



UNIVERSIDADE ESTADUAL DO MARANHÃO
Curso de Engenharia Mecânica

LUCAS CUNHA DA SILVA

**PROJETO E ANÁLISE DO SISTEMA DE DIREÇÃO VOLTADO AO
PROTÓTIPO DE UM CARRO PARA O FORMULA SAE**

SÃO LUÍS/MA

2019

LUCAS CUNHA DA SILVA

**PROJETO E ANÁLISE DO SISTEMA DE DIREÇÃO VOLTADO AO
PROTÓTIPO DE UM CARRO PARA O FORMULA SAE**

Monografia de graduação apresentada ao Curso de Engenharia Mecânica da Universidade Estadual do Maranhão como parte dos requisitos exigidos para obtenção do título Bacharel em Engenharia Mecânica.

Orientador: Prof. José Ribamar Ribeiro Silva Junior

ESTE EXEMPLAR CORRESPONDE À VERSÃO
FINAL DA MONOGRAFIA DEFENDIDA PELO

ALUNO Lucas Cunha da Silva, E ORIENTADA PELO
PROF José Ribamar Ribeiro Silva Junior

.....
ASSINATURA DO ORIENTADOR

SÃO LUÍS/MA

2019

UNIVERSIDADE ESTADUAL DO MARANHÃO
CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA E PRODUÇÃO
TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO

**PROJETO E ANÁLISE DO SISTEMA DE DIREÇÃO VOLTADO AO
PROTÓTIPO DE UM CARRO PARA O FORMULA SAE**

Autor: Lucas Cunha da Silva

Orientador: José Ribamar Ribeiro Silva Junior

A Banca Examinadora composta pelos membros abaixo aprovou esta Monografia:

Prof. José Ribamar Ribeiro Silva Júnior
Universidade Estadual do Maranhão

Prof. Hilton Seheris da Silva Santos
Universidade Estadual do Maranhão

Prof. Maria Amália Trindade de Castro
Universidade Estadual do Maranhão

A Ata de defesa com as respectivas assinaturas dos membros encontra-se no processo de vida acadêmica do aluno.

São Luís/MA, 25 de Junho de 2019.

FICHA CATALOGRÁFICA

Silva, Lucas Cunha da.

Projeto e análise do sistema de direção voltado ao protótipo de um carro para a fórmula SAE. / Lucas Cunha da Silva. – São Luís, 2019.

... f

Monografia (Graduação) – Curso de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual do Maranhão, 2019.

Orientador: Prof. Me. José Ribamar Ribeiro Silva Junior.

1.Sistema de direção. 2.Simulação. 3.Modelagem. 4. Equipe vortex Racing. I.Título

CDU:629.331.5

EPÍGRAFE

*“Você recebe o melhor das pessoas quando dá
o melhor de si”*

(Harvey Firestone)

AGRADECIMENTOS

Primeiramente, eu agradeço este trabalho a Deus, por sempre me mostrar o caminho certo e nunca me abandonar, nem em dificuldades. Agradeço também a minha família, principalmente meus pais Eusa Cunha (mãe) e Manoel Furtado (pai) por todo o suporte, apoio e incentivo ao longo de toda minha trajetória, sem me esquecer do apoio de outros membros como minha tia Raimunda dos Santos, minha prima Sabrina Almeida e minha irmã, Monique Schneider.

Quero também agradecer a minha companheira, melhor amiga e namorada Milena Leite, por sempre estar ao meu lado e sempre me incentivar a persistir durante toda a minha trajetória, sendo também responsável por eu estar neste momento.

Agradeço também a meu orientador José Ribamar por todos os direcionamentos e ensinamentos dados até a finalização desta monografia, se mostrando sempre apto a auxiliar e tirar qualquer dúvida. E à equipe vórtex racing, por me disponibilizarem materiais e ferramentas que foram essenciais para todo o desenvolvimento deste projeto; mas, dentre os membro, quero dar um agradecimento especial aos membros Ronny Sousa e Caio Eduardo por se mostrarem sempre disponíveis a oferecer auxílios e direcionamentos necessários.

Dou meu agradecimento aos meus amigos de fora da UEMA Wilson Filho, Edward Junior, Airton Nunes, Clovis Martins, Rodolfo Diniz, Filipe Maciel e Clovis Lino por todos os anos de companheirismo e incentivo tanto antes da minha entrada à graduação, quanto durante o curso e quanto agora, neste momento final e muito importante.

E por ultimo, mas não menos importante, agradeço a Universidade Estadual do Maranhão, por proverem de toda estrutura e conhecimento que moldaram o profissional que estou me tornando, sempre se mostrando de portas abertas em qualquer momento em que busquei mais conhecimento. Provendo-me de todas as ferramentas que precisei para este, outros trabalhos que estou realizando e que já realizei no passado.

RESUMO

Como a primeira iniciativa no estado no Maranhão em projeto e produção de veículos para a competição anual Formula SAE, a equipe Vortex Racing surgiu em 2016 como um projeto especial da Universidade Estadual do Maranhão (UEMA). Portanto, para melhor representar o estado, é necessário que o carro funcione bem durante todo o evento. Para este fim, a presente monografia se propõe a projetar um sistema de direção voltado especificamente ao projeto VTX-01, levando em conta as descrições de percurso contidas no regulamento vigente no ano de 2019 e as algumas medições do carro calculadas no projeto de chassi e suspensão. Para serem usadas como dados de entrada para a aplicação conceitos e formulações de livros de autores como Juvinal e Shigley para dimensionamento de componentes, a fim de garantir suas integridades durante toda sua aplicação. Foram consultadas também obras de autores como Gilliespie, Nicolazzi e Seward para a determinação de parâmetros necessários em qualquer veículo automotor, respeitando a todo o momento as particularidades de um carro de corrida. Por fim, nesta monografia é realizada a modelagem e simulações para análise comparativa de resultados através de ferramentas como SolidWorks e Ansys, garantindo a confiabilidade do projeto. Entregando um projeto seguro e apropriado para sua aplicação.

Palavras-Chave: Sistema de direção, Simulação, Modelagem, Equipe Vórtex Racing

ABSTRACT

As the first initiative in the state of Maranhão in the design and production of vehicles for the annual Formula SAE competition, the Vortex Racing team emerged in 2016 as a special project of the State University of Maranhão (UEMA). Therefore, to better represent the state, it is necessary for the car to work fine throughout the event. To this end, the present monography is intended to design a mechanical steering system designed specifically to the VTX-01 project, taking into account the road descriptions contained in the regulation for the 2019 competition and some car measurements calculated in the chassis and suspension design. To be used as input for the application of concepts and formulations of books written by authors such as Juvinal and Shigley for component sizing, in order to guarantee their completeness throughout their application, and authors such as Gilliespie, Nicolazzi and Seward for determination of necessary parameters in any motor vehicle, always respecting the particularities of a racing car. Finally, for this monograph it's done a modeling and simulations for comparative analysis of results using tools such as SolidWorks and Ansys, guaranteeing project reliability. Delivering a secure and appropriate system for it's application.

Keywords: *Steering system, Simulation, Modeling, Vortex Racing Team*

LISTA DE TABELAS

Tabela 5.1: Pinhão selecionado.....	41
-------------------------------------	----

LISTA DE FIGURAS

Figura 4.1: Engrenagem de dente reto.....	21
Figura 4.2: medidas de uma engrenagem.....	21
Figura 4.3: Sistema de direção mecânica.....	22
Figura 4.4: Pontos de interferência.....	24
Figura 4.5: gráfico de vida à fadiga.....	25
Figura 4.6: Fatores Tabelados.....	26
Figura 4.7: Fator de superfície.....	27
Figura 4.8: Gráfico para fator geométrico.....	28
Figura 4.9: Para análise do fator de velocidade.....	29
Figura 4.10: Tabela de fatores de sobrecarga.....	29
Figura 4.11-5.9: Tabela para fatores de montagem.....	29
Figura 4.12: Exemplo de cremalheira.....	30
Figura 4.13: Camber da roda dianteira.....	31
Figura 4.14: Posição de Kingpin.....	32
Figura 4.15: Inclinação do pino mestre.....	32
Figura 4.16: Convergência das rodas.....	33
Figura 4.17: Diferentes tipos de caster.....	34
Figura 4.18: Geometria Ackerman.....	34
Figura 4.19: Posicionamento ideal dos braços de controle.....	35
Figura 4.20: Primeiro protótipo da equipe.....	36
Figura 5.1: Orientações de medida.....	39
Figura 5.2: Catálogo ATI Brasil.....	40
Figura 5.3: Cremalheiras disponíveis.....	41
Figura 5.4: Fatores Tabelados.....	41
Figura 5.5: Fator de superfície.....	43
Figura 5.6: Gráfico para fator geométrico.....	44
Figura 5.7: Para análise do fator de velocidade.....	46
Figura 5.8: Tabela de fatores de sobrecarga.....	47
Figura 5.9: Tabela para fatores de montagem.....	47
Figura 5.10: Fator de modificação superficial.....	48
Figura 5.11: Fator de temperatura em diferentes condições.....	50

Figura 5.12: fator de confiabilidade.....	51
Figura 5.13: Fatores de concentração de tensão.....	51
Figura 5.14: Orientações de medida para chavetas.....	54
Figura 5.15: Padrões para chavetas.....	54
Figura 5.16: Rolamentos disponíveis.....	56
Figura 5.17: Orientações de medida.....	56
Figura 5.18: Pinhão usado com espaço para a chaveta.....	57
Figura 5.19: Cremalheira usada com furos para fixação.....	58
Figura 5.20: Chaveta usada com suavização de cantos vivos.....	58
Figura 5.21: Rolamento usado seguindo as orientações de medidas da SKF.....	59
Figura 6.1: Tensões sobre o pinhão.....	60
Figura 6.2: deslocamentos do pinhão.....	61
Figura 6.3: Simulação e fadiga.....	61
Figura 6.4: Deslocamento na cremalheira.....	62
Figura 6.5: Tensões cremalheira.....	62
Figura 6.6: Fadiga na cremalheira.....	63
Figura 6.7: Tensões atuantes na chaveta.....	63
Figura 6.8: Deslocamentos chaveta.....	64
Figura 6.9: Ausência de falhas por fadiga na chaveta.....	64
Figura 6.10: Tensões no rolamento.....	65
Figura 6.11: Deformações rolamento.....	65
Figura 6.12: Sem falhas por fadiga no rolamento.....	66
Figura 6.13: ocorrência da primeira trinca (a 500N).....	67
Figura 6.14: propagação da primeira trinca (a 1200N).....	68
Figura 6.15: Completa ruptura do pinhão (a 3000N).....	69
Figura 6.16: Primeira ruptura no rolamento (a 30 N.m).....	70
Figura 6.17: propagação da primeira trinca (a 45 N.m).....	71
Figura 6.18: completa ruptura o anel interno o rolamento (a 60 N.m).....	72
Figura 6.19: início de ruptura a chaveta (da qual irá se propagar até a ruptura).....	73
Figura 6.20: primeira trinca na cremalheira (500N).....	73
Figura 6.21: propagação de trinca na cremalheira (800 N).....	74
Figura 6.22: ruptura completa da cremalheira (1200N).....	74

Figura 6.23: Vida à fadiga do pinhão.....	75
Figura 6.24: Vida a fadiga na cremalheira.....	75
Figura 6.25: Caixa de direção isolada.....	76
Figura 6.26: Sistema de direção fechado.....	76
Figura 6.27: Esboço e posicionamento da caixa de direção.....	77
Figura 6.28: sistema de direção com a manga de eixo.....	78
Figura 6.29: Caixa de direção montada junto ao chassi e suspensão.....	78
Figura 6.30: sistema de direção em perspectiva do piloto.....	79
Figura 6.31: Perspectiva geral do sistema.....	79

LISTA DE SÍMBOLOS

D_e - diâmetro externo
 D_p - diâmetro primitivo
 D_i - diâmetro interno
 R_f - raio do filete
 a - adendo
 d_e - dedendo
 m - módulo
 N_p - Número de dentes mínimo
 θ - ângulo de pressão da engrenagem
 K - constante de interferência
 S_n - limite de resistência à fadiga
 S'_n - limite de resistência à fadiga padronizado por R.R Moore
 S' - limite de resistência a fadiga (com coeficiente e segurança)
 C_l - fator de carga
 C_g - fator gradiente
 C_s - fator de superfície
 C_r - fator de confiabilidade
 C_t - fator de temperatura
 k_{ms} - fator de tensão média
 σ - tensão de flexão dos dentes
 F_t - força tangencial
 F_r - força radial
 P - passo diametral
 b - largura da face do dente
 J - fator geométrico da engrenagem de dentes retos
 k_v - fator de velocidade
 k_o - fator de sobrecarga
 k_m - fator de montagem
 Z - número de dentes
 t - distância entre bitolas do carro;
 L - a sua distância entre eixos;

R - raio mínimo de curva;
 δi - ângulo e esterçamento da roda interna a curva
 δo - ângulo e esterçamento da roda externa a curva
 N - Fator de segurança
 S_e - Limite de Resistência à fadiga corrigido
 S_{ut} - Limite de resistência à tração
 K_f - Fator de concentração de tensão por flexão
 K_{fs} - Fator de concentração de tensão por torção
 M_a - Momento fletor alternante
 T_m - Torque médio
 K_a - Fator de modificação de condição de superfície
 K_b - Fator de modificação de tamanho
 K_c - Fator de modificação de carga
 K_d - Fator de modificação de temperatura
 K_e - Fator de modificação de confiabilidade
 K_f - Fator de modificação para outros efeitos
 T - torque máximo suportado;
 S_y - tensão de escoamento do material;
 d - diâmetro do eixo
 L' - vida à carga radial F_r
 L_r - vida à capacidade (9×10^7 revoluções)
 C - capacidade de carga do mancal

SUMÁRIO

EPÍGRAFE	iii
AGRADECIMENTOS	v
RESUMO.....	vi
ABSTRACT	vii
LISTA DE TABELAS.....	viii
LISTA DE FIGURAS	ix
LISTA DE SÍMBOLOS	xii
1.INTRODUÇÃO.....	16
2.OBJETIVOS	18
2.1. Objetivo Geral.....	18
2.2.Objetivos Específicos.....	18
3. JUSTIFICATIVA	19
4.REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	20
4.1 Elementos de transmissão mecânica.....	20
4.1.1. Sistema de direção.....	22
4.1.2. Interferência da razão de contato	22
4.1.3. Resistência dos dentes.....	24
4.1.4. Fadiga dos componentes mecânicos	24
4.1.5. Cremalheira	30
4.1.5. Camber	30
4.1.6. Pino Mestre	31
4.1.7. Convergência.....	32
4.1.8. Caster.....	33
4.2. Geometria Ackerman	34
4.3. SAE	35

4.3.1 Formula Student	35
4.4. Equipe Vortex Racing	36
5.1 – Cálculos iniciais	37
5.1.1 – Pinhão e Cremalheira	38
5.1.2. Eixos.....	49
5.1.3. Chaveta.....	53
5.1.4. Rolamentos.....	54
5.2. Design dos componentes.....	57
5.3. Definição de parâmetros de direção.....	59
6. RESULTADOS E DISCUSSÕES	60
6.1. Simulações Preliminares.....	60
6.2. Análise de ruptura	66
6.3. Montagem do sistema	75
6.3.1. Acoplagem ao carro	77
7. CONCLUSÃO.....	80
BIBLIOGRAFIA	81

1.INTRODUÇÃO

Veículos automotores são ferramentas essenciais para o deslocamento, transportando pessoas e/ou objetos de um lugar para outro. Veículos equipados com motores de combustão interna obtêm energia a partir da reação química de combustão de seu combustível, viabilizando a realização do trabalho necessário para realizar sua função. Por este motivo vários sistemas como suspensão, transmissão, freios, chassi, direção e diversos outros devem operar em sincronia, de forma que seja possível o funcionamento e controle de qualquer veículo deste tipo.

Logo, como o principal sistema responsável pelo controle direcional de qualquer veículo que se movimenta por terra, o Seward (2014 Pág.160) define o sistema de direção como um sistema de pinhão e cremalheira que converte movimento rotacional do volante em movimento translacional, atingindo este fim a partir de uma relação de transmissão entre uma série de outros componentes. Neste sentido, o sistema de direção deve ser projetado previamente de forma que suporte as tensões que serão incididas durante seu funcionamento.

O projeto do sistema de direção, que nem sempre é completamente apreciado, tem influência no comportamento direcional de qualquer veículo motorizado. A função do sistema é dirigir as rodas da frente em resposta ao comando dado pelo motorista para prover, acima de tudo, controle direcional do veículo. Entretanto, os verdadeiros ângulos de direção conseguidos são modificados pela geometria do sistema de suspensão, a geometria e as reações dentro do sistema de direção, em caso de carros front-wheel drive (FWD), a geometria e reações da transmissão. (Gilliespie, 1992, Pág.227)

Para realizar um projeto apropriado, são necessários formulações e coeficientes disponíveis em livros de autores como o Shigley e o Juvinall. Para o presente projeto, foram levados em consideração diversos fatores presentes em situações de trabalho mecânico, a fim de conhecer as tensões que agem e garantir que os materiais suportarão os esforços dos sistemas para o veículo da Fórmula SAE.

Utilizou-se também parâmetros sugeridos pelo Nicolazzi, a fim de definir alguns valores relacionados ao sistema de direção acoplado ao resto do veículo, para que este funcione de forma que melhor garanta controle direcional do veículo ao longo de seu funcionamento.

Desta forma, a presente monografia se propõe a fazer um estudo detalhado em cima de esforços mecânicos dos componentes do sistema, as interações que levam ao controle direcional do carro para a posterior elaboração do projeto do sistema de direção do veículo da equipe Vortex para a competição Fórmula SAE assim como a análise do sistema de direção projetado, por meio de simulação computacional nos programas SolidWorks e Ansys.

2.OBJETIVOS

2.1. Objetivo Geral

Aplicar conceitos de elementos de transmissão de potência para o projeto e análise de um sistema de direção a ser implementado no veículo projetado pela equipe vórtex.

2.2.Objetivos Específicos

- Explorar conceitos relacionados a elementos de máquinas aplicados a dinâmica veicular;
- Conhecer os requisitos que um sistema de direção deve atender;
- Levantar conceitos a respeito dos componentes e esforços que agem em um sistema de direção mecânico;
- Utilizar formulações e parâmetros para modelar o sistema;
- Modelar e simular os componentes do sistema por meio de ferramentas computacionais como o *SolidWorks* e o *Ansys*.

3. JUSTIFICATIVA

O sistema de direção é o sistema responsável por dar ao motorista o controle direcional do carro, assim deve funcionar em boas condições para um bom direcionamento do veículo e para o bom funcionamento deste como um todo, uma vez que é necessária a sincronia com outros sistemas. Por este motivo, qualquer falha ocorrida neste sistema pode significar ou acarretar falhas em outros sistemas do veículo, podendo assim representar um risco ao condutor ou a outros envolvidos. Deste modo, é crucial um estudo detalhado encima dos esforços mecânicos incididos sobre os principais componentes do sistema de direção, assim como suas características de inscrição do veículo em curva, para se ter um projeto confiável.

Neste sentido, o presente trabalho faz parte do projeto Vortex Formula SAE, dedicado ao desenvolvimento de um veículo de alta performance para competir com outras equipes no evento anual. Por isso, sendo um evento direcionado a estudantes de engenharia, a participação é um diferencial na trajetória de cada estudante; tendo a oportunidade de para aplicação prática de conceitos vistos em sala de aula. Assim como este trabalho é um exercício real de trabalho em equipe e gestão de recursos, dando uma experiência mais prática do trabalho e requisitos de um engenheiro.

Com isso, a equipe Vortex vem como o grupo pioneiro neste tipo de projeto no Maranhão, produzindo conhecimento e tecnologia dentro do estado e levando-os para competição de nível nacional e internacional. Por este motivo, o projeto se propõe a projetar o sistema de direção para o veículo, contribuindo para o seu bom funcionamento nas situações competitivas regradas pelo regulamento da Fórmula SAE do ano vigente de 2019.

4.REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Antes que seja dado início ao projeto, é necessário que se entenda alguns conceitos aplicados ao sistema em projeto. De forma que fiquem explícitas as razões da tomada de algumas decisões de metodologia e também mostrar como algumas falhas podem ocorrer, assim como algumas formas de evitá-las.

Neste tópico são esclarecidos os aspectos teóricos relacionados ao tema, explicando teorias usadas como base para o presente trabalho, para que se torne mais fácil a compreensão do projeto a ser detalhado posteriormente.

4.1 Elementos de transmissão mecânica

É necessário entender primeiramente os principais conceitos presentes nos componentes de transmissão de um sistema de direção, para se entender a forma como o projeto é conduzido e a base para o projeto do sistema de direção como um todo.

De acordo com o estabelecido pelo Juvinall, “As engrenagens, são definidas como componentes dentados que transmitem movimento de rotação de um eixo para outro, estão entre os mais antigos dispositivos e invenções do homem” (Juvinall, 2013 Pág.337). Desta forma, como muitos projetos de transmissão de torque e potência, o estudo começa pelo dimensionamento do pinhão, ou seja, da engrenagem que se liga ao volante, transmitindo o movimento circular provido pelo piloto à cremalheira.

Para entender um pouco melhor a respeito das fases iniciais do projeto, é necessário compreender os formatos e dimensões de uma engrenagem de dentes retos. Observa-se na Figura 4.1 que engrenagens apresentam um diâmetro externo (De), um diâmetro primitivo (Dp) e um diâmetro interno (Di), definindo diferentes regiões do componente abordado. Entendendo-se o diâmetro primitivo como a região que separa a face mais externa (diâmetro externo) da região do pé do dente (diâmetro interno).

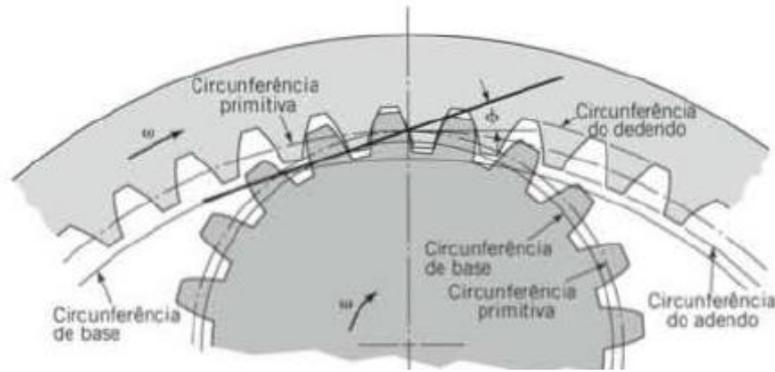


Figura 4.1: Engrenagem de dente reto

(Fonte: Juvinall 2013. Pág.341)

Observando de forma mais detalhada, uma engrenagem possui raio do filete (R_f) para suavizar as tensões que agem no pé do dente, o adendo (a) e dedendo (de), definindo respectivamente as regiões acima e abaixo do diâmetro primitivo. Sendo estas grandezas melhor definidas observando a Figura 4.2 e calculadas pelas equações 4.1 a 4.3.

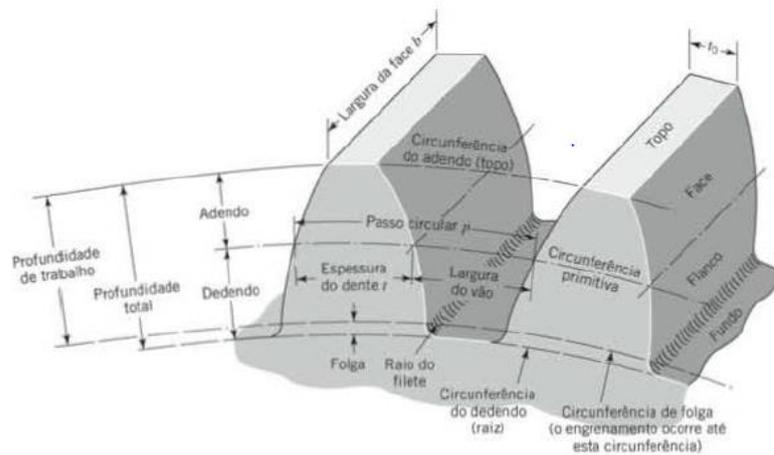


Figura 4.2: medidas de uma engrenagem

(Fonte: Juvinall 2013, Pág. 340)

$$R_f = 0,30 \times m \quad (4.1)$$

Onde:

R_f : raio do filete

m : módulo da engrenagem

$$a = 1,0 \times m \quad (4.2)$$

Onde:

a : adendo

$$de = 1,25 \times m \quad (4.3)$$

Onde:

de: dedendo

4.1.1. Sistema de direção

Para começar a abordar o assunto, é necessário que inicialmente se entenda a composição geral dos sistemas de direção mecânica em carros competitivos. E de acordo com a definição dada pelo Race Car “O sistema de direção de carros de corrida usam invariavelmente pinhão e cremalheira para converter o movimento de rotação do volante em movimento linear da barra da direção” (Seward, 2014 Pág.160).

Como é possível observar na Figura 4.3, o volante é ligado por um eixo a uma engrenagem (o pinhão) no qual está em contato com uma cremalheira, que é responsável por transmitir movimento linear para a barra da direção, conduzindo o comando as rodas. Garantindo assim, o controle direcional do veículo.

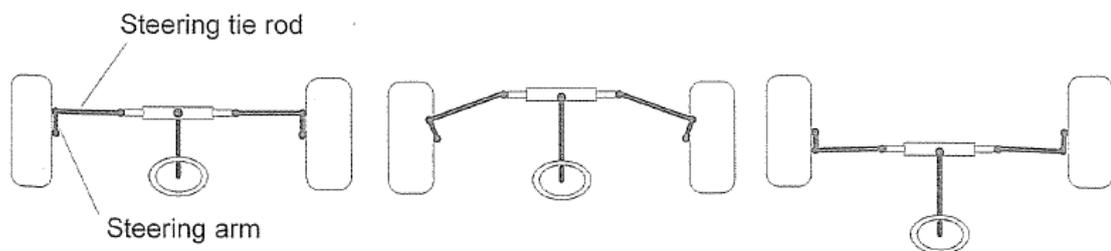


Figura 4.3: Sistema de direção mecânica

(Fonte: Seward 2014, Pág.161)

4.1.2. Interferência da razão de contato

Devido a importância do sistema de direção, é indispensável que este não apresente falhas durante o funcionamento. Por isso, observa-se que a interferência é um fator que pode ser responsável por travamento ou desgaste precoce de engrenagens durante o seu funcionamento, impossibilitando-as de girar e inviabilizando a transmissão de movimento; em outras palavras, inutilizando todo o sistema.

De acordo com o que foi explicado pelo Shigley (2011, Pág.692), os pontos iniciais e finais de contato não podem se estender acima dos pontos de interferência (A e B da Figura

4.4), sendo necessário haver um número mínimo de dentes. Com isso, havendo este problema, teria que ser realizada a usinagem na ponta de cada dente, causando o enfraquecimento destes. Neste sentido, é necessário que a engrenagem possua um número mínimo de dentes para que seja própria para uso. Observando a equação 4.4 é possível determinar qual seria o esta quantidade mínima, para aferir se a engrenagem é própria, ou não, para uso.

$$Np = \frac{2 * K}{\text{sen}^2 \theta} \quad (4.4)$$

Onde:

Np : Número de dentes

K :

1 para dentes de altura completa

0,8 para dentes reduzidos

θ : ângulo de pressão da engrenagem

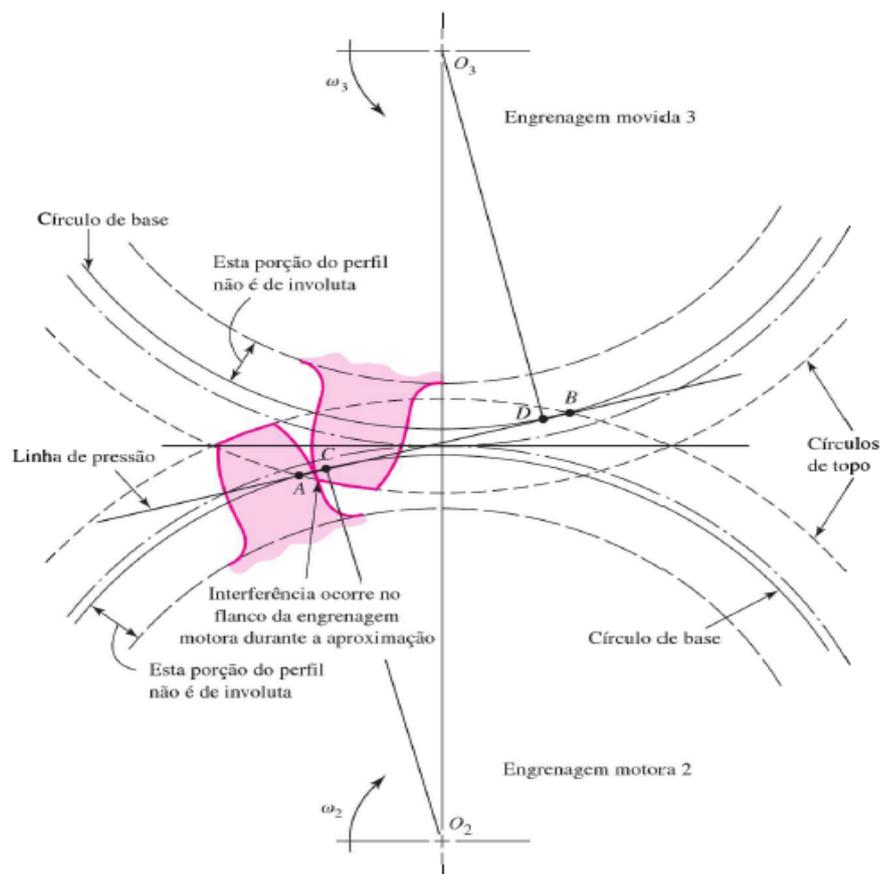


Figura 4.4: Pontos de interferência
(Fonte: Shigley, 2011 Pág.692)

4.1.3. Resistência dos dentes

Havendo o giro sem desgastes precoce ou enfraquecimento dos dentes, é necessário saber o quanto o componente em estudo resiste aos esforços mecânicos que estão ocorrendo de forma cíclica e como estes esforços agem sobre o dente.

Com isso, utilizando a formulação do Junivall mostrada nas equações 4.5 a 4.7 e seus gráficos e dados tabelados expostos nas Figuras 4.6 a 4.11, é possível determinar a tensão máxima de “vida infinita” e o torque máximo aplicado que é considerado seguro para o sistema. Desta maneira, é possível determinar o quão seguro é o uso da engrenagem para aplicação, garantindo que não haverá falha por fadiga nem fratura. Os conceitos base dessas falhas serão abordados a seguir.

4.1.4. Fadiga dos componentes mecânicos

Para garantir a boa funcionalidade dos componentes do sistema em projeto, é indispensável que todos os seus componentes tenham seus esforços mecânicos calculados previamente, para que seja possível saber se suportariam tais tensões, mesmo que estas ocorram de forma alternada. Assim, para entender melhor este fenômeno, define-se pelo livro de elementos de máquinas do autor Shigley (2011, Pág.284), a falha por fadiga do material se dá quando está sob tensão incidida de forma alternada, mesmo que o material supor esta carga de forma estática.

Tendo aparência muito similar a uma fratura frágil, este tipo a fadiga é uma das ocorrências mais perigosas, por muitas vezes apresentar ruptura de forma súbita e sem nenhum “sinal” prévio de que ocorrerá.

Por este motivo, conhecer as tensões e o número de ciclos (ou a tensão considerada por “vida infinita”) é essencial. Desta forma, como exemplificado na Figura 4.5, muitos materiais são testados e são submetidos a aplicação de diversos ciclos de tensão, formando um gráfico que demonstra o limite de ciclos que cada material suporta quando aplicadas estas cargas de forma cíclica. Entretanto, é possível notar que existem tensões que são possíveis de serem aferidas para a aplicação de diversos ciclos sem haver ruptura, tornando inviável um teste longo o suficiente que realmente definiria o número de ciclos suportados. Logo, este tipo de

tensão que o material suportaria mesmo de forma cíclica define-se como a tensão de vida infinita.

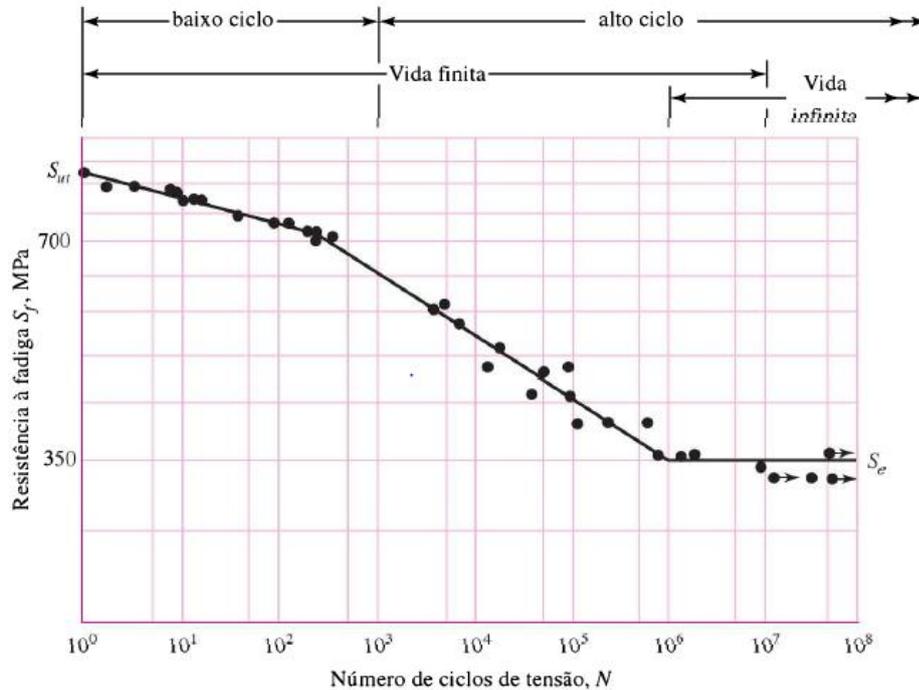


Figura 4.5: gráfico de vida à fadiga
(Fonte: Shigley 2011, Pág. 292)

Partindo disto, é possível perceber que a situação em que o material estará submetido influencia de forma acentuada em sua resistência a fadiga. Como ilustrado a partir da metodologia do Juvinal, é possível notar pela equação 4.5 que diversos fatores são decisivos na resistência do material a esforços cíclicos.

$$S_n = S'_n * C_l * C_g * C_s * C_r * C_t * k_{ms} \quad (4.5)$$

Onde:

S_n - limite de resistência à fadiga

S'_n - limite de resistência à fadiga padronizado por R.R Moore

C_l - fator de carga

C_g - fator gradiente

C_s - fator de superfície

C_r - fator de confiabilidade

C_t - fator de temperatura

kms- fator de tensão média

Sendo:

$$S'n = 0,5Sut$$

Para *Sut*, limite de resistência a tração

Assim, de acordo com os parâmetros contidos na Figura 4.6 e as indicações obtidas através da Figura 4.7, é possível perceber, pela variação do fator de carga, que o tipo de carga no material influencia no resultado buscado. Da mesma forma que suas dimensões (fator gradiente), a qualidade de seu acabamento superficial (fator de superfície), a temperatura (fator de temperatura), a forma como a força atua (fator de tensão média) e até o grau de confiabilidade do resultado (fator de confiabilidade) interage diretamente com o material interferindo tanto sua integridade quanto a distribuição de tensões sobre este. Desta forma, pode-se dizer que estes fatores afetam diretamente na sua resistência a fadiga.

Neste sentido, a partir desta metodologia é possível chegar a um resultado mais próximo a realidade, no qual normalmente será menor àquele que seria obtido sem levar em consideração alguns fatores, como a temperatura de trabalho, dimensão da peça, método para fabricação do componente e ect.

	Flexão	Carga Axial	Torção
C_L (fator de carga):	1,0	1,0	0,58
C_G (fator gradiente):	1,0	0,7 a 0,9	1,0
diâmetro < (0,4 in ou 10 mm)			
(0,4 in ou 10 mm) < diâmetro < (2 in ou 50 mm) ^c	1,0	0,7 a 0,9	0,9
C_S (fator de superfície)	veja a Figura 8.13		
C_T (fator de temperatura)	Valores válidos apenas para aço		
$T \leq 840$ °F	1,0	1,0	1,0
840 °F < $T \leq 1020$ °F		$1 - (0,0032T - 2,688)$	
C_R (fator de confiabilidade): ^d			
50% confiabilidade	1,000	"	"
90% "	0,897	"	"
95% "	0,868	"	"
99% "	0,814	"	"
99,9% "	0,753	"	"

Figura 4.6: Fatores Tabelados

(Fonte: Juvinal, 2013 Pág.169)

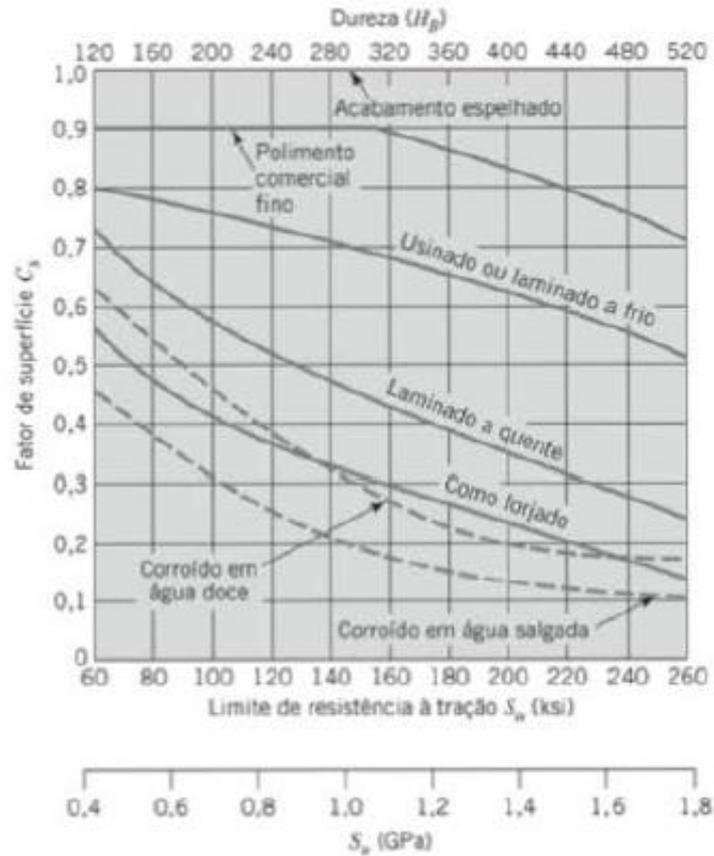


Figura 4.7: Fator de superfície
(Fonte: Juvinall, 2013 Pág. 168)

4.1.5.1. Fadiga em engrenagens

Portanto, ao trabalhar-se com engrenagens, é importante saber a tensão que age sobre estas. Também é essencial ter conhecimento a respeito de sua força tangencial em situações de trabalho, assim como o torque que deve ser aplicado, a fim de que se tenha um conhecimento sobre as exigências que tal componente deve cumprir.

Para isto, fazem-se manipulações na equação 4.6:

$$\sigma = \frac{F_t \cdot P}{b \cdot J} * k_v * k_o * k_m \quad (4.6)$$

Onde:

σ - tensão de flexão dos dentes

F_t - força tangencial

P - passo diametral

b - largura da face do dente

J - fator geométrico da engrenagem de dentes retos

k_v - fator de velocidade

k_o - fator de sobrecarga

k_m - fator de montagem

A partir da observação da equação 4.6, é possível perceber de forma mais direcionada à engrenagens que fatores dimensionais como passo diametral (equação 4.7), fator geométrico e largura da face, velocidade de operação (fator de velocidade), precisão de montagem (fator de montagem) e a uniformidade da aplicação de carga (fator de sobrecarga) influem diretamente sobre vida à fadiga da engrenagem. Sendo possível visualizar nas Figuras 4.8 a 4.11.

$$P = \frac{z}{D_p} \quad (4.7)$$

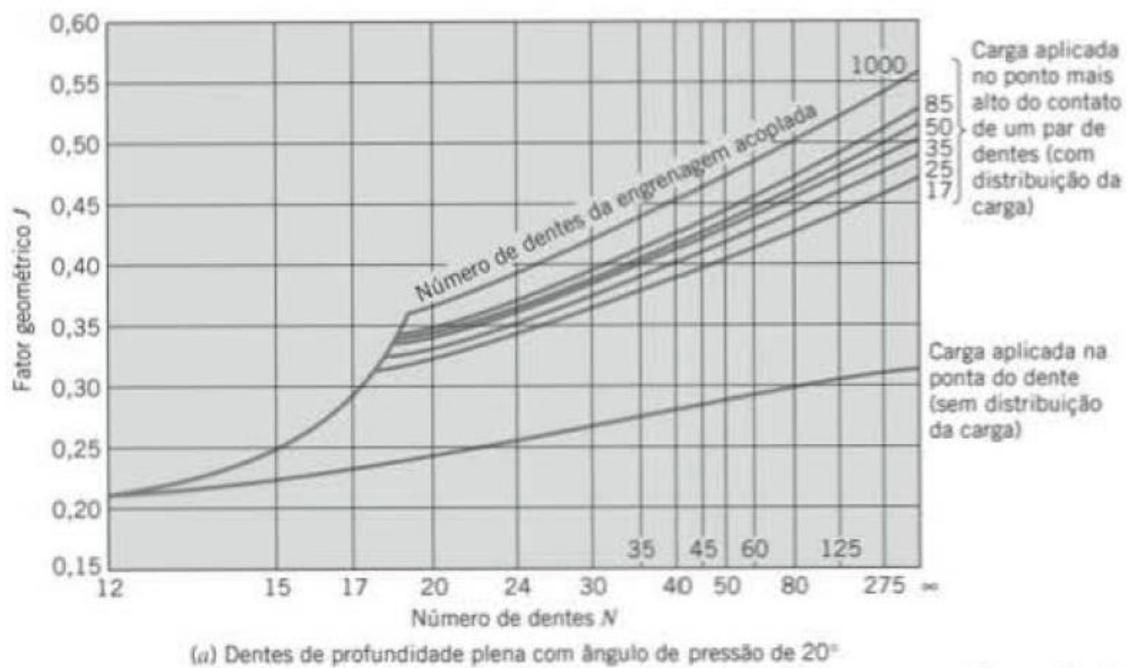


Figura 4.8: Gráfico para fator geométrico

(Fonte: Juvinal, 2013 Pág.350)

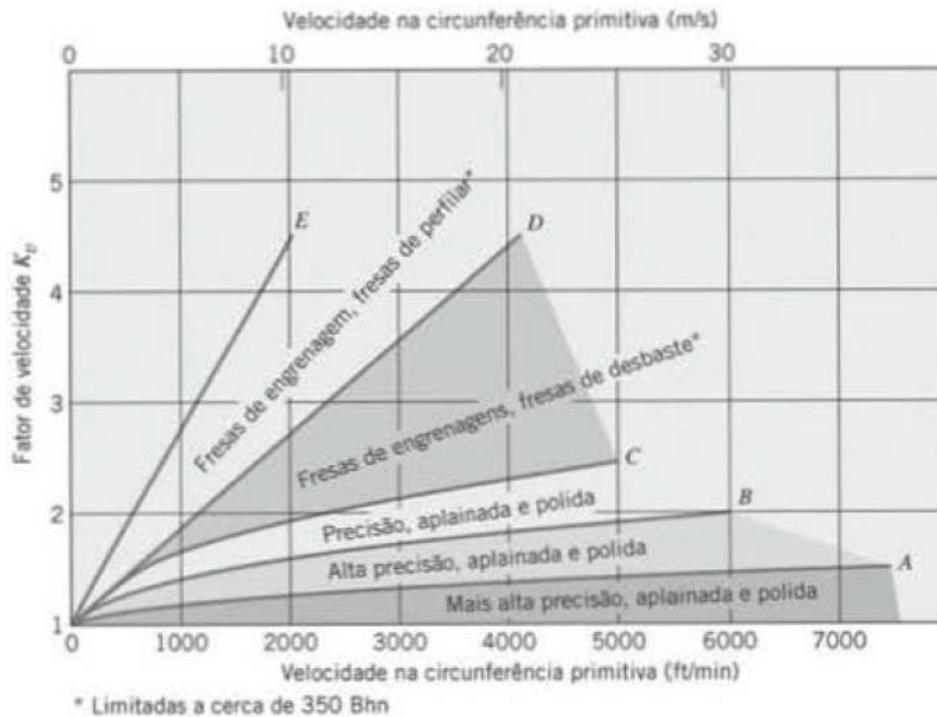


Figura 4.9: Para análise do fator de velocidade
(Fonte: Juvinal, 2013 Pág.350)

Fonte de Potência	Máquina Conduzida		
	Uniforme	Impacto Moderado	Impacto Forte
Uniforme	1,00	1,25	1,75
Impacto leve	1,25	1,50	2,00
Impacto médio	1,50	1,75	2,25

Figura 4.10: Tabela de fatores de sobrecarga
(Fonte: Juvinal, 2013 Pág.351)

Características do Suporte	Largura da Face (in)			
	0 até 2	6	9	acima de 16
Montagens precisas, pequenas folgas nos mancais, deflexões mínimas, engrenagens precisas	1,3	1,4	1,5	1,8
Montagens pouco rígidas, engrenagens pouco precisas, contato ao longo de toda a face	1,6	1,7	1,8	2,2
Precisão e montagem de forma que o contato não ocorra em toda a largura da face				Acima de 2,2

Figura 4.11: Tabela para fatores de montagem
(Fonte: Juvinal, 2013 Pág.351)

4.1.5. Cremalheira

Como componente responsável por converter o movimento rotacional do pinhão em movimento translacional. Este componente transmite este movimento para o sistema de direção em projeto.

Para melhor visualização, observa-se na Figura 4.12 que a cremalheira é uma chapa dentada na qual, em contato com os dentes de uma engrenagem, transfere o movimento rotacional na forma de translacional. No qual se transmite esta força em sentido tangencial a engrenagem quase que diretamente a outros componentes, possibilitando o esforço necessário para a angulação das rodas e conseqüentemente possibilitando o movimento direcional do carro.

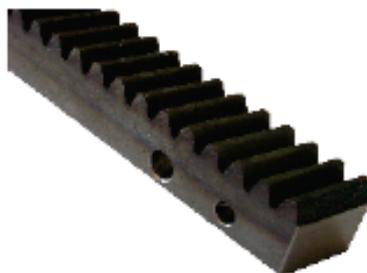


Figura 4.12: Exemplo de cremalheira
(Fonte: ATI Brasil)

4.1.5. Camber

Com o objetivo de auxiliar na absorção esforços que são incididos de forma lateral a roda (ou seja, de forma axial á esta) que são exercidos sobre as rodas em curvas, Nicolazzi (2012, Pág.204) define camber como a inclinação vertical que a roda deve apresentar em relação ao solo, como é possível ver na Figura 4.13. Desta forma, seus direcionamentos mostram que tanto veículos de tração traseira quanto dianteira tendem a usar o ângulo de inclinação entre 0° e 1° , sendo mais recomendado para veículos de passeio ocupado por duas pessoas, a angulação de $30'$. Entretanto carros competitivos e esportivos necessitam absorver muito mais esforços laterais por realizarem curvas em alta velocidade, sendo mais conveniente usar ângulos negativos.

De qualquer maneira, é observável que nenhum tipo de veículo deve “puxar” para o lado em linha reta. Por isso, a diferença de camber entre as rodas traseiras e dianteira não deve ultrapassar os 20’.

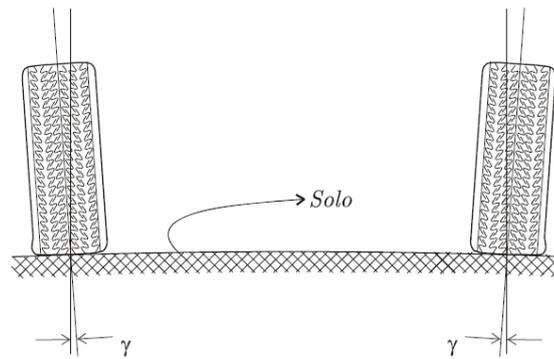


Figura 4.13: Camber da roda dianteira

(Fonte: Nicolazzi, 2012, Pág.204)

4.1.6. Pino Mestre

Conceituado pelo Nicolazzi (2012, Pág.206) como o eixo de revolução para o esterçamento das rodas, o pino mestre (também conhecido como kingpin) funciona como geometria da manga de eixo.

Neste sentido, observando na Figura 4.14, o braço de alavanca (representado por b) é responsável por suportar os momentos incidentes para impedir a roda, em curvas, saia de sua posição esperada, sendo assim indispensável que esta grandeza seja reduzida ao máximo, ou seja, o valor de b deve ser o menor possível.

Em solução a isto foi citado anteriormente que o camber facilita; mas como é possível observar na Figura 4.8, um ângulo de inclinação deste pino também ajuda de forma significativa para a ocorrência menor esforço mecânicos agindo sobre a suspensão e, em consequência, têm-se menores chances de falha. Sendo o mais usual utilizar o valor de δ entre 4° a 9°.

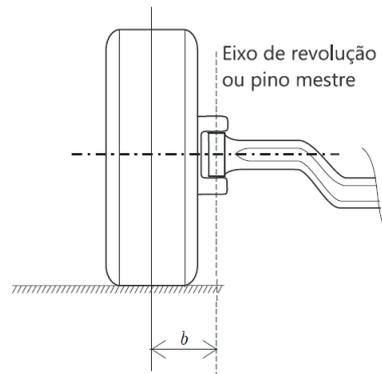


Figura 4.14: Posição de Kingpin
(Fonte: Nicolazzi, 2012, Pág.207)

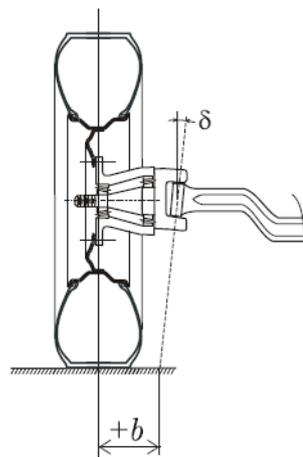


Figura 4.15: Inclinação do pino mestre
(Fonte: Nicolazzi, 2012, Pág.207)

4.1.7. Convergência

Conceituada pelo Nicolazzi (2012, Pág.208), a convergência representa o grau de inclinação dos pneus durante o movimento do carro. Explicando melhor, de acordo com a Figura 4.16, esta grandeza é representada em mm tendo o toe in (C) obtido a partir do cálculo indicado na equação 4.8.

$$C = \frac{B-A}{2} \quad (4.8)$$

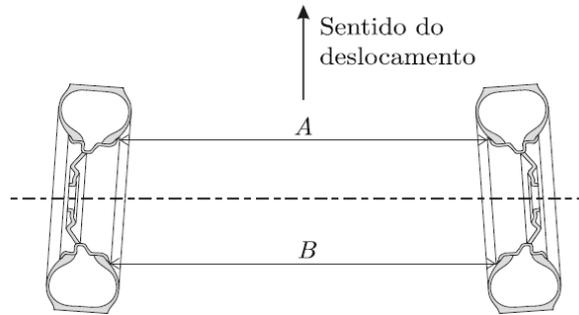


Figura 4.16: Convergência das rodas

(Fonte: Nicolazzi, 2012, Pág.209)

Para entender a sua importância, é necessário ter em mente que o mínimo desgaste vem a partir do deslocamento das rodas em linha reta perfeita. Entretanto, este tipo de configuração só se faz vantajosa em situações que o veículo se locomove apenas em linha reta. Portanto durante as curvas o momento gerado é absorvido pelos componentes da direção, nos quais sua elasticidade modificaria a posição das rodas de forma que não contribuam ao movimento desejado.

Por este motivo, é necessário que haja uma inclinação das rodas mesmo que o carro esteja parado. Para que assim permaneçam as rodas estejam com uma inclinação de forma contribua com o movimento, mesmo em curvas.

4.1.8. Caster

O caster se define como a variável representada pela letra n exibida na Figura 4.17 ocasionada pelo ângulo de inclinação do pino mestre. De acordo com o explicado no Nicolazzi (2012. Pág.213), este fator tende a ser mais um auxiliador para compensar as deformações causadas pelo momento (anteriormente explicado) originado em curvas, mantendo a inclinação da roda de forma a contribuir com a direção do movimento do carro. Devido a diferentes tipos de demandas, os valores mais comuns ficam entre:

- Motor e tração traseiros: $\varepsilon = 8^\circ$ a 12° ;
- Motor e tração dianteiros: $\varepsilon = -1^\circ$ a $+3^\circ$;
- Tolerância: $\pm 30'$

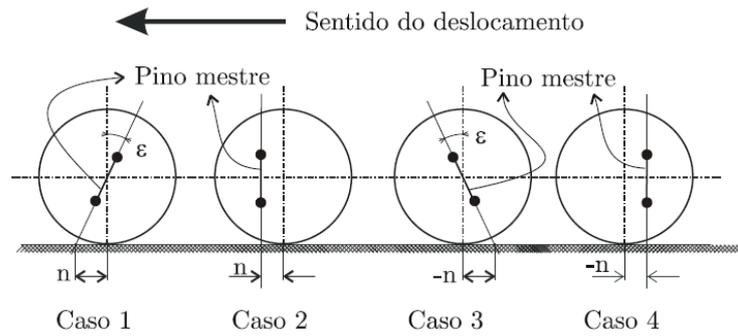


Figura 4.17: Diferentes tipos de caster

(fonte: Nicolazzi, 2012. Pág. 213)

4.2. Geometria Ackerman

Partindo disto, é necessário que entenda-se um pouco a respeito da forma como os braços de controle devem ser posicionados de maneira funcional. De acordo com o que é proposto pelo Gillespie(1992, Pág.), não convém posicionar as rodas de forma paralela em situações de curvas (ou seja, que gere angulação igual entre as rodas dianteiras). Pois, como é possível observar na Figura 4.18, é necessário que todas as rodas do carro se mantenha no mesmo centro instantâneo de curvatura quando o comando for dado, sendo crucial que as rodas dianteiras apresentem ângulos diferentes. Para que todas as rodas estejam contribuindo para um movimento translacional com o centro da curva localizado no mesmo ponto.

Desta forma, para alcançar o requerido, é necessário que os braços de controle estejam configurados de forma trapezoidal, como é possível observar na Figura 4.19.

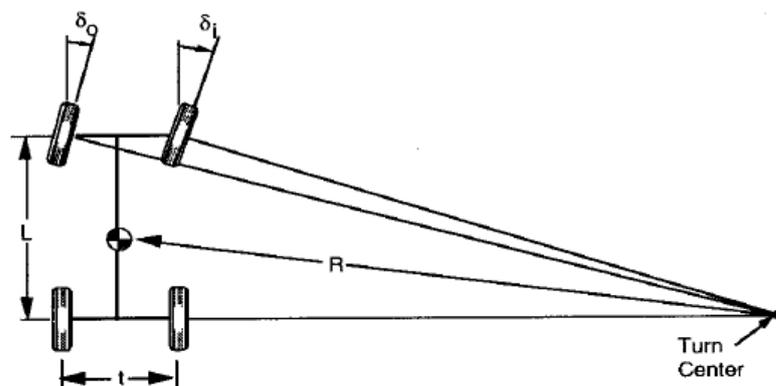


Figura 4.18: Geometria Ackerman

(fonte: Gilliespie 1992, Pág.278)

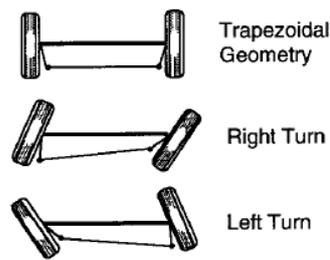


Figura 4.19: Posicionamento ideal dos braços de controle
(Fonte: Gilliespie 1992, Pág.278)

4.3. SAE

Sendo uma das principais fontes de normas no setor automotivo, a *Society of Automotive Engineers* (SAE) é uma das maiores organizações de engenheiros que existe no mundo. De acordo com informações contidas no seu portal, a entidade conta com a colaboração de mais 138 mil engenheiros especialistas que auxiliam a promover diversos padrões e eventos que ajudam tanto no trabalho quanto na formação de engenheiros.

Desta forma, durante os anos 90 foi anunciada a formação de sua primeira afiliada, a SAE Brasil. Desde então, esta serve como grande fonte de conhecimento e atualização profissional para engenheiros em todo o país, a partir de eventos tanto para engenheiros como estudantes. Dentre estes, anualmente é sediado o evento específico para estudantes de engenharia, o Formula Student, que reúne alunos de diversas universidades pelo país, estimulando a troca de conhecimento e experiência entre universidades no país.

4.3.1 Formula Student

Com o objetivo de estimular a aplicação prática de conteúdos estudados em sala de aula, assim como despertar o interesse do estudante em conhecer um pouco mais sobre mecânica automotiva, a competição Formula SAE tem como objetivo a organização de equipes de estudantes para a produção de um veículo de alto desempenho para que este seja avaliado em diversos quesitos. Estes quesitos vão desde a eficiência energética, a estabilidade direcional, segurança até análise de custos, incentivando os participantes a, desde o início de sua formação, lidarem com orçamentos limitados, prazos, trabalho em equipe e a necessidade de abstração de conhecimentos teóricos a prática.

Essas atividades são extremamente comuns a prática de engenharia em qualquer área do mercado de trabalho, contribuindo assim para a formação de engenheiros mais preparados a sua atividade e oferecendo maior flexibilidade de atuação em qualquer emprego do ramo.

4.4. Equipe Vortex Racing

A primeira iniciativa no estado do Maranhão a trabalhar com veículos da categoria, a equipe Vórtex Racing surgiu em 2016 iniciando os primeiros estudos na área de dinâmica veicular voltados a esta aplicação. Desta forma, foi projetado o seu primeiro veículo (Figura 4.20), que foi apresentado no evento ocorrido no ano de 2017, paralelamente ocorrem apresentação de trabalhos desenvolvidos em iniciações científicas em prol do protótipo em congressos regionais, nacionais e internacionais. Além da formulação de um projeto de TCC voltado completamente a sua aplicação no protótipo que será concretizado em 2019.



Figura 4.20: Primeiro protótipo da equipe
(fonte: Autor 2017)

5 – METODOLOGIA

O presente trabalho tem como finalidade projetar um sistema para a sua implantação no veículo do tipo fórmula, projetado em conjunto com os demais membros da equipe vortex racing para a competição anual Formula SAE. Com isso, foi necessário tomar como base as dimensões do veículo e do percurso descrito pelo regulamento, sendo possível dar início a todo o projeto que será desenvolvido ao longo deste trabalho.

Por fim, desenvolve-se o modelo CAD do sistema projetado a fim de utilizá-lo em software de simulação pra análises comparativas, garantindo dessa forma um sistema que funcione de forma eficiente e segura, dando total controle direcional do carro ao piloto que o irá conduzir. No qual seu projeto também será usado como referência para sistemas de direção usados em carros que serão futuramente projetados.

Para dar início ao projeto, é necessário obter alguns dados de forma analítica, para que estes sirvam de ponto de partida em análises futuras. Obtendo as dimensões dos componentes principais, será dada continuidade com análises mais detalhadas e a simulação do funcionamento do sistema.

5.1 – Cálculos iniciais

O projeto começou tomando como base a geometria de Ackerman, as dimensões do carro e as descrições de percurso contidas no Regulamento da competição Formula SAE 2019, de forma que seja possível inserir os dados e características dimensionais do veículo obtendo o ângulo de esterçamento das rodas para sua inserção em curva, nas equações 5.1 e 5.2.

$$\delta o = \tan^{-1} \frac{L}{R+t/2} \quad (5.1)$$

$$\delta i = \tan^{-1} \frac{L}{R-t/2} \quad (5.2)$$

Sendo:

t - distância entre bitolas do carro;

L - a sua distância entre eixos;

R - raio mínimo de curva;

δi - ângulo e esterçamento da roda interna a curva

δ_o - ângulo e esterçamento da roda externa a curva

Logo:

$t=1440$ mm;

$L=1600$ mm;

$R=3000$ mm;

$\delta_i = 35,059^\circ$;

$\delta_o = 23,273^\circ$;

5.1.1 – Pinhão e Cremalheira

De acordo com um ângulo de esterçamento calculado e raio de acoplamento do braço da direção, ou seja, a distância do local onde será acoplado até o centro da roda. Tem-se o braço acoplado a uma orelha da manga de eixo que se localiza próximo a região mais externa da roda (já próximo ao pneu), para seu raio de 88,9 mm, chega-se o curso da cremalheira de aproximadamente $c=52$ mm.

Em adição, levando em conta que veículo é direcionado a uma situação de corrida, não convém que o piloto tenha que soltar o volante em algum momento, do mesmo jeito que é necessário que seus braços não fiquem em posição desconfortável. Assim, o ângulo máximo da direção deve estar em 90° e 110° .

Logo, de acordo com a equação 5.3:

$$Dp = \frac{e}{\pi * Nv} \quad (5.3)$$

Onde:

Nv : Número de voltas

e : Curso da cremalheira

Assim:

$Nv = \frac{110^\circ}{360^\circ}$ voltas, para cada lado; (por questão de praticidade)

$e=51,0659$ mm; (para cada lado)

Tendo:

$D_p=53,2\text{mm}$;

De acordo com o catálogo da ATI Brasil na Figura 5.2 e as orientações dadas na figura 5.1, seleciona-se o modelo detalhado na Tabela 5.1:

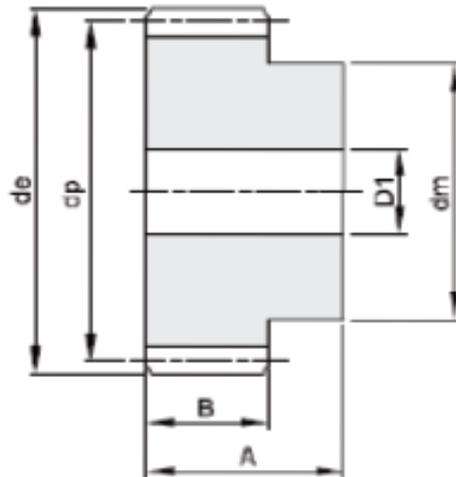


Figura 5.1: Orientações de medida
(fonte: ATI Brasil, 2016)



CÓDIGO	Z # dentes	d _a	d _p	d _w	D1	Peso (kg)
BE401010012	12	14	12	9	6	0,01
BE401010013	13	15	13	10	6	0,02
BE401010014	14	16	14	11	6	0,02
BE401010015	15	17	15	12	6	0,02
BE401010016	16	18	16	13	6	0,03
BE401010017	17	19	17	14	6	0,03
BE401010018	18	20	18	15	8	0,03
BE401010019	19	21	19	15	8	0,04
BE401010020	20	22	20	16	8	0,04
BE401010021	21	23	21	16	8	0,05
BE401010022	22	24	22	16	8	0,05
BE401010023	23	25	23	18	8	0,06
BE401010024	24	26	24	20	10	0,06
BE401010025	25	27	25	20	10	0,07
BE401010026	26	28	26	20	10	0,07
BE401010027	27	29	27	20	10	0,08
BE401010028	28	30	28	20	10	0,08
BE401010029	29	31	29	20	10	0,09
BE401010030	30	32	30	20	10	0,09
BE401010031	31	33	31	25	10	0,11
BE401010032	32	34	32	25	10	0,12
BE401010033	33	35	33	25	10	0,12
BE401010034	34	36	34	25	10	0,13
BE401010035	35	37	35	25	10	0,14
BE401010036	36	38	36	25	10	0,14
BE401010037	37	39	37	25	10	0,15
BE401010038	38	40	38	25	10	0,16
BE401010039	39	41	39	25	10	0,16
BE401010040	40	42	40	25	10	0,17
BE401010041	41	43	41	30	10	0,19
BE401010042	42	44	42	30	10	0,20
BE401010043	43	45	43	30	10	0,21
BE401010044	44	46	44	30	10	0,22
BE401010045	45	47	45	30	10	0,23
BE401010046	46	48	46	30	10	0,23
BE401010047	47	49	47	30	10	0,24
BE401010048	48	50	48	30	10	0,25
BE401010049	49	51	49	30	10	0,26
BE401010050	50	52	50	30	12	0,26
BE401010051	51	53	51	40	12	0,32
BE401010052	52	54	52	40	12	0,33
BE401010053	53	55	53	40	12	0,34
BE401010054	54	56	54	40	12	0,34
BE401010055	55	57	55	40	12	0,35
BE401010056	56	58	56	40	12	0,37
BE401010057	57	59	57	40	12	0,38
BE401010058	58	60	58	40	12	0,39
BE401010059	59	61	59	40	12	0,40
BE401010060	60	62	60	40	12	0,41

Figura 5.2: Catálogo ATI Brasil
 (Fonte: ATI Brasil, 2016)

Tabela 5.1: Pinhão selecionado
(fonte: adaptado, ATI Brasil, 2019)

BE 401010054	
Z	54 dentes
De	56mm
Dp	54mm
Dm	40mm
$D1$	12mm
P	0,34 kg
θ	20°
m	1
A	25mm
B	15mm

Para a seleção de cremalheira, observando o catálogo na Figura 5.3, é possível concluir que o modelo BE490110200 é o mais recomendado. Por ser do mesmo material, e oferecer assim maior facilidade de projeto e também por possuir o mesmo passo dos dentes do pinhão dimensionado, encaixando-os de forma mais precisa. Logo, a cremalheira terá a resistência mecânica semelhante e não romperá e funcionará sem folga.

CÓDIGO	MÓDULO	PASSO (MM)	Comprimento (L) 2000 MM - A x B (MM)	PESO (KG)
BE490110200	1	3,1416	15 x 15	3,100
BE490115200	1,5	4,7124	17 X 17	4,000
BE490120200	2	6,2832	20 X 20	5,400
BE490125200	2,5	7,854	25 X 25	8,600
BE490130200	3	9,4248	30 X 30	12,500
BE490140200	4	12,5664	40 X 40	22,000
BE490150200	5	15,708	50 X 50	34,600
BE490160200	6	18,8496	60 X 60	51,000

* Os produtos acima estão sujeitos a modificações técnicas ou dimensionais sem aviso prévio.

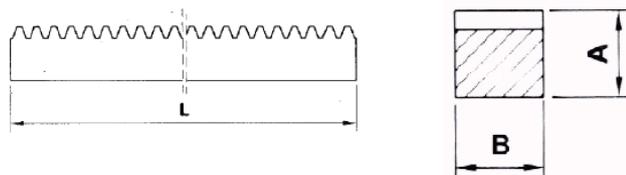


Figura 5.3: Cremalheiras disponíveis

(Fonte: ATI Brasil, 2016)

A partir do primeiro conceito dos componentes principais, será necessário garantir o bom funcionamento do conjunto pinhão-cremalheira. Para isto, é essencial que não haja interferência ou fadiga:

Para o cálculo da interferência, usa-se a equação 5.4:

$$Np = \frac{2 \cdot K}{\text{sen}^2 \theta} \quad (5.4)$$

Onde:

Np : Número de dentes mínimo

K :

1 para dentes de altura completa

0,8 para dentes reduzidos

θ : ângulo de pressão da engrenagem

Assim, avalia-se a possibilidade de aplicar o pinhão sem a necessidade de haver reduções. Para isto:

$K=1$;

$\theta = 20^\circ$ (de acordo com a figura 1);

Logo:

$Np=18$ dentes

Com o número de dentes mínimo de 18, em comparação com os 54 dentes do pinhão, contata-se que não há necessidade de haver nenhuma redução, sendo próprio para uso na forma em que é fabricado. Assim, é possível obter o limite de resistência a fadiga de forma mais direta pela equação 5.5:

$$Sn = S'n * Cl * Cg * Cs * Cr * Ct * kms \quad (5.5)$$

Onde:

Sn - limite de resistência à fadiga

$S'n$ - limite de resistência à fadiga padronizado por R.R Moore

Cl - fator de carga

Cg - fator gradiente

Cs - fator de superfície

Cr - fator de confiabilidade

Ct - fator de temperatura

kms - fator de tensão média

Assim, pela equação 5.6:

$$S'n = 0,5Sut \quad (5.6)$$

Onde Sut é o limite de resistência a tração

para SAE 1045: $Sut=585\text{MPa}$

Logo: $S'n=292,5\text{MPa}$

Assim, para C_l , C_g , C_s , C_T e C_k :

	Flexão	Carga Axial	Torção
C_L (fator de carga):	1,0	1,0	0,58
C_G (fator gradiente):	1,0	0,7 a 0,9	1,0
diâmetro < (0,4 in ou 10 mm)			
(0,4 in ou 10 mm) < diâmetro < (2 in ou 50 mm) ^e	1,0	0,7 a 0,9	0,9
C_S (fator de superfície)	veja a Figura 8.13		
C_T (fator de temperatura)	Valores válidos apenas para aço		
$T \leq 840 \text{ }^\circ\text{F}$	1,0	1,0	1,0
$840 \text{ }^\circ\text{F} < T \leq 1020 \text{ }^\circ\text{F}$	$1 - (0,0032T - 2,688)$		
C_K (fator de confiabilidade): ^d			
50% confiabilidade	1,000	"	"
90% "	0,897	"	"
95% "	0,868	"	"
99% "	0,814	"	"
99,9% "	0,753	"	"

Figura 5.4: Fatores Tabelados

(Fonte: Juvinal, 2013 Pág.169)

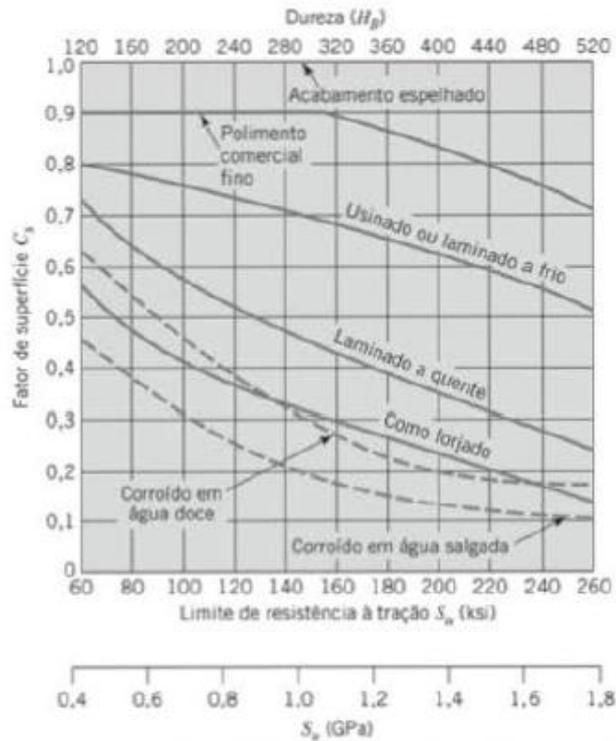


Figura 5.5: Fator de superfície
(Fonte: Juvinall, 2013 Pág. 168)

Neste sentido, é necessário contemplar o tipo de situação em que a engrenagem estará disposta, de forma que seja possível chegar a um valor de limite de resistência a fadiga no qual não falhará sob nenhuma interferência causada pelas condições em que o sistema estará disposto.

Por este motivo, são analisados vários critérios mostrados em imagens e tabelas já citados e que ainda serão necessários para aferir os valores de cada coeficiente. Logo:

-Pelos dentes estarem sob esforços de flexão usa-se:

$$Cl=1$$

-Por estar fora das dimensões citadas na tabela, o Juvinall (2013, Pág.349) recomenda usar 1 para o valor de $P > 5$ e 0,85 para $P < 5$. Assim, de acordo com o passo diametral (calculado pela equação 5.8) ser 1 mm^{-1} :

$$Cg=0,85$$

-Seleciona-se a curva de acordo com o catálogo da ATI Brasil, devido as suas engrenagens serem laminadas a frio e usinadas. E para selecionar o ponto nesta curva leva-se

em conta que o limite de resistência a tração do SAE 1045 de 0,585 GPa. Logo, como é possível ver na figura 5.5:

$C_s=0,78$ (considerando a curva indicada para materiais laminados e usinados)

-Por ser um componente que, qualquer falha pode significar um perigo ao piloto e pessoas ao redor, usa-se confiabilidade de 99%:

$C_r=0,814$

-Devido ao sistema trabalhar em temperatura ambiente:

$C_t=1$

-De acordo com o Juvinall (2013, Pág.351) usa-se 1,4 para engrenagens que trabalham em um único sentido e 1 para os dois, ou seja:

$K_{ms}=1$ (por haver cargas em 2 sentidos)

Assim: $S_n=157,85698$ MPa.

Usando fator de segurança de 10%:

$S'=142,07123$ MPa

Para: S' - limite de resistência a fadiga (com coeficiente e segurança)

Usando a tensão calculada em S' , é necessário saber o torque aplicado que seja considerado seguro. Para isto, usa-se a equação 5.7:

$$\sigma = \frac{F_t * P}{b * J} * k_v * k_o * k_m \quad (5.7)$$

Onde:

σ - tensão de flexão dos dentes

F_t - força tangencial

P - passo diametral

b - largura da face do dente

J - fator geométrico da engrenagem de dentes retos

k_v - fator de velocidade

k_o - fator de sobrecarga

para o P:

$$P = \frac{Z}{dp} \quad (5.8)$$

Ou seja: $P = 1\text{mm}^{-1}$

$b=15\text{mm}$ (como dito no catálogo)

Para J :

-levando em consideração que a engrenagem tem 54 dentes e a carga é aplicada na ponta, devido à alta precisão necessária para o projeto: Usa-se a curva que indica a carga aplicada na ponta do dente, como é possível analisar pela Figura 5.6:

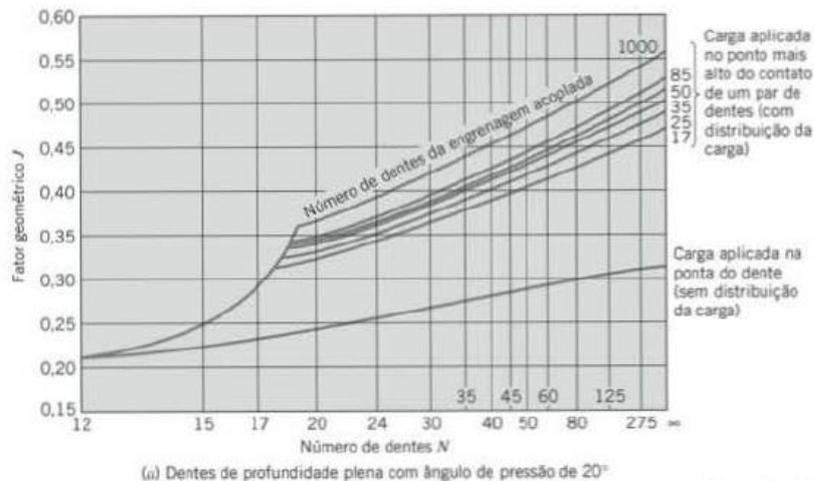


Figura 5.6: Gráfico para fator geométrico
(Fonte: Juvinall, 2013 Pág.350)

$J = 0,29$

Para K_v :

-Devido ao sistema operar em velocidades relativamente baixas de rotação, usa-se o valor mínimo indicado no gráfico da Figura 5.7:

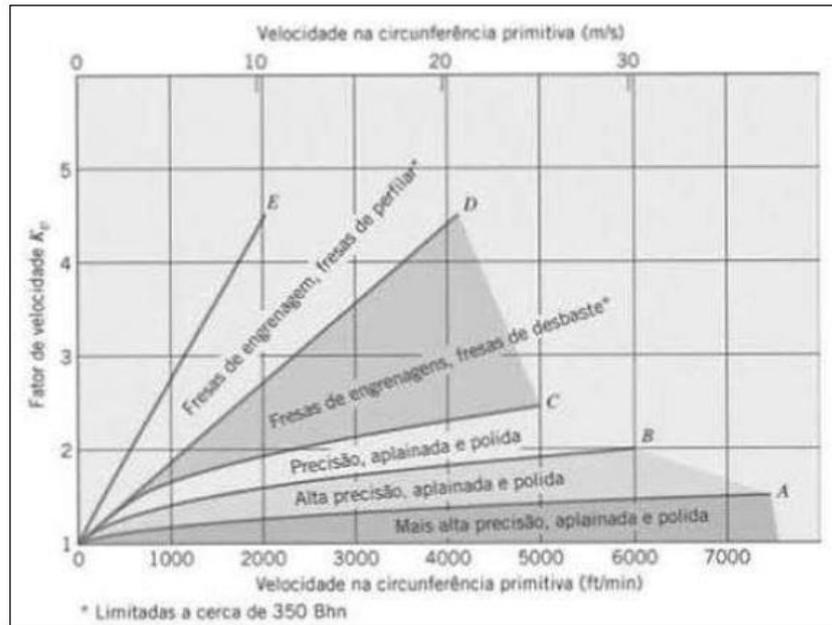


Figura 5.7: Para análise do fator de velocidade
(Fonte: Juvinal, 2013 Pág.350)

$$K_v=1$$

Para K_o :

-Devido a fonte de potência (as mãos do piloto) não ser uniforme e seu impacto ser considerado leve, como é indicado na Figura 5.8:

Fonte de Potência	Máquina Conduzida		
	Uniforme	Impacto Moderado	Impacto Forte
Uniforme	1,00	1,25	1,75
Impacto leve	1,25	1,50	2,00
Impacto médio	1,50	1,75	2,25

Figura 5.8: Tabela de fatores de sobrecarga
(Fonte: Juvinal, 2013 Pág.351)

$$K_o=1,25$$

Para K_m :

-Por apresentar uma face fina (15mm) e demanda por uma boa precisão, por não ser seguro a ocorrência de folgas, usa-se o valor indicado na Figura 5.9:

Características do Suporte	Largura da Face (in)			
	0 até 2	6	9	acima de 16
Montagens precisas, pequenas folgas nos mancais, deflexões mínimas, engrenagens precisas	1,3	1,4	1,5	1,8
Montagens pouco rígidas, engrenagens pouco precisas, contato ao longo de toda a face	1,6	1,7	1,8	2,2
Precisão e montagem de forma que o contato não ocorra em toda a largura da face				Acima de 2,2

Figura 5.9: Tabela para fatores de montagem
(Fonte: Juvinall, 2013 P.351)

$$K_m = 1,3$$

Devido a necessidade de encontrar a força tangencial entre o pinhão e a cremalheira do sistema, isola-se o F_t em um membro da equação 5.7, chegando-se a equação 5.9:

$$F_t = \frac{\sigma \cdot b \cdot J}{P \cdot k_v \cdot k_o \cdot k_m} \quad (5.9)$$

Portanto, tem-se:

$$F_t = 380,3137 \text{ N}$$

Assim, usando a equação 5.10:

$$T = F_t \cdot \frac{d_p}{2} \quad (5.10)$$

Onde T é o torque máximo desejado:

$$T = 10,268 \text{ N.m}$$

Entretanto, em situações de trabalho, o sistema costuma operar a um torque médio de 8,5 N.m. Isso demonstra que o pinhão projetado é perfeitamente capaz de realizar seus esforços.

5.1.2. Eixos

Utiliza-se o critério descrito pelo Shigley para aferir o diâmetro mínimo para sua resistência fadiga, a partir da equação 5.11.

$$d = \left(\frac{16 * N * Kf * Ma}{\pi * Se} * \left\{ 1 + \left[1 + 3 * \left(\frac{Kfs * Tm * Se}{Kf * Ma * Sut} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right\} \right)^{\frac{1}{3}} \quad (5.11)$$

Onde:

N- Fator de segurança

Se- Limite de Resistência à fadiga corrigido

Sut- Limite de resistência à tração

Kf- Fator de concentração de tensão por flexão

Kfs- Fator de concentração de tensão por torção

Ma- Momento fletor alternante

Tm - Torque médio

-Fator de segurança

De acordo com o livro do Shigley (2011), utiliza-se fatores de segurança entre 1,25 e 4. Para esta situação, será usado $N=2$.

- Limite de resistência à fadiga corrigido

Para isto, usa-se a equação 5.12:

$$Se = Ka * Kb * Kc * Kd * Ke * Kf * S' \quad (5.12)$$

Onde:

Ka- Fator de modificação de condição de superfície

Kb- Fator de modificação de tamanho

Kc- Fator de modificação de carga

Kd - Fator de modificação de temperatura

Ke- Fator de modificação de confiabilidade

K_f - Fator de modificação para outros efeitos

S' : Limite de resistência à fadiga

Para K_a , equação 5.13:

$$K_a = aS_{ut}^b \quad (5.13)$$

Pela Figura 5.10:

Acabamento superficial	Fator a S_{ut} , MPa	Expoente b
Retificado	1,58	-0,085
Usinado ou laminado a frio	4,51	-0,265
Laminado a quente	57,7	-0,718
Forjado	272	-0,995

Figura 5.10: Fator de modificação superficial

(Fonte: Shigley, 2011 P. 306)

De acordo com o catálogo da ATI Brasil, os eixos oferecidos são feitos e acabados por usinagem. Logo o conjunto determinado a esta situação, tendo $a=4,51$ e $b=-0,265$.

Para SAE1040, $K_a=0,820716$

Para K_b , leva-se em consideração o critério descrito pela equação 5.14:

$$K_b = \begin{cases} 1,24d^{-0,107} & 2,79 \leq d \leq 51mm \\ 1,51d^{-0,157} & 51 < d \leq 254 \end{cases} \quad (5.14)$$

De acordo com o valor $D1$ descrito no catálogo da ATI Brasil, o diâmetro estimado seria 12mm. Por isso, usa-se a fórmula $K_b = 1,24 * d^{-0,107}$, ou seja, $K_b = 0,955$.

Para K_c , analisa-se o tipo de carga incidida:

Podendo ser 1 para radial, 0,85 para flexão e 0,59 para torção. Por ser um eixo, subentende-se que estará sob cargas torcionais logo $K_c=0,59$.

Para K_d , usa-se a equação 15 para sua aplicação pelos parâmetros da Figura 5.11:

$$Kd = \frac{St}{Srt} \quad (5.15)$$

Temperatura, °C	S_T/S_{RT}
20	1,000
50	1,010
100	1,020
150	1,025
200	1,020
250	1,000
300	0,975
350	0,943
400	0,900
450	0,843
500	0,768
550	0,672
600	0,549

Figura 5.11: Fator de temperatura em diferentes condições
(Fonte: Shigley, 2011 P. 309)

Por trabalhar em temperatura ambiente, é comum que a temperatura seja maior que 20°C, mas dificilmente próximo a 50°C. Por isto, afere-se $Kd=1$.

Para Ke , parte-se da equação 5.16 para combiná-la com os dados mostrados na figura 5.12.

$$Ke = 1 - 0,08 * za \quad (5.16)$$

Confiabilidade, %	Variante de transformação z_a	Fator de confiabilidade k_e
50	0	1,000
90	1,288	0,897
95	1,645	0,868
99	2,326	0,814
99,9	3,091	0,753
99,99	3,719	0,702
99,999	4,265	0,659
99,9999	4,753	0,620

Figura 5.12: fator de confiabilidade
(Fonte: Shigley, 2011 P. 311)

Assim, o sistema deve funcionar de forma precisa e com muito pouca tolerância para falhas. Por este motivo, usa-se um fator de confiabilidade de 99%, ou seja $Ke=0,814$.

O K_f é utilizado como um lembrete de que outros fatores podem interferir diretamente na qualidade do projeto, fazendo-o menos resistente a fadiga. Entretanto, para isto, não será levado em consideração fatores como corrosão, tensões residuais, pulverização do metal e entre outros.

Assim, $K_f=1$.

Desta forma, substituindo na equação 5.12, tem-se o limite de resistência a fadiga corrigido $Se=197,78$ MPa

Assim, obtendo mais valores da equação 11, selecionam-se os valores de K_f e K_{fs} pela Figura 5.13.

	Flexional	Torcional	Axial
Filete de ressalto – pontudo ($r/d = 0,02$)	2,7	2,2	3,0
Filete de ressalto – bem arredondado ($r/d = 0,1$)	1,7	1,5	1,9
Assento de chaveta de extremidade fresada ($r/d = 0,02$)	2,14	3,0	–
Assento de chaveta formato corredor de trenó	1,7	–	–
Sulco de anel retentor	5,0	3,0	5,0

Figura 5.13: Fatores de concentração de tensão

(Fonte: Shigley, 2011 P.387)

Levando em consideração possível concentradores de tensão, nos quais podem ser ocasionados por falhas em acabamento, montagem ou encaixe da chaveta, leva-se em consideração o filete de ressalto pontudo. Assim, $K_f = 2,7$ e $K_{fs} = 2,2$.

De acordo com a disposição dos eixos, toma-se o torque de 1,3372 N.m e o torque aplicado pelo piloto de 8,5 N.m. Com isso, aplicando a equação 5.11, tem-se um diâmetro mínimo de $d=7,1912$ mm, provando que o eixo disponível para compra pela ATI Brasil suporta os esforços mecânicos.

5.1.3. Chaveta

Assegurando-se que nem o pinhão nem os eixos sofrerão com fadiga, é essencial que ambos sejam bem fixados. Para que seja garantido que o torque originado pelo piloto seja transferido ao longo do sistema de forma segura.

Para isto, mesmo que o pinhão, a cremalheira ou os eixos não sofrerem falhas, é necessário que o componente que transmite este torque (ou seja, a chaveta) não falhe. Desta forma, para calcular o torque máximo suportado, usa-se a equação 5.17:

$$T = \frac{S_y * L * d^2}{16} \quad (5.17)$$

Onde:

T - torque máximo suportado;

S_y - tensão de escoamento do material;

d - diâmetro do eixo

Pela facilidade de ser encontrado e, por consequência, usado em fabricação de componentes como este, estuda-se a possibilidade de uso do aço 1045. Assim, tendo a tensão de escoamento S_y de 450 Mpa, diâmetro do eixo, que vai no pinhão, de 12 mm e, devido as dimensões do pinhão orientadas pela Figura 5.2 e mostradas na tabela 5.1, tem-se o comprimento de 25mm.

Realizando os cálculos tem-se o torque máximo suportado de 101,25 N.m, no qual em comparação com o torque máximo aplicado pelo piloto de 10, 268 N.m, é possível afirmar que a chaveta não romperá em nenhum momento de seu uso.

Tendo isto, é possível obter algumas orientações para sua fabricação. Observando a Figura 5.15, e levando em conta as orientações de medida dadas pela Figura 5.14, é possível observar alguns padrões estabelecidos pela SolidPrize. Desta forma, levando em consideração um diâmetro do eixo de 12mm, é possível fabricar uma chaveta de acordo com as medidas ressaltas na Figura 5.15.

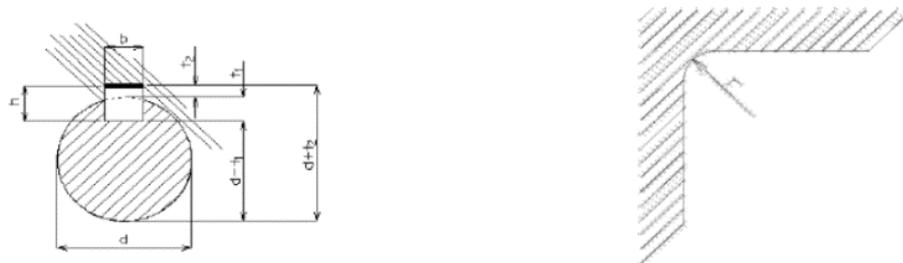


Figura 5.14: Orientações de medida para chavetas

(Fonte: SolidPrize, 2011)

Ø do eixo d		Dimensões da chaveta Aço AISI 1045 Trefilado		Prof. Do rasgo no eixo		Prof. Do rasgo no cubo		Arredondamento no fundo do rasgo r, p/ o eixo e cubo.	
Acima de	Até	Largura b	Altura h	t ₁	Tolerância Admissível	t ₂	Tolerância Admissível	máximo	mínimo
6	8	2	2	1,2	+0,1	1	+0,1	0,16	0,08
8	10	3	3	1,8	+0,1	1,4	+0,1	0,16	0,08
10	12	4	4	2,5	+0,1	1,8	+0,1	0,16	0,08
12	17	5	5	3	+0,1	2,3	+0,1	0,25	0,16
17	22	6	6	3,5	+0,1	2,8	+0,1	0,25	0,16
22	30	8	7	4	+0,2	3,3	+0,2	0,25	0,16
30	38	10	8	5	+0,2	3,3	+0,2	0,4	0,25
38	44	12	8	5	+0,2	3,3	+0,2	0,4	0,25
44	50	14	9	5,5	+0,2	3,8	+0,2	0,4	0,25

Figura 5.15: Padrões para chavetas

(Fonte: SolidPrize, 2011)

5.1.4. Rolamentos

Para dar início ao projeto deste componente é necessário que tenha-se o valor exato da força radial que age sobre este. A partir de cálculo feito utilizando relações trigonométricas do vetor de força F_t , chega-se a equação 5.18.

$$F_r = F_t * \tan(\theta) \quad (5.18)$$

Onde:

F_r : Força radial

F_t : Força tangencial

θ : Ângulo de pressão

A partir de valores previamente obtidos foi possível chegar ao valor de $Fr=138,423$ N. Sendo agora completamente possível aplicar o critério de Palmgren aplicado pela equação 5.19 para posteriormente fazer-se a seleção adequada de rolamentos comerciais que serão usados, como é possível ver pela Figura 5.16.

$$L' = Lr * \left(\frac{C}{Fr}\right)^{3,33} \quad (5.19)$$

Onde:

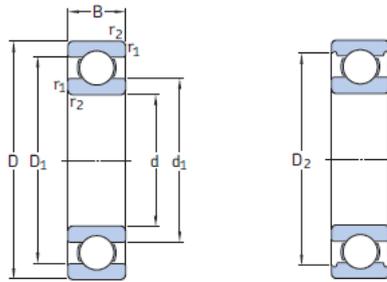
L' - vida à carga radial Fr

Lr - vida à capacidade (9×10^7 revoluções)

C - capacidade de carga do mancal

Fr : força radial

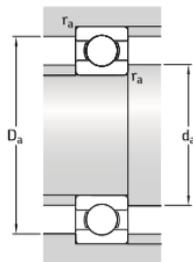
Logo, avaliando os rolamentos disponíveis pela Figura 5.16 e evitando sempre o superdimensionamento de qualquer componente, avalia-se a vida do rolamento de menores dimensões. Desta forma, mesmo sendo o que provavelmente apresentaria a menor vida à fadiga, tem-se a resistência aproximada de 4×10^{11} ciclos, sendo satisfatória a aplicação em projeto. Chegando-se ao rolamento com as dimensões marcadas nas Figuras 5.16 e 5.17.



Dimensões principais			Classificações básicas de carga		Limite de carga de fadiga P_u	Classificações de velocidade		Massa	Designação
d	D	B	dinâmica C	estática C_0		Velocidade de referência	Velocidade-limite		
mm			kN		kN	r/min	kg	-	
12	21	5	1,74	0,915	0,039	70 000	43 000	0,0063	61801
	24	6	2,91	1,48	0,062	87 000	40 000	0,011	* 61901
	28	8	5,4	2,36	0,1	60 000	38 000	0,021	* 6001
	30	8	5,07	2,36	0,1	60 000	38 000	0,026	* 16101
	32	10	7,28	3,1	0,132	50 000	32 000	0,037	* 6201
	37	12	10,1	4,15	0,176	45 000	28 000	0,06	* 6301
15	24	5	1,9	1,1	0,048	60 000	38 000	0,0065	61802
	28	7	4,36	2,24	0,095	56 000	34 000	0,016	61902
	32	8	5,85	2,85	0,12	50 000	32 000	0,03	* 16002
	32	9	5,85	2,85	0,12	50 000	32 000	0,03	* 6002
	35	11	8,06	3,75	0,16	43 000	28 000	0,045	* 6202
	42	13	11,9	5,4	0,228	38 000	24 000	0,082	* 6302

Figura 5.16: Rolamentos disponíveis

(Fonte: SKF, 2015)



Dimensões					Dimensões de encosto e raio			Fatores de cálculo	
d	d ₁	D ₁	D ₂	r _{1,2} min.	d _a min.	D _a máx.	r _a máx.	k _r	f ₀
mm					mm			-	
12	14,8	18,3	-	0,3	14	19	0,3	0,015	13
	16	20,3	-	0,3	14	22	0,3	0,02	13
	17	23,2	24,8	0,3	14	26	0,3	0,025	13
	17	23,4	24,8	0,3	14,4	27,6	0,3	0,025	13
	18,4	25,7	27,4	0,6	16,2	27,8	0,6	0,025	12
	19,5	29,5	31,5	1	17,6	31,4	1	0,03	11
15	17,8	21,3	-	0,3	17	22	0,3	0,015	14
	18,8	24,2	25,3	0,3	17	26	0,3	0,02	14
	20,5	26,7	28,2	0,3	17	30	0,3	0,02	14
	20,5	26,7	28,2	0,3	17	30	0,3	0,025	14
	21,7	29	30,4	0,6	19,2	30,8	0,6	0,025	13
	23,7	33,7	36,3	1	20,6	36,4	1	0,03	12

Figura 5.17: Orientações de medida

(Fonte: SKF, 2015)

5.2. Design dos componentes

Para iniciar as análises computacionais é necessário produzir o modelo de cada componente. Desta forma, a partir do programa *SolidWorks* e dos resultados das equações 5.20 a 5.22 foi feito o desenho do pinhão do sistema de direção, como é possível ver na Figura 5.18 e, a partir destas mesmas medidas foi feito o modelo da cremalheira mostrado na Figura 5.19 com espaço extra para a inserção de parafusos de fixação nas extremidades, como será abordado posteriormente.

$$R = 0,30 \text{ x } m \quad (5.20)$$

$$R = 0,30 \text{ mm}$$

$$a = 1,0 \text{ x } m \quad (5.21)$$

$$a = 1,0 \text{ mm}$$

$$d = 1,25 \text{ x } m \quad (5.22)$$

$$d = 1,25 \text{ mm}$$

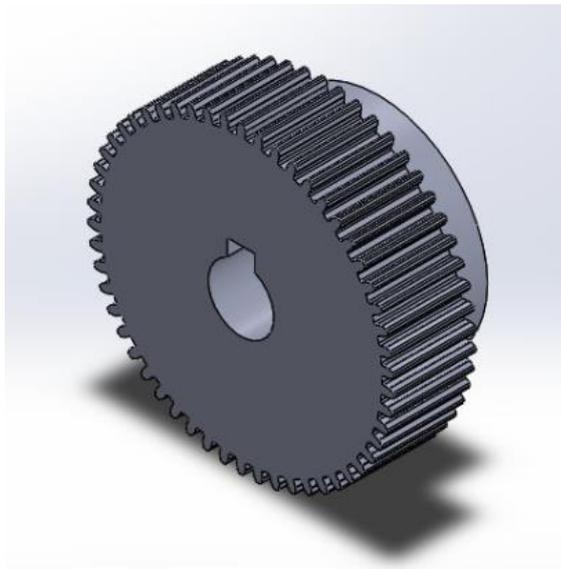


Figura 5.18: Pinhão usado com espaço para a chaveta

(Fonte: Autor, 2019)

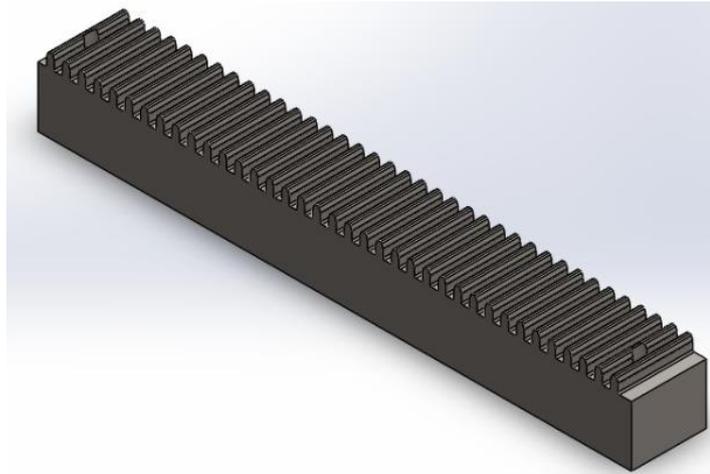


Figura 5.19: Cremalheira usada com furos para fixação
(Fonte: Autor, 2019)

Posteriormente, seguiu-se os parâmetros da SolidPrize e as medidas do pinhão para a modelagem da chaveta ilustrada na Figura 5.20 com os cantos suavizados com raio máximo permitido, 0,16 mm. Assim como também foi modelado o rolamento seguindo deixadas nas Figuras 5.16 e 5.17, chegando ao sólido mostrado na Figura 5.21 para servir como modelo usado em posteriores simulações.

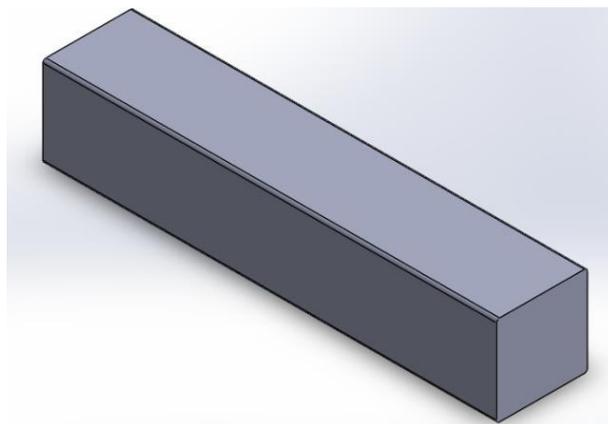


Figura 5.20: Chaveta usada com suavização de cantos vivos
(Fonte: Autor, 2019)

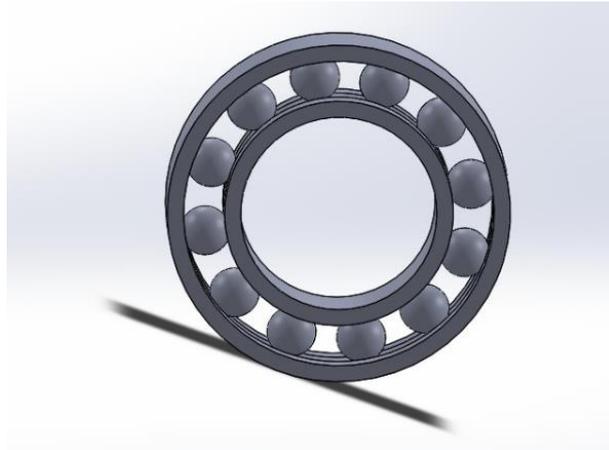


Figura 5.21: Rolamento usado seguindo as orientações de medidas da SKF

(Fonte: Autor, 2019)

5.3. Definição de parâmetros de direção

Projetados os componentes, é possível realizar sua montagem ao veículo. Para isto, foram utilizados os intervalos recomendados pelo Nicolazzi (2012) assim como foi levado em consideração que as rodas traseiras sofrem maior esforço em curvas devido a sua menor adaptabilidade em curvas, sendo necessário projetar o sistema de forma que alivie ainda mais os esforços. Assim como as recomendações de camber para carro de corrida foram respeitadas. Desta maneira, escolheu-se:

Convergência:

-toe-in=2mm

Camber:

-dianteiro: -1°

-traseiro: -2°

Kingpin:

-traseiro 8°

-dianteiro: 6°

Caster:

-dianteiro: 12mm

-traseiro: 8mm

6. RESULTADOS E DISCUSSÕES

Para assegurar confiabilidade ao projeto, foram realizadas algumas análises e modelagens computacionais a respeito do projeto, para que seja possível realizar uma análise comparativa de resultados previamente calculados, assim como produzir o modelo CAD do sistema em projeto para observação mais clara do sistema projetado.

6.1. Simulações Preliminares

Para análise comparativa de cálculos feitos anteriormente foi inicialmente feita a análise estática do pinhão, sendo possível observar nas Figuras 6.1 e 6.2 que a um torque aproximado de 11,41 N.m, a tensão máxima agindo sobre o pinhão é de, aproximadamente, 63 MPa, que é abaixo da sua “vida infinita” e apresenta deformações mínimas em seus dentes. Em seguida, ao se fazer análises de fadiga a força tangencial de 422.571 N (maior que considerada por “vida infinita”) o próprio programa acusou ausência de falha mesmo após a realização de 10^9 ciclos, provando a engrenagem do pinhão não sofrerá fadiga em nenhum momento de seu trabalho. É possível observar na Figura 6.3 a ausência de danos.

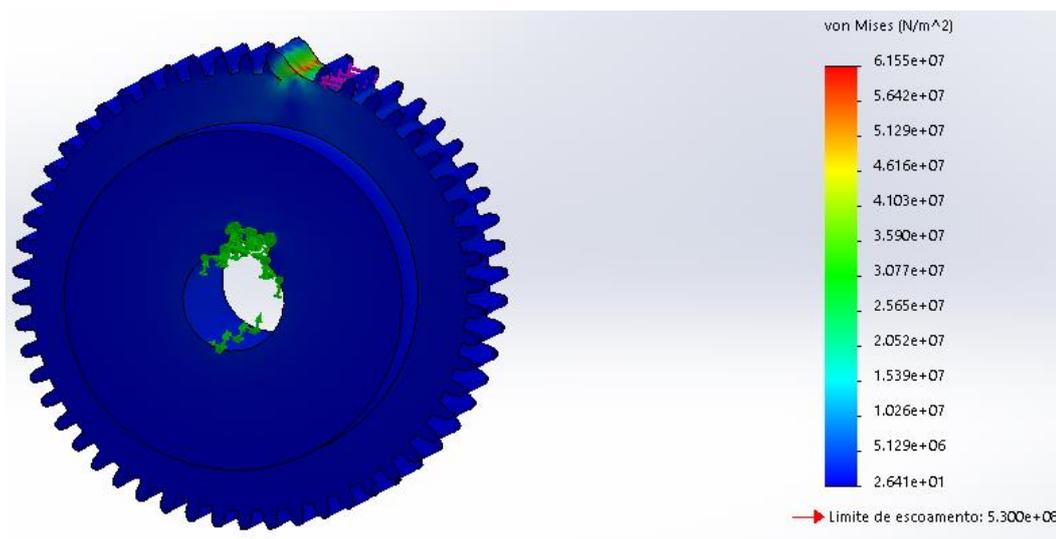


Figura 6.1: Tensões sobre o pinhão

(Fonte: Autor, 2019)

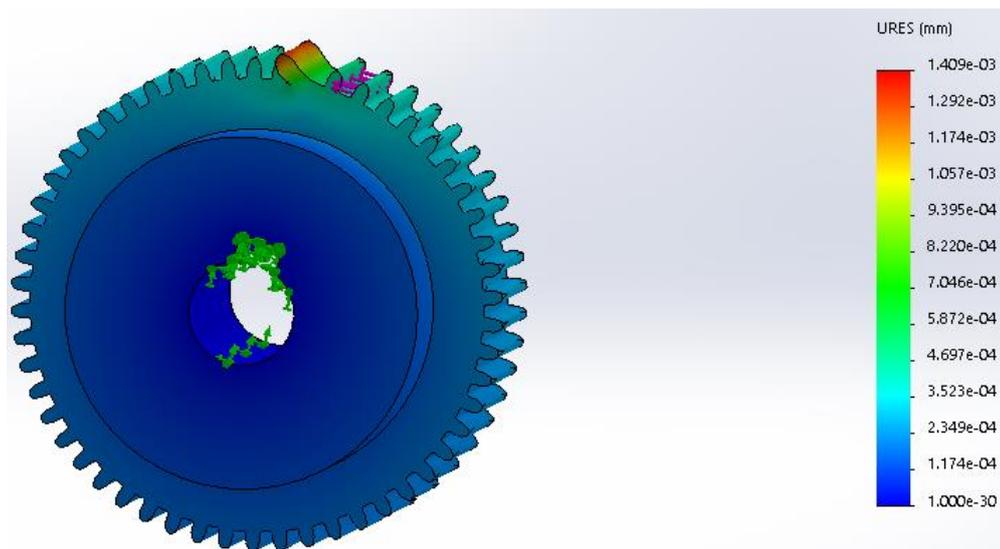


Figura 6.2: deslocamentos do pinhão

(Fonte: Autor, 2019)

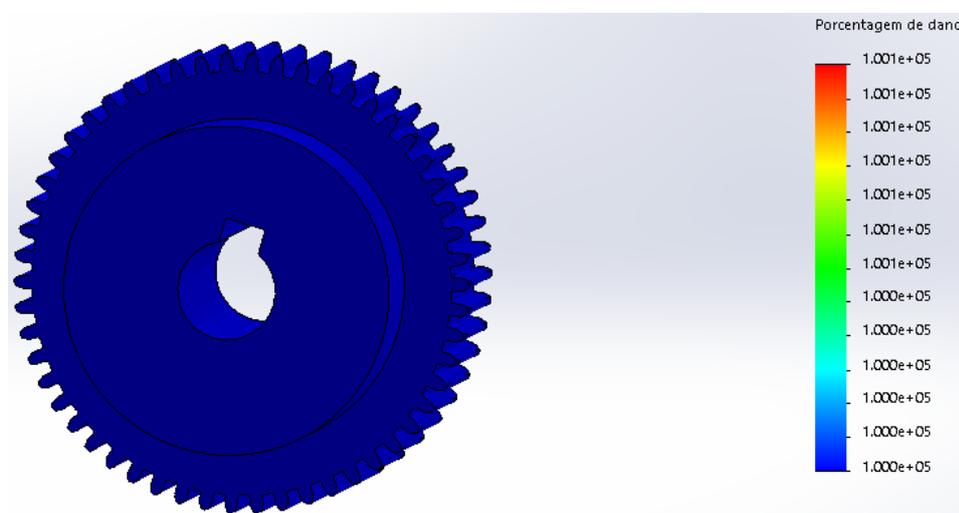


Figura 6.3: Simulação e fadiga

(Fonte: Autor, 2019)

Posteriormente, fez-se as mesmas análises na cremalheira, levando em conta a mesma força tangencial do pinhão e tendo como área fixa os furos deixados propositalmente para seu encaixe na caixa de direção. Logo, como mostrado nas Figuras 6.4 e 6.5, este componente também não sofrerá nenhuma espécie de falhas, por não sofrer deformações significativas, ou tensões acentuadas e ainda manter a mesma integridade do material após simulação feita com

10⁹ ciclos, como é possível observar no resultados que indicam a ausência de danos na Figura 6.6.

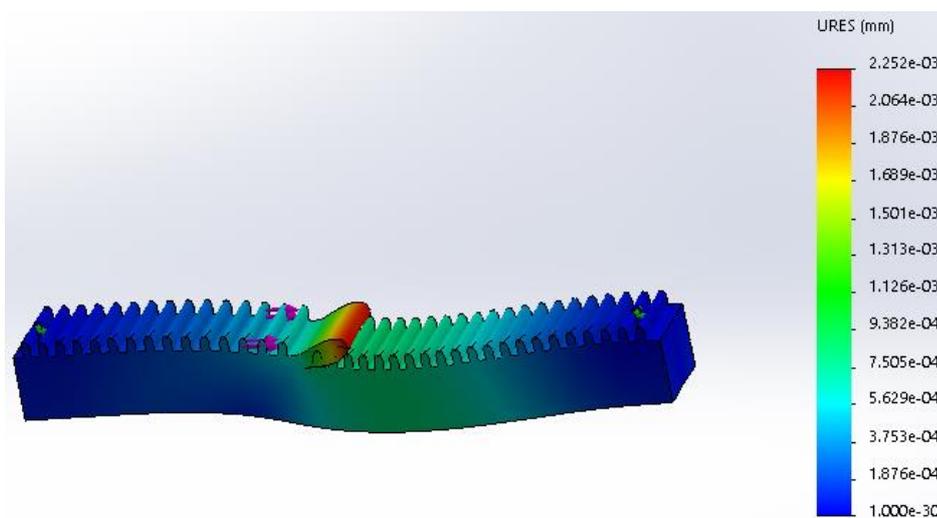


Figura 6.4: Deslocamento na cremalheira

(Fonte: Autor, 2019)

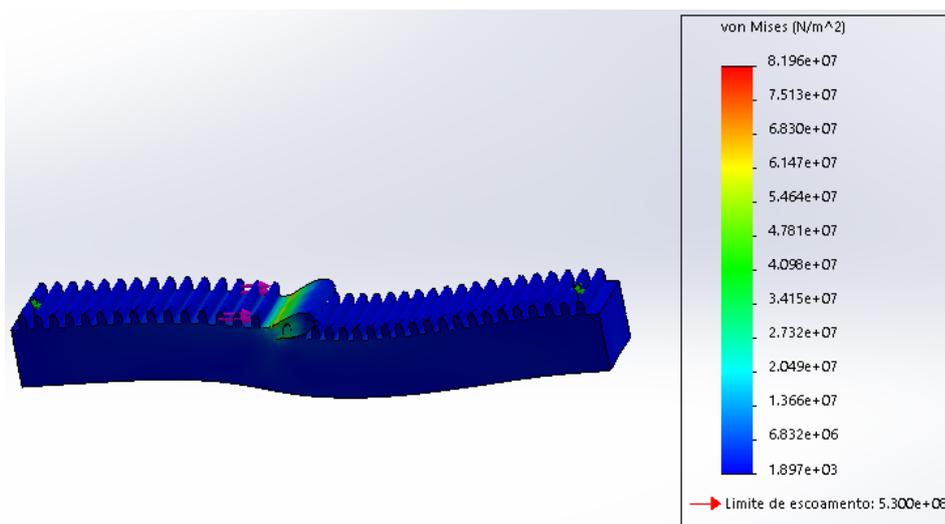


Figura 6.5: Tensões cremalheira

(Fonte: Autor, 2019)

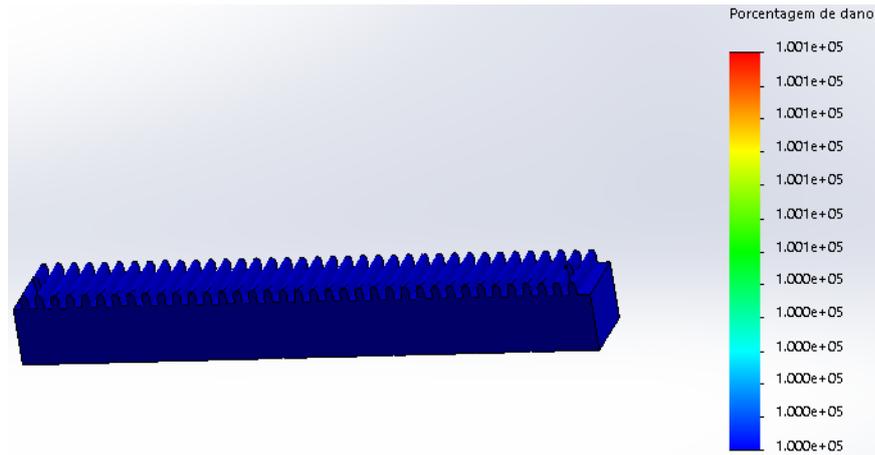


Figura 6.6: Fadiga na cremalheira

(Fonte: Autor, 2019)

Garantindo a integridade dos materiais de transmissão de potência, é necessário saber se os demais elementos também funcionarão sem apresentar problemas. Assim, após semelhantes simulações feitas, é possível confirmar que o sistema como um todo suportará os esforços mecânicos sem a apresentação e fratura, fadiga ou deformações acentuadas, mesmo após simulações que levaram em conta 10^6 ciclos, como é ilustrado nas Figuras 6.7 a 6.12.

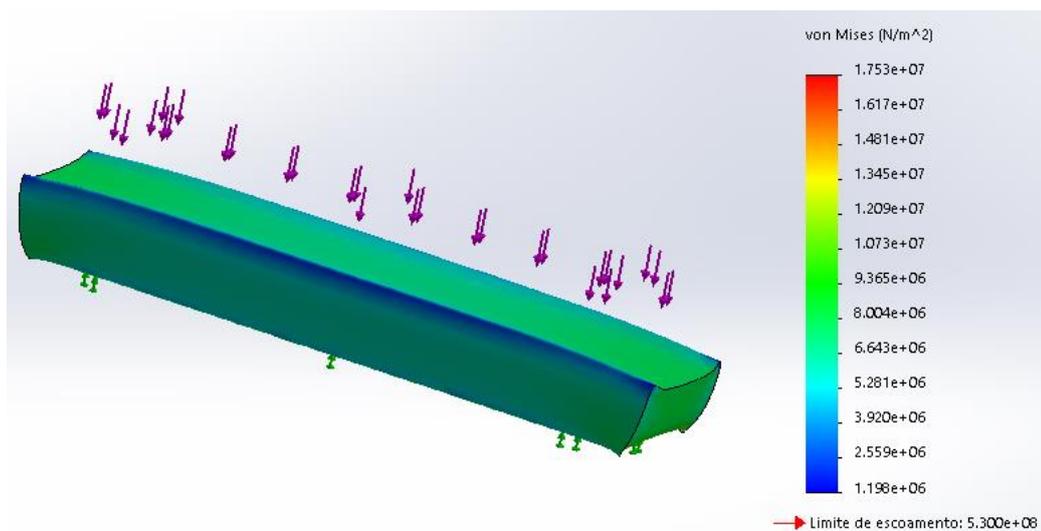


Figura 6.7: Tensões atuantes na chaveta

(Fonte: Autor, 2019)

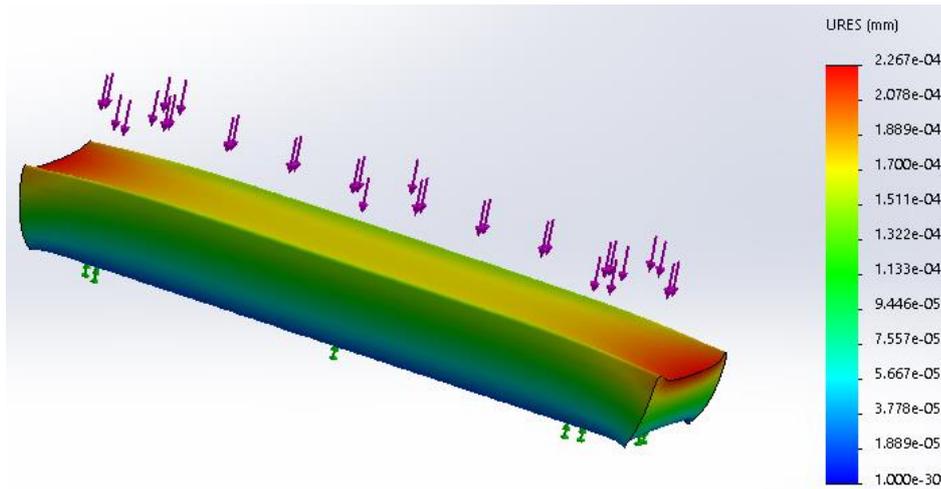


Figura 6.8: Deslocamentos chaveta
(Fonte: Autor, 2019)

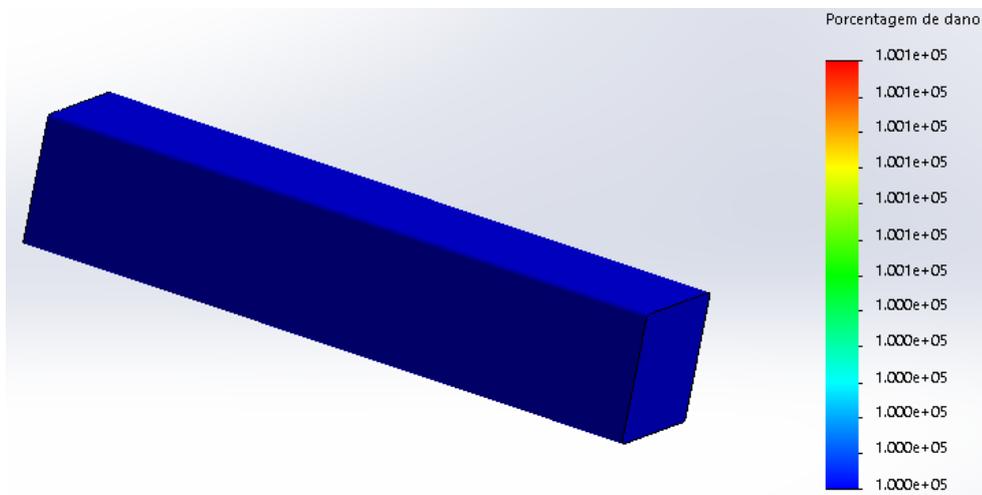


Figura 6.9: Ausência de falhas por fadiga na chaveta
(Fonte: Autor, 2019)

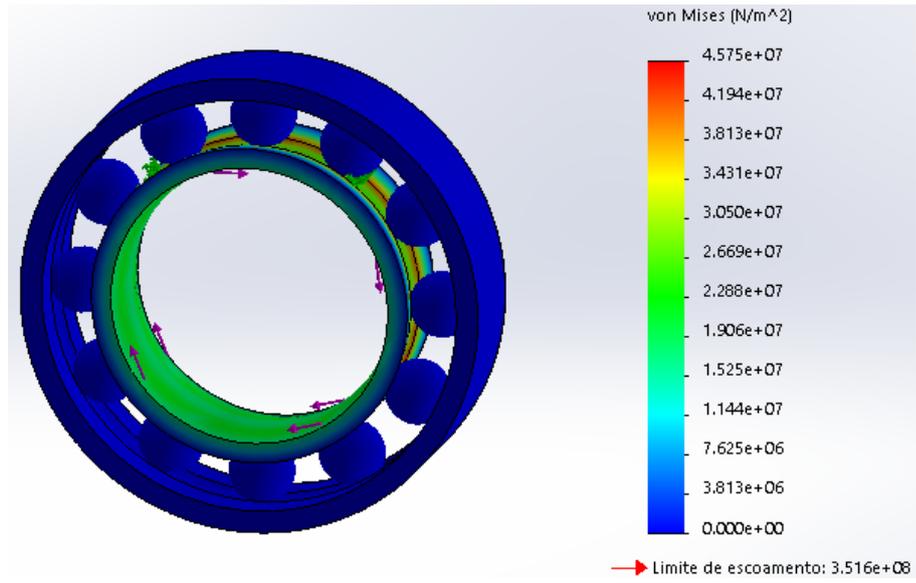


Figura 6.10: Tensões no rolamento
(Fonte: Autor, 2019)

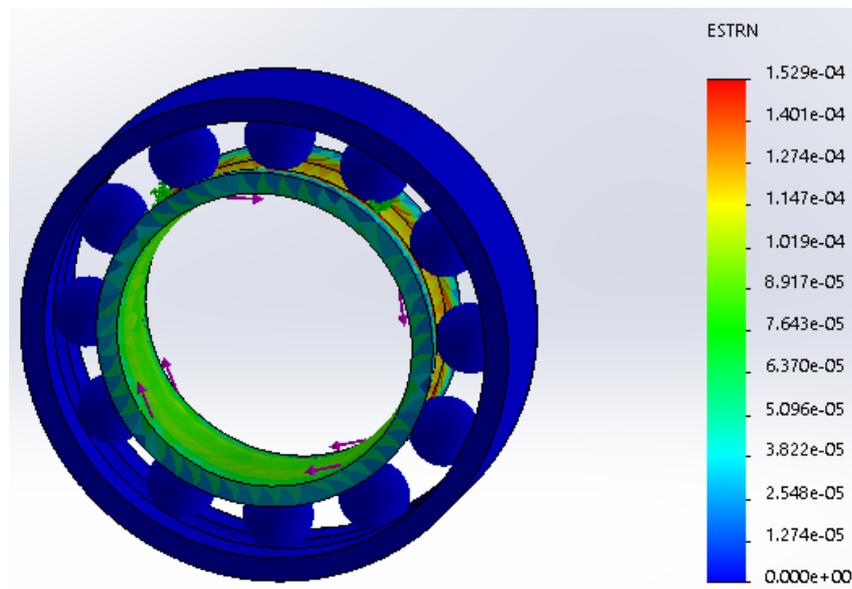


Figura 6.11: Deformações rolamento
(Fonte: Autor, 2019)

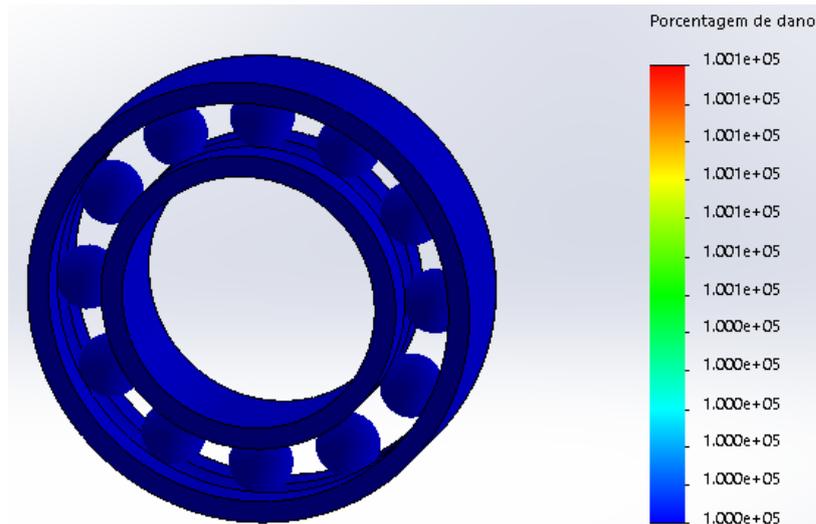


Figura 6.12: Sem falhas por fadiga no rolamento

(Fonte: Autor, 2019)

6.2. Análise de ruptura

Garantindo a integridade dos componentes em situação de trabalho, é necessário saber os esforços máximo que cada componente suporta. Para isto foram feitas simulações a partir o Software *Ansys* aplicando-se cargas maiores e aumentando de forma progressiva para tenha-se um parâmetro de quais seriam as forças e/ou tensões aplicadas que cada material suporta. Observando as Figuras 6.13 a 6.22, é possível perceber em quais forças ocorrerão as primeiras trincas e quais causarão completa ruptura.

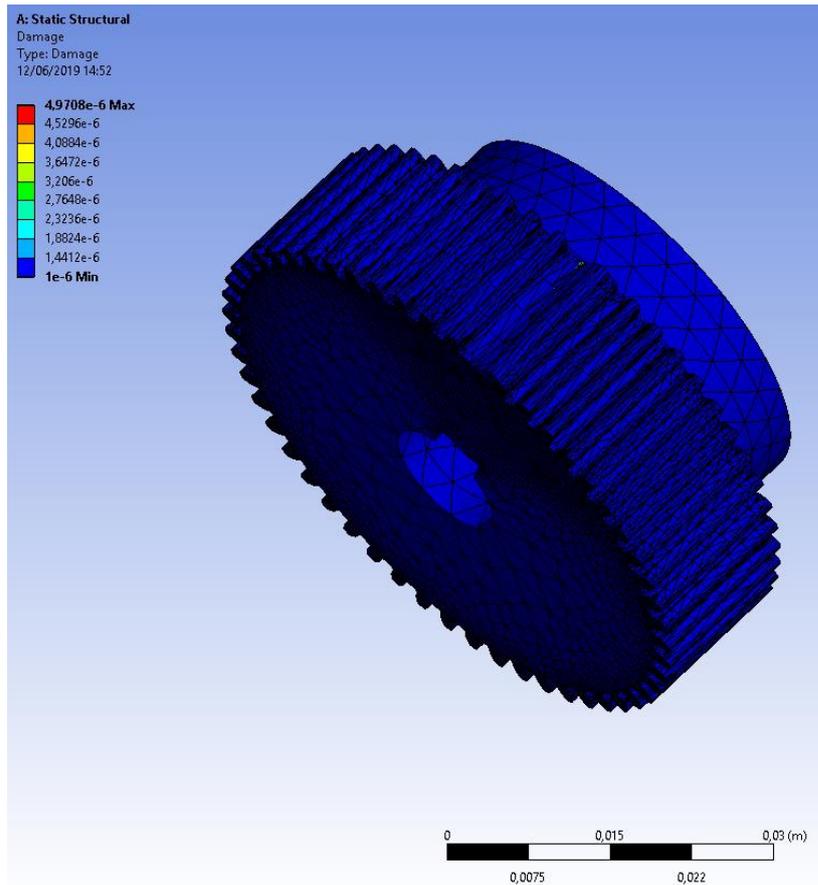


Figura 6.13: ocorrência de princípio de trinca no pinhão(a 500N)
(Fonte: Autor, 2019)

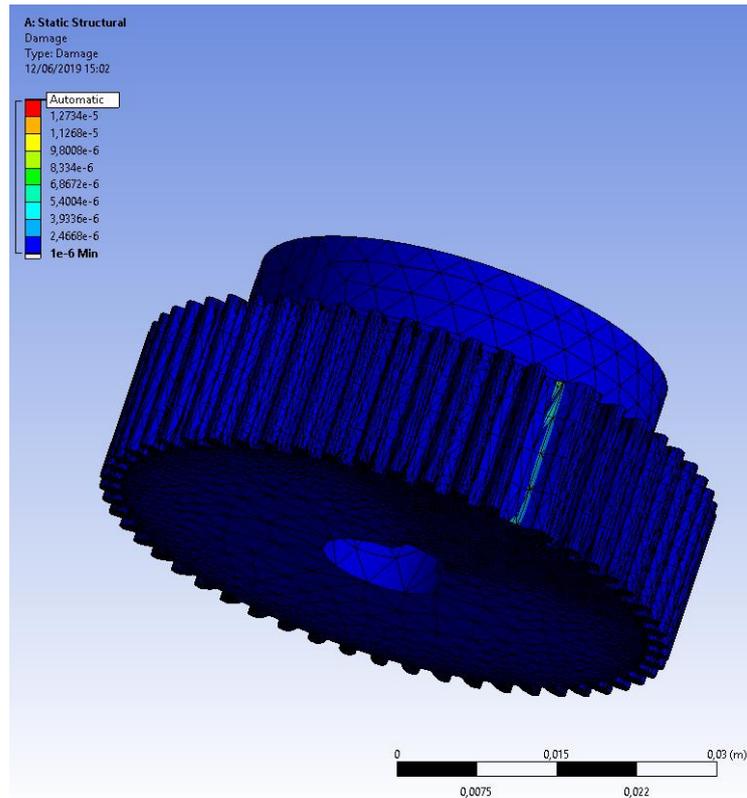


Figura 6.14: propagação da primeira trinca no pinhão (a 1200N)
(Fonte: Autor, 2019)

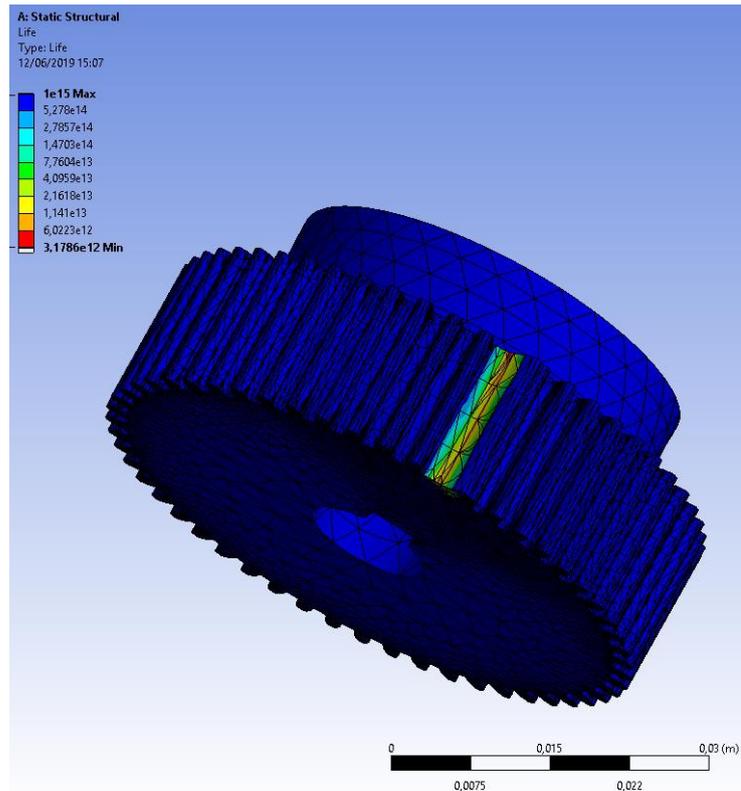


Figura 6.15: Completa ruptura do pinhão (a 3000N)
(Fonte: Autor, 2019)

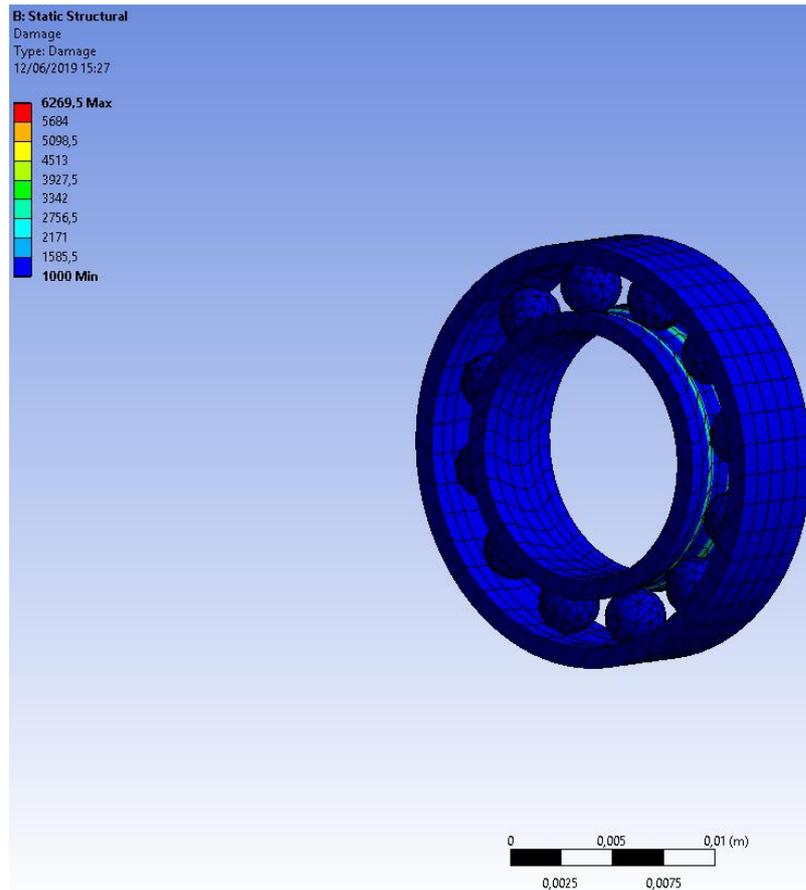


Figura 6.16: Primeira ruptura no rolamento no rolamento (a 30 N.m)
(Fonte: Autor, 2019)

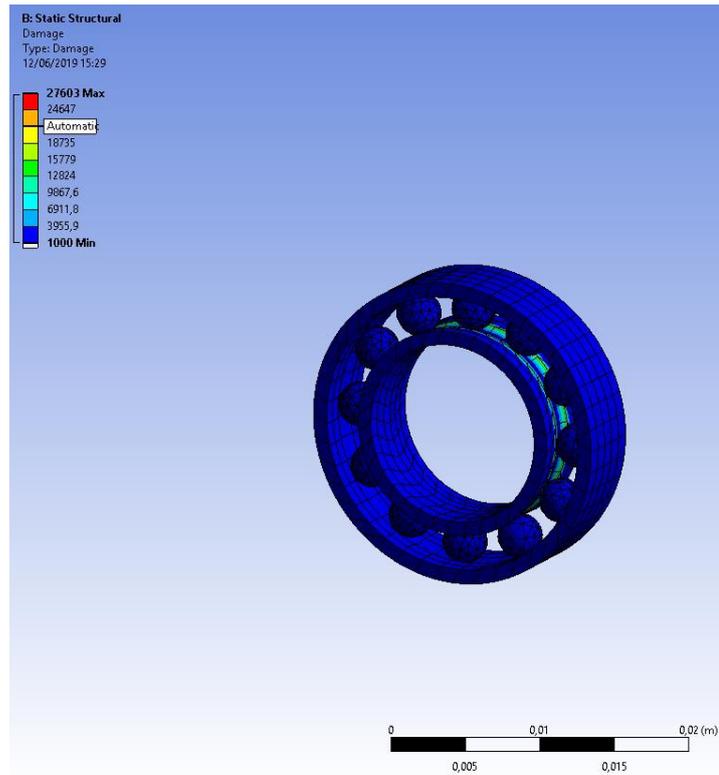


Figura 6.17: propagação da primeira trinca no rolamento (a 45 N.m)
(Fonte: Autor, 2019)

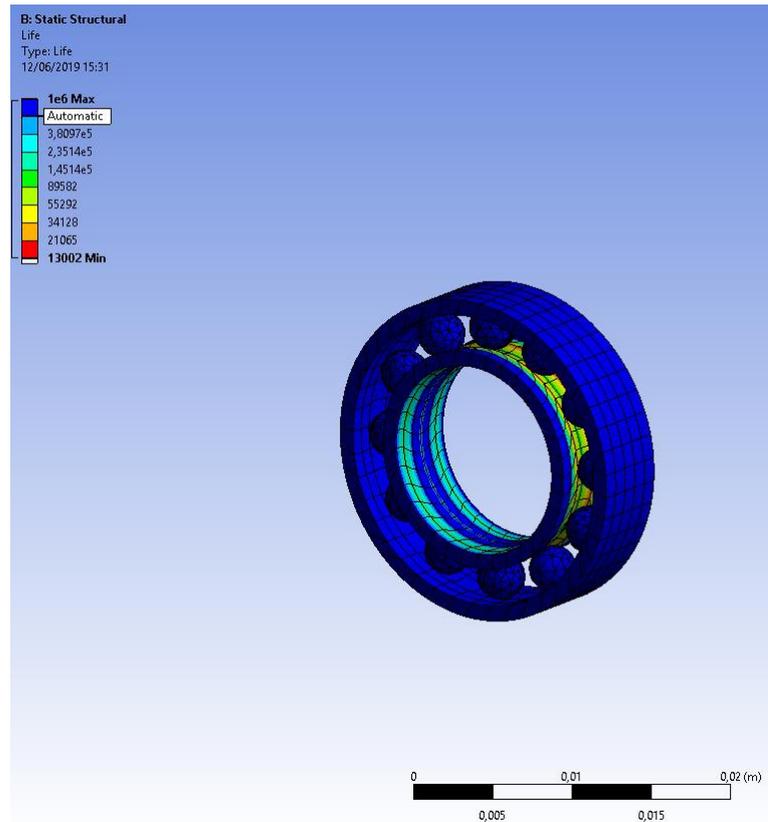


Figura 6.18: completa ruptura o anel interno do rolamento (a 60 N.m)
(Fonte: Autor, 2019)

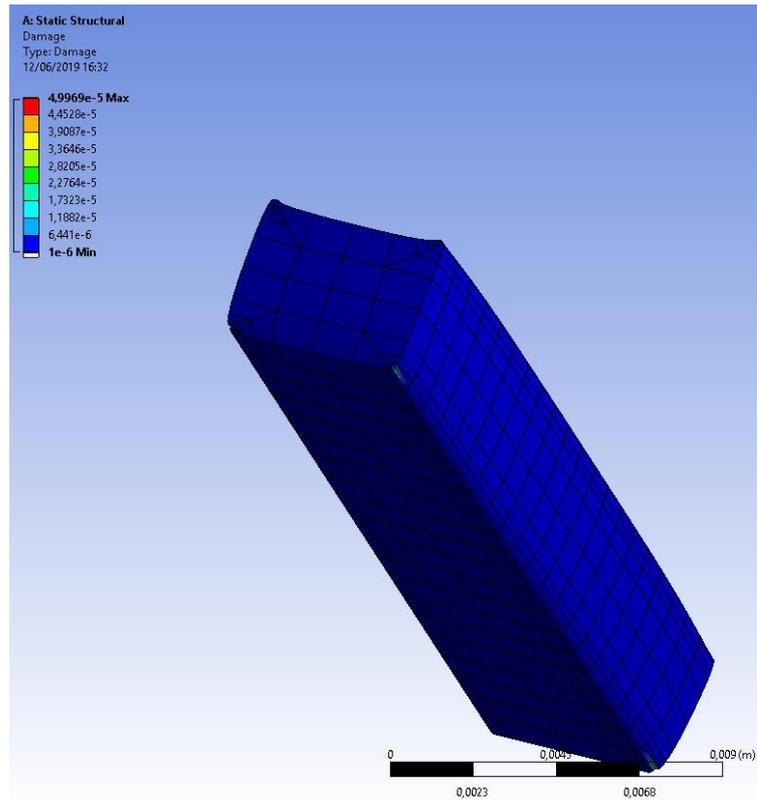


Figura 6.19: início de ruptura a chaveira (da qual irá se propagar até a ruptura)
(Fonte: Autor, 2019)

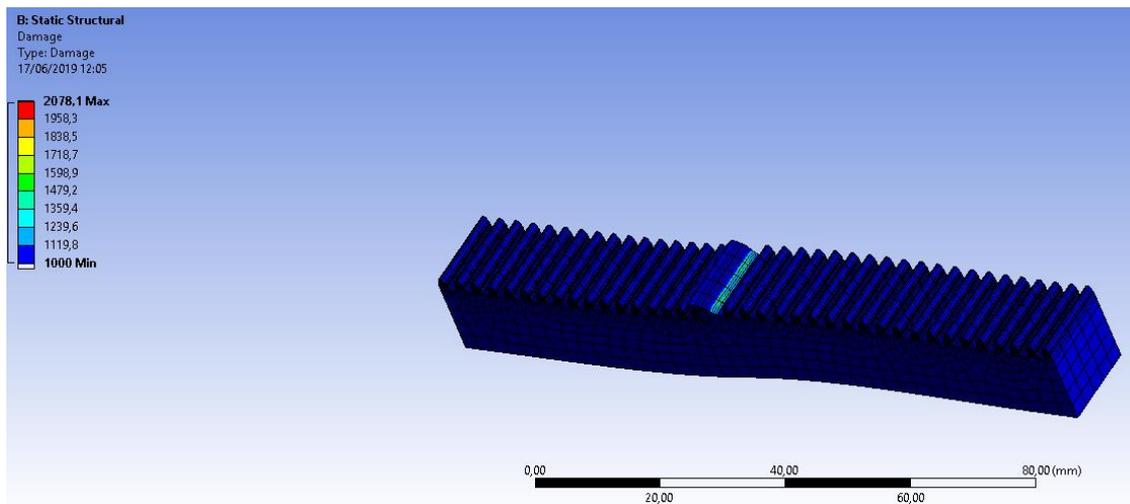


Figura 6.20: primeira trinca na cremalheira (500N)
(Fonte: Autor, 2019)

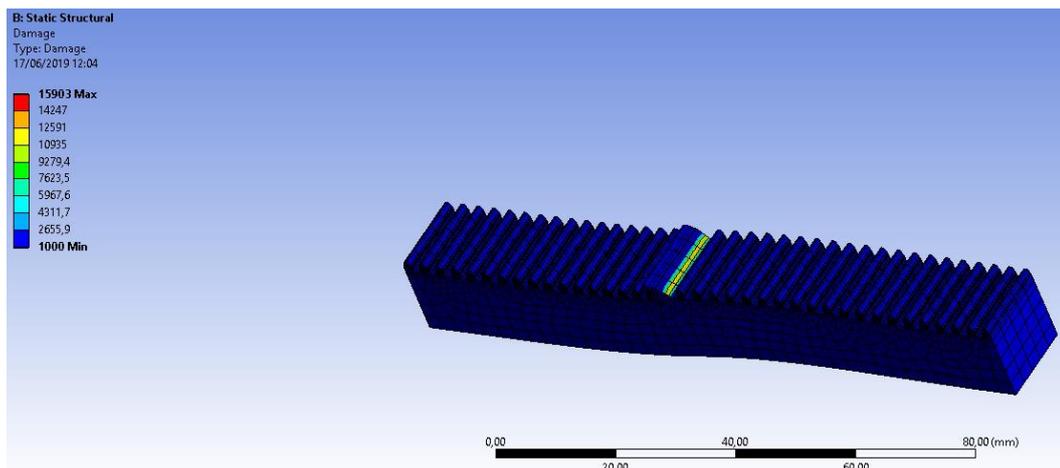


Figura 6.21: propagação de trinca na cremalheira (800 N)
(Fonte: Autor, 2019)

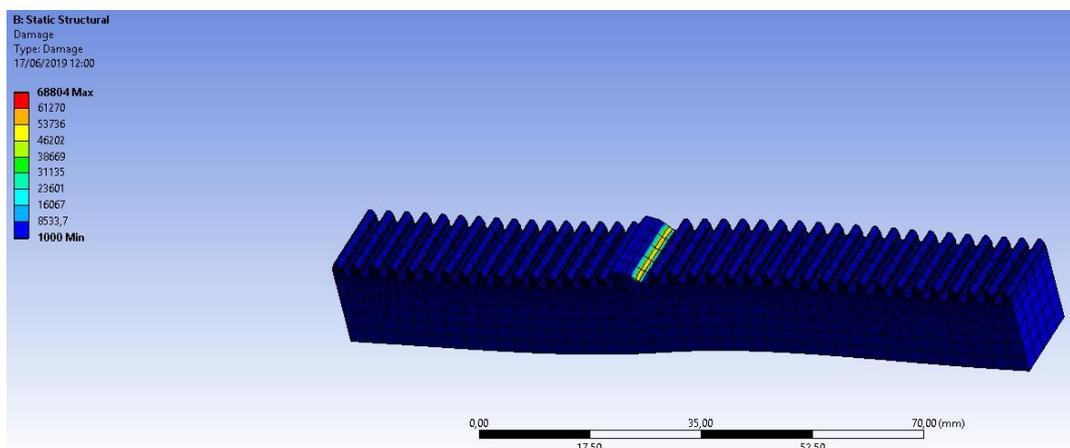


Figura 6.22: ruptura completa da cremalheira (1200N)
(Fonte: Autor, 2019)

Para melhor visualização dos testes, foram apurados gráficos de vida a fadiga nos componentes que mais sofrem com tensões (o pinhão e a cremalheira), indicando o número de ciclos suportados à carga de total ruptura. Provando que mesmo em casos extremos os componentes ainda suportariam uma quantidade relativamente alta até em caso de alguma falha ocorrer. Como é possível ver nas Figuras 6.23 e 6.24, tanto o pinhão quanto a cremalheira seriam capazes de suportar cargas de 4000, ou mais, quando aplicadas cargas que anteriormente foram indicadas para completa ruptura. O que indica resistência suficiente em situações competitivas, sem causar nenhum dano ou prejuízo ao piloto oi envolvidos.

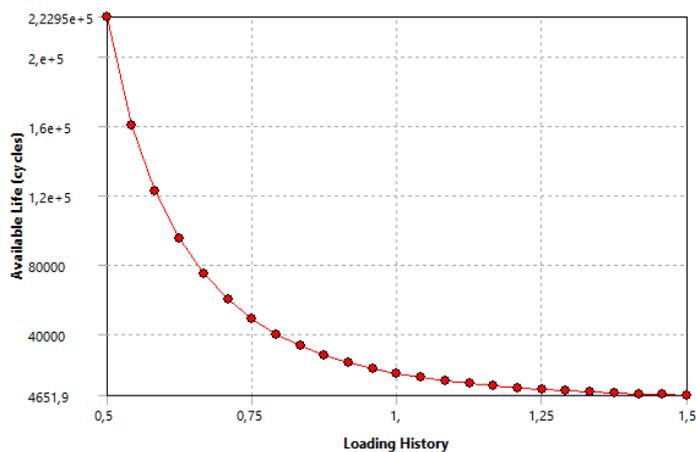


Figura 6.23: Vida à fadiga do pinhão
(Fonte: Autor, 2019)

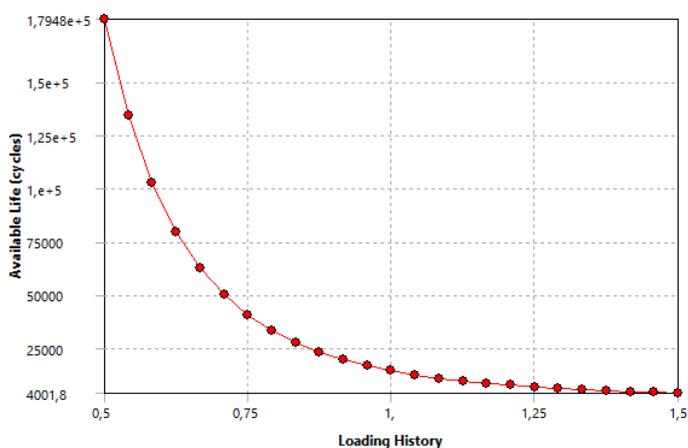


Figura 6.24: Vida a fadiga na cremalheira
(Fonte: Autor, 2019)

6.3. Montagem do sistema

Garantida a integridade de cada componente do sistema de direção em projeto, é possível fazer sua montagem individual de modo a compor a modelagem da caixa de direção isolada. Para posteriormente fazer a acoplagem ao carro seguindo os parâmetros previamente definidos de acordo com as orientações recomendadas pelo Nicolazzi (2012), garantindo o bom funcionamento do sistema.

Para dar início foi simulada a acoplagem dos principais componentes na forma vista na Figura 6.25, tomando o cuidado para que as orelhas fiquem exatamente acima dos tubos do chassi, para melhor absorção de impactos, de forma que este seja minimamente transmitido aos braços da direção. Sendo possível fazer o modelo da caixa de direção representada em sua forma fechada (ou seja, como será apresentada no carro) na Figura 6.26.

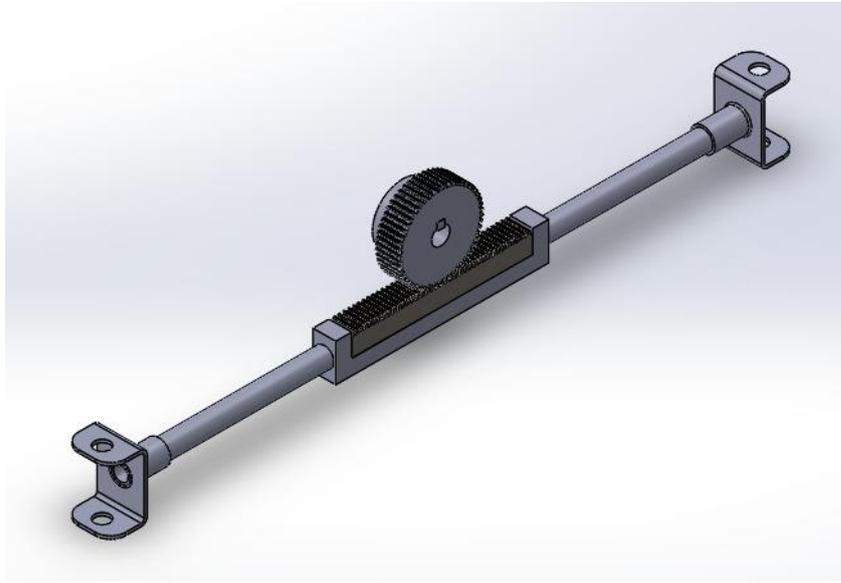


Figura 6.25: Caixa de direção isolada
(Fonte: Autor, 2019)

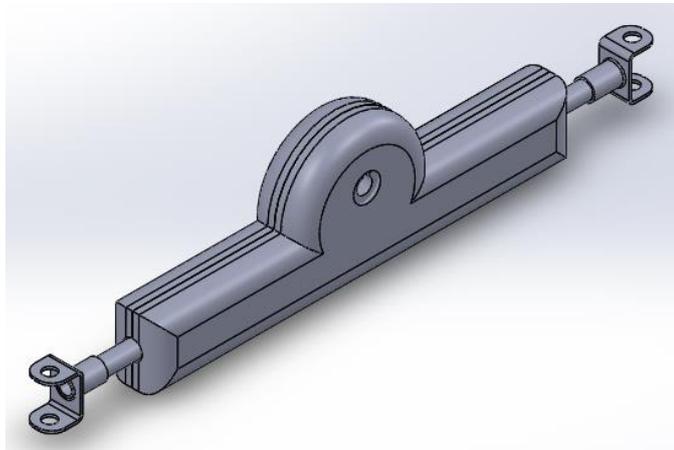


Figura 6.26: Sistema de direção fechado
(Fonte: Autor, 2019)

6.3.1. Acoplagem ao carro

Montada a caixa, é possível fazer sua acoplagem ao veículo, dando a primeira noção de como funcionará em situação de trabalho. Logo, utilizou-se alguns parâmetros anteriormente definidos, para melhor adaptar o veículo a situações de curva.

Desta forma, como é possível ver no esboço da Figura 6.27, é possível observar o ângulo máximo de esterçamento das rodas, assim como está sendo representado o raio mínimo de curvatura. Com isso, para evitar conflitos com outros sistemas do veículo e alcançando também o menor esforço mecânico possível no eixo, foi posicionada a caixa a uma distância de 100mm atrás da região entre bitolas. Assim, foi possível ter uma noção do tamanho necessário para cada braço, de forma que o carro siga a geometria representada. Observando melhor, é possível observar também o local onde ficará cada orelha da manga de eixo onde os tubos irão ser acoplados junto com as orelhas da caixa de direção.

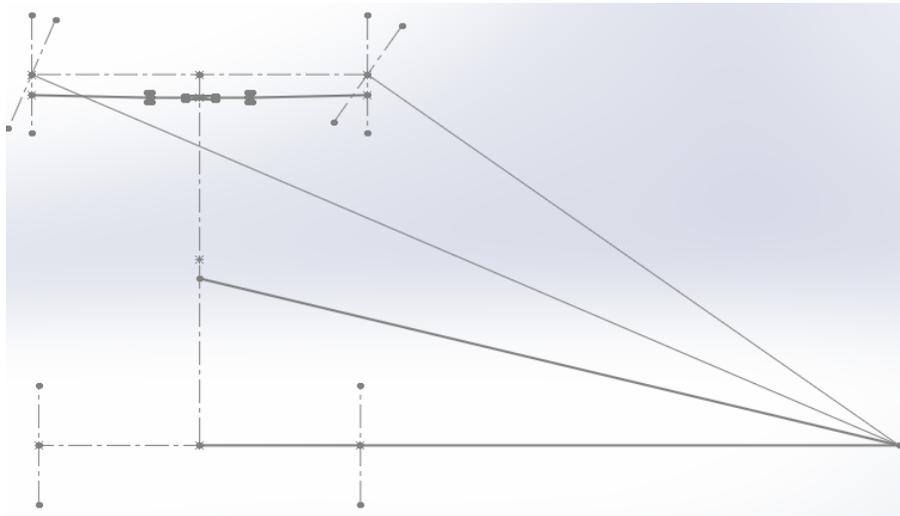


Figura 6.27: Esboço e posicionamento da caixa de direção

(Fonte: Autor, 2019)

Tendo isto definido, observa-se com mais clareza na Figura 6.28 a forma como o sistema completo será acoplado ao veículo com a manga de eixo posicionada de forma que siga o esquematizado na Figura 6.27.

A partir da Figura 6.29 é possível ter uma ideia sobre como o sistema será acoplado ao veículo, sendo também possível ter uma ideia sobre como irá interagir com o piloto, como pode ser mais bem observado da figura 6.30 e uma visão mais geral pela 6.31.

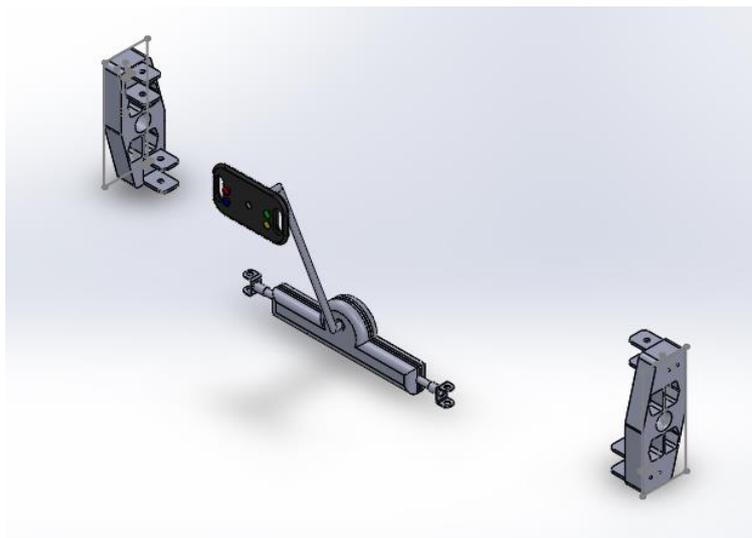


Figura 6.28: sistema de direção com a manga de eixo
(Fonte: Autor, 2019)

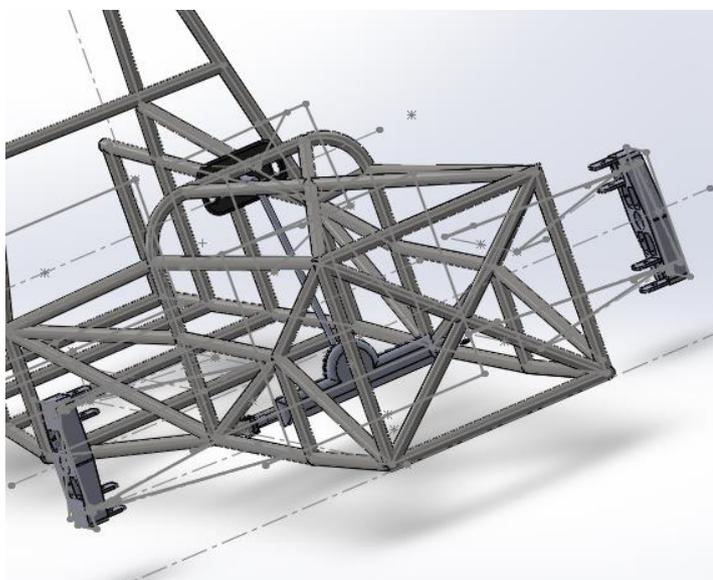


Figura 6.29: Caixa de direção montada junto ao chassi e suspensão
(Fonte: Autor, 2019)

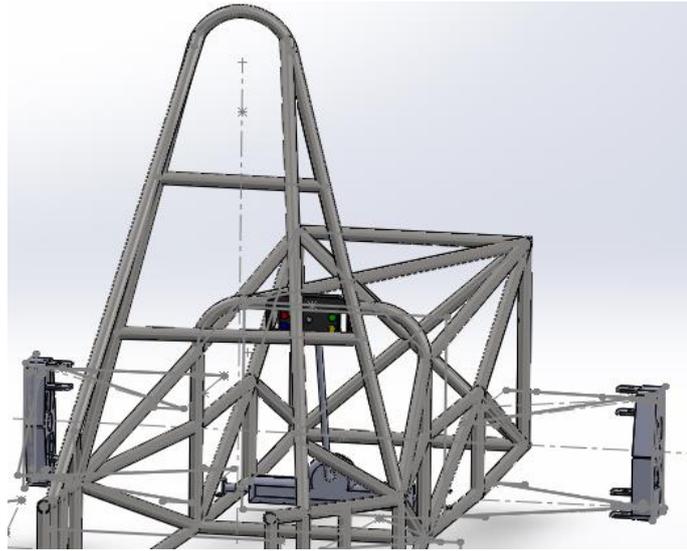


Figura 6.30: sistema de direção em perspectiva do piloto
(Fonte: Autor, 2019)

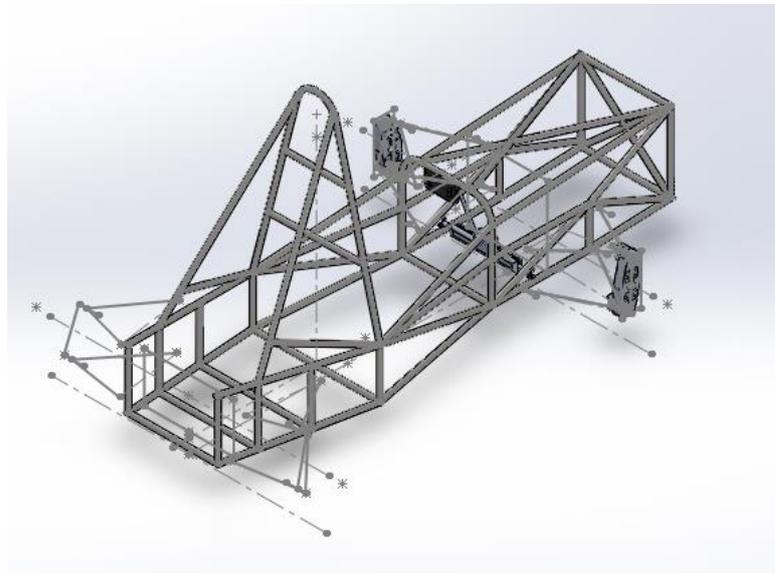


Figura 6.31: Perspectiva geral do sistema
(Fonte: Autor, 2019)

7. CONCLUSÃO

De acordo com os conhecimentos voltados tanto à dinâmica veicular quanto à resistência os materiais, foi possível projetar um sistema de direção feito sob medida para o veículo VTX-01 para sua futura aplicação no evento Formula SAE 2019, na qual promete cumprir com sua função de forma segura e estável, mantendo o veículo inscrito em curva.

Para isto, lançou-se a mão a formulações, parâmetros e recomendações contidas nos livros usados como referência para a presente monografia. Sendo possível conferir tanto as exigências deste sistema como garantir que seus equipamentos suportarão todos os esforços mecânicos a que serão submetidos. Simulando também de forma clara o quanto cada componente suportaria até sua completa falha. Usando ferramentas tanto para modelagem em desenho (como o *SoliWorks*) quanto para simulação e esforços tanto estáticos quanto cíclicos (como o *Ansys*).

Logo, chega-se a sua montagem ao veículo, mostrando de forma clara como será usado e como este funcionará dentro do próprio Formula. Para ao final, mostrar o quão seguro e eficiente o sistema é, deixando claro que este desempenhará seu papel de forma segura e precisa, respondendo aos comando do piloto de forma esperada permitindo total controle direcional do carro.

BIBLIOGRAFIA

GILLESPIE, T. D. (Thomas D.), Fundamentals of Vehicle Dynamics, Warrendale, PA :Society of Automotive Engineers, c1992

JUVINALL, Robert C. Fundamentos do projeto de componentes de máquinas/ Kart M.Marshek; tradução e revisão técnica Fernando Ribeiro da Silva.-Rio de Janeiro : LTC, 2013.

NICOLAZZI, L.C., Rosa, E. da, Leal, L.C.M. Introdução à modelagem quase-estática de automóveis. Brasil: Publicação interna do GRANTE - Depto de Engenharia Mecânica da UFSC. 2012.

SEWARD, Derek Race Car Lancaster University: Palgrave, 2014.

SHIGLEY, Joseph E. Projeto de engenharia mecânica / Joseph E., Shigley, Charles R.Mischke, Richard G. Budynas 8. ed. - Porto Alegre : Bookman, 2011.

ATI Brasil, Componentes para transmissão. **Catálogos ATI Brasil** 2016. Disponível em < <https://www.atibrasil.com.br/content/9-catalogo-ati-brasil>> Acesso em 02/07/2019

SKF, Rolamentos e esfera. **Produtos SKF** 2015. Disponível em < https://www.skf.com/binary/82-121486/0901d19680416a2b-10000_2-PT-BR---Rolling-bearings.pdf> Acesso em 02/07/2019