução.

Figura 8 - Ângulo de convergência



Fonte: Elaborado pelo autor (2023)

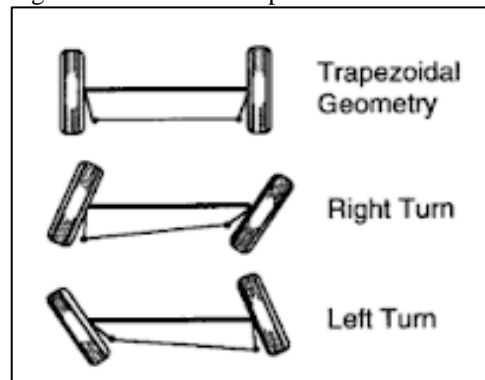
3 METODOLOGIA

Neste capítulo, abordaremos a teoria e métodos matemáticos, bem como os modelos de projeto, utilizados para calcular e determinar os parâmetros do sistema de direção a ser estudado.

3.1 Geometria Ackermann

As características geométricas do sistema de direção pinhão cremalheira são muito importantes para um bom projeto de sistema de direção, a geometria cinemática desse sistema não é um paralelogramo com ângulos iguais, e sim um trapezoide que produz ângulos diferentes internos e externos de esterçamento. conforme na figura a seguir podemos observar na Figura 9:

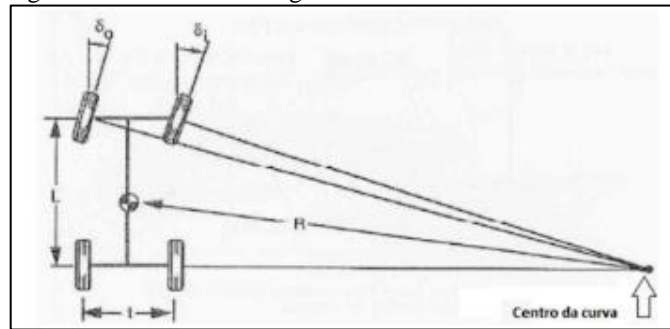
Figura 9 - Geometria trapezoidal



Fonte: Gillespie, (1992)

A geometria cinemática das conexões com gera a geometria denominada de Ackermann (Figura 10) que para sua correta análise requer a satisfação das Equações 1 e 2 para a roda externa e roda interna a curva respectivamente:

Figura 10 - Parâmetros de geometria Ackermann



Fonte: Gillespie, (1992)

Onde:

$$\delta_o = \tan^{-1}\left(\frac{L}{R + \frac{t}{2}}\right) \quad (1)$$

$$\delta_i = \tan^{-1}\left(\frac{L}{R - \frac{t}{2}}\right) \quad (2)$$

Sendo:

 δ_o – Ângulo de Ackermann para roda externa a curva δ_i – Ângulo de Ackermann para roda interna a curva R – Raio da curva t – Bitola do carro L – Distância entre-eixos

As equações acima quando consideradas para pequenos ângulos pode ser tratada como se os arcos tangentes fossem iguais aos próprios ângulos em radianos. A geometria Ackermann perfeita é muito difícil de ser alcançada em sistemas práticos, portanto se utiliza uma aproximação semelhante ao demonstrado na Figura 10.

3.2 Dimensionamento do pinhão e cremalheira

Diâmetro primitivo do pinhão é uma circunferência que passa pela engrenagem ou corrente que estará acoplada ao pinhão. Segundo Lopes & Galdino, temos que o espaço percorrido por um giro do pinhão acoplado na cremalheira (e) se dá pelo tamanho do comprimento da circunferência do diâmetro primitivo (D_p), logo pela Equação 3 temos:

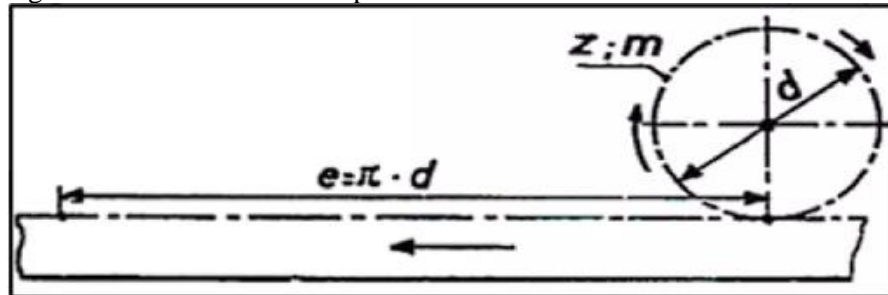
$$e = D_p \cdot \pi \quad (3)$$

Sendo:

D_p – Diâmetro Primitivo
 e – Distância percorrida pelo pinhão

A Figura 11 demonstra de forma esquemática o comportamento do deslocamento do pinhão na cremalheira.

Figura 11 - Deslocamento do pinhão na cremalheira



Fonte: Lopes e Galdino(2013)

Como o curso da cremalheira já estará definido por conta das dimensões escolhidas para o veículo de acordo com o RATBSB, e também é recomendado que o giro do volante não permita a sobreposição das mãos, portanto, iremos considerar que o volante só realize o movimento de esterçar 90° para cada um dos lados, o diâmetro primitivo do pinhão pode ser descrito pela Equação 4:

$$D_p = \frac{c}{\pi \cdot n} \quad (4)$$

Sendo:

c – Curso da cremalheira
 n – Número de Voltas do Pinhão

Haja vista que é essencial para uma boa manobrabilidade que o pinhão apresente um torque adequado para o conforto e segurança do condutor é recomendado que a engrenagem não possua um módulo muito alto, pois quanto maior o módulo maior será a resistência da engrenagem, bem como deve possuir uma relação equilibrada para a quantidade de dentes (Z), pois deve ter um torque necessário para virar as rodas e ao mesmo tempo realizar o movimento em tempo adequado. Segundo Nisbeth & Budynas(2008) a Equação 5 pode ser utilizada para o cálculo do módulo do pinhão (m):

$$m = \frac{D_p}{Z} \quad (5)$$

Sendo:

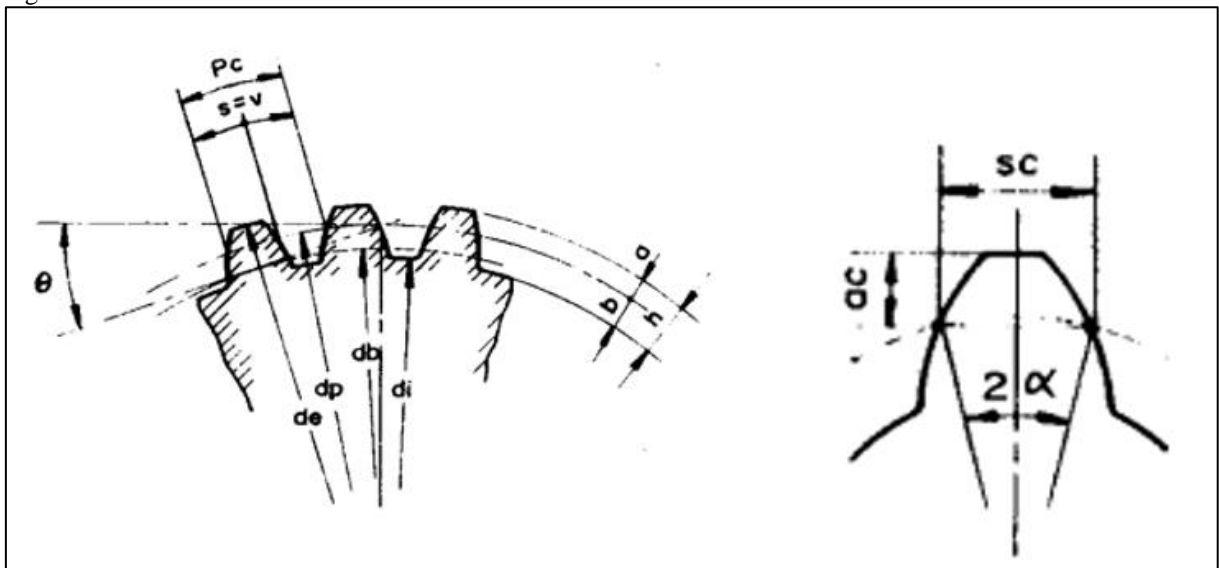
m – Módulo da engrenagem
 Z – Número de dentes do pinhão

Provenza (1984) em sua obra enumera outras variáveis indispensáveis para a construção de uma engrenagem cilíndrica de dentes retos

3.2.1 Geometria dos dentes

Provenza (1984) em sua obra enumera outras variáveis indispensáveis para a construção de uma engrenagem cilíndrica de dentes retos, dentre eles temos o passo circular (pc), passo diametral(pd), espessura Circular (s), espessura Cordal (sc), ângulo do dente (α), diâmetro externo(De), diâmetro interno(Di), ângulo de pressão (θ), diâmetro de círculo de base (Db), altura da cabeça do dente (a_d), altura do dente cordal (a_c), altura do pé do dente (b_d), altura do dente (h_d), folga do pé do dente (f_p) além das grandezas geométricas oriundas para o traçado baseado no odontógrafo de Grant.

Figura 11 - Geometria dos dentes



Fonte: Provenza (1984)

3.2.2 Passo circular, passo diametral, espessura cordal, espessura circular, ângulo do dente, espessuras

Passo circular(p) de uma engrenagem é a medida referente a distância entre os centros de dois dentes consecutivos, podemos calcular o passo de uma engrenagem Equação 6:

$$pc = \frac{Dp}{Z} \pi \quad (6)$$

Onde:

pc – Passo Circular

Dp – Diâmetro Primitivo

Z – Número de Dentes

Em função do módulo (m) podemos reescrever a sentença de acordo com a Equação

7:

$$pc = m * \pi \quad (7)$$

O passo diametral é dado pela fórmula inversa do passo circular de acordo com a Equação 08:

$$pd = \frac{1}{pc} = \frac{N}{Dp} \quad (8)$$

A espessura circular(s) de um dente de engrenagem é a medida da espessura de um dente ao longo da circunferência primitiva, dada pela Equação 9:

$$s = \frac{pc}{2} \quad (9)$$

Onde:

s – Espessura Circular

pc – Passo Circular

O ângulo do dente (α) é a distância angular que o dente percorre em relação a 90° pode ser calculado de acordo com a Equação 10:

$$\alpha = \frac{90}{Z} \quad (10)$$

Onde:

α – Ângulo do dente

Z – N° de dentes

A espessura cordal (sc) é a espessura de um dente de uma engrenagem ao longo de uma corda que passa pela circunferência primitiva, pode ser calculada utilizando a Equação 11:

$$sc = m * Z * Sen(\alpha) \quad (11)$$

Onde:

sc – Espessura Cordal

Z – N° de dentes

α – Ângulo do dente

3.2.3 *Diâmetro externo e interno*

O diâmetro externo (De) é a distância entre os topos de engrenagens opostas, ou seja, o círculo que passa pela área mais externa da engrenagem, seu cálculo pode ser escrito pela Equação 12:

$$De = m (Z + 2) \quad (12)$$

Onde:

De – Diâmetro externo

m - Módulo da engrenagem

Z – N° de dentes

O diâmetro interno é dado pela distância entre as bases de dentes de engrenagens opostos e pode ser calculada pela Equação 13:

$$Di = m(Z - 2,344) \quad (13)$$

Onde:

Di – Diâmetro interno

m - Módulo da engrenagem

Z – N° de dentes

3.2.4 *Ângulo de pressão*

O ângulo de pressão(θ) é uma grandeza que é diretamente proporcional a forma dos dentes e a maneira como as forças serão transmitidas entre os elementos da engrenagem em contato, A escolha do ângulo de pressão geralmente é arbitrária e os valores mais comuns são de 14.5°, 20° e 25°, Um ângulo de pressão maior reduz a força aplicada no dente podendo reduzir o desgaste na cabeça do dente, entretanto aumenta o esforço de flexão dos dentes e quanto menor o ângulo de pressão no dente, mais difícil é o deslizamento entre os dentes o que

pode melhorar a eficiência dos dentes, portanto, cabe ao projetista ponderar sobre qual a melhor angulação de acordo com a aplicação desejada na engrenagem.

3.2.5 Diâmetro de círculo de base

Para calcular o perfil do dente involuto também é necessário o diâmetro do círculo de base (Db), essa circunferência é a que o perfil involuto do dente será gerado, essa grandeza é calculada pela Equação 14:

$$Db = Dp * \cos(\theta) \quad (14)$$

Onde:

Db – Diâmetro do círculo de base

Dp – Diâmetro primitivo

θ - Ângulo de pressão

3.2.6 Altura e folga dos dentes

A altura da cabeça(ad) é dada pelo valor do módulo conforme a Equação 15:

$$ad = m \quad (15)$$

Onde:

ad – Altura da Cabeça

m – Módulo

A altura cordal do dente (ac) é a distância entre a circunferência da base e o ponto mais alto do dente, pode ser calculada através da Equação 16:

$$ac = m \left[1 + \frac{Z}{2} (1 - \cos(\alpha)) \right] \quad (16)$$

Onde:

ac - Altura cordal do dente

m – Módulo da engrenagem

Z – Número de dentes

α – Ângulo do dente

Altura do pé do dente (bd) é a distância medida do fundo do dente até a circunferência do diâmetro primitivo, pode ser descrita pela Equação 17:

$$bd = 1,167 * m \quad (17)$$

Onde:

bd – Altura do Pé do dente

m – Módulo da engrenagem

Altura do total do dente (hd) é a soma da altura da cabeça do dente (ad) e da altura do pé do dente (bd), conforme a Equação 18.

$$hd = ad + bd \quad (18)$$

Onde:

hd – Altura total do dente

ad – Altura da cabeça do dente

bd – Altura do pé do dente

Para um funcionamento eficaz da engrenagem é necessário calcular a folga no pé do dente (f_p) pois essa folga é responsável por acomodar pequenas variações dimensionais, evitar interferências e permitir uma lubrificação adequada, calcula – se essa folga utilizando a Equação 19:

$$f_p = m * 0,167 \quad (19)$$

Onde:

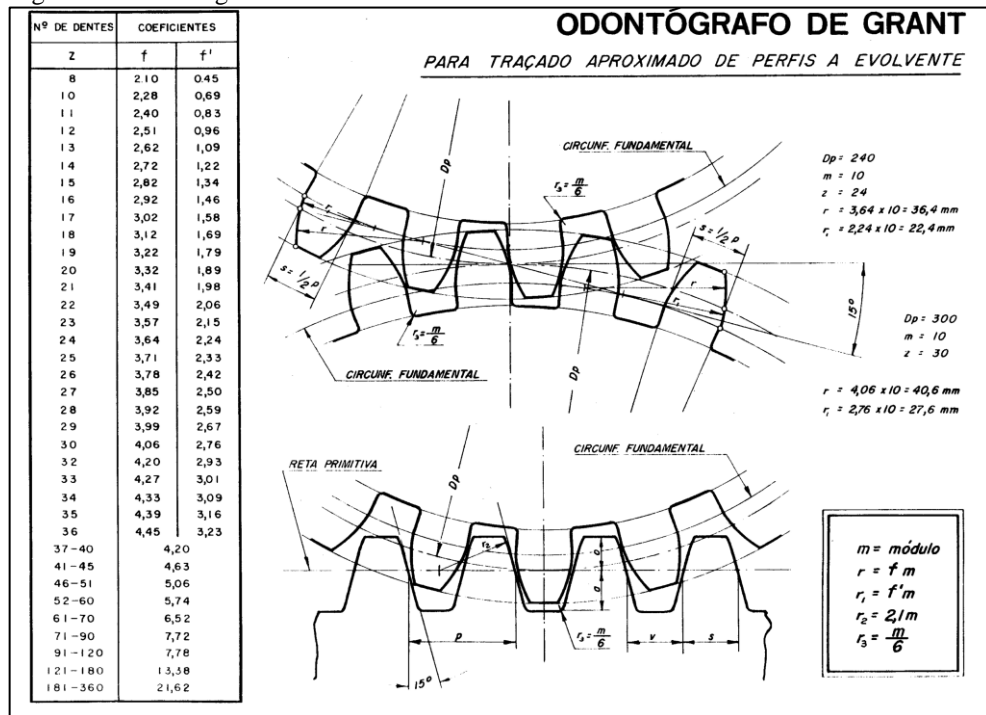
f_p - Folga no pé do dente

m – Módulo da engrenagem

3.2.7 Odontógrafo de Grant

O odontógrafo de Grant é uma ferramenta utilizada para traçar o perfil do dente da engrenagem, o princípio do odontógrafo é a geração da curva involuta a partir de coeficientes tabelado que vão se relacionar com o módulo e o número de dentes da engrenagem.

Figura 12 - Odontógrafo de Grant



Fonte: Provenza(1984)

Para as grandezas utilizadas para traçar a engrenagem temos as Equações 20 a 23.

$$r = f * m \quad (20)$$

$$r_1 = f' * m \quad (21)$$

$$r_2 = 2,1 * m \quad (22)$$

$$r_3 = m/6 \quad (23)$$

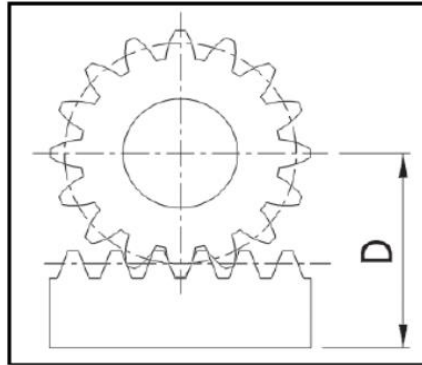
3.2.8 Dimensionamento da cremalheira

A cremalheira possui em seus dentes as mesmas características geométricas do pinhão e devemos apenas considerar seu comprimento e o distanciamento do pinhão para um projeto adequado.

3.2.9 Distanciamento centro do pinhão e base da cremalheira

A Figura 13 demonstra o distanciamento do centro do pinhão da base da cremalheira:

Figura 13 - Distanciamento pinhão e cremalheira



Fonte: Koom(2007)

O distanciamento centro do pinhão até a cremalheira pode ser definido segundo os conceitos da norma DIN 867, nela estão definições sobre as folgas existentes no engrenamento para o cálculo desse distanciamento podemos utilizar a Equação 24:

$$D_{CREMALHEIRA/PINHÃO} = \frac{(Dp - m)}{2} + (hc - f_p) \quad (24)$$

Sendo:

$D_{CREMALHEIRA/PINHÃO}$ – distanciamento da cremalheira

Dp – Diâmetro primitivo do pinhão

hc – Altura da Cremalheira (mm)

m – Módulo da Engrenagem (mm)

f_p - Folga no Dente (mm)

3.3 Grandezas físicas

3.3.1 Força horizontal real

A força horizontal real devido ao esterçamento do veículo pode ser calculada seguindo a equação geral da força dada pela Equação 25, e utilizando um coeficiente de atrito, esse coeficiente de atrito de um veículo Baja SAE foi estudado por Lopes(2016), que chegou na conclusão que o resultado é $\mu = 0,72$

$$F_{hr} = M (g \cdot \mu + a) \quad (25)$$

Sendo:

F_{hr} – Força Horizontal Real (N)

M – Massa do veículo (kg)

μ – Coeficiente de atrito

a – aceleração (m/s²)

3.3.2 Cálculo do Torque Gerado

Para se calcular o torque gerado pela força horizontal real utilizamos o diâmetro primitivo multiplicado pela força horizontal real a Equação 26:

$$\tau = \frac{D_p \cdot F_{hr}}{2 \cdot \eta} \quad (26)$$

Sendo:

F_{hr} – Força horizontal real (N)

τ – Torque gerado (N.m)

η – Rendimento do sistema

D_p – Diâmetro primitivo do pinhão

3.3.3 Potência Mecânica

Para realizar o cálculo da potência mecânica podemos utilizar o torque gerado multiplicado a força horizontal real de acordo com a Equação 27:

$$Pm = \frac{\tau \cdot F_{hr}}{\eta} \quad (27)$$

Sendo:

Pm – Potência mecânica (W)

τ – Torque gerado (N.m)

η – Rendimento do Sistema

3.3.4 Rotação devido ao esterçamento

Após encontrar a potência mecânica utilizamos o torque e a potência mecânica podemos utiliza-las na Equação 28 para descobrir a rotação devido ao esterçamento das rodas.

$$n = \frac{30 \cdot Pm}{\pi \cdot \tau} \quad (28)$$

Sendo:

Pm – Potência mecânica (W)

n – Rotação (rpm)

τ – Torque gerado (N.m)

3.3.5 Análise do dimensionamento do pinhão

Para se avaliar a o dimensionamento do pinhão é necessário calcular a tensão máxima no pé do dente e comparar com a tensão admissível pelo material escolhido para o conjunto pinhão e cremalheira. Para isso utilizamos a Equação 29 que é uma adaptação para o critério de Lewis onde

$$\sigma_{m\acute{a}x} = \frac{F_{hr} \cdot q \cdot \varphi}{b \cdot m} < \sigma_{mat} \quad (29)$$

Sendo:

F_{hr} – Força horizontal real (N)

q – Fator de forma em função dos números de dentes

φ – Fator de serviço

b – Largura do pinhão (mm)

$\sigma_{m\acute{a}x}$ – Tensão máxima no dente (MPa)

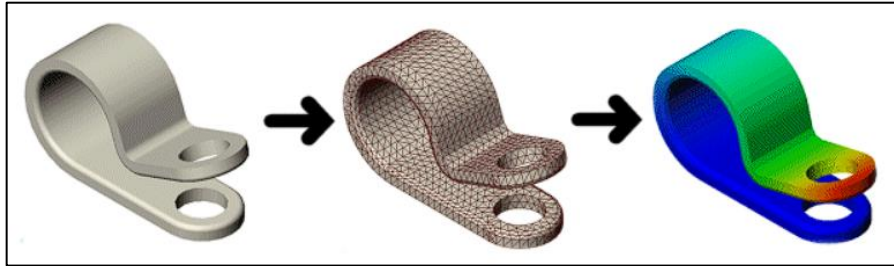
σ_{mat} – Tensão admissível pelo material (MPa)

3.4 Metodologia numérica do Solidworks

O método por elementos finitos é uma metodologia bastante utilizada por engenheiros, ela consiste na aplicação equações diferenciais que descrevem problemas de engenharia, essas equações por sua vez são resolvidas e representadas graficamente por computadores, essa análise tem por objetivo demonstrar os deslocamentos e as tensões devido as forças a qual o elemento a ser estudado estará submetido. O MEF divide o modelo em muitas partes pequenas de forma simples, denominados elementos finitos conforme representado na Figura 15.

Para a execução da simulação foi utilizado um recurso do *SolidWorks® 2023* denominado *Solidworks® Simulation* esse sistema é uma sistema de análise de projetos integrado ao *Solidworks*. O *Solidworks® Simulation* fornece soluções de simulação de para análises estáticas lineares e não lineares, de frequência, flambagem, térmica, fadiga, vasos de pressão, testes de queda, análises dinâmicas lineares e não lineares, e de otimização (Solidworks,2023).

Figura 14 - Exemplo de análise por elementos finitos



Fonte: Soliworks (2024)

O Solidworks utiliza como metodologia numérica o método dos elementos finitos, o software utiliza o seguinte processo para a execução da simulação.

3.4.1. Modelagem geométrica

A modelagem geométrica é possível com a utilização das ferramentas e recursos disponibilizados pelo próprio software, que permite a criação em 3D de diversas peças para aplicações mecânicas e estruturais.

3.4.2. Definição de Material

O software dispõe de uma biblioteca de materiais com várias propriedades que permitem uma simulação para uma infinidade de peças, pois podemos atribuir as propriedades mecânicas do material para a modelagem geométrica.

3.4.3. Geração da Malha

O método dos elementos finitos reparte a modelagem 3D em uma malha de pequenos elementos finitos que reduzem as áreas para o cálculo, tornando os cálculos mais simples possibilitando a simulação de peças mais complexas.

3.4.4. Condições de contorno

Nas Condições de contorno serão aplicadas as restrições de movimento, forças e momentos a serem aplicados para simular o ambiente de operação.

3.4.5. Resolução Numérica

O Solidworks resolve as equações diferenciais referentes a cada elemento finito de modo a calcular todas as tensões e deformações.

3.4.6. Análise dos resultados

Após a realização dos cálculos é gerada uma visualização gráfica dos resultados, como a distribuição da tensão de Von Mises bem como a deformação e o deslocamento devido a aplicação de tensão.

4 RESULTADOS E DISCUSSÃO

O objeto de estudo deste trabalho é a realização de um projeto de um sistema pinhão cremalheira para uma caixa de direção de um veículo *off-road* baseado no RATBSB, Regulamento da competição *Baja SAE Brasil*, portanto, para a realização dos estudos foi adotado um veículo fictício com as dimensões dentro dos parâmetros exigidos pela SAE Brasil, sobre as tolerâncias dimensionais do veículo temos as seguintes restrições previstas em regulamento.

B1.2 Dimensões máximas do veículo

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

B1.2.2 Comprimento: sem restrições. Observar, contudo, que as provas das competições são montadas tendo em mente veículos com a largura máxima permitida e comprimento máximo de 2,74m. (RATBSB, 2023, pág. 13).

B1.4.3 Alguns obstáculos citados a seguir possuem dimensões que devem servir como referências mínimas ao se considerar a capacidade de transposição para a concepção e o desenvolvimento do projeto:

- Aclives com 100% de inclinação(45°) e 5 metros de comprimento
- Travessias rasas de água e lama de 0,3m de profundidade
- Troncos com 0,4m de diâmetro
- Curvas com raio mínimo de 3,5m (medido a partir do centro do veículo). (RATBSB, 2023, pág. 17).

Dadas as dimensões especificadas do veículo de acordo com o regulamento, o sistema será projetado para um veículo cujas dimensões estão dispostas na Tabela 01:

Tabela 1 - Dimensões do Protótipo

DIMENSÕES DO PROTÓTIPO		
DESCRIÇÃO	TAMANHO	REGULAMENTO
COMPRIMENTO	2050 mm	2740 mm (máx.)
LARGURA	1250 mm	1620 mm (máx.)

ENTRE EIXOS	1425 mm	NA
BITOLA DIANTEIRA	1250 mm	NA
ÂNGULO DE PINO MESTRE	10°	NA
ÂNGULO DE CAMBER ESTÁTICO	0°	NA
ÂNGULO DE CÁSTER	10°	NA
RAIO DE CURVA	3500mm	3500 mm (recomendado)
ALTURA DE VÃO LIVRE	450mm	300mm(recomendado)

Fonte: Elaborado pelo autor (2024)

Ao se analisar os parâmetros técnicos e dimensionais foi escolhido o sistema de direção do tipo pinhão e cremalheira, um sistema de direção mecânico de acordo com o que se especifica o RATBSB, além disso a escolha desse modelo de sistema de direção faria com que a caixa de direção fosse mais barata devido a gama de opções de engrenagens que podem ser encontradas pré-fabricadas no mercado.

4.1. Modelagem do sistema pinhão-cremalheira

A partir dos parâmetros escolhidos no tópico anterior se fez possível realizar o projeto de uma caixa de direção que atenda aos parâmetros descritos anteriormente, o primeiro passo é descobrir os ângulos referentes a geometria de Ackermann.

4.1.1. Ângulo da Geometria Ackermann

Para se calcular a os ângulos da geometria Ackermann para as rodas interna e externa a curva temos que aplicar as grandezas da Tabela 01 nas equações 1 e 2 descritas anteriormente neste trabalho:

Temos que:

$$L = 2050\text{mm}$$

$$R = 3500\text{mm}$$

$$t = 1250\text{mm}$$

Aplicando na Equação 1

$$\delta_o = 26,42^\circ$$

Aplicando na Equação 2

$$\delta_i = 35,49^\circ$$

4.2. Cálculo das grandezas geométricas do sistema pinhão-cremalheira

Considerando uma caixa de direção com 400mm de comprimento total temos um curso de cremalheira de 200mm de deslocamento, e segundo o regulamento o volante deve virar apenas 90° para cada lado, totalizando meia volta ou seja 180°, aplicando essas informações na equação 4:

Temos que:

$$c = 200\text{mm}$$

$$n = 0,5 \text{ voltas}$$

$$Dp = \frac{c}{\pi \cdot n}$$

$$Dp = \frac{0,2}{\pi \cdot 0,5}$$

$$Dp = 0,1275\text{m}$$

A partir da descoberta do diâmetro primitivo utilizaremos as informações dispostas no capítulo anterior para encontrar as demais características geométricas da engrenagem, supnhamos que o número de dentes da engrenagem seja 50 dentes portanto

$$Z = 50$$

A partir do diâmetro primitivo (D_p) e da quantidade de dentes (Z) podemos calcular o módulo da engrenagem (m):

$$m = \frac{127,5}{50}$$

$$m = 2,54mm$$

Pelo valor do módulo da engrenagem devemos aplicar uma correção, pois não encontraremos no mercado uma engrenagem com o módulo exato de 2,54mm, sendo o diâmetro primitivo mais próximo de 2,50mm portanto:

$$m_{corrigido} = 2,50mm$$

Ao aplicar módulo corrigido com o diâmetro primitivo descoberto na equação (4) temos:

$$Z_{corrigido} = \frac{127,5}{2,5}$$

$$Z_{corrigido} = 51$$

Para o Ângulo de pressão temos que as angulações mais utilizadas são de 14.5°, 20° e 25°, para esta engrenagem vamos considerar a angulação de pressão de 20°, haja vista que precisamos de uma boa eficiência e uma boa capacidade de carga

$$\theta = 20^\circ$$

A partir da aplicação das equações de 07 a 19 obtemos os resultados das grandezas geométricas do sistema pinhão-cremalheira conforme dispostos na Tabela 2:

Tabela 2 - Grandezas geométricas do sistema pinhão-cremalheira

DIMENSÕES DO PROTÓTIPO		
DESCRIÇÃO	VALOR	UNIDADE
PASSO CIRCULAR (pc)	7,8539	mm
PASSO DIÂMETRAL (pd)	0,12733	mm
ESPESSURA CIRCULAR (s)	3,9269	mm
ÂNGULO DA ENGRENAGEM (α)	1,76	graus

ESPESSURA CORDAL (sc)	3,9163	mm
DIÂMETRO EXTERNO (De)	132,5	mm
DIÂMETRO INTERNO (Di)	121,665	mm
DIÂMETRO DE CÍRCULO DE BASE (Db)	119,341	mm
ALTURA DA CABEÇA DO DENTE (ad)	2,50	mm
ALTURA CORDAL CABEÇA DO DENTE (ac)	2,53	mm
ALTURA DO PÉ DO DENTE (bd)	2,9175	mm
ALTURA TOTAL DO DENTE (hd)	7,29375	mm
FOLGA NO PÉ DO DENTE (fp)	0,4175	mm

Fonte: Elaborado pelo autor (2024)

4.2.1. Modelagem da engrenagem

Após a obtenção das grandezas da Tabela 2, foi possível realizar a modelagem auxílio do programa Solidworks®

Para se calcular os raios da involuta da engrenagem, temos que utilizar a tabela 3 com os coeficientes do odontógrafo de Grant.

Tabela 3 – Coeficientes para involuta

Nº DE DENTES	COEFICIENTES	
	f	f'
41 - 45	4,63	
46 - 51	5,06	
52 - 60	5,74	
61 - 70	6,52	
71 - 90	7,72	
91 - 120	7,78	
121 - 180	13,38	
181 - 360	21,62	

Fonte: Provenza(1984)

$$f = 5,06$$

$$f' = 5,06$$

Aplicando os coeficientes nas fórmulas (20), (21), (22), (23) temos:

$$r = 5,06 * 2,5mm$$

$$r = 12,65mm$$

$$r_1 = f' * m$$

$$r_1 = 12,65 mm$$

$$r_2 = 2,1 * m$$

$$r_2 = 2,1 * 2,5$$

$$r_2 = 5,25 mm$$

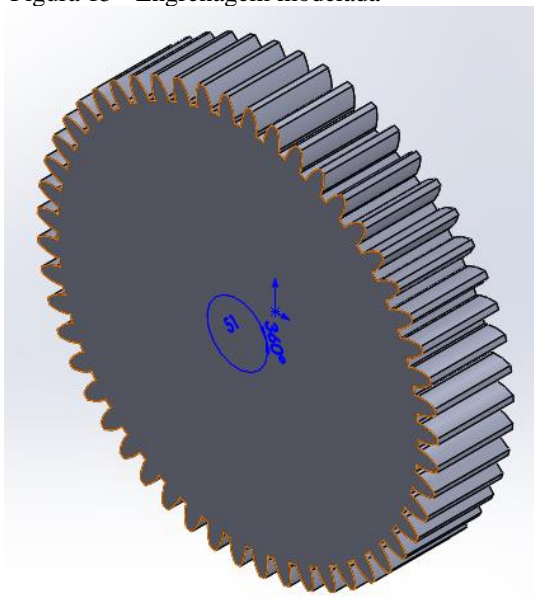
$$r_3 = m/6$$

$$r_3 = \frac{2,5}{6}$$

$$r_3 = 0,416mm$$

Após a obtenção de todas as grandezas geométricas foi possível realizar a modelagem de acordo com o odontógrafo de Grant conforme demonstra a Figura 15.

Figura 15 - Engrenagem modelada

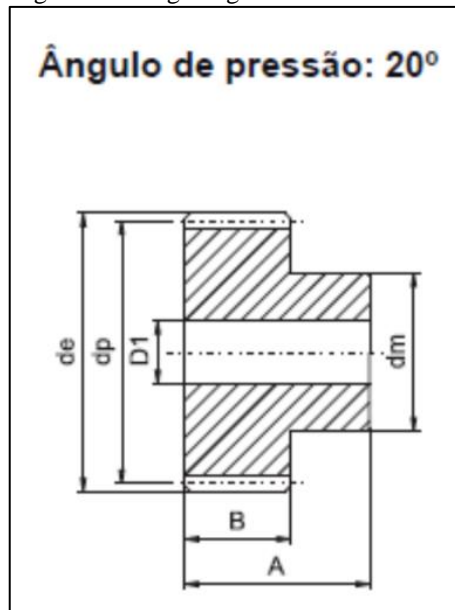


Fonte: Elaborado pelo autor (2024)

4.2.2. Escolha da engrenagem

A fim de baratear a execução da engrenagem em questão, devemos buscar uma engrenagem no mercado com características compatíveis com o diâmetro primitivo escolhido, a Figura 16 a partir do Catálogo da Usicorp (Anexo 01) chegamos a seguinte engrenagem:

Figura 16 - Engrenagem com cubo



Fonte: Catálogo Usicorp (2024)

De acordo com o Diâmetro primitivo encontrado ($D_p = 127\text{mm}$) temos que para um módulo $m = 2,5\text{mm}$ as seguintes medidas para a engrenagem:

Tabela 4 - Dimensões da engrenagem (mm)

PARA $Z=51$ E $m=2,5$					
D_e	D_p	D_m	D_1	A	B
132,5	127,5	80	10	45	25

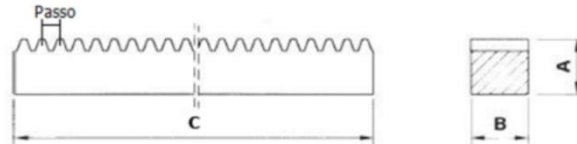
Fonte: Catálogo da Usicorp(2024)

4.2.3. Escolha e modelagem da cremalheira

A partir das dimensões definidas na Tabela 4 é possível encontrar as dimensões da cremalheira a ser utilizada com as informações da Tabela 5:

Tabela 5 - Dimensões da cremalheira

De acordo com a Norma DIN 782 ângulo de pressão: 20° - Material C45

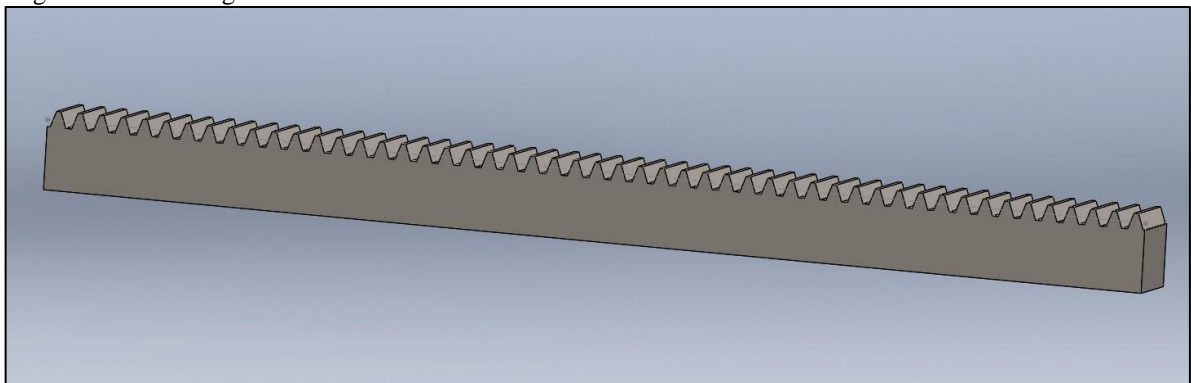


Módulo	Dimensões $C = 2000 - A \times B$	Passo mm	Peso Kg
1	15 x 15	3,1416	3,1
1.5	17 x 17	4,7124	4
2	20 x 20	6,2832	5,4
2.5	25 x 25	7,8540	8,6
3	30 x 30	9,4248	12,5
4	40 x 40	12,5664	22
5	50 x 50	15,7080	34
6	60 x 60	18,8496	51

Fonte: Catálogo da Usicorp(2024)

A partir das dimensões encontradas na Tabela 5 temos que pra o módulo 2,5 temos as medidas para realizar a modelagem da cremalheira conforme Figura 17.

Figura 17 – Modelagem da cremalheira



Fonte: Elaborado pelo autor (2024)

4.2.4. Cálculo do Distanciamento entre o centro do pinhão e a cremalheira

Para encontrar o distanciamento entre o Centro do Pinhão e a Cremalheira aplicando os valores da Tabela 5 na equação (24)

$$D_{CREMALHEIRA/PINHÃO} = 84,585\text{mm}$$

4.2.5. Massa do carro

O Regulamento Administrativo e Técnico do Baja SAE Brasil cita que o veículo deve suportar uma carga de 42kg a 109kg e o peso médio de um carro da competição é de 150kg a 190kg, portanto consideraremos a soma do peso máximo do piloto segundo o regulamento com o peso médio entre os veículos baja portanto:

$$\text{Massa do Carro} = \frac{150 + 190}{2} = 170\text{kg}$$

$$\text{Massa Total} = \text{Massa do Carro} + \text{Massa máxima do Piloto}$$

$$\text{Massa total} = 170 + 109 = 279\text{kg}$$

4.2.6. Cálculo da Velocidade média e Aceleração teórica

Para obtermos a aceleração teórica de um baja utilizaremos os resultados obtidos nas provas de aceleração da 27ª Competição Baja SAE Brasil, Que consiste em um corrida de tiro curto onde são percorridos 30 metros a partir do repouso, nessa edição a equipe campeã foi a EESC - USP que concluiu a prova em 3,891s, considerando um movimento uniforme temos:

$$v = 7,701 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Aplicando a velocidade encontrada na equação do movimento uniformemente variável para descobrir a aceleração temos:

$$a = 1,979 \text{ m/s}^2$$

4.2.7. Força Horizontal Real

Para calcular a Força Horizontal Real utilizaremos a equação 07, substituindo na fórmula temos:

$$F_{hr} = 2495,403 \text{ N}$$

4.2.8. Torque gerado

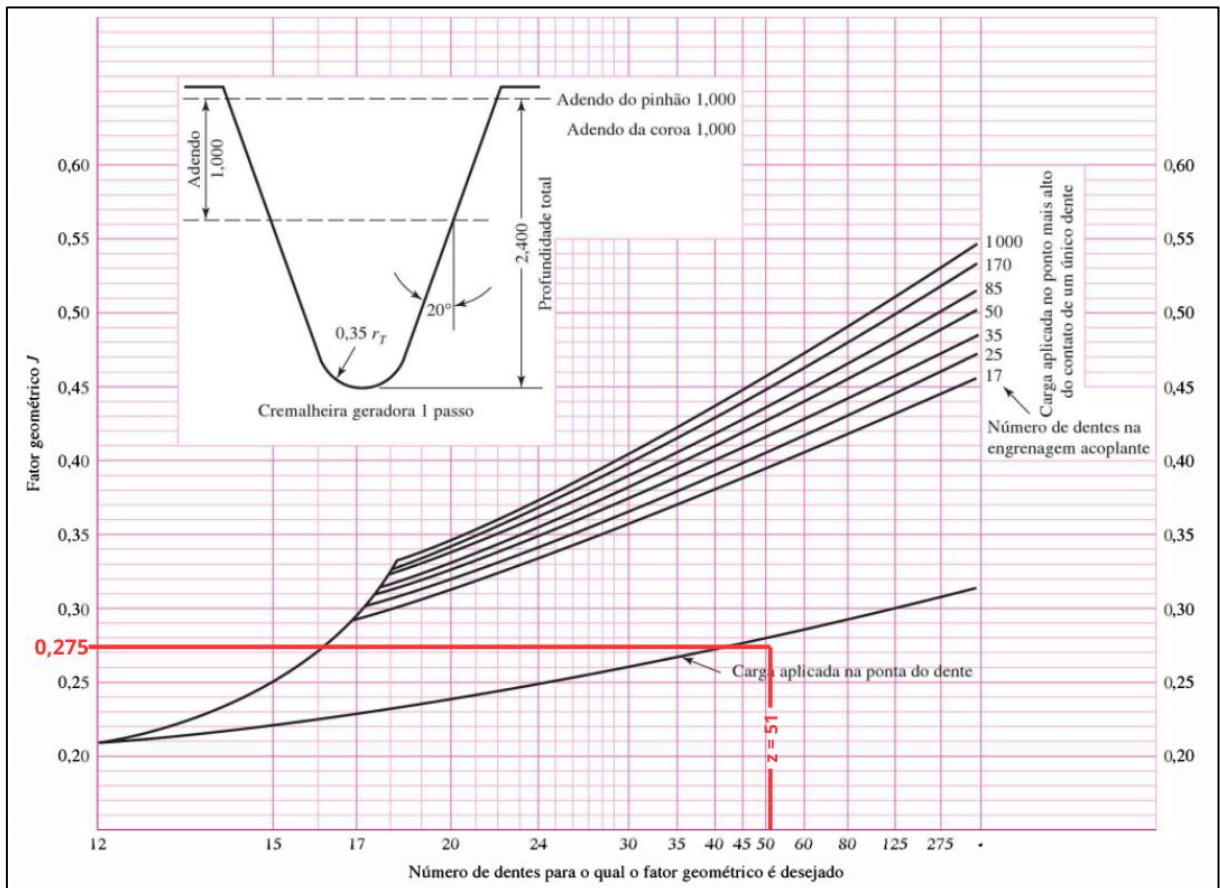
Após encontrarmos a força horizontal real, podemos calcular o torque gerado ao esterçar com essa, para isso utilizaremos a equação 08 e considerando um rendimento ideal do sistema:

$$\tau = 159,081 \text{ N.m}$$

4.2.9. Fator geométrico de flexão no pé do dente

Para calcular o fator geométrico Budynas et al (1994) disponibiliza o gráfico da figura 43 para o cálculo do fator geométrico flexão na ponta do dente, considerando o pinhão sem correção.

Figura 18 – Gráfico fator geométrico de flexão no pé do dente



Fonte: Budynas *et al*, (1994) – adaptado

Portanto temos graficamente que:

$$q = 0,275$$

4.2.10. Fator de Sobrecarga

Para encontrar o fator de serviço Budynas *et al* disponibiliza a tabela 6, consideremos que a fonte de potência, no caso o Piloto proporcione Choques Leves na engrenagem ao esterçar e que a engrenagem transmita o torque de forma uniforme:

Tabela 6 - Fatores de Sobrecarga

Tabela de fatores de sobrecarga, K_o			
Máquina acionada			
Fonte de potência	Uniforme	Choques moderados	Choques intensos
Uniforme	1,00	1,25	1,75
Choques leves	1,25	1,50	2,00
Choques médios	1,50	1,75	2,25

Fonte: Budynas *et al*, (1994)

Portanto temos que:

$$\varphi = 1,25$$

4.2.11. Cálculo da Tensão máxima admissível

A partir da Força horizontal real podemos calcular a Tensão máxima admissível aplicando na Equação 29 para verificar se o pinhão está superdimensionado, considerando o material C45(AISI 1045)

$$\sigma_{mat} = 275 \text{MPa}:$$

$$\sigma_{m\acute{a}x} = 137,2472 \text{MPa} < \sigma_{mat}$$

Portanto o Material é adequado para o conjunto pinhão cremalheira a ser utilizado para a caixa de direção

4.3. SIMULAÇÃO NUMÉRICA DE ESFORÇOS E DEFORMAÇÕES

Para a consolidação dos resultados apresentados pelos cálculos realizados anteriormente iremos realizar um estudo de simulação no Software Solidworks, para o ensaio foi feita a modelagem da engrenagem de acordo com as características previamente dimensionadas de acordo com o projeto realizado nesse trabalho, para todas as simulações foram utilizadas malhas de segunda ordem mescladas com base em curvatura #10x2, foram seguidos todos os parâmetros relacionados ao material das engrenagens (AÇO C45/AISI 1045) na biblioteca do Solidworks.

4.3.1. Simulação no pinhão

4.3.1.1 Tensão de Von-Mises no pé do dente

Para o cálculo da tensão de Von-Mises o programa constrói e resolve um sistema de equações lineares de equilíbrio de elementos finitos e de acordo com o conjunto de cargas e restrições calcula os componentes de deslocamento em cada nó, após isso é utilizado os dados do deslocamento para fazer os cálculos da tensão-deformação e plota graficamente.

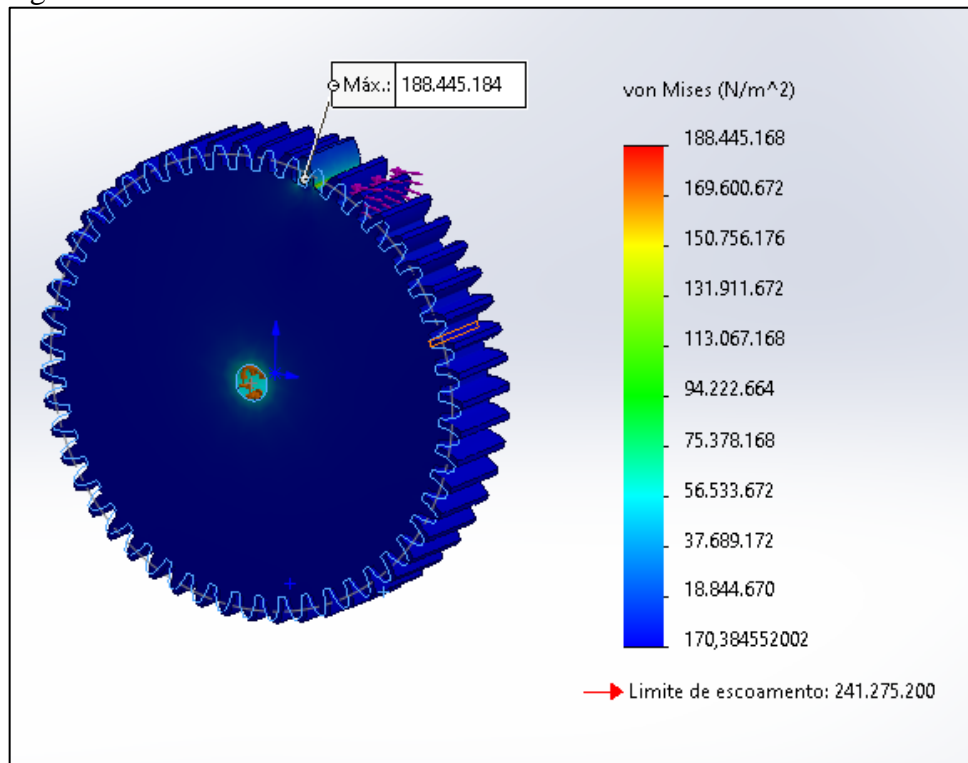
Aplicando a Força Horizontal Real na face do dente, $F_{hr} = 2495N$, Considerando que a força em que o condutor está exercendo seja aplicada com o rendimento de 100%, temos o resultado da Tabela 7 e Figura 8:

Tabela 7 – Tensão de Von Mises no pé do dente do pinhão

RESULTADO OBTIDO		
DESCRIÇÃO	VALOR	UNIDADE
TENSÃO DE VON MISES	188,445	MPa

Fonte: Elaborado pelo autor (2024)

Figura 19 - Tensão de Von-Mises



Fonte: Elaborado pelo autor (2024)

O resultado é considerado satisfatório pois o valor da tensão no pé do dente é menor do que a tensão de escoamento do material.

4.3.1.2. Deslocamento lateral devido a aplicação de força

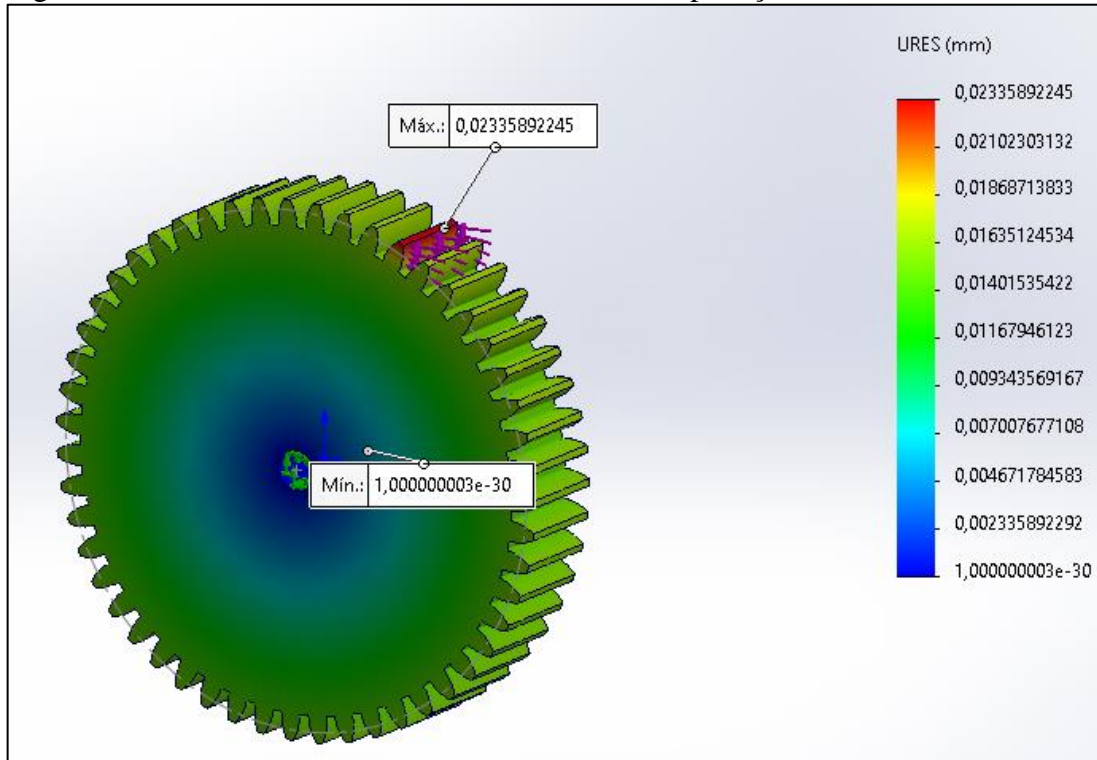
Temos que o deslocamento máximo lateral devido a aplicação de força é dada pela tabela 08 e representado pela Figura 9:

Tabela 8 – Deslocamento máximo devido a aplicação de força no pé do dente

RESULTADO OBTIDO		
DESCRIÇÃO	VALOR	UNIDADE
DESLOCAMENTO	0,02335892245	mm

Fonte: Autor(2024)

Figura 20 – Deslocamento lateral do dente devido a aplicação de tensão



Fonte: Elaborado pelo autor (2024)

O deslocamento devido a força aplicado é irrisório, portanto, não seria um causador provável para falha do sistema.

4.3.1.3 Distorção devido a força aplicada

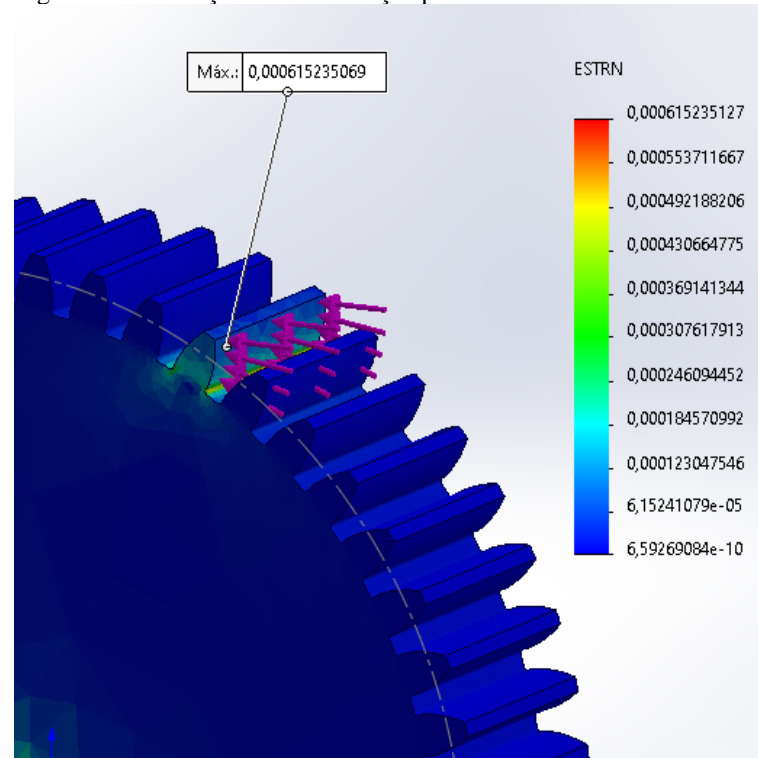
A distorção devido a força aplicada no pé do dente do pinhão representada na Figura 10 é dada pela tabela 9:

Tabela 9 – Distorção devido a força aplicada no pinhão

RESULTADO OBTIDO		
DESCRIÇÃO	VALOR	UNIDADE
DISTORÇÃO DEVIDO A FORÇA	0,000615235069	-

Fonte: Autor (2024)

Figura 21 - Distorção devido a força aplicada



Fonte: Elaborado pelo autor (2024)

A razão equivalente de distorção devido a aplicação da força é de $0,00061523$ o que demonstra que não há deformação relevante no ponto de maior aplicação de tensão, portanto a distorção não prejudicará o engrenamento.

4.3.2. Simulação na Cremalheira

Realizando a simulação para a cremalheira de acordo com as dimensões da Tabela 5.

4.3.2.1 Tensão de Von-Mises no pé do dente

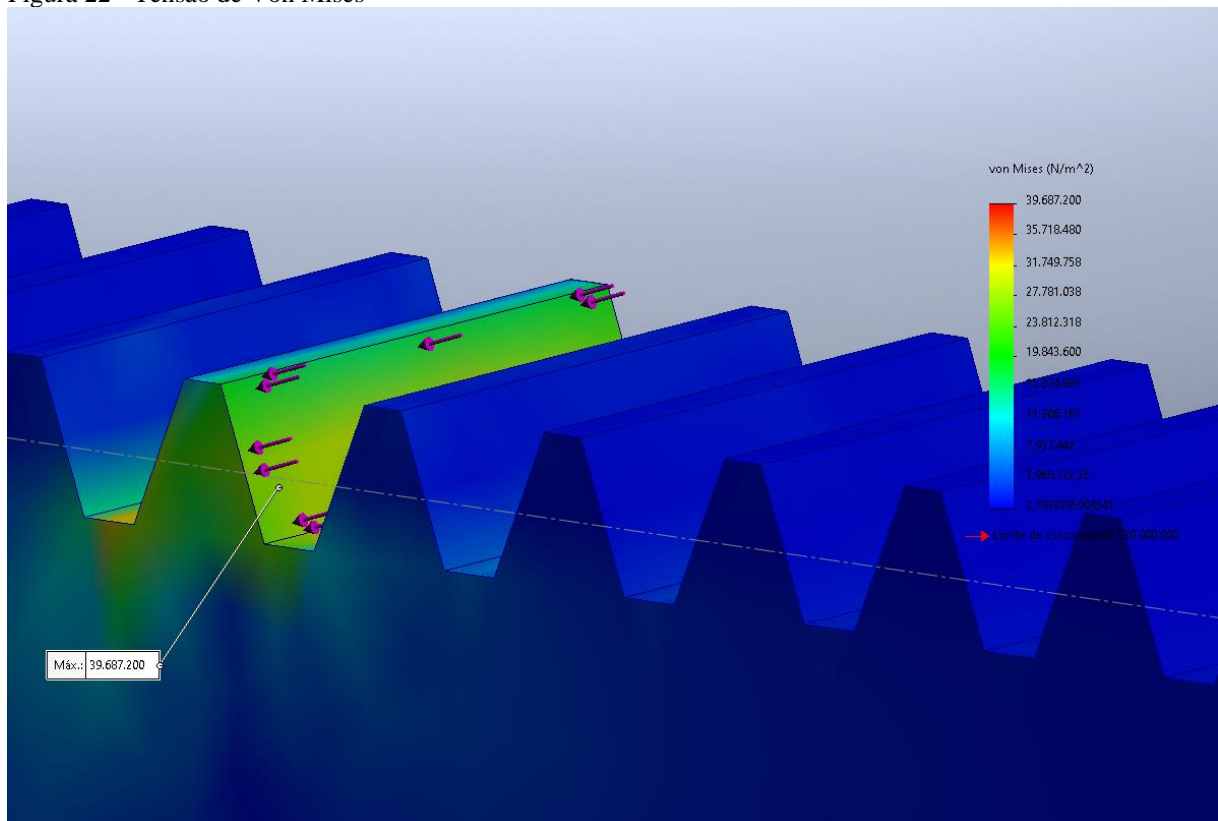
Tensão máxima resultante devido a aplicação da força no dente da cremalheira é dado pelos valores na tabela 10 e o gráfico gerado está na Figura 11:

Tabela 10 - Tensão de Von Mises no dente da cremalheira

RESULTADO OBTIDO		
DESCRIÇÃO	VALOR	UNIDADE
TENSÃO DE VON MISES	39,687	MPa

Fonte: Autor(2024)

Figura 22 - Tensão de Von Mises



Fonte: Elaborado pelo autor (2024)

A tensão de Von-mises no dente da cremalheira é menor do que o limite de escoamento do material, portanto o material é adequado para a fabricação da cremalheira.

4.3.2.2. Deslocamento devido a aplicação de força

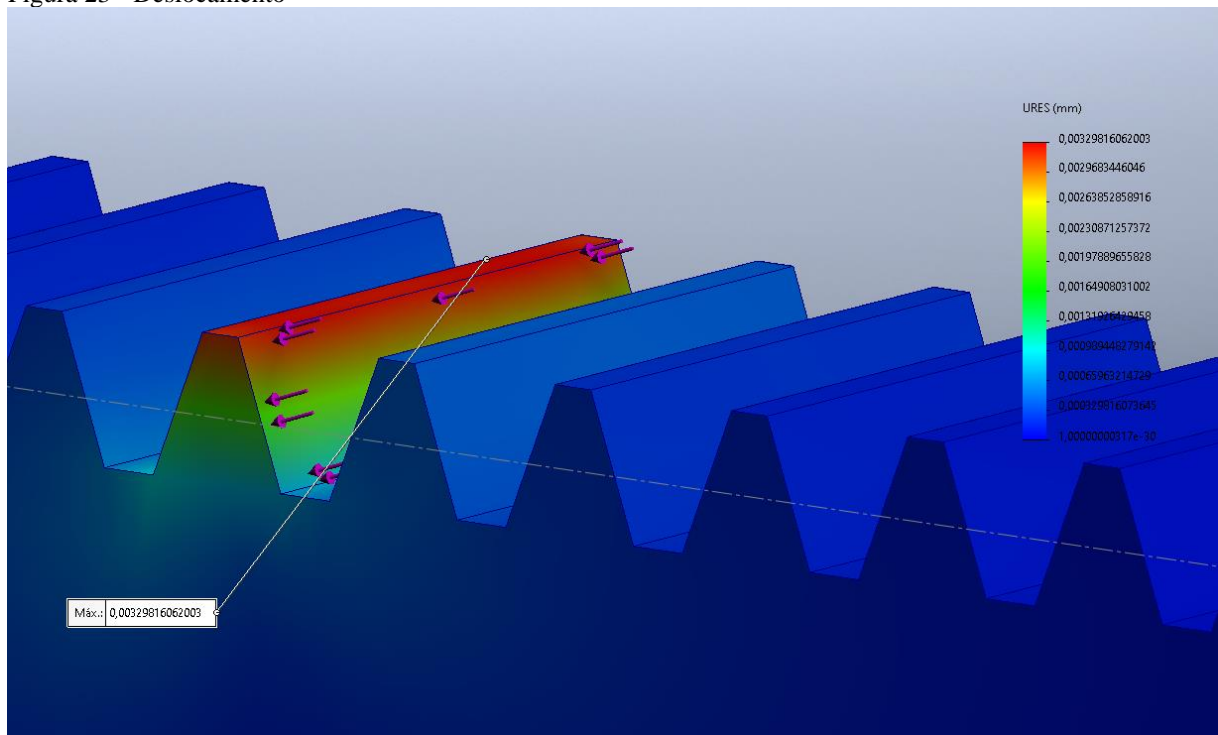
O deslocamento máximo devido a aplicação de força no dente da cremalheira de acordo com a Tabela 11 e a Figura 12 é de 0,00329816062003mm

Tabela 11 - Deslocamento máximo devido a aplicação de força na cremalheira

RESULTADO OBTIDO		
DESCRIÇÃO	VALOR	UNIDADE
DESLOCAMENTO	0,003298160620030	mm

Fonte: Autor(2024)

Figura 23 - Deslocamento



Fonte: Elaborado pelo autor (2024)

Assim como no pinhão, na cremalheira o deslocamento tem um valor baixo, portanto não é um limitante do sistema.

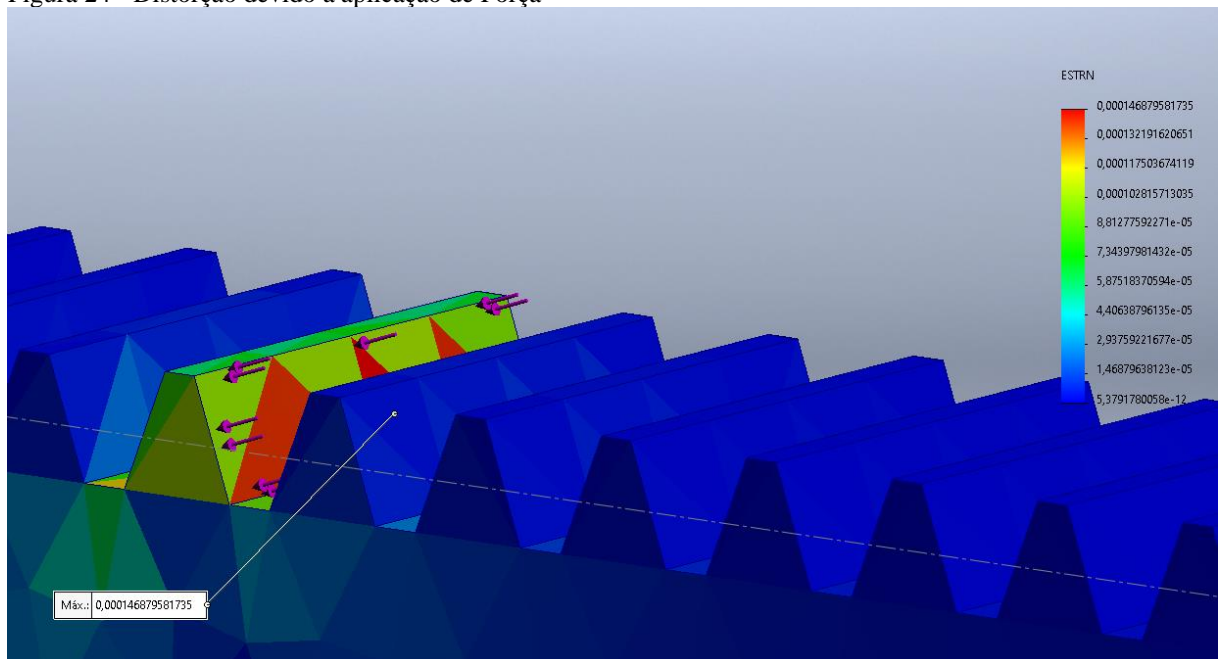
4.3.2.3. Distorção máxima devido a aplicação de força

A distorção máxima devido a aplicação de força no dente é dada pela Tabela 12 e Figura 13 é de 0,000146879581735

Tabela 12 – Distorção máxima na cremalheira

RESULTADO OBTIDO		
DESCRIÇÃO	VALOR	UNIDADE
DISTORÇÃO DEVIDO A FORÇA	0,000146879581	-

Figura 24 - Distorção devido a aplicação de Força



Fonte: Elaborado pelo autor (2024)

O valor da distorção devido a aplicação da força é irrisório, portanto, não é um limitante do sistema.

5 CONSIDERAÇÕES FINAIS

O desenvolvimento do sistema pinhão-cremalheira para a caixa de direção de um protótipo do Baja SAE, apresentado neste trabalho, demonstrou a eficácia do uso de ferramentas de simulação numérica e modelagem CAD/CAE no processo de projeto mecânico. O sistema projetado foi dimensionado, garantindo que as especificações de segurança, manobrabilidade e robustez fossem atendidas de acordo com os desafios que o veículo enfrentará nas provas.

Através de um detalhado processo de cálculo e dimensionamento, foi possível determinar as principais grandezas geométricas do sistema, como o diâmetro primitivo, o módulo da engrenagem, e o número de dentes, de modo a garantir a eficiência do conjunto pinhão-cremalheira no controle do movimento do veículo. Esses cálculos foram acompanhados de simulações que validaram o comportamento do sistema em termos de tensões e deformações, permitindo identificar o nível de resistência dos componentes em condições reais de uso.

A simulação por elementos finitos (MEF) realizada no software SolidWorks® proporcionou uma visão clara dos esforços e tensões que o sistema de direção enfrentará, destacando a importância de um projeto robusto. As análises de tensão de Von Mises e deslocamento mostraram que o sistema projetado é capaz de suportar os esforços previstos, sem comprometer sua integridade estrutural, mesmo nas condições mais severas de operação *off-road*. O material utilizado, um aço C45 (AISI 1045), demonstrou ser adequado para suportar as tensões calculadas, garantindo a segurança do sistema e a durabilidade necessária para as competições.

Além disso, este estudo confirma a importância das ferramentas de simulação computacional no desenvolvimento de sistemas complexos, permitindo otimizações no projeto que minimizam a necessidade de protótipos físicos e reduzem o tempo de desenvolvimento. A metodologia adotada neste trabalho pode ser aplicada em projetos futuros de sistemas mecânicos, não apenas em veículos *off-road*, mas em outras áreas que demandam precisão e eficiência no controle de movimento.

Portanto, os resultados obtidos demonstram que o sistema pinhão-cremalheira desenvolvido atende plenamente aos requisitos técnicos da competição do Baja SAE e apresenta uma solução viável e eficiente para o sistema de direção de um protótipo *off-road*. Sugere-se que estudos futuros explorem a otimização do sistema, visando melhorar ainda mais o desempenho e a redução de peso, além da utilização de novos materiais para melhorar a eficiência geral. Este trabalho contribuiu significativamente para o conhecimento na área de

projeto de sistemas de direção, servindo como uma base para a evolução contínua de soluções inovadoras no setor automotivo.

As principais conclusões deste trabalho são:

Validação do Modelo: O modelo desenvolvido foi validado com sucesso através das simulações computacionais, demonstrando que sua versão real seria adequada para o projeto de uma caixa de direção para um projeto com as dimensões apresentadas

Desempenho do Sistema: O sistema de direção apresentou um desempenho satisfatório nas condições simuladas, com resistência mecânica adequada, condições geométricas satisfatórias.

Aplicabilidade Prática: O projeto desenvolvido é viável tanto economicamente quanto teoricamente para aplicação prática em veículos *off-road*, oferecendo uma solução de baixo custo e eficiente para competições como o Baja SAE Brasil.

6 SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

Para trabalhos futuros, recomenda-se a

1. Otimização do projeto visando a redução de peso e custo
2. Fabricação do protótipo e aplicação em uma caixa de direção de acordo com os parâmetros do Baja SAE
3. Realização de testes experimentais para validar os resultados das simulações.
4. Desenvolvimento de novos modelos mais avançados

REFERÊNCIAS

- AMERICAN IRON AND STEEL INSTITUTE. *AISI Steel Product Manual: Carbon, Alloy, and Stainless Steels*. Washington, D.C.: AISI. Acesso em:22/05/2024.
- BUDYNAS, Richard G.; NISBETT, J. Keith. *Shigley's Mechanical Engineering Design*. 8ª ed. Singapura: McGraw Hill, 2020.
- CANTARELLI, J. V. C. S.; SILVA, A. A. *Projeto Preliminar De Um Veículo De Alta Eficiência Energética*. Brasília: Universidade De Brasília - UNB, 2016.
- CORRÊA, W. S. *Desenvolvimento de um Sistema de direção para um protótipo Veicular com Baixo Consumo Energético*. São Luiz, Universidade Estadual do Maranhão, UEMA, 2019.
- DIN 867:1986-02. *Zahnflankennormale von Evolventenverzahnungen; Grundlagen*. Berlin: Deutsches Institut für Normung, 1986.
- GILLESPIE, T. D. *Fundamentals of Vehicle Dynamics*. SAE, Warrendale, 1992. 294 f.
- KNOWLES, Don. *Automotive Suspension & Steering Systems*. 6ª ed. Clifton Park: Delmar Cengage Learning, 2008.
- KOOM, **Engenharia de precision**, Catálogo delas transmisiones por cremallera Piñón, 2007. Disponível em: <<http://www.mecapedia.uji.es/catalogos/engranaje/spitkoom.1.pdf>> Acesso em 13 dez 2023.
- LOPES, J. C. L.; GALDINO, L. **Dimensionamento do sistema cremalheira-pinhão de dentes retos**. *Revista Augusto Guzzo*, São Paulo, n. 12, p. 127-139, 2013.
- MILLIKEN, W.F.; MILLIKEN D. L. *Chassis Design: Principles and Analysis*. SAE International, 2002.
- MILLIKEN, W. F.; MILLIKEN D. L. *Race Car Vehicle Dynamics*. SAE International, 1995.
- PROVENZA, Francesco. *Desenhista de Máquinas*. 2ª ed. São Paulo: Protec, 1976. 441p.
- REIMPELL, Jörnßen; STOLL, Helmut; BETZLER, Jürgen. *The Automotive Chassis: Engineering Principles*. 2ª ed. Londres: Butterworth-Heinemann, 2001.
- RILL, Georg. *Vehicle Dynamics: Fundamentals and Modeling Aspects*. Regensburg: Hochschule Regensburg University of Applied Sciences, 2009.
- ROSA, Manoela Tarcila Martins. *Sistemas de Direção*. 2010. 11f. Monografia (Especialização) – Curso de Mecânica de Automóveis, Senai – Hortotex, Belo Horizonte, 2010.
- SAE BRASIL. **REGULAMENTO ADMINISTRATIVO E TÉCNICO BAJA SAE BRASIL**. São Paulo: 2024. 127p.

SAE BRASIL. **RESULTADOS DA PROVA DE ACELERAÇÃO BAJA SAE BRASIL** 27^{ed.}. São Paulo, 2022. Disponível em:

https://resultados.bajasaebrazil.net/22BR/prova.php?id=22BR_ACE. Acesso em: 05/06/2024.

SAE Standards. Disponível em: <http://standards.sae.org>. Acesso em 22/05/2024.

TEIXEIRA LOPES, R. *Determinação do Coeficiente de Atrito Pneu/Solo do Veículo Baja*. Viçosa, Universidade Federal de Viçosa, UFV, 2016.

USICORP. **Catálogo de Cremalheiras de dentes Retos.** Disponível em:

<https://www.usicorp.com.br/Usicorp/cremalheiras.php>. Acesso em 12/02/2024

USICORP. **Catálogo de Engrenagens cilíndricas de Dentes Retos.** Disponível em:

https://www.usicorp.com.br/Usicorp/engrenagem_dente_reto.php. Acesso em 12/02/2024

ANEXO A – CATÁLOGO DE ENGRENAGENS USICORP

Ângulo de pressão: 20°

Largura do dente "B"

- Mod. 1 =15mm
- Mod. 1.5 =17mm
- Mod. 2 =20mm
- Mod. 2.5 =25mm
- Mod. 3 =30mm
- Mod. 4 =40mm
- Mod. 5 =50mm
- Mod. 6 =60mm

Largura do dente "A"

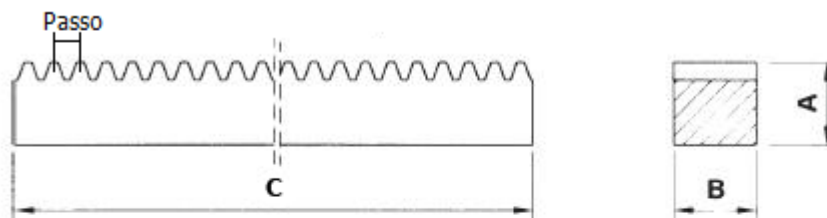
- Mod. 1 =25mm
- Mod. 1.5 =30mm
- Mod. 2 =35mm
- Mod. 2.5 =45mm
- Mod. 3 =50mm
- Mod. 4 =60mm
- Mod. 5 =75mm
- Mod. 6 =80mm

Material: C45

Z	Mod.1				Mod.1.5				Mod.2				Mod.2.5			
	d _a	d _p	d _m	D ₁	d _a	d _p	d _m	D ₁	d _a	d _p	d _m	D ₁	d _a	d _p	d _m	D ₁
12	14	12	9	5	21.0	18.0	14	8	28	24	18	10	35.0	30.0	22	10
13	15	13	10	5	22.5	19.5	15	8	30	26	20	10	37.5	32.5	25	10
14	16	14	11	5	24.0	21.0	17	8	32	28	22	10	40.0	35.0	28	10
15	17	15	12	5	25.5	22.5	18	8	34	30	24	10	42.5	37.5	30	10
16	18	16	13	5	27.0	24.0	19	8	36	32	25	10	45.0	40.0	32	12
17	19	17	14	5	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	70.5	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
32	34	32	25	10	51.0	48.0	35	12	68	64	45	14	85.0	80.0	55	16
33	35	33	25	10	52.5	49.5	35	12	70	66	45	14	87.5	82.5	55	16
34	36	34	25	10	54.0	51.0	35	12	72	68	45	14	90.0	85.0	55	16
35	37	35	25	10	55.5	52.5	35	12	74	70	45	14	92.5	87.5	60	16
36	38	36	25	10	57.0	54.0	35	12	76	72	45	14	95.0	90.0	60	16
37	39	37	25	10	58.5	55.5	40	12	78	74	50	14	97.5	92.5	60	16
38	40	38	25	10	60.0	57.0	40	12	80	76	50	14	100.0	95.0	60	16
39	41	39	25	10	61.5	58.5	40	12	82	78	50	14	102.5	97.5	60	16
40	42	40	25	10	63.0	60.0	40	12	84	80	50	14	105.0	100.0	70	16
41	43	41	30	10	64.5	61.5	40	12	86	82	55	16	107.5	102.5	70	16
42	44	42	30	10	66.0	63.0	50	12	88	84	55	16	110.0	105.0	70	16
43	45	43	30	10	67.5	64.5	50	12	90	86	55	16	112.5	107.5	70	16
44	46	44	30	10	69.0	66.0	50	12	92	88	60	16	115.0	110.0	70	16
45	47	45	30	12	70.5	67.5	50	12	94	90	60	16	117.5	112.5	70	16
46	48	46	30	12	72.0	69.0	50	14	96	92	60	16	120.0	115.0	70	16
47	49	47	30	12	73.5	70.5	50	14	98	94	70	16	122.5	117.5	80	20
48	50	48	30	12	75.0	72.0	50	14	100	96	70	16	125.0	120.0	80	20
49	51	49	30	12	76.5	73.5	50	14	102	98	70	16	127.5	122.5	80	20
50	52	50	30	12	78.0	75.0	50	14	104	100	70	16	130.0	125.0	80	20
51	53	51	40	12	79.5	76.5	60	14	106	102	70	16	132.5	127.5	80	20
52	54	52	40	12	81.0	78.0	60	14	108	104	70	16	135.0	130.0	90	20
53	55	53	40	12	82.5	79.5	60	14	110	106	70	16	137.5	132.5	90	20
54	56	54	40	12	84.0	81.0	60	14	112	108	70	16	140.0	135.0	90	20
55	57	55	40	12	85.5	82.5	60	14	114	110	70	16	142.5	137.5	90	20
56	58	56	40	12	87.0	84.0	60	16	116	112	70	16	145.0	140.0	100	20
57	59	57	40	12	88.5	85.5	60	16	118	114	70	16	147.5	142.5	100	20
58	60	58	40	12	90.0	87.0	60	16	120	116	70	16	150.0	145.0	100	20
59	61	59	40	12	91.5	88.5	60	16	122	118	70	16	152.5	147.5	100	20
60	62	60	40	12	93.0	90.0	60	16	124	120	70	16	155.0	150.0	100	20
61	63	61	50	12	94.5	91.5	70	16	126	122	80	16				
62	64	62	50	12	96.0	93.0	70	16	128	124	80	16				
63	65	63	50	12	97.5	94.5	70	16	130	126	80	16				
64	66	64	50	12	99.0	96.0	70	16	132	128	80	16				
65	67	65	50	12	100.5	97.5	70	16	134	130	80	16	167.5	162.5	Sem Cubo	20
66	68	66	50	12	102.0	99.0	70	16	136	132	80	16				
67	69	67	50	12	103.5	100.5	70	16	138	134	80	16				
68	70	68	50	12	105.0	102.0	70	16	140	136	80	16				
69	71	69	50	12	106.5	103.5	70	16	142	138	80	16				
70	72	70	50	12	108.0	105.0	70	16	144	140	80	16	180.0	175.0	Sem Cubo	20
72	74	71	Sem Cubo	12	111.0	108.0	Sem Cubo	16	148	144	Sem Cubo	16	185.0	180.0	Sem Cubo	20
75	77	75	Sem Cubo	12	115.5	112.5	Sem Cubo	16	154	150	Sem Cubo	20	192.5	187.5	Sem Cubo	20
76	78	76	Sem Cubo	12	117.0	114.0	Sem Cubo	16	156	152	Sem Cubo	20	195.0	190.0	Sem Cubo	20
80	82	80	Sem Cubo	12	123.0	120.0	Sem Cubo	16	164	160	Sem Cubo	20	205.0	200.0	Sem Cubo	25
85	87	85	Sem Cubo	12	130.0	127.5	Sem Cubo	16	174	170	Sem Cubo	20	217.5	212.5	Sem Cubo	25
90	92	90	Sem Cubo	12	138.0	135.0	Sem Cubo	16	184	180	Sem Cubo	20	230.0	225.0	Sem Cubo	25
95	97	95	Sem Cubo	12	145.5	142.5	Sem Cubo	16	194	190	Sem Cubo	20	242.5	237.5	Sem Cubo	25
100	102	100	Sem Cubo	12	153.0	150.0	Sem Cubo	16	204	200	Sem Cubo	20	255.0	250.0	Sem Cubo	25
110	112	110	Sem Cubo	12	168.0	165.0	Sem Cubo	16	224	220	Sem Cubo	20	280.0	275.0	Sem Cubo	25
114	116	114	Sem Cubo	12	174.0	171.0	Sem Cubo	16	232	228	Sem Cubo	20	290.0	285.0	Sem Cubo	25
120	122	120	Sem Cubo	12	183.0	180.0	Sem Cubo	16	244	240	Sem Cubo	20	305.0	300.0	Sem Cubo	25
127	129	127	Sem Cubo	12	193.5	190.5	Sem Cubo	16	258	254	Sem Cubo	20	322.5	317.5	Sem Cubo	25

ANEXO B – CATÁLOGO DE CREMALHEIRAS USICORP

De acordo com a Norma DIN 782 ângulo de pressão: 20° - Material C45



Módulo	Dimensões $C = 2000 - A \times B$	Passo mm	Peso Kg
1	15 x 15	3,1416	3,1
1.5	17 x 17	4,7124	4
2	20 x 20	6,2832	5,4
2.5	25 x 25	7,8540	8,6
3	30 x 30	9,4248	12,5
4	40 x 40	12,5664	22
5	50 x 50	15,7080	34
6	60 x 60	18,8496	51