

**UNIVERSIDADE TECNOLÓGICA FEDERAL DO PARANÁ
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA
ENGENHARIA MECÂNICA**

LUCAS BASILIO DA SILVA

**PROJETO CONCEITUAL DE SISTEMA DE DIREÇÃO PARA
UM FÓRMULA SAE ELÉTRICO**

TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO

PONTA GROSSA

2021

LUCAS BASILIO DA SILVA

**PROJETO CONCEITUAL DE SISTEMA DE DIREÇÃO PARA UM FÓRMULA SAE
ELÉTRICO**

Conceptual design of steering system of a formula sae electrical

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

Orientador: Prof. Me. José Roberto Okida

PONTA GROSSA

2021



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

Esta licença permite download e compartilhamento do trabalho desde que sejam atribuídos créditos ao(s) autor(es), sem a possibilidade de alterá-lo ou utilizá-lo para fins comerciais.

Conteúdos elaborados por terceiros, citados e referenciados nesta obra não são cobertos pela licença.



TERMO DE APROVAÇÃO

PROJETO CONCEITUAL DE SISTEMA DE DIREÇÃO PARA UM FÓRMULA SAE ELÉTRICO

por

LUCAS BASILIO DA SILVA

Este Trabalho de Conclusão de Curso foi apresentado em 17 de maio de 2021 como requisito parcial para a obtenção do título de Bacharel em Engenharia Mecânica. O candidato foi arguido pela Banca Examinadora composta pelos professores abaixo assinados. Após deliberação, a Banca Examinadora considerou o trabalho aprovado.

Prof. Me. José Roberto Okida
Orientador

Prof. Dr. Mário José Van Thienen da Silva
Membro Titular

Prof. Dr. Alexandre de Castro Alves
Membro Titular

Prof. Dr. Marcos Eduardo Soares
Responsável pelos TCC

Prof. Dr. Marcelo Vasconcelos de Carvalho
Coordenador do Curso

RESUMO

BASILIO DA SILVA, Lucas. **Projeto Conceitual de Sistema de Direção para um Fórmula SAE Elétrico**. 2021. 64 f. Trabalho de Conclusão de Curso (Bacharelado em Engenharia Mecânica) – Universidade Tecnológica Federal do Paraná. Ponta Grossa, 2021

O presente trabalho tem como objetivo dimensionar o Sistema de Direção de um carro tipo Fórmula elétrico da equipe UTForce e-Racing para competição promovida pela SAE Brasil. A primeira etapa concentra-se em conceitos e parâmetros tais como: geometria de Ackerman, raio de curva, entre outros, que influenciam na performance do Fórmula Elétrico em curvas. Através da matriz de avaliação e diagrama de Ashby foi selecionado os materiais para o conjunto pinhão e cremalheira e utilizado a ferramenta *Kanban* para gestão de tarefas. A partir da análise de fadiga por flexão, o trabalho avalia o dimensionamento da caixa de direção e os elementos de máquinas pertencentes ao sistema de direção. Assim, o estudo contém a simulação estática e análise a fadiga nos elementos: pinhão e cremalheira. A partir disso, foi feita a prototipagem do sistema por meio de manufatura aditiva para evitar futuras falhas geométricas. Ao final do projeto os resultados apresentam 99,9% de confiabilidade e fator de segurança igual a 1,45.

Palavras-chave: Fórmula elétrico. SAE. Sistema de direção. Prototipagem. Análise de Fadiga.

ABSTRACT

BASILIO DA SIILVA, Lucas. **Conceptual Design of Steering System of a Formula SAE Electrical**. 2021. 64 f. Monography – Bachelor of Mechanical Engineering, Federal Technological University of Paraná. Ponta Grossa, 2021).

This paper presents the dimension of Steering System of an electric Formula car from the UTForce e-Racing team for a competition promoted by SAE Brasil. The first stage focuses on concepts and parameters such as: Ackerman geometry, radius of curve, among others, that influence the performance of the Electric Formula in curves. Through the evaluation matrix and Ashby diagram, the materials for the pinion and rack set and used *Kanban* tool for task management were selected. From the analysis of fatigue by flexion, the work evaluates the dimensioning of the steering box and the elements of machines belonging to the steering system. Thus, the study contains static simulation and fatigue analysis on the elements: pinion and rack. From this, the system was prototyped by means of additive manufacturing to avoid future geometric failures. At the end of the project, the results show 99.9% reliability and a safety factor equal to 1.45

Keywords: Eletric Formula. SAE. Steering system. Prototype. Fatigue Analysis.

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1: Classificação Geral da 15ª FSAE Brasil Elétrico 2018	13
Figura 2: Equipe UTForce e-Racing 2018	15
Figura 3: Modelo Kanban	17
Figura 4: Sistema Pinhão e Cremalheira.....	18
Figura 5: Vista Superior Protótipo Force 2	19
Figura 6: Ângulo de Cáster.....	20
Figura 7: Configuração "Toe In" e "Toe Out"	21
Figura 8: Ângulo de Pino Mestre	22
Figura 9: Modelos de Geometria do Sistema de Direção.	23
Figura 10: Geometria Ackerman	24
Figura 11: Raio de Curva	24
Figura 12: Organograma de Processos UTForce E-racing	33
Figura 13: Kanban de Atividades do Projeto	34
Figura 14: Ergonomia do Piloto	36
Figura 15: Geometria de Ackerman e Parâmetros de Curva	41
Figura 16: Catálogo para Engrenagens de Dentes Retos	43
Figura 17: Catálogo para Cremalheira de Dentes Retos.....	44
Figura 18: Diagrama de Ashby de Propriedades de Material.....	46
Figura 19: Diagrama do Modulo de Young.....	47
Figura 20: Montagem do Pinhão e Cremalheira para Análise da Razão de Contato.	50
Figura 21: Propriedade de Aços SAE Laminados.	51
Figura 22: Diagrama para Análise de Fator de Superfície.	52
Figura 23: Fator de Confiabilidade.	53
Figura 24: Diagrama para Análise do Fator Geométrico.	54
Figura 25: Diagrama para Análise do Fator de Velocidade.....	55
Figura 26: Resultado da Simulação do Pinhão.	57

Figura 27: Resultado da Simulação da Cremalheira.	58
Figura 28: Modelagem em 3D dos Elementos Apresentados.	59
Figura 29: Prototipagem em 3D	60

LISTA DE QUADROS

Quadro 1: Parâmetros de Geometria	40
Quadro 2: Identificação dos Parâmetros Geométricos	42
Quadro 3: Parâmetros para Diâmetro Primitivo.....	43
Quadro 4: Parâmetros para Módulo de Engrenagem de Dentes Retos	44
Quadro 5: Matriz de Decisão.....	48
Quadro 6: Requisitos para Análise de Interferência.	49
Quadro 7: Resistência a Fadiga.	53
Quadro 8: Componente Tangencial.	56
Quadro 9: Diâmetro Primitivo por Fadiga.	56
Quadro 10: Resultados Obtidos	61

SUMÁRIO

1.INTRODUÇÃO	11
1.1 JUSTIFICATIVA.....	11
1.2 OBJETIVO GERAL.....	12
1.3 OBJETIVO ESPECÍFICO.....	12
2.REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	13
2.1 FÓRMULA SAE BRASIL.....	13
2.1.1 Regulamento FSAE.....	14
2.2 UTFORCE E-RACING	14
2.3 FERRAMENTA KANBAN PARA GESTÃO DE TAREFAS.....	16
2.3.1 <i>Kanban</i>	16
2.4 CONCEITOS E DEFINIÇÕES.....	17
2.4.1 Direção Veicular	17
2.4.2 Entre eixos (Wheelbase) e Bitola (Track width).....	18
2.4.3 Ângulo de Cáster.....	19
2.4.5 Ângulo de Camber.	21
2.4.6 Ângulo de Pino Mestre (<i>Kingpin</i>).....	22
2.5 GEOMETRIA DE ACKERMAN.....	23
2.6 SISTEMA PINHÃO E CREMALHEIRA (RACK AND GEAR).....	25
2.6.1 Análise de Torque da Engrenagem.....	26
2.7 DESGASTE POR INTERFERENCIA.....	26
2.8 RAZÃO DE CONTATO	27
2.9 RESISTÊNCIA A FADIGA	28
2.10 TENSÃO DE FLEXÃO DOS DENTES DE UMA ENGRENAGEM.....	29
2.11 FADIGA SUPERFICIAL DOS DENTES DA ENGRENAGEM.	29
2.12 LIMITE DE RESISTÊNCIA A FADIGA SUPERFICIAL.....	30
2.13 DIAGRAMA DE ASHBY	31
3.PROCEDIMENTOS E MÉTODOS.	32
3.1 PLANEJAMENTO DO PROJETO	34

3.2 DEFINIÇÃO DAS TAREFAS	35
3.2.1 Geometria.....	35
3.2.2 Ângulo de Curva.....	35
3.2.3 Ergonomia	36
3.3 REQUISITOS DE PROJETO	36
3.4 SELEÇÃO DE MATERIAIS	37
3.4.1 Requisitos para Seleção dos Materiais.	37
3.5 SIMULAÇÃO.....	38
3.5.1 Método de Elementos Finitos	38
3.6 MODELAGEM 3D	38
4 DESENVOLVIMENTO CONCEITUAL.....	39
4.1 PARÂMETROS DA GEOMETRIA.....	39
4.1.1 Ângulo máximo do volante	39
4.1.2 Raio de Curvatura.	39
4.2 DIMENSIONAMENTO PINHAO E CREMALHEIRA.....	39
4.2.1 Dimensionamento do Diâmetro Primitivo.	42
4.2.2 Dimensionamento da Cremalheira.	43
4.3 SELEÇÃO DE MATERIAL.....	44
4.3.1 Desenvolvimento de Seleção de Material.	45
4.3.2 Materiais para o Pinhão e Cremalheira	48
4.3.3 Materiais para Braço de Direção	48
4.3.4 Materiais para a Coluna de Direção	49
4.4 ANALISE DE INTERFERENCIA.....	49
4.5 ANALISE DE RAZÃO DE CONTATO.	50
4.6 ANALISE DA RESISTENCIA A FADIGA POR FLEXÃO	51
5 RESULTADOS.....	57
5.1 SIMULAÇÃO DO PINHÃO E CREMALHEIRA.....	57
5.2 MODELAGEM EM 3D.....	58
5.3 PROTÓTIPO	59

6 CONCLUSÃO E SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS.....	61
REFERÊNCIAS.....	62

1.INTRODUÇÃO

Em 1981, nos Estados Unidos, iniciou-se a competição estudantil realizada pela *Society of Automotive Engineers* (SAE). O Formula SAE Student surgiu pela iniciativa de três grandes montadoras americanas: General Motors, Ford e Chrysler, tendo como objetivo incluir os alunos de engenharia para adquirirem experiências no setor automotivo. Atualmente a competição acontece na Austrália, Itália, Inglaterra, Alemanha, Brasil e Estados Unidos. No Brasil iniciou-se em 2004 envolvendo Universidades de todo o país. (CRUZ, 2018).

A competição acontece durante três dias, as equipes são avaliadas em provas estáticas e dinâmicas atribuindo pontuação pela performance do veículo na pista. Também há as apresentações técnicas das equipes, incluindo: Projeto, Custos e Apresentação de Marketing. Todas as provas são pontuadas de maneiras diferentes, garantindo assim que o melhor conjunto de projeto e carro vença a competição.

A UTForce e-Racing é um projeto de extensão com o objetivo de construção de um Fórmula Elétrico da Universidade Tecnológica Federal do Paraná. A equipe foi fundada em 2015 e participou da sua primeira competição em 2017, alcançando o nono lugar em sua categoria. No ano de 2019, a equipe propõe melhoria de projeto do ano interior desenvolvendo o conhecimento dos últimos anos de competição.

1.1 JUSTIFICATIVA

Na competição Fórmula SAE, o conceito de boas práticas de engenharia se torna fundamental para o desenvolvimento do veículo. Com isso, soluções precisam ser encontradas para a funcionalidade do carro, de tal forma, cada projeto terá suas particularidades.

No sistema de direção, faz-se necessário a aplicação de conceitos de cinemática e comportamento estrutural para o desenvolvimento do projeto. Devido particularidades e especificações do Fórmula SAE, a caixa de direção, uma das partes mais importantes do sistema, não é encontrada no mercado. Tem-se a necessidade de desenvolver uma caixa de direção específica para adaptação ao projeto, assim elabora-se o sistema de direção.

1.2 OBJETIVO GERAL

O foco proposto pelo trabalho é projetar os elementos: pinhão e cremalheira, para o sistema de direção de um fórmula SAE elétrico.

1.3 OBJETIVO ESPECÍFICO

O objetivo específico para o desenvolvimento do projeto analisa as condições do sistema por meio de simulações estruturais e desenhos gráficos.

A fim de atender o objetivo geral do desenvolvimento do projeto temos outros objetivos específicos, são eles:

- Selecionar os melhores materiais para maior resistência e menor custo;
- Reduzir a massa dos componentes para melhor performance;
- Especificar o centro de curva e ângulo de atuação do volante;
- Prototipar através de manufatura aditiva, afim de montar os elementos do sistema.

2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

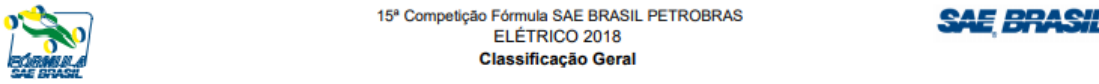
Neste capítulo apresentam-se os conceitos e conhecimentos necessários para o embasamento teórico do tema abordado.

2.1 FÓRMULA SAE BRASIL

Anualmente no Esporte Clube Piracicabano de Automobilismo (ECPA) presente no município de Piracicaba-SP acontece a competição de Fórmula estudantil realizada pela SAE BRASIL com o objetivo de avaliar o melhor projeto de Fórmula elétrico ou à combustão. Além de receber equipes de todo o Brasil, também são convidadas equipes estrangeiras, as quais todas são avaliados por provas de custos, *design* e performance (CRUZ, 2019).

Em 2018, foram inscritas 13 equipes na modalidade Fórmula SAE elétrico e foi obtida a classificação presente na figura 1.

Figura 1: Classificação Geral da 15ª FSAE Brasil Elétrico 2018



15ª Competição Fórmula SAE BRASIL PETROBRAS
ELÉTRICO 2018
Classificação Geral

Posição	Carro #	Equipe	Instituição de Ensino	Late Submission & Penalidades	Custos	Apresentação	Design	Aceleração	Skid Pad	Autocross	Enduro	Eficiência	Total
1	E01	Unicamp E-Racing	Universidade Estadual de Campinas		46,4	39,8	138,6	100,0	75,0	125,0	275,0	100,0	899,8
2	E10	Fórmula Tesla	Universidade Federal de Minas Gerais		69,4	34,5	132,8	4,5	30,1	89,3	13,0	100,0	473,5
3	E03	Fórmula FEI Elétrico	Centro Universitário FEI		46,7	48,8	133,6	94,8	64,9	6,5	11,0		406,3
4	E05	Ampera Racing	Universidade Federal de Santa Catarina		54,1	75,0	69,8						198,9
5	E04	EESC - USP Tupã	Escola de Engenharia de São Carlos		48,2	51,8	77,3						177,2
6	E02	B'Energy Racing	Faculdade de Engenharia de Sorocaba		57,9	31,5	81,5						170,9
7	E07	Minerva Eracing	Universidade Federal do Rio de Janeiro		70,8	47,3	47,8						165,8
8	E06	Cheetah E- Racing	Universidade Federal de Itajubá		37,8	48,0	71,3						157,0
9	E08	Faraday E- Racing	Universidade Federal Fluminense		51,6	36,8	65,5						153,9
10	E11	Fórmula CEM – EV	Universidade Federal de Santa Catarina		51,0	48,8	41,5						141,2
11	E19	UFPR Fórmula	Universidade do Paraná		48,8	31,5	40,0						120,3
12	E14	Fórmula E-UFPB	Universidade Federal da Paraíba		-50	25,8	50,3	17,3					43,3
13	E09	UTForce e-Racing	Universidade Tecnológica Federal do Paraná		-70		34,5	20,0					0,0
13	E12	Fórmula E-Route UFSCAR	Universidade Federal de São Carlos		-110		21,8						0,0
13	E13	FGR UNB	Universidade de Brasília		-70								0,0
13	E16	E-Power UFRGS	Universidade Federal do Rio Grande do Sul		-250		33,8						0,0
13	E17	Fórmula UFV Majorados	Universidade Federal de Viçosa		-100		30,0						0,0
13	E18	Floripa Eco Racing	Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia de SC		-250								0,0

Fonte: Cruz (2019)

2.1.1 Regulamento FSAE.

Na competição FSAE todas as equipes devem seguir o mesmo regulamento que é gerado ano após ano. Este regulamento auxilia as equipes para o desenvolvimento e construção do carro. Cada sistema pertencente ao veículo tem regras particulares que devem ser respeitadas.

O sistema de direção, segundo Cruz (2019), deve ser ligado mecanicamente, do seu ponto inicial até o seu ponto final. Também não poderá contar elementos eletrônicos, cabos ou cintas que possam auxiliar no desenvolvimento do sistema. Cruz (2019), também ressalta a importância das folgas, que conforme o regulamento, não devem passar dos 7º graus partindo do eixo central do volante.

2.2 UTFORCE E-RACING

A equipe Utforce e-Racing, fundada em setembro de 2015 representa a Universidade Tecnológica Federal do Paraná (campus Ponta Grossa). Composta por 50 membros que cursam engenharias e tecnologias, em dezembro de 2018 participou da sua segunda competição obtendo o décimo terceiro lugar da competição FSAE dentre as equipes nacionais na modalidade fórmula elétrico como mostra a figura 2.

Figura 2: Equipe UTForce e-Racing 2018



Fonte: UTForce e-Racing (2018).

A equipe é comandada pelo Capitão, escolhido pela equipe, assim divide-se em 4 grandes áreas: Administrativo, Marketing, Projeto Elétrico e Projeto Mecânico, os quais buscam construir um carro movido por um motor elétrico alimentado por baterias de lítico.

O Projeto Mecânico é dividido em 5 áreas, sendo elas: Dinâmica Veicular, Estrutura, Freios, Aerodinâmica e Transmissão. O foco desse trabalho é o desenvolvimento do sistema direção, pertencente a área da Dinâmica Veicular.

2.3 FERRAMENTA *KANBAN* PARA GESTÃO DE TAREFAS

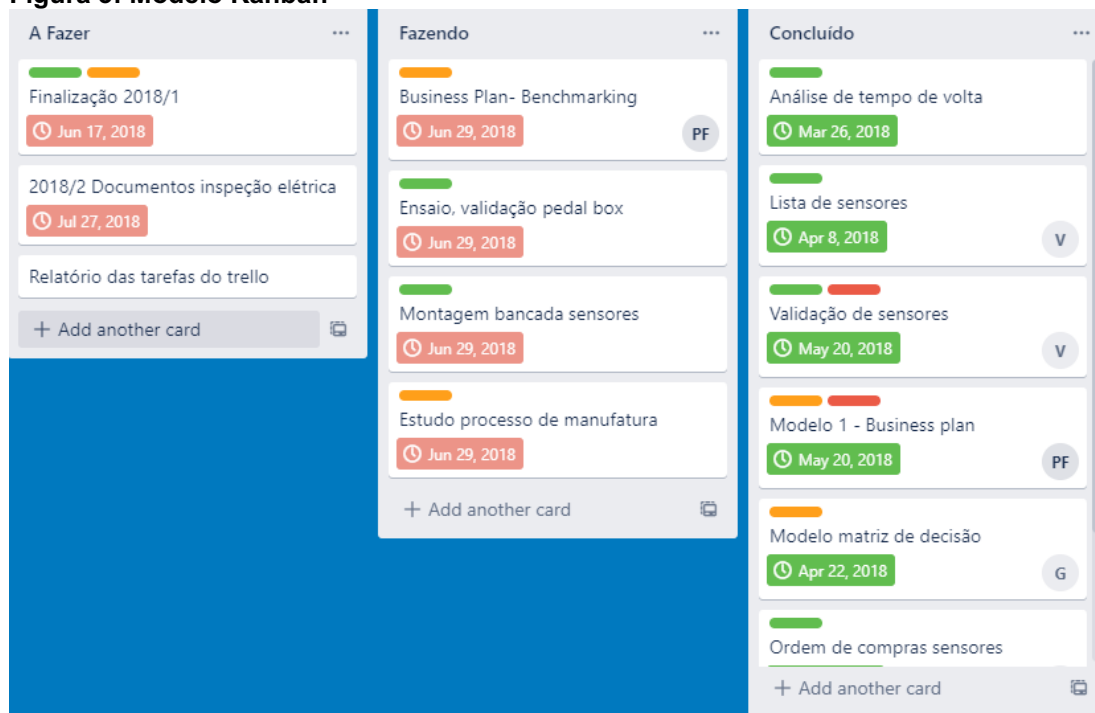
Com o passar dos anos, as necessidades de atualização e gerenciamento entram de forma competitiva no mercado, ou seja, as empresas se preocupam cada vez mais nos meios envolvidos durante o processo de realização do seu produto. Tendo em vista os resultados quantitativos e qualitativos de forma dinâmica e iterativa, as companhias utilizam métodos ágeis para estrutura de projetos.

O projeto se torna um meio único que deve apresentar um ponto de partida e um ponto de final totalmente definidos e se, liderado por pessoas pode atingir as metas e objetivos traçados respeitando os parâmetros de custo, qualidade e tempo. Mondem (2015).

2.3.1 *Kanban*

O *Kanban* é um sistema de gerenciamento de tarefas, o qual se define um prazo de início e fim de forma a montar o processo de produção. Muito utilizado em contextos dinâmicos e iterativos simplificando a organização das tarefas. Estas, que são fixadas em lugares visíveis em que facilite a compreensão de todos os envolvidos.

Segundo Mondem (2015), o sistema é formado por colunas indicadoras de cada etapa, sendo elas: A fazer, fazendo e concluído. Desta forma as tarefas são fixadas a cada coluna indicando seu status como apresenta a figura 3. Cada tarefa pode apresentar o prazo de conclusão e o colaborador responsável da mesma, assim que concluída pode ser facilmente movida para a coluna seguinte. A quantidade de colunas pode ser alterada de forma a atender as necessidades do projeto. (Liker, 2005).

Figura 3: Modelo Kanban

Fonte: O autor, 2021.

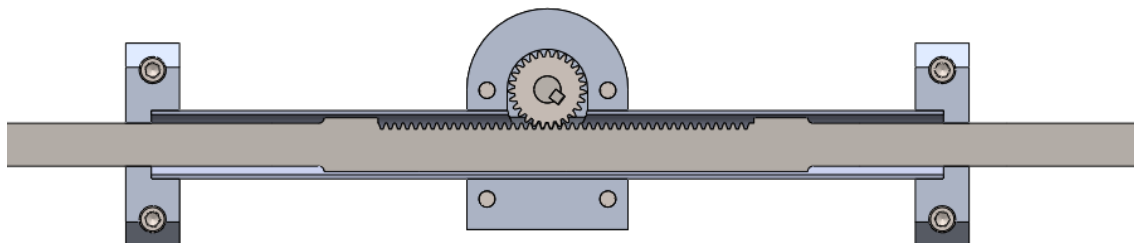
2.4 CONCEITOS E DEFINIÇÕES

Com o objetivo de recolher o máximo de informações sobre o tema, será feita uma explicação sobre algumas definições dos componentes e conceitos necessários para elaboração do projeto.

2.4.1 Direção Veicular

De acordo Dixon (2009), o sistema de direção tem a função de conectar a roda ao volante com proporções adequadas atendendo aos limites geométricos. A direção de um FSAE é de grande importância para o desempenho do veículo e acima de tudo a integridade do piloto.

No mercado atual pode-se notar a diversidade de sistemas de direção, todavia a SAE disponibiliza o regulamento da competição o qual identifica somente o uso do sistema de direção do tipo mecânica, ou seja, o acionamento pode ser feito por pinhão e cremalheira, rosca sem-fim ou parafuso com rosca. Dentre esses acionamentos, no protótipo *Force 3* será utilizado o acionamento pinhão e cremalheira como mostra na figura 4.

Figura 4: Sistema Pinhão e Cremalheira

Fonte: O Autor, 2021.

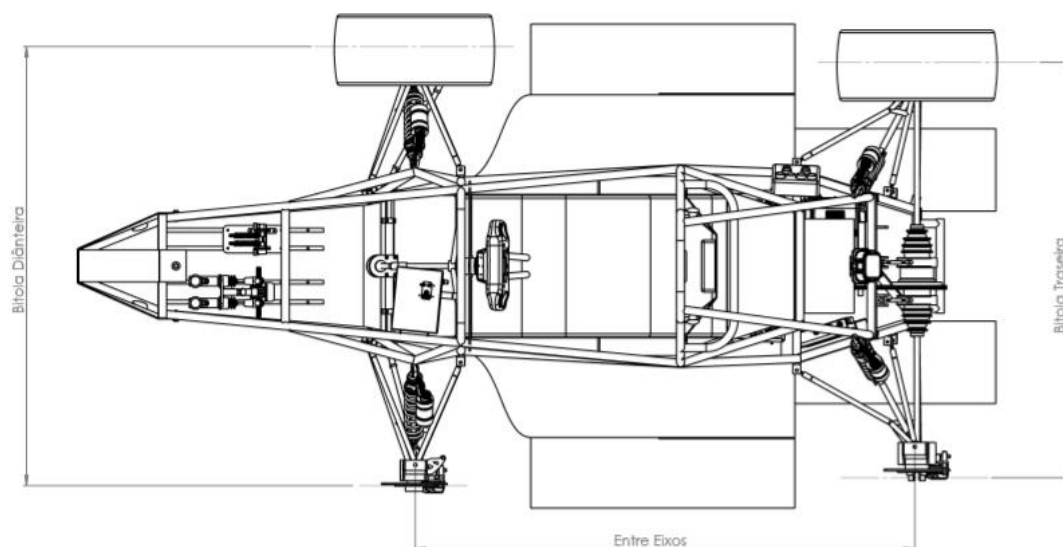
2.4.2 Entre eixos (Wheelbase) e Bitola (Track width)

Entre eixos é o nome dado pela distância entre a linha de centro do eixo dianteiro até a linha de centro do eixo traseiro do veículo, quando o ângulo de esterçamento é nulo. Segundo Raimpell (2001), quanto maior o entre eixos, maior a estabilidade em linha reta. Nota-se que em veículos de passeio o entre eixos é relativamente longo, pois para melhor distribuição de carga os passageiros devem ficar acomodados entre o eixo dianteiro e o eixo traseiro. Em contrapartida, veículos com o entre eixos curtos tem mais agilidades em curvas, ou seja, o raio de curva também se torna menor.

De acordo com Raimpell (2001), analisando no plano vertical tem-se a Bitola, nome referente a distância entre a linha de centro das rodas do carro no mesmo eixo. Esta medida é de grande relevância estabilidade do carro já que interligada com o eixo de rolagem e centro de gravidade (CG). Tal que, a bitola influencia na transferência de carga lateral que são forças atuantes quando o veículo está em curva.

Segundo o regulamento da SAE (FSAE, 2018, v2.1), o entre eixos mínimos permitido é de 1525mm, e quanto a bitola, o regulamento deixa em aberto. Figura 5 ilustra o tamanho do entre eixos e da bitola traseira e dianteira do protótipo *Force 3*.

Figura 5: Vista Superior Protótipo Force 2



Fonte: UTForce e-Racing.

2.4.3 Ângulo de Cáster

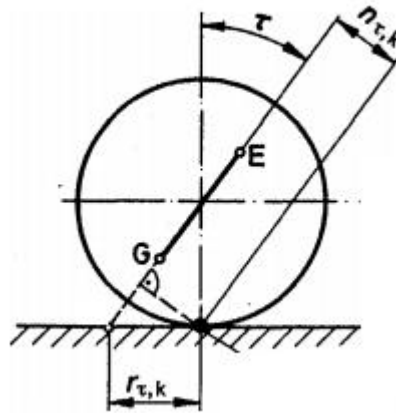
Na vista lateral do veículo, traçando uma reta que liga os dois braços que vão na manga o ângulo que forma com o plano vertical da roda é o ângulo de Cáster. Quando positivo, o ângulo é formado pelo plano vertical no sentido horário com a reta dos pontos da manga.

De acordo com Milliken & Milliken (1995), quando o ângulo de Cáster é positivo a roda externa à curva terá cambagens negativa enquanto a interna terá cambagens positivas.

O ângulo de Cáster é proporcional a força de esterçamento do volante, ou seja, quanto maior este ângulo maior será a força que o piloto aplicará durante uma curva. Desta forma, é determinado o ângulo de Cáster a partir do torque e o retorno do piloto (*feedback*). Segundo Gillespie (1992), o Cáster ótimo será na faixa de 0,5 e 9 graus, sendo que se for 0 graus o piloto não terá o retorno do toque aplicado no volante. Gillespie (1992) recomenda que o Cáster deve ser próximo a 4 graus, mas isso pode ser ajustado conforme o circuito que o carro realiza.

Se a linha do Cáster for prolongada até o plano que o pneu intercepta o chão, a distância que forma entre esta linha prolongada e o plano vertical da roda é chamada *Cáster Trail* ou *Mechanical Trail*, o qual é responsável pelo auto alinhamento do veículo, conforme apresentado na figura 6.

Figura 6: Ângulo de Cáster



Fonte: Adaptado de Raimpell (2001).

Onde:

E: Ponto superior da manga

G: Ponto inferior da manga

τ : Ângulo de Cáster

$n_{\tau,k}$: Distância do ponto de fixação do braço de direção

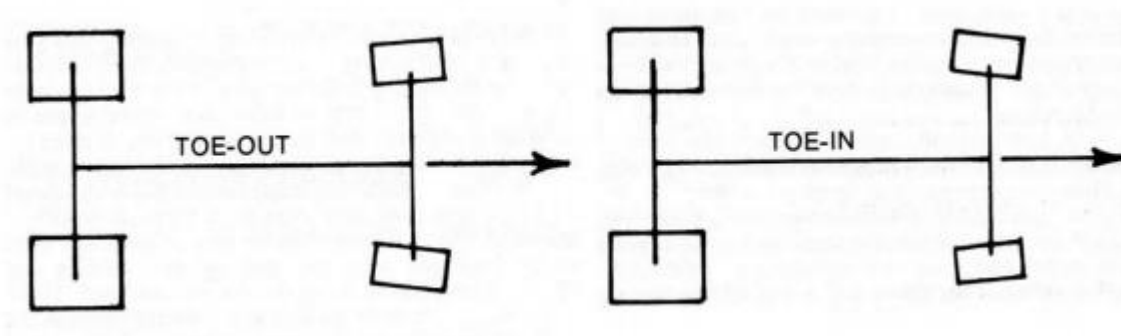
$r_{\tau,k}$: *Cáster Trail*

2.4.4 “Toe in” e “Toe out”

Toe é o nome dado ao ângulo de convergência que a roda faz com a linha paralela do carro em uma vista superior. Na figura 6 observa-se, que quando positivo (*toe in*), significa que a parte da frente da roda é voltada para o plano centro longitudinal e negativo (*toe out*) quando se distanciam (Raimpell, 2001).

Na maioria das corridas, as equipes adotam o sistema de *toe in*, quando o carro entra em movimento e é sujeito a força para baixo, sendo ela de arrasto ou um desnível, esta configuração ajuda na estabilidade do carro. Entretanto, quando o carro está sujeito a curvas, a configuração *toe out*, oferece maior estabilidade. (Gillespie, 1992.)

Figura 7: Configuração "Toe In" e "Toe Out"



Fonte: Smith (1978).

2.4.5 Ângulo de Camber.

Analisando o veículo em uma vista frontal, se for traçada uma reta vertical no eixo central da roda, o ângulo que formar com essa reta é chamado ângulo de Camber. Este, é de grande importância para a suspensão do carro pois é dimensionado para que o pneu, na sua maior parte, esteja totalmente em contato com o solo. Caso contrário pode haver o desgaste parcial do pneu fazendo com que o carro perca sua estabilidade.

Segundo DIXON (2009), o Camber é considerado positivo quando o ângulo formado com a vertical se estender para o lado externo da roda, caso o contrário o Camber é negativo, apresentado pela figura 8. Além do Camber, existe outra variável que influencia no desgaste do pneu que é a calibragem.

Figura 8: Ângulo de Camber Positivo



Fonte: Adaptado de Dixon (2009).

Sendo:

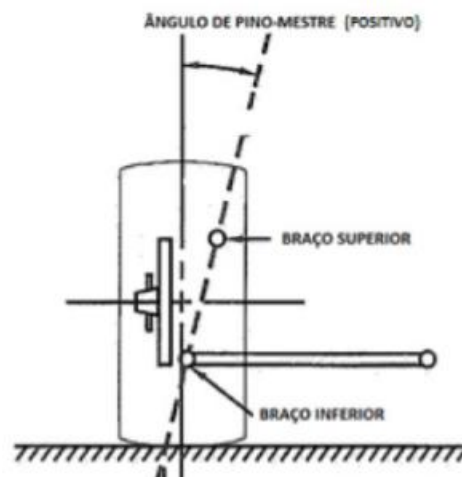
γ : ângulo de Camber.

2.4.6 Ângulo de Pino Mestre (*Kingpin*)

Analisando o veículo em uma vista frontal, o ângulo de pino mestre é o ângulo formado entre a linha de centro da roda e a reta que intercepta os pontos de fixação superior e inferior da manga, como mostra a figura 8. Esse ângulo é responsável para diminuir as forças que o piloto faz quando o carro está em movimento.

De acordo com Milliken & Milliken (1995), também existe uma correlação direta com o ângulo de camber quando o carro está em movimento, pois o objetivo é manter o camber negativo fazendo com que tenha pequenas alterações quando o veículo está em curva.

Figura 8: Ângulo de Pino Mestre



Fonte: Adaptado de Milliken & Milliken (1995).

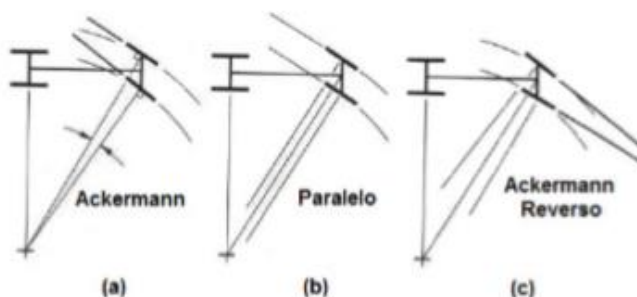
2.5 GEOMETRIA DE ACKERMAN

Considere um veículo em plena curva, em uma vista frontal notamos que em seu centro de curvatura ou centro de viragem (CT) a roda que está interna a curva tem um ângulo de rotação maior do que a roda que está externa a curva, essa compensação é feita a partir da geometria de Ackerman, a qual tem o objetivo de minimizar o escorregamento dos pneus no solo fazendo que haja o mínimo desgaste do mesmo, segundo Dixon (2009).

A geometria de Ackerman tem alta influencia quando temos circuitos com várias curvas em baixa velocidade, como por exemplo a pista de *Autocross* presente na competição FSAE.

Pode-se observar, na figura 9, a diferença entre as três geometrias sendo que a de Ackerman reverso é semelhante a original com a diferença de que o sistema de direção é fixado para frente do eixo central da roda.

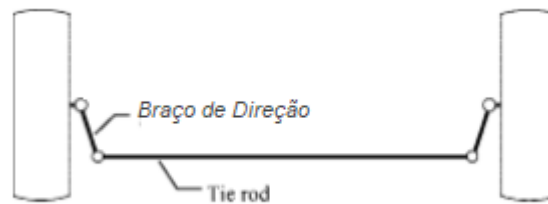
Figura 9: Modelos de Geometria do Sistema de Direção.



Fonte: Milliken & Milliken (1995).

Em um sistema de direção que se utiliza a geometria de Ackerman, o *tie rod* que é o braço que liga o sistema pinhão e cremalheira com o *steering arm*, é posicionado entre o piloto e o eixo central da roda em uma vista superior do veículo como mostra a figura 10.

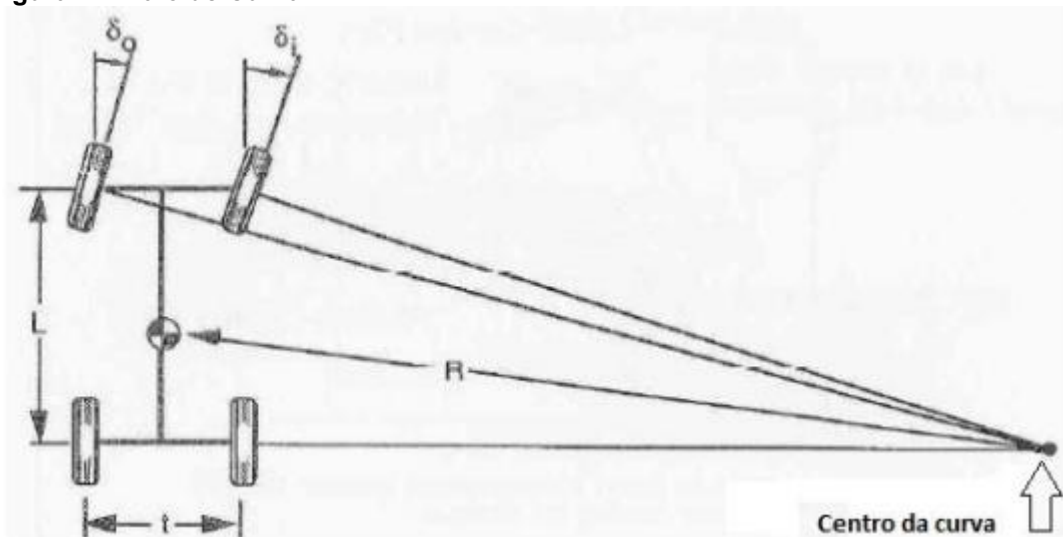
Figura 10: Geometria Ackerman



Fonte: Adaptado de Dixon (2009).

O ângulo de esterçamento é formado pelo trapezoide da geometria de Arckerman, sendo assim, o ângulo da roda interna é maior que o da externa, como representa a figura 11.

Figura 11: Raio de Curva



Fonte: Milliken & Milliken (1995).

Conforme Gillespie (1992), esta geometria garante de 80 a 100% de precisão nos cálculos, sendo assim os cálculos podem ser definidos pelas seguintes equações (1 e 2), essas que por sua vez são consideradas para ângulos pequenos. Consequentemente os ângulos em radianos são próximos ao arco tangente do mesmo.

$$\delta_i = \arctan (L/(R - t/2)) : \cong L/(R - t/2) \quad (1).$$

$$\delta_o = \arctan (L/(R - t/2)) : \cong L/(R - t/2) \quad (2).$$

Sendo:

δ_o : Ângulo da roda externa.

δ_i : Ângulo da roda interna.

L : Entre eixos.

R : Distância entre o centro de gravidade do carro e o centro da curva.

t : Bitola.

2.6 SISTEMA PINHÃO E CREMALHEIRA (*RACK AND GEAR*)

Para selecionar o melhor tipo de engrenamento, o arranjo geométrico proposto para o veículo, a potência envolvida, a relação de custo são fatores que devem ser levados em conta segundo Colins (2006).

Desta forma, o ângulo que o volante gira em relação ao eixo 0 pode ser relacionado com de esterçamento das rodas, ou seja, a rotação que o pinhão está relacionado com a distância em que a cremalheira percorre pela seguinte equação 3 (Milliken & Milliken, 1995).

$$D_p = \frac{c}{\pi \cdot N_v} \quad (3).$$

Sendo:

D_p : diâmetro primitivo do pinhão.

c : curso total da cremalheira.

N_v : número de voltas do volante.

Em muitas tabelas do SI (Sistema Internacional), o tamanho do dente é encontrado a partir do módulo. Sendo assim, segundo Shigley (2005), módulo é a razão entre o diâmetro primitivo e o número de dente, apresentado pela equação 4, comumente dado em milímetros.

$$m = \frac{D_p}{N} \quad (4).$$

Sendo:

m : Módulo.

N : Número de Dentes.

2.6.1 Análise de Torque da Engrenagem.

De acordo com Colins (2006), torque é conhecido como momento de alavanca ou momento de força, o qual envolve força com distância. Sendo assim, se pode aplicar o este momento para análise de força tangencial, a qual a distância é dada pelo o raio da engrenagem descrito pela equação 5.

$$T = F_t \cdot r \quad (5).$$

Onde:

T : torque.

F_t : força tangencial.

r : raio da engrenagem.

2.7 DESGASTE POR INTERFERENCIA

Segundo Shigley (2005), o desgaste por interferência é causado pelo contato inadequado entre engrenagens ou elementos de torque, ou seja, quando um dente da engrenagem movida não entra perfeitamente na engrenagem motora pode ocorrer o travamento do sistema, em consequência a trinca e no pior dos casos a quebra da peça.

Para evitar ao máximo o desgaste, deve-se calcular o número mínimo de dentes engrenados entre o pinhão e a cremalheira, desta forma temos o número mínimo de dentes do pinhão dado pela equação 6:

$$N_p = \frac{2k}{\text{sen}^2\phi} \quad (6).$$

Onde:

N_p : Número mínimo de dentes do pinhão.

K : para dentes de altura completa $k= 1$, para dentes reduzido $k=0,8$.

ϕ : Ângulo de pressão do pinhão.

2.8 RAZÃO DE CONTATO

No sistema de pinhão e cremalheira além do número mínimo de dentes do pinhão, deve haver a garantia de que pelo menos um dente está engrenado de acordo com Shigley (2005). Logo, a razão de contato é dada pela equação 7 que relaciona o raio do pinhão com a distância entre os centros da engrenagem, porém em sua definição, a cremalheira é uma engrenagem de diâmetro tendendo ao infinito.

Para determinar a razão de contato entre o pinhão e a cremalheira indica-se a modelagem do sistema de desenho assistido por computador (Computer Aided Design, CAD).

$$CR = \frac{\sqrt{r_{ap}^2 - r_{bp}^2} + \sqrt{r_{ac}^2 - r_{bc}^2} + c \text{ sen}\phi}{P_b} \quad (7).$$

Onde:

CR: Razão de contato.

r_{ap} : Raio de adendo do pinhão.

r_{bp} : Raio de adendo da coroa.

r_{ac} : Raio de circunferência da base do pinhão.

r_{bc} : Raio de circunferência da base da coroa.

C: Distância entres os centros da engrenagem.

P_b : Passo base.

ϕ : Ângulo de pressão do pinhão.

2.9 RESISTÊNCIA A FADIGA

A maioria das máquinas contém elementos que transmitem forças em diferentes sentidos, com o passar do tempo esses elementos podem apresentar falhas ou defeitos.

Os ensaios de carga com condições estáticas, conforme Shigley (2005), aproximam de condições reais de esforços. Entretanto, há tensões que variam e flutuam com o tempo chamadas tensões variáveis. Quando se descobre falhas que são causadas por esse tipo de esforço, a falha é chamada de falha por fadiga.

Segundo Shigley (2005), a melhor maneira de fazer a análise de esforços é por meio de um “mapa rodoviário” que considera a fadiga de contato e fadiga flexional.

Juvinall (2013) propõe a equação 8 para realizar o cálculo de limite de resistência a fadiga aplicado ao sistema de direção.

$$Sn = S'_n \cdot C_L \cdot C_G \cdot C_S \cdot k_R \cdot k_t \cdot k_{ms} \quad (8).$$

Onde:

S_n : limite de resistência a fadiga.

S'_n : limite de resistência a fadiga padronizado por R.R Moore.

C_l : fator de carga. (Igual a 1 para cargas de flexão).

C_g : fator gradiente. (Igual a 1 para Passo Diametral > 5).

C_s : fator de superfície.

k_R : fator de confiabilidade.

k_t : fator de temperatura. (Igual a 1 para temperaturas abaixo de 160°F).

k_{ms} : fator de tensão média. (Igual a 1 para cargas alternadas).

Segundo Juvinal (2013), o limite de resistência a fadiga padronizado por R.R Moore, pode ser descrito pela equação 9 abaixo:

$$S'_n = 0.5 \times S_{ut} \quad 9).$$

Sendo:

S_{ut} : limite de resistência a tração.

2.10 TENSÃO DE FLEXÃO DOS DENTES DE UMA ENGRENAGEM

A análise de resistência a flexão dos dentes de uma engrenagem, leva em conta diversas variáveis, segundo Juvinal (2013), na falta de informações sobre todas as variáveis que estão presentes nesse fenômeno, é considerada a equação 10 adaptada da equação de Lewis.

$$\sigma = \frac{F_t \cdot P}{b \cdot J \cdot k_v \cdot k_o \cdot k_{ms}} \quad (10).$$

Onde:

σ : tensão de flexão dos dentes.

F_t : força tangencial.

P : passo diametral.

b : largura da face do dente.

J : fator geométrico.

k_v : fator de velocidade.

k_o : fator de sobrecarga.

k_m : fator de montagem.

2.11 FADIGA SUPERFICIAL DOS DENTES DA ENGRENAGEM.

Devido ao número de repetição presente em engrenagens, a falha por fadiga é umas das principais causas de desgaste de dentes de engrenagem. De acordo com Juvinal (2013), as tensões de fadiga superficial também são influenciadas por fatores

utilizadas na análise de flexão. Por tanto a equação 11 descreve a influência dos fatores de montagem, sobrecarga e velocidade na análise de fadiga superficial dos dentes.

$$\sigma_h = C_p \cdot \sqrt{\frac{F_y}{b \cdot d_p \cdot I} \cdot k_v \cdot k_o \cdot k_m} \quad (11)$$

Sendo:

σ_h : tensão de fadiga superficial.

C_p : coeficiente elástico.

b : largura da face.

d_p : diâmetro primitivo.

I : fator geométrico.

k_v : fator de velocidade.

k_o : fator de sobrecarga.

k_m : fator de montagem.

2.12 LIMITE DE RESISTÊNCIA A FADIGA SUPERFICIAL.

Juinall (2013), destaca a importância da filosofia de segurança do elemento a ser estudado, sendo assim, se tem a segurança do piloto e tempo de vida útil da engrenagem. Desta forma levando em consideração a resistência à fadiga superficial é obtida a equação 12.

$$S_h = S_{fe} \cdot C_{Li} \cdot C_r \quad (12).$$

Onde:

S_h : limite de resistência à fadiga superficial.

S_{fe} : resistência a fadiga superficial.

C_{Li} : fator de vida útil (obtido através do número de ciclos).

C_r : fator de confiabilidade.

2.13 DIAGRAMA DE ASHBY

Com a evolução da engenharia, verificou-se cada vez mais a necessidade de escolha dos melhores materiais para projetos mecânicos. Sendo assim Ashby (1992), identificou a relação entre a seleção dos materiais para atender os requisitos de projeto.

Baseado na relação das propriedades e seleção dos materiais, Ashby (1992) elaborou mapas ou diagramas que relacionam a densidade, módulo de elasticidade (E) e resistência.

Buscando a atender as propriedades dos materiais, Ashby (1992) realizou linhas tracejadas ou linha guias, as quais são calculadas a partir do índice de mérito (C) dada pela divisão entre o módulo de elasticidade e a densidade, como mostra a equação 13.

$$C = E/\rho \quad (13)$$

Sendo:

E: Módulo de elasticidade ou módulo de *Young*.

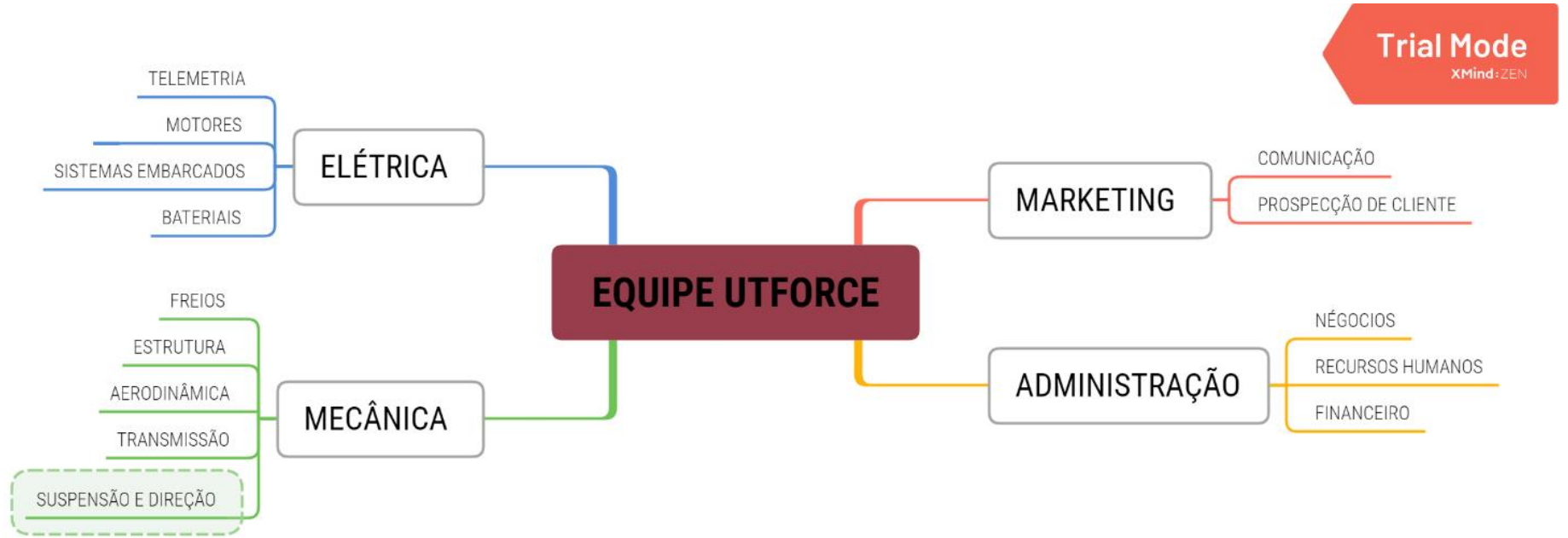
ρ : Densidade.

C: Índice de mérito.

3.PROCEDIMENTOS E MÉTODOS.

O trabalho baseia-se no desenvolvimento estático do carro FSAE a partir das metodologias que a equipe UTForce E-racing apresentou. Desta forma, divide-se a equipe em setores, os quais são responsáveis por cada sistema dentro da equipe, o que por sua vez assemelha-se à sistemas empresariais. Foi realizado a divisão das 4 grandes áreas e suas subdivisões demonstrada pela figura 12. Destacando o setor de Suspensão e Direção, o qual o projeto se situa.

Figura 12: Organograma de Processos UForce E-racing



Fonte: Adaptado Uforce (2019)

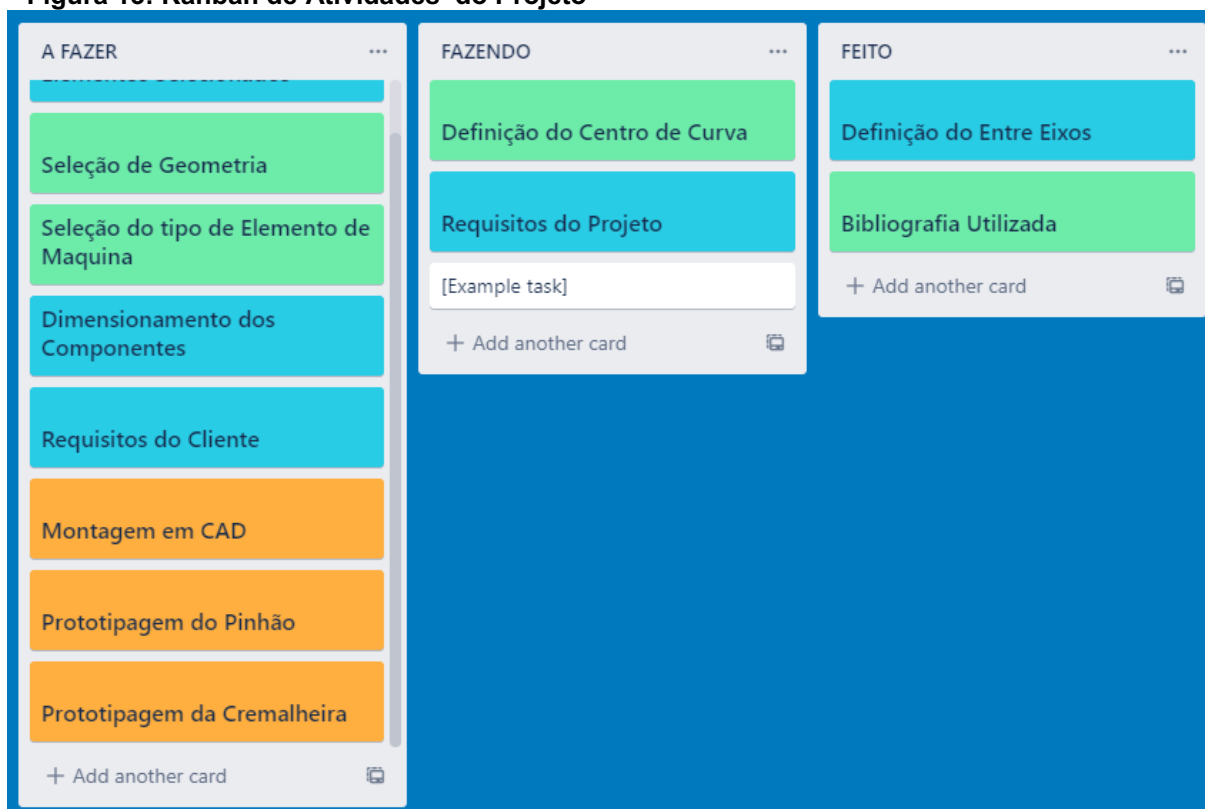
3.1 PLANEJAMENTO DO PROJETO

Com base nos elementos que compõe o projeto de direção de um carro FSAE, procura-se adotar as melhores condições para o protótipo *Force 3*, segundo Monden (2015) os métodos ágeis que possui 3 etapas principais para atingir o resultado esperado.

- Definição das Tarefas
- Elaboração de um projeto conceitual
- Protótipo do projeto.

Pelo software *Trello* é estabelecido o processo de acompanhamento das tarefas sendo destacado o status de cada atividade. A figura 13 representa todas as atividades e tarefas pertencente ao desenvolvimento do sistema de direção.

Figura 13: Kanban de Atividades do Projeto



Fonte: Autoria própria realizada a partir do Trello (2021).

Sendo assim, cada atividade é descrita pelo *Kaban* em conjunto ao seu status e data de início e fim da tarefa, visando organização e planejamento ao longo do calendário.

3.2 DEFINIÇÃO DAS TAREFAS

Segundo Pahl Et Al. (2005) um dos pontos mais importantes em um projeto, que quando se recebe a tarefa, ela deve ser classificada de acordo com sua finalidade e características que deve ou não possuir.

No projeto de desenvolvimento de um sistema de direção, é necessário descrever as tarefas, desde os pontos iniciais até sua conclusão.

3.2.1 Geometria

Para definir os parâmetros de um sistema de direção é importante se ter as medidas geométricas da estrutura do carro. Dentre elas, a primeira é dada pela equipe de suspensão, a medida do Entre Eixos e Bitola do carro. Com base nesses parâmetros traça-se a linha de percurso a qual o sistema será empregado.

Outro fator geométrico que é dado pela equipe de suspensão são os tamanhos das bandejas. Que são braços que interligam a manga de eixo com o chassi. Neste caso está atrelado diretamente com o tamanho do *Tie Rod*.

3.2.2 Ângulo de Curva

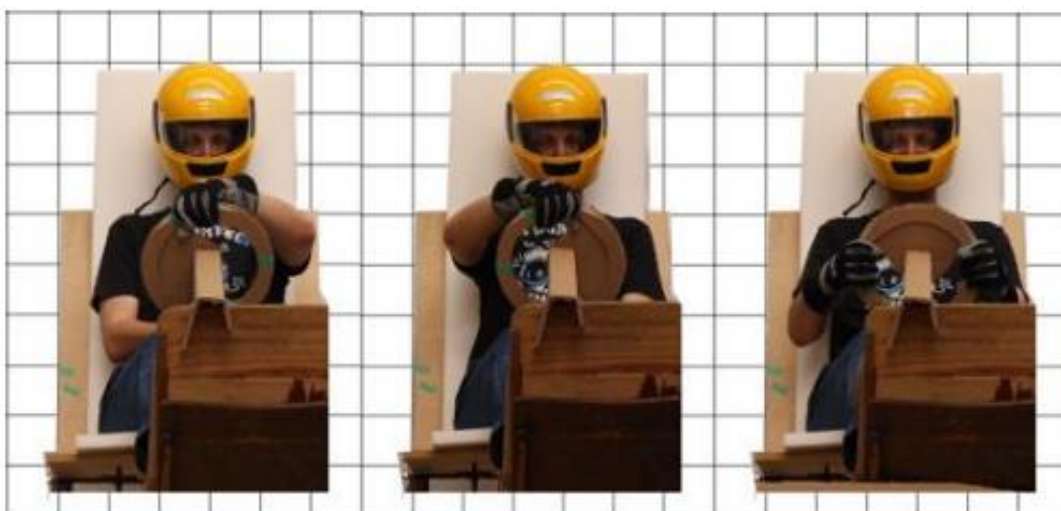
Outro parâmetro para definir o curso da cremalheira é o ângulo de curva ou raio de curva. Para definir o raio de curva, traça-se o percurso da pista no ECPA, após de reconhecer o traçado observa-se o menor raio de curso, desta forma é dimensionado o braço de direção com o objetivo de diminuir o escorregamento dos pneus.

3.2.3 Ergonomia

Na análise de ergonomia, avalia-se o conforto do piloto dentro do *cokpit*, área a qual o piloto se encontra durante o deslocamento do veículo, como mostra a figura 14. Conforme o regulamento 2018 fornecido pela SAE Brasil (FSAE, 2018, v2.1), esse parâmetro está ligado com o ângulo de esterçamento do volante que para melhor dirigibilidade e segurança os braços do piloto não podem cruzar, em consequência, dimensiona-se o diâmetro primitivo do pinhão e seu módulo.

Segundo Gardone (2016), em análise realizada pela equipe de Juiz de Fora, o torque máximo exercido pelo piloto foi de 8.5 N.m, sendo assim o parâmetro essencial a fim de dimensionamento de elementos rotativos pertencentes ao sistema.

Figura 14: Ergonomia do Piloto



Fonte: Artur Silverio Da Silva (2015).

3.3 REQUISITOS DE PROJETO

Em vista a atender os objetivos traçados na etapa anterior, foi apontado nesta fase os requisitos de projeto, de forma a alcança-los ao final do desenvolvimento do projeto. Assim, a tabela 1 apresenta os requisitos de projeto.

Tabela 1: Necessidades do Projeto
Requisitos de projeto

Baixo custo
Leve
O torque não poderá exceder a 8.5 N.m
Tamanho da cremalheira 90mm
Alta confiabilidade
Modulo de elasticidade 10 GPa. (dado do carro anterior – UTForce E-racing).

Fonte: Fonte: Autoria própria realizada no Microsoft Excel® v2016.

3.4 SELEÇÃO DE MATERIAIS

Através do diagrama de Ashby, citado no item anterior, foi traçado linhas paralelas ao índice de mérito ou KIC (resistência a tenacidade) escolhido, para selecionar os materiais que atendem as necessidades do projeto. A partir disso, foi listado 5 materiais que interceptam a linha traçada e exclui-se os materiais extremos.

Desta forma, afim de selecionar os melhores materiais para todos os elementos presentes em um sistema de direção, criou-se uma matriz de decisão a qual avalia a principal aplicação de cada elemento, o custo de produção e de matéria prima, resistência do material e os materiais indicados pelo diagrama. Assim, consegue-se selecionar o melhor material para cada elemento do sistema. (Ashby, 1992).

3.4.1 Requisitos para Seleção dos Materiais.

Para selecionar os melhores materiais foi feita a lista de prioridades do pinhão e cremalheira. Assim foi listada quanto suas necessidades:

- 1) Possuir ajuste para geometria de suspensão (Camber, caster, inclinação do pino mestre e convergência).
- 2) Ser rígido, resistindo aos esforços presentes.
- 3) Ser leve.
- 4) Ter geometria simples/facilidade de fabricação.

5) Disponibilidade e custo do material.

3.5 SIMULAÇÃO

Na análise de esforços presentes nos elementos de máquina do sistema de direção do fórmula *student* é utilizado o software Solidworks v2017. a partir de projetos modelados previamente pelo próprio programa.

3.5.1 Método de Elementos Finitos

A partir da divisão do volume do elemento selecionado é feita a análise estática pelo método de elementos finitos. Sendo assim, cria-se a malha para a geometria escolhida com o objetivo de mapear toda a superfície em pequenos blocos descrevendo o comportamento das tensões quando o elemento é submetido a uma força pré calculada.

Após realizada a geração da malha e os pontos de aplicação das forças no elemento, realiza-se a simulação no software e como resultado deseja-se encontrar a deformação máxima, a vida útil do elemento e os pontos que podem ocorrer a falha e futura trinca no material. Também é analisado o comportamento quanto ao campo direcional das tensões quando a força é aplicada.

3.6 MODELAGEM 3D

Um das ferramentas mais importantes antes da construção efetiva do projeto do sistema de direção é a verificação da montagem. A partir da modelagem 3D é feito o planejamento do projeto e verificado todos os parâmetros geométricos do sistema. Após a verificação, se pode realizar a montagem de protótipos, de forma a prevenir problemas futuros de construção.

4 DESENVOLVIMENTO CONCEITUAL

Nesta seção será apresentado o desenvolvimento do projeto do sistema de direção seguindo a metodologia apresentada.

4.1 PARÂMETROS DA GEOMETRIA.

Neste tópico é apresentado os parâmetros iniciais necessários para dimensionar o sistema de direção.

4.1.1 Ângulo máximo do volante

O projeto do sistema de direção leva em consideração o ângulo da menor curva que se tem na pista e também pode-se considerar a força aplicada no esterçamento do volante. Devido norma apresentada pelo regulamento SAE e acrescentando a margem de segurança de 1,17, chegou-se ao ângulo máximo de atuação do volante de 105° partindo do eixo central.

4.1.2 Raio de Curvatura.

Conforme o regulamento da competição em sequência as provas estáticas, as provas dinâmicas promovem o deslocamento do carro em curvas. Sendo assim, na prova chamada *Skidpad*, que apresenta o menor diâmetro de curva que a competição promove, sendo ele de 9 metros. Visando o melhor desempenho nesta prova, foi considerado 3 metros para o raio de giro.

4.2 DIMENSIONAMENTO PINHAO E CREMALHEIRA.

O sistema de direção tem como objetivo transformar a força rotacional em força retilínea. A partir deste conceito, podemos notar que o principal conjunto de elementos que compõe o sistema de direção é o pinhão e cremalheira.

Para iniciar o dimensionamento, foi definido parâmetros de geometria essenciais baseado em parâmetros retirados do projeto anterior da equipe (carro *Force 2*), tendo em vista a melhoria, conforme o quadro 1.

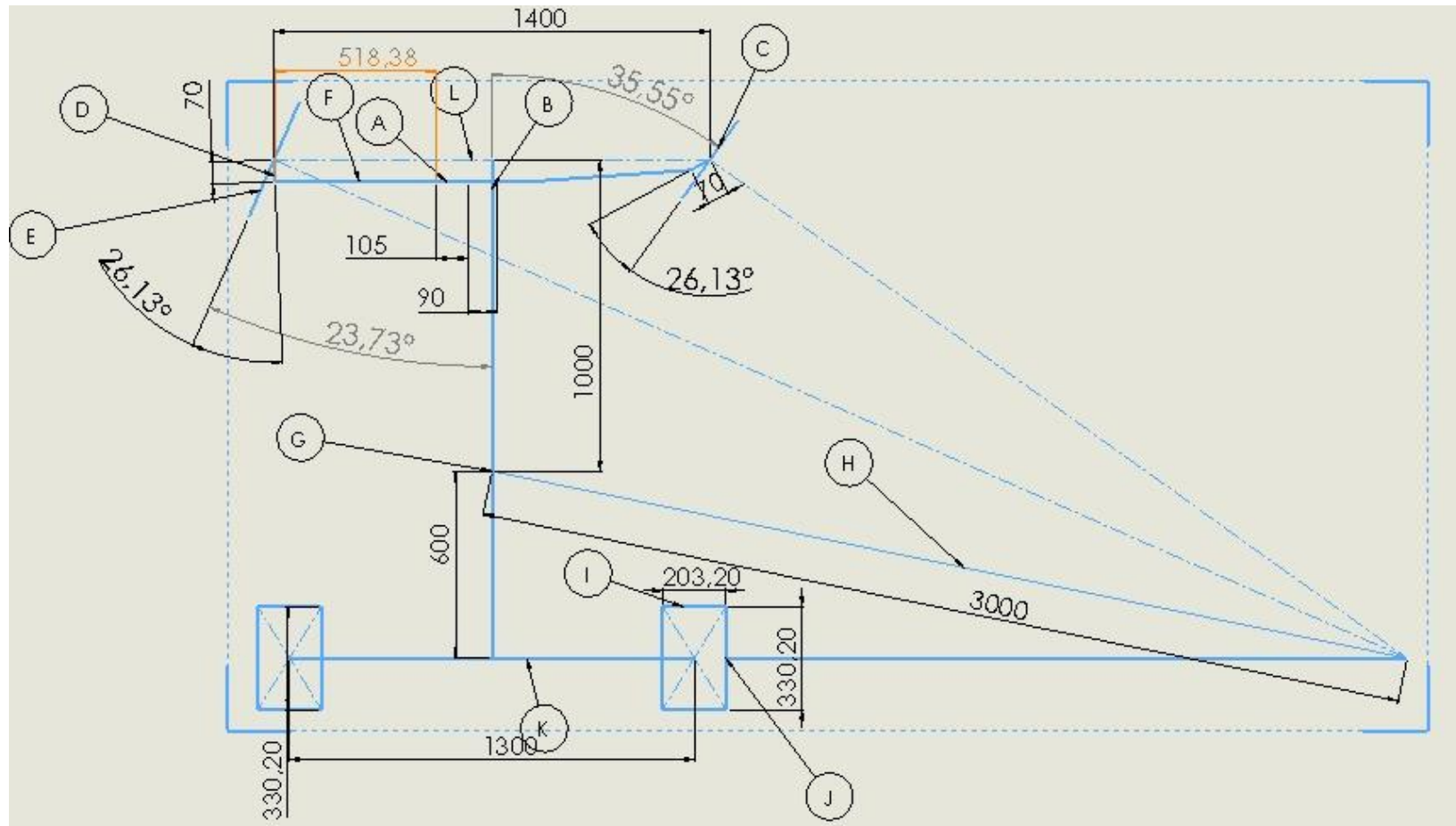
Quadro 1: Parâmetros de Geometria

PARAMETROS	ENTRADA
Raio de giro	3,00 metros
Bitola dianteira	1400 mm
Bitola traseira	1300 mm
Entre eixos	1600 mm
<i>Steering arm</i>	70 mm
Curso de trabalho da cremalheira	90 mm
Ângulo de esterçamento do volante	105°
Ponto de giro do carro	600 mm
Diâmetro da roda	330,2 mm

Fonte: Autoria Própria.

Sendo assim, foi realizado o desenho de escopo do carro no software Solidworks v2017 para a análise dos ângulos de roda interno e externo conforme a figura 15.

Figura 15: Geometria de Ackerman e Parâmetros de Curva



Fonte: Autoria própria realizada no Solidworks v2017.

Sendo:

Quadro 2: Identificação dos Parâmetros Geométricos

A	Comprimento adicional da cremalheira.	105 mm
B	Comprimento da cremalheira.	90 mm
C	Ângulo da roda interna à curva.	35,55°
D	Ângulo da roda externa à curva.	23,73°
E	Ângulo do <i>Steering Arm</i>	26,13°
F	<i>Tie rod</i>	518,30 mm
G	Centro de massa	X0 Y600
H	Raio de giro	3 m
I	Tala do pneu	203,20 mm
J	Diâmetro da roda	330,20 mm
K	Bitola traseira	1300 mm
L	Bitola dianteira	1400 mm

Fonte: Autoria Própria.

4.2.1 Dimensionamento do Diâmetro Primitivo.

No sistema de direção, a dimensão do diâmetro primitivo é diretamente proporcional a ao comprimento da cremalheira, isto é, quanto menor o número de voltas do volante, maior será o diâmetro primitivo.

Partindo deste conceito, podemos definir o diâmetro primitivo a partir da equação 3. Conforme o ângulo de esterçamento do volante adota-se o número de voltas do volante sendo aproximadamente 0,58 (105° para cada lado). Desta forma foi colocado no quadro 3 os parâmetros de entrada.

Quadro 3: Parâmetros para Diâmetro Primitivo.

	ENTRADA	SAIDA
Número de voltas	0,58	
Curso da cremalheira	90 mm	
Diâmetro primitivo		49,13561

Fonte: Autoria Própria.

Como resultante, temos o valor de 49,14 milímetros para o diâmetro primitivo. Sendo assim, foi verificado no catálogo da A.T.I. Brasil aplicado a norma DIN 3962, o diâmetro próximo ou superior ao valor encontrado.

Figura 16: Catálogo para Engrenagens de Dentes Retos

ENGRENAGEM CILÍNDRICA DE DENTES RETOS

MÓDULO 2

Dentes retos
Ângulo de pressão 20°
Material aço SAE 1045
Sem tratamento
Qualidade 9-10
segundo DIN 3962

A	B
35(mm)	20(mm)

PRODUTO VENDIDO EM UNIDADE AVULSA

CÓDIGO	Z n° dentes	d _s	d _p	d _m	D1	Peso (kg)
BE401020012	12	28	24	18	10	0,08
BE401020013	13	30	26	20	10	0,10
BE401020014	14	32	28	22	10	0,12
BE401020015	15	34	30	24	10	0,14
BE401020016	16	36	32	25	10	0,16
BE401020017	17	38	34	25	10	0,18
BE401020018	18	40	36	25	10	0,19
BE401020019	19	42	38	25	10	0,21
BE401020020	20	44	40	30	10	0,26
BE401020021	21	46	42	30	12	0,27
BE401020022	22	48	44	30	12	0,29
BE401020023	23	50	46	30	12	0,31
BE401020024	24	52	48	35	12	0,36
BE401020025	25	54	50	35	12	0,39
BE401020026	26	56	52	40	12	0,45
BE401020027	27	58	54	40	12	0,47
BE401020028	28	60	56	40	12	0,50
BE401020029	29	62	58	40	14	0,52
BE401020030	30	64	60	40	14	0,55

CÓDIGO	Z n° dentes	d _s	d _p	d _m	D1	Peso (kg)
BE401020061	61	126	122	80	16	2,36
BE401020062	62	128	124	80	16	2,42
BE401020063	63	130	126	80	16	2,48
BE401020064	64	132	128	80	16	2,55
BE401020065	65	134	130	80	16	2,61
BE401020066	66	136	132	80	16	2,67
BE401020067	67	138	134	80	16	2,74
BE401020068	68	140	136	80	16	2,81
BE401020069	69	142	138	80	16	2,87
BE401020070	70	144	140	80	16	2,94
BE411020072	72	148	144	-	16	2,50
BE411020075	75	154	150	-	20	2,71
BE411020076	76	156	152	-	20	2,79
BE411020080	80	164	160	-	20	3,09
BE411020085	85	174	170	-	20	3,50
BE411020090	90	184	180	-	20	3,93
BE411020095	95	194	190	-	20	4,39
BE411020100	100	204	200	-	20	4,87
BE411020110	110	224	220	-	20	5,90

Fonte: A.T.I Brasil

Com todos os parâmetros definidos foi encontrada a engrenagem adequada para este sistema, que conforme mostra a figura 16, foi selecionada a BE401020025, sendo o diâmetro primitivo de 50 milímetros e 25 dentes.

4.2.2 Dimensionamento da Cremalheira.

A partir do cálculo do diâmetro primitivo do pinhão foi descoberto o número de dentes. Logo, partindo do conceito que engrenagens que se acoplam precisão ter o

mesmo módulo e ângulo de pressão, pela equação 4 calculou-se o valor do módulo para o ângulo de pressão de 20° e chegou-se ao resultado representado pelo quadro 4.


Quadro 4: Parâmetros para Módulo de Engrenagem de Dentes Retos

	ENTRADA	SAIDA
Número de dentes	25	
Diâmetro primitivo	50 mm	
Módulo		2

Fonte: Autoria Própria.


Pelo catálogo disponibilizado pelo fornecedor foi realizada a escolha da cremalheira como mostra a figura 16 abaixo.

Figura 17: Catálogo para Cremalheira de Dentes Retos



CREMALHEIRA DE DENTES RETOS

Cremalheira segundo DIN 782 - Ângulo de pressão 20°
 Material aço SAE 1045 trefilado
 Qualidade de usinagem dos dentes grau 9 a 10 conforme norma DIN 3962/63/67
 Sem tratamento
 Precisão $\pm 0,08$ mm/metro



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.




Fonte: A.T.I Brasil.

4.3 SELEÇÃO DE MATERIAL

Um dos principais objetivos do novo carro da equipe (Force 2) é diminuir o peso do carro justificando minimizar os esforços vindos pela força centrífuga de curva para melhor performance.

Uma saída é usar materiais com baixa densidade e resistência equivalente ou superior requerida. De tal forma analisando os esforços sofridos na região.

O sistema de direção, é responsável pela dirigibilidade do veículo e sofre esforços torcionais provocados por:

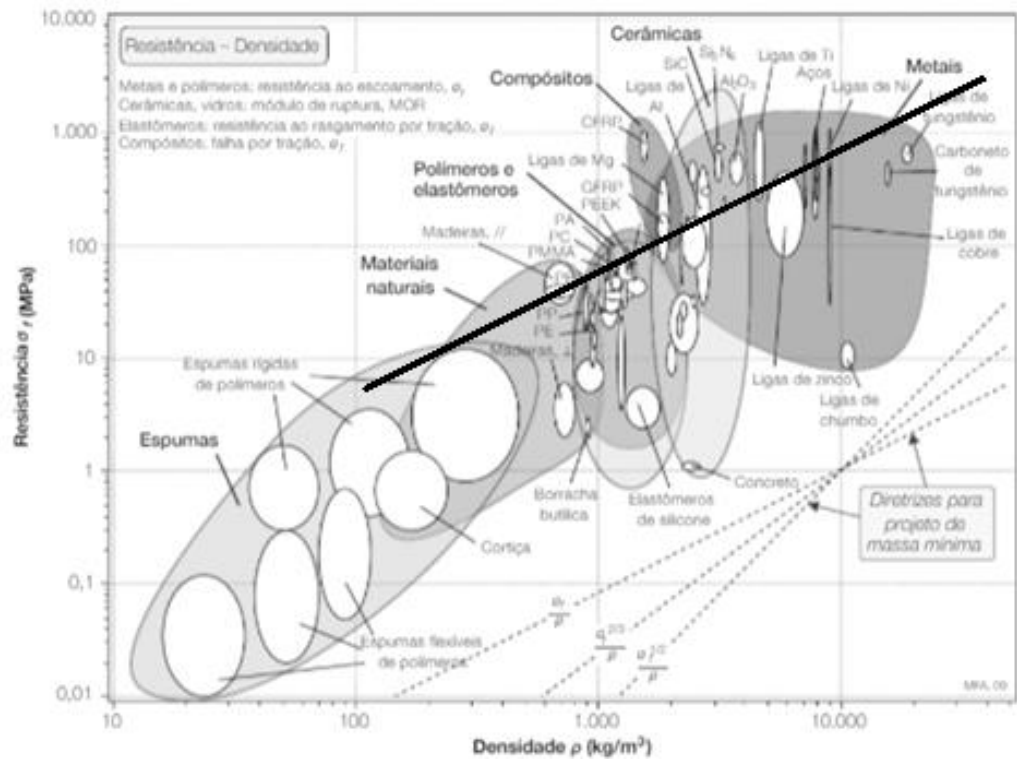
- Força do piloto.
- Força centrífuga.
- Arrasto do pneu.

4.3.1 Desenvolvimento de Seleção de Material.

A partir dos requisitos citados na etapa anterior, foi usado a diretriz de massa mínima σ/ρ para resistência acima de 10 MPa demonstrada pela figura 18 no diagrama de Ashby (resistência x densidade). Sendo assim, obtendo os seguintes resultados:

- Aços
- Ligas de Níquel
- Ligas de Alumínio
- Madeiras
- Polímeros reforçados com fibra de carbono (CFRPs)

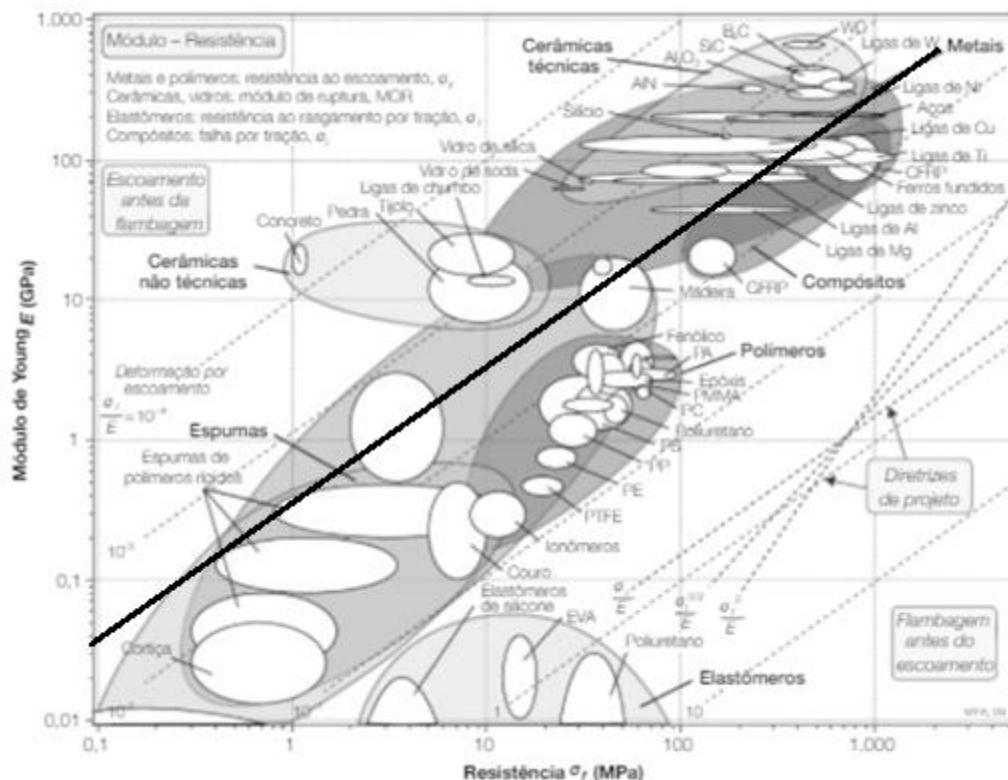
Figura 18: Diagrama de Ashby de Propriedades de Material.



Fonte: Ashby (1992).

Em seguida foi analisada sua resistência a fraturas ou tenacidade (K_{1c}) do material, e traçada a linha guia para módulo de elasticidade acima de 10 GPa, conforme a figura 19, justificando os esforços por flexão presentes na peça analisada.

Figura 19: Diagrama do Modulo de Young.



Fonte: Ashby (1992).

Traçando com a diretriz Kic (mínimo) foi descartado os materiais: CFRPs e Madeiras, dos materiais listados no primeiro item assim ficando:

- Aços Carbono
- Ligas de Níquel
- Ligas de Alumínio

Com esses três materiais procedeu a elaboração da matriz de decisão, a qual foi selecionada pesos a cada requisito. Desta forma foi levado em consideração o número de recursos limitados e um tempo relativamente curto. Logo, a matriz servirá como um guia para atingir os objetivos desejados.

A montagem da matriz é realizada como a comparação entre os materiais. Desta forma os pontos são atribuídos de 1 a 10. Sendo 10 as características melhores na categoria e 1 as piores. Também, para diferenciar cada categoria, além dos pontos apresentam um fator multiplicador.

- Forte equivale a 3 pontos.
- Média equivale a 2 pontos
- Baixa equivale a 1 ponto.

Quadro 5: Matriz de Decisão

Requisitos	Pesos (Multiplicador)	Ligas de Níquel (Superliga)	Aço (Carbono)	Ligas de Alumínio (Al 7075 T6)
Resistência	3	10	8	7
Massa Específica	3	4	4	9
Processo de fabricação	1	4	8	6
Custo	3	1	7	3
Total		49	65	63

Fonte: Autoria Própria.

Conforme a matriz apresentada pelo quadro 4, observa-se que maior total (65) sendo o Aço Carbono especificamente a aço SAE 1045. Assim, atendendo os requisitos necessários para a elaboração do sistema Pinhão-cremalheira.

4.3.2 Materiais para o Pinhão e Cremalheira

Pinhão e cremalheira são dois elementos, que quando unidos, por conta da sua geometria sofrem desgastes em suas extremidades. Pensando em seus esforços, o alumínio e suas ligas têm maiores módulos de elasticidade e resistência a fadiga elevada, em contrapartida pode-se observar no diagrama de seleção que temos alguns aços carbono que se encaixam na aplicação, como as ligas 1045 e 1020 que apresentam limites de resistência a tração próximos as ligas de alumínio.

4.3.3 Materiais para Braço de Direção

Os esforços estáticos por torção presentes nos braços de direção são axiais, em consequência é indicado aços de baixo carbono com propriedades excelentes para esse tipo de aplicação. Com isso são selecionados 3 aços das ligas: 1010, 1020 e 1040.

4.3.4 Materiais para a Coluna de Direção

Para a coluna de direção opta-se para aços suportar esforços torcionais, que são conhecidos por terem alta resistência ao cisalhamento. Os aços que se comportam de tal forma são: 1045, 4140, 4340.

4.4 ANALISE DE INTERFERENCIA

Nas etapas anteriores foi definido as dimensões do pinhão e cremalheira, assim como a seleção de material deste componente e de seus elementos atrelados. Partindo deste ponto, para atender os requisitos do projeto é necessário realizar a análise de resistência do pinhão e cremalheira, pois esses elementos estão sujeitos a esforços sob fadiga por flexão.

Sendo assim, a partir da equação 6 foi o calculado para identificar o número mínimo de dentes para que não ocorra interferência, considerando $K=1$ e Ângulo de Pressão 20° (vide 27 e 42 respectivamente).

Quadro 6: Requisitos para Análise de Interferência.

	ENTRADA	SAIDA
K	1	
Ângulo de Pressão [°]	20	
Np [Dentes]		17,1

Fonte: Autoria Própria

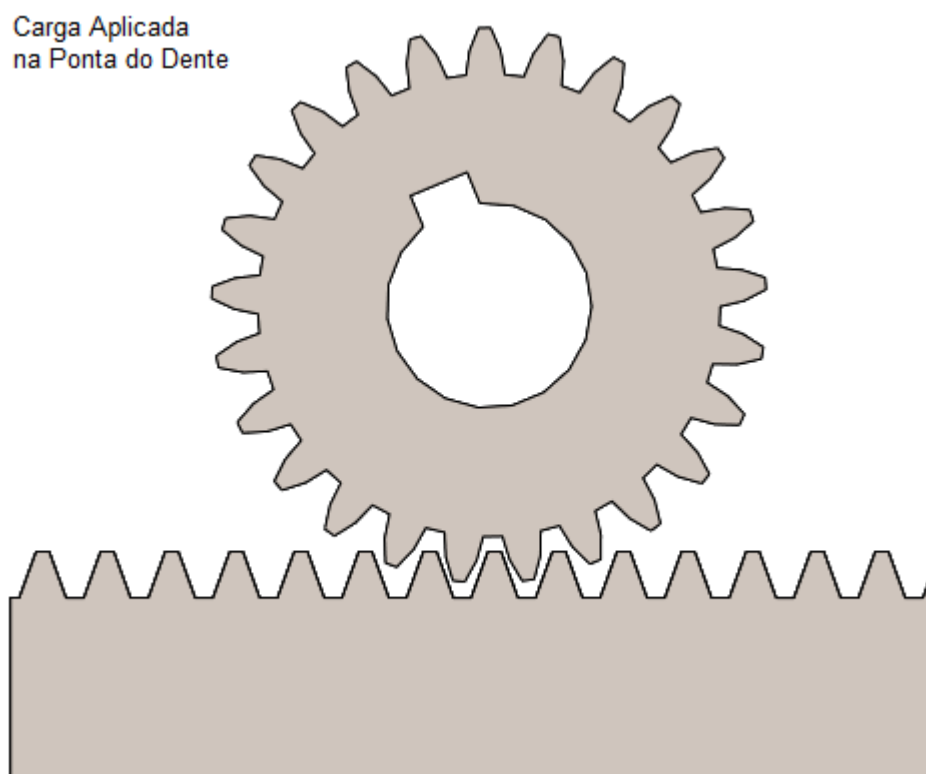
Para este projeto foi escolhido o pinhão com 25 dentes, logo se conclui que não ocorrerá interferência pois o número mínimo de dentes é de 17,1, conforme o quadro 6.

4.5 ANALISE DE RAZÃO DE CONTATO.

No dimensionamento do pinhão e cremalheira levou-se em consideração a razão de contato entre esses dois elementos. Pela equação 6, foi identificada a relação entre os centros das engrenagens, em contrapartida observou-se que a cremalheira é uma engrenagem de diâmetro infinito, ou seja, o cálculo da razão entre esses elementos se torna impossível.

Visando este problema, a partir do dimensionamento do sistema em etapas anteriores, foi efetuada a montagem do pinhão e cremalheira observada pela figura 20 para a análise geométrica da razão de contato, o qual se observou o encaixe entre os dentes dos mesmos.

Figura 20: Montagem do Pinhão e Cremalheira para Análise da Razão de Contato.



Fonte: Autoria Própria Realizada no Solidworks v2017.

4.6 ANALISE DA RESISTENCIA A FADIGA POR FLEXÃO

Visando a prevenção de falhas, foi feita a análise das tensões exercidas pelo sistema de direção através do referencial apresentado para que seja determinada a tensão de fadiga efetiva dada pela equação 8 foram utilizadas tabelas de correlação para selecionar as constantes apresentadas pela equação.

O material que foi escolhido para o pinhão e cremalheira (SAE 1045), possui limite de resistência a tração 630 MPa e resistência ao escoamento 530 MPa se laminado à frio conforme a figura.

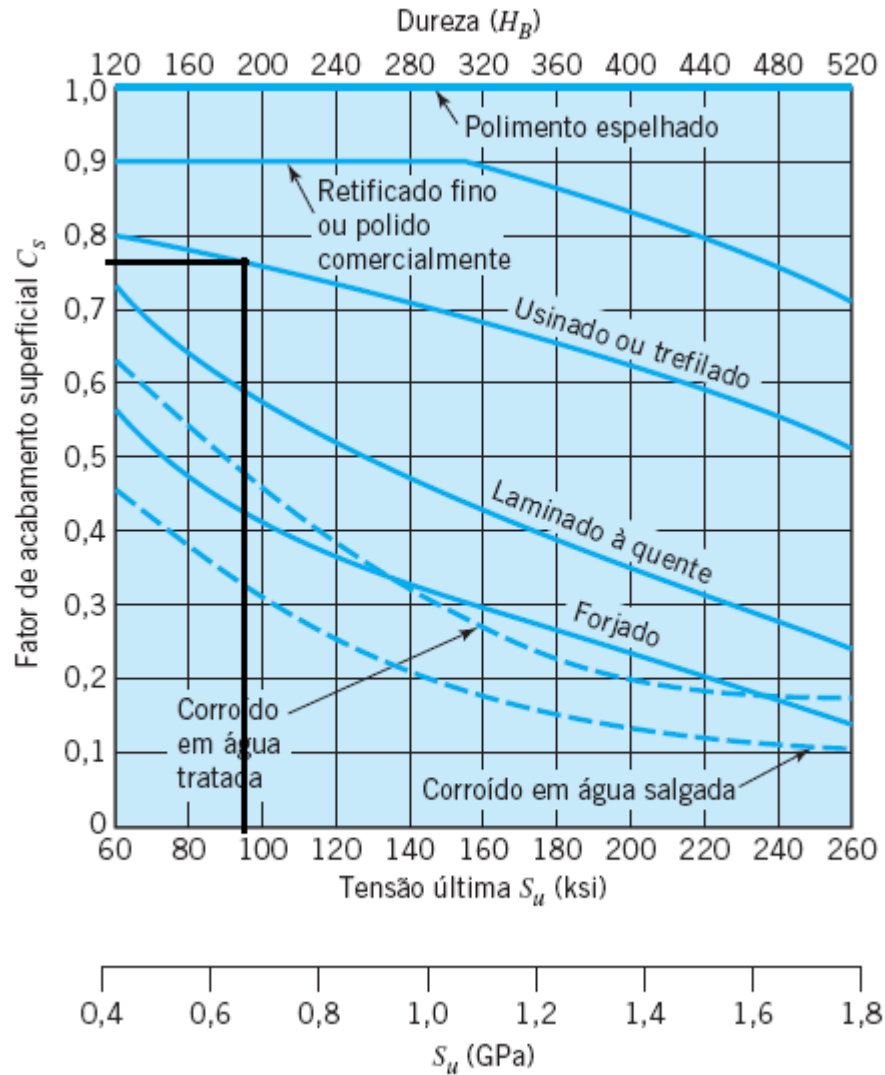
Figura 21: Propriedade de Aços SAE Laminados.

1	2	3	4	5	6	7	8
UNS nº	Nº SAE e/ou AISI	Processamento	Resistência à tração MPa (Kpsi)	Resistência ao escoamento MPa (Kpsi)	Alongamento em 2 in, %	Redução em área, %	Dureza Brinell
G10060	1006	HR	300 (43)	170 (24)	30	55	86
		CD	330 (48)	280 (41)	20	45	95
G10100	1010	HR	320 (47)	180 (26)	28	50	95
		CD	370 (53)	300 (44)	20	40	105
G10150	1015	HR	340 (50)	190 (27,5)	28	50	101
		CD	390 (56)	320 (47)	18	40	111
G10180	1018	HR	400 (58)	220 (32)	25	50	116
		CD	440 (64)	370 (54)	15	40	126
G10200	1020	HR	380 (55)	210 (30)	25	50	111
		CD	470 (68)	390 (57)	15	40	131
G10300	1030	HR	470 (68)	260 (37,5)	20	42	137
		CD	520 (76)	440 (64)	12	35	149
G10350	1035	HR	500 (72)	270 (39,5)	18	40	143
		CD	550 (80)	460 (67)	12	35	163
G10400	1040	HR	520 (76)	290 (42)	18	40	149
		CD	590 (85)	490 (71)	12	35	170
G10450	1045	HR	570 (82)	310 (45)	16	40	163
		CD	630 (91)	530 (77)	12	35	179
G10500	1050	HR	620 (90)	340 (49,5)	15	35	179

Fonte: Shigley (2005).

Considerando que o início da trinca é dado pelo filete e que o fator de superfície (C_s) corresponde a uma superfície usinada.

Figura 22: Diagrama para Análise de Fator de Superfície.



Fonte: Juvinall (2013).

Sendo assim:

$$C_s \cong 0,78.$$

Para determinar o fator de confiabilidade do projeto, foi considerado 99,9% redução de falhas antes que a vida útil da peça seja alcançada, desta forma a figura 23 apresenta o fator de confiabilidade escolhido.

Figura 23: Fator de Confiabilidade.

Confiabilidade (%)	50	90	99	99,9
Fator k_r	1,000	0,897	0,814	0,753

Fonte: Juvinal (2013).

Por fim, foram considerados as seguintes hipóteses para determinar os fatores restantes apresentado pelo quadro 7.

Quadro 7: Resistência a Fadiga.

	DESCRIÇÃO	ENTRADA	SAÍDA
S_{ut}	Limite de resistência a tração	630 Mpa	
S'_n	Limite de resistência a fadiga por R.R Moore	315 Mpa	
C_l	Fator de carga	1 (para cargas de Flexão)	
C_g	Fator gradiente	1 (para $P > 5$)	
C_s	Fator de superfície	0,78	
k_R	Fator de confiabilidade	0,753	
k_t	Fator de temperatura	1 (para temperatura ambiente)	
k_{ms}	Fator de tensão média	1 (para cargas alternadas)	
S_n	Limite de resistência a fadiga		185,01 MPa

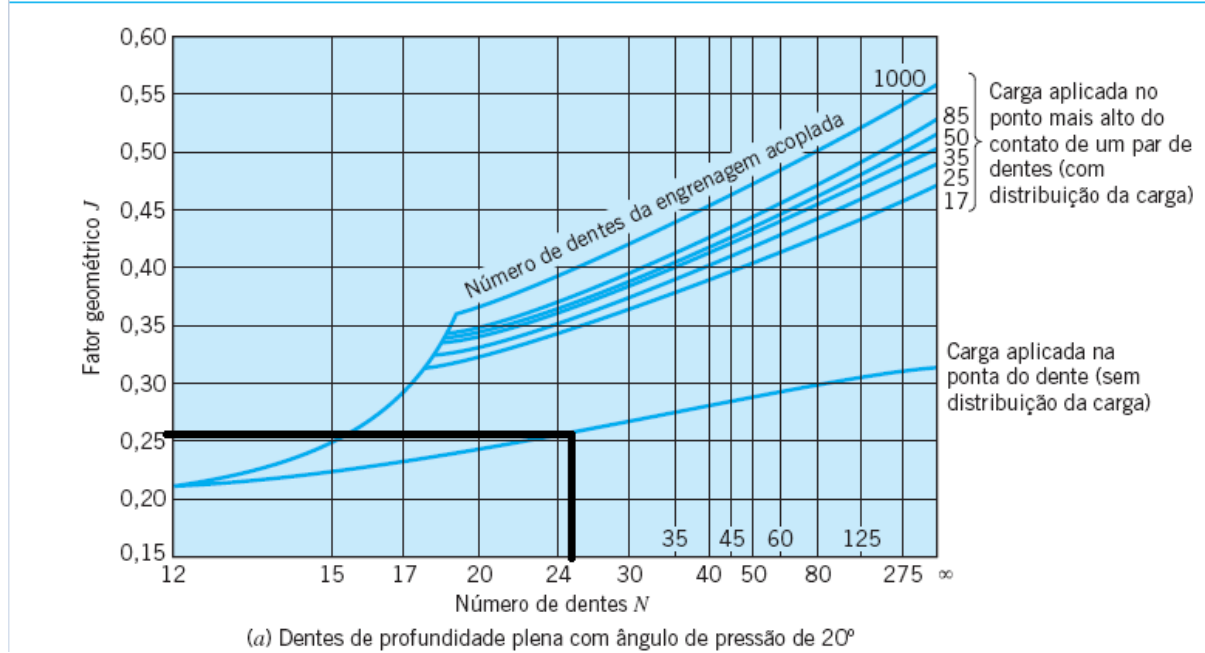
Fonte: Autoria Própria.

Sendo assim, o limite de resistência a fadiga foi igual a 185,01 MPa.

Visando a análise de falhas por fadiga, aplicou-se a equação 10, para identificar a força tangencial do pinhão e cremalheira. Desta forma se tem a necessidade de encontrar o Fator geométrico (J) e o Fator de velocidade (k_v).

Logo, Juvinal (2013) dispõe o diagrama que relacionada o fator geométrico com o número de dentes da engrenagem acoplada com a carga na ponta do dente, como mostra a figura 24.

Figura 24: Diagrama para Análise do Fator Geométrico.

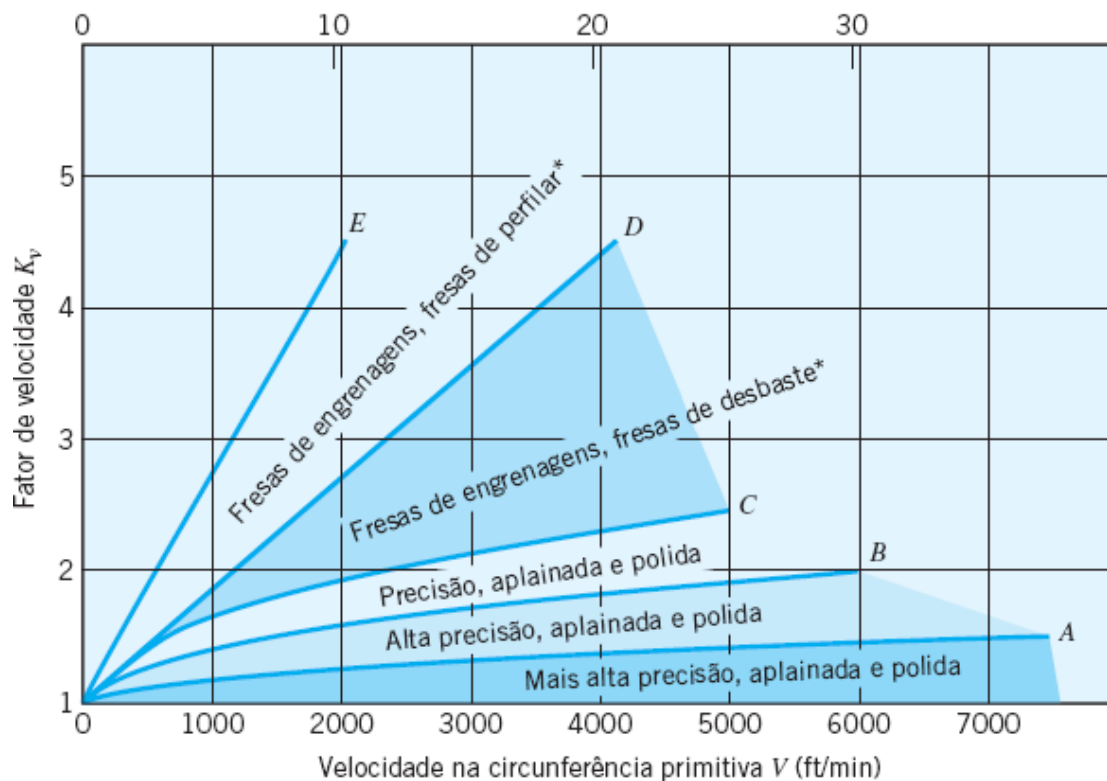


Fonte: Juvinal (2013).

Neste caso, observou-se o fator geométrico igual a 0,26.

O Fator de velocidade (k_v), é a relação entre o processo de fabricação com a velocidade na circunferência primitiva. O qual a figura 25 fornece curvas para representativas.

Figura 25: Diagrama para Análise do Fator de Velocidade.



*Limitadas a cerca de 350 Bhn

Fonte: Juvinal (2013).

O Fator de velocidade para o projeto do sistema de direção foi aproximado a 1, identificando que a velocidade na circunferência é muito baixa.

Aproximando o limite de resistência a fadiga igual a tensão de flexão dos dentes foi analisada a força tangencial, conforme o quadro 8 como os parâmetros de entrada e saída.

Quadro 8: Componente Tangencial.

	DESCRIÇÃO	ENTRADA	SAIDA
σ	Tensão de flexão dos dentes	185,01 Mpa	
F_t	Componente Tangencial da força		493,36 N
P	Passo diametral	1	
b	Largura da face do dente	20 mm	
J	Fator geométrico	0,26	
k_v	Fator de velocidade	1	
k_o	Fator de sobre carga	1,5 (para impacto moderado)	
k_m	Fator de montagem	1,3 (para largura da face < 50,8 mm)	

Fonte: Autoria Própria.

A partir da análise de torque da engrenagem dada pela equação 5 foi dimensionado o pinhão pela força tangencial apresentada pelo quadro 9.

Quadro 9: Diâmetro Primitivo por Fadiga.

	DESCRIÇÃO	ENTRADA	SAÍDA
T	Torque	8,5 N.m	
F_t	Força tangencial	493,36N	
d	Diâmetro do pinhão		34,45 mm

Fonte: Autoria Própria.

Por fim quando comparada ao diâmetro do pinhão escolhido, justificada pela segurança do piloto com o fator de segurança de 1,45, foi escolhido o pinhão com diâmetro primitivo de 50 mm.

5 RESULTADOS

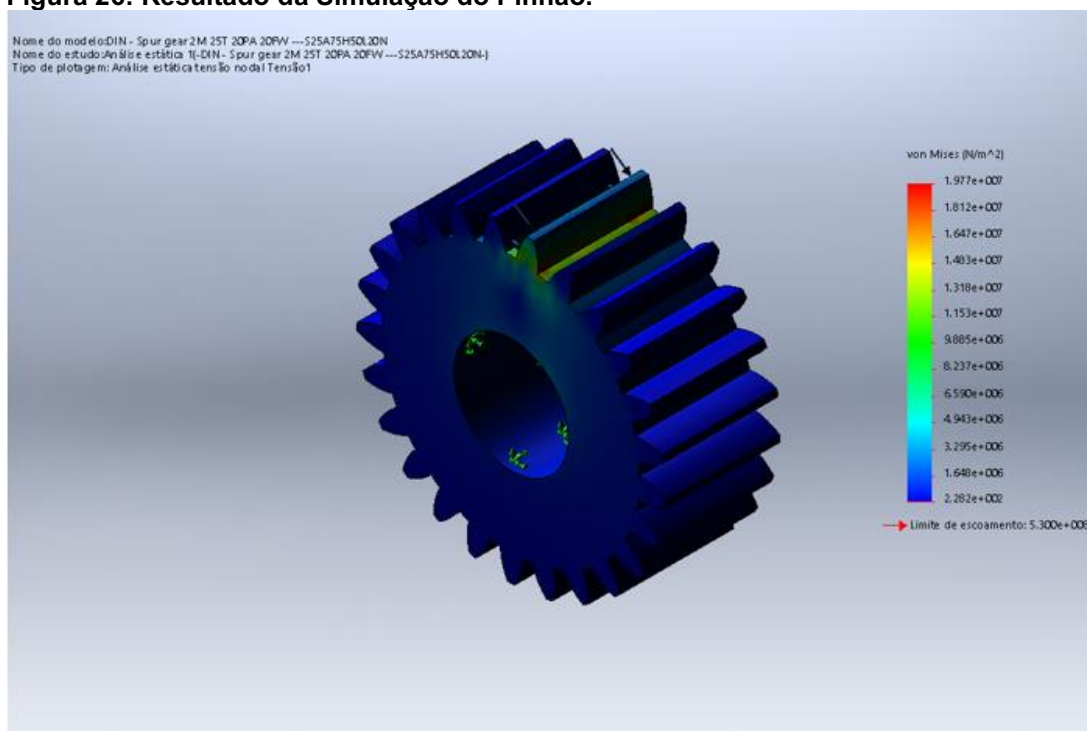
Em busca de atender os requisitos do projeto utilizando a gestão de tarefas a partir do *Kanban* aplicada ao dimensionamento da caixa de direção, nesta seção são apresentados os resultados das simulações, modelagem em 3D e protótipo do projeto.

5.1 SIMULAÇÃO DO PINHÃO E CREMALHEIRA.

O projeto de sistema de direção visa a melhoria a resistência mecânica do Force 3. A simulação aconteceu a fim de questionar a falha por fadiga pela flexão do dente do projeto. Desta forma foi usado como parâmetro de entrada as tensões e dimensionamento presentes da etapa anterior.

A figura 26 mostra o gradiente de tensão aplicado ao dente do pinhão, quando fixado seu eixo principal o qual simula o travamento do sistema.

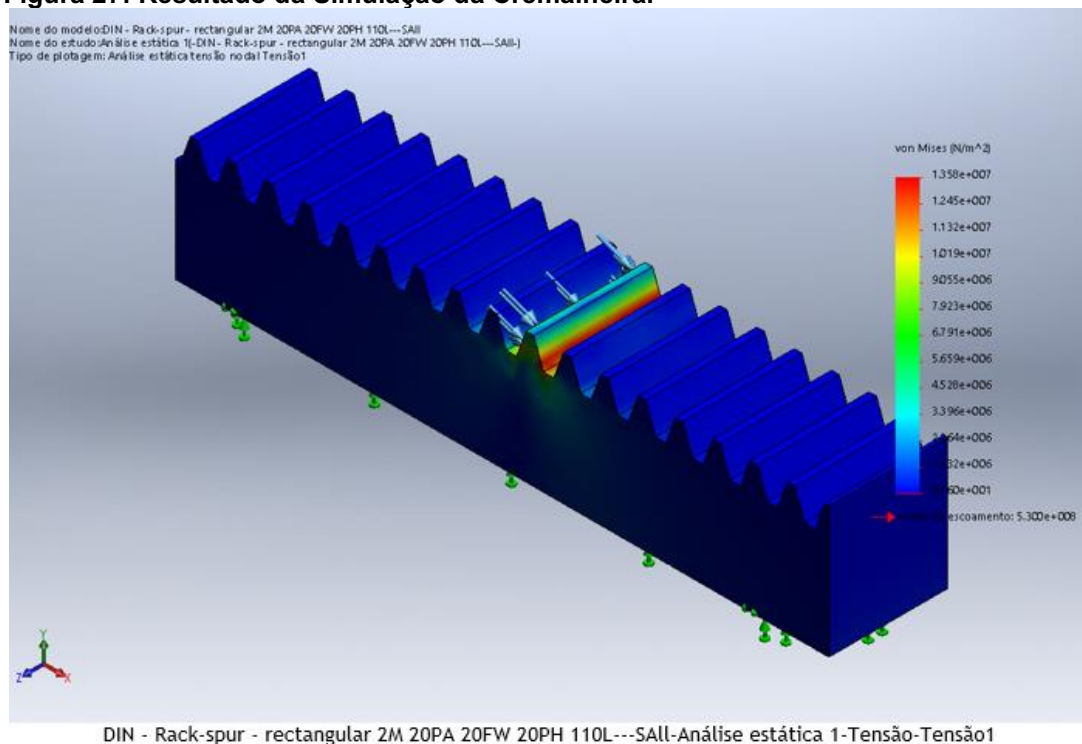
Figura 26: Resultado da Simulação do Pinhão.



Fonte: Autoria Própria Realizada no Solidworks v2017.

A figura 27 representa a cremalheira com a mesma hipótese de travamento do sistema, o qual se dá origem pela roda do veículo.

Figura 27: Resultado da Simulação da Cremalheira.



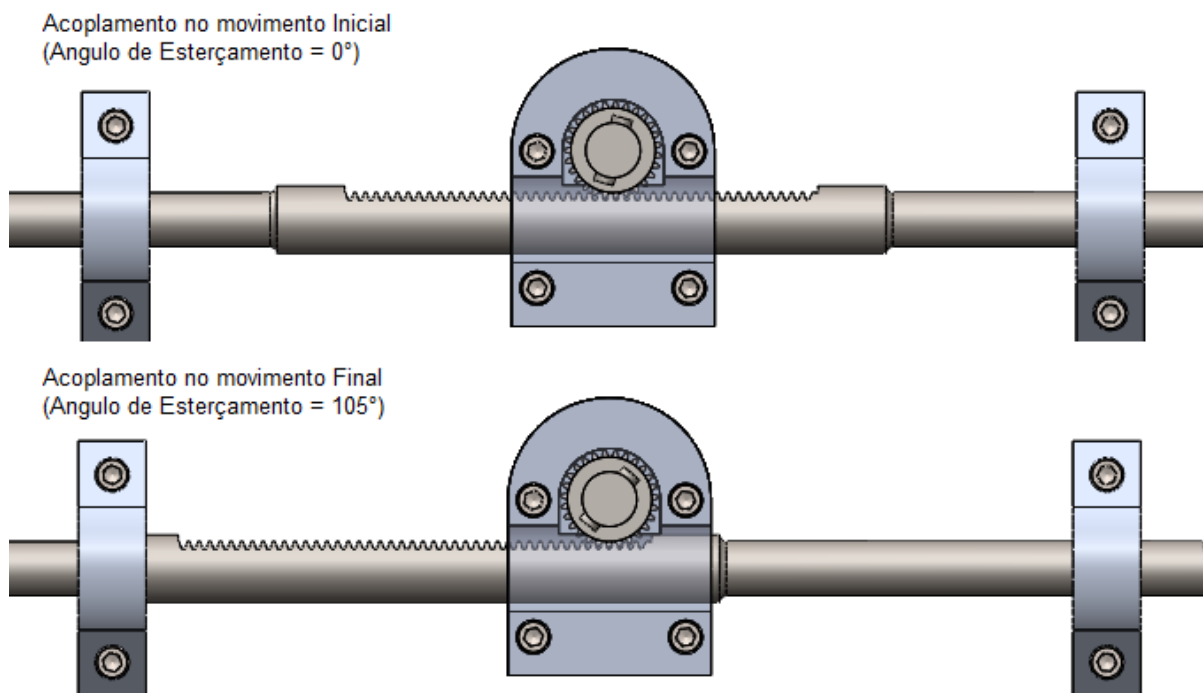
Fonte: Autoria Própria Realizada Pelo Software SolidWorks v2017.

5.2 MODELAGEM EM 3D.

O projeto de sistema de direção compõe a partir de parâmetros geométricos. A partir desses, foi feita a modelagem em 3D para verificação e construção do sistema de direção. Assim, foi possível identificar eventuais falhas de montagem do sistema antes do processo de construção, evitando o desperdício de material e consequentemente o custo do projeto, como mostra a figura 28.

A partir do dimensionamento do pinhão e cremalheira, a modelagem em 3D identificou a perda de massa de 7 %, aproximadamente 3,09 kg, quando comparado ao projeto do carro anterior (*Force 2*).

Figura 28: Modelagem em 3D dos Elementos Apresentados.



Fonte: Autoria Própria Realizada Pelo Software SolidWorks v2017.

5.3 PROTÓTIPO

A fim de evitar falhas de construção, foi feita o protótipo da montagem entre o pinhão e a cremalheira, sendo estes os componentes dimensionados na etapa anterior.

A figura 29, apresenta o resultado obtido através da manufatura aditiva com filamento ABS e preenchimento de 20%, o qual foi observado o número mínimo de dentes para que não haja interferência.

Figura 29: Prototipagem em 3D



Fonte: Autoria Própria.

6 CONCLUSÃO E SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS.

Com este trabalho foi realizado o dimensionamento da caixa de direção de um veículo tipo formula SAE aplicando a metodologia ágil para gestão de projetos.

Visando atender os objetivos apresentados, foram projetadas peças essenciais para segurança do piloto ao dirigir o veículo. Obteve os dados específicos apresentados pelo quadro 10.

Quadro 10: Resultados Obtidos

Descrição	Resultados
Diâmetro do Pinhão	50 mm
Curso da Cremalheira	90 mm
Raio de Curva	3 Metros
Redução de Massa do Sistema	7%
Fator de Segurança	1,45
Confiabilidade	99,9%

Fonte: Autoria própria.

O projeto da caixa de direção, foi validado a partir do cálculo da análise de resistência a fadiga em conjunto a simulação do projeto e seleção do material ideal as condições apresentadas. Desta forma, foi simulada as deformações presentes no sistema de pinhão e cremalheira, assegurado a confiabilidade do projeto.

Por fim, foi executada a modelagem em 3D virtualmente e o protótipo com o objetivo de evitar desperdícios e falhas de montagem que possam ocorrer na construção do sistema.

Após o desenvolvimento e resultado obtido conclui-se, a partir de comprovações matemáticas e geométricas, que o projeto demonstra eficiência para construção da caixa de direção do carro Force 3.

Como sugestão para projetos futuros:

- Estudo dinâmico do sistema de direção
- Estudo de análise de massa dos componentes.
- Posicionamento do sistema dentro do veículo.
- Estudo de eficiência do projeto.

REFERÊNCIAS

ASHBY, Michael F. **Seleção de Materiais no Projeto Mecânico**. 4. ed. Rio de Janeiro: Elsevier, 1992.

ATI BRASIL, Artigos Técnicos Industriais. **Catálogo de Engrenagens e Cremalheiras**. Disponível em: <https://www.atibrasil.com.br/img/cms/Catalogos/Material-Engrenagens>. Acesso em: 19 mar. 2021.

C., JUVINALL Robert e Marshek, Kurt M. **Fundamentos do Projeto de Componentes de Maquinas** 5ª ed. Grupo GEN, 2013.

COLLINS, J. A. **Projeto Mecânico de Elementos de Máquinas: Uma Perspectiva de Prevenção da Falha**, Rio de Janeiro: LTC, 2006.

CRUZ, Mariana. **Fórmula SAE Brasil**. Disponível em: <http://portal.saebrasil.org.br/programas-estudantis/formula-sae-brasil>>. Acesso em: 15 set. 2019.

DIXON, J. C. **Suspension geometry and computation**. West Sussex, PO: John Wiley & Sons, 2009.

GARDONE JUNIOR, Arthur Corrêa. **Processo De Desenvolvimento De Produto Aplicado No Projeto Da Caixa De Direção Para Veículos Fórmula Sae.117f**. Trabalho de Conclusão de Curso (Graduação). Universidade Federal de Juiz de Fora. Juiz de Fora, 2016.

GILLESPIE, T.D. **Fundamentos Of Vehicle Dynamics**, Society of Automotive Engineers, Inc, 1992.

LIKER, J. K. (2005). **O Modelo Toyota: 14 Principios de Gestão do Maior Fabricante do Mundo**. Porto Alegre. Bookman.

MILLIKEN, W.F.; MILLIKEN. **Race Car Vehicle Dynamic**, SAE International, 1995.

MONDEM, Y. (2015). **Sistemas Toyota de Produção**. 4. Ed. Porto Alegre. Bookman.

PAHL, GERHARD [et al.]. **Projeto na Engenharia: Fundamentos do desenvolvimento eficaz de produtos, métodos e aplicações**. 6. ed. São Paulo: Blucher, 2005.

RAIMPELL, Jornsen. **The Automotive Chassis: Engineering Principles**, Society ofAutomotive Engineers, Inc (SAE), Wiirzburg, 2001.

SHIGLEY, Joseph E. **Projeto De Engenharia Mecânica** / Joseph E., Shigley, Charles R. Mischke, Richard G. Budynas : tradução João Batista de Aguiar, Jose' Manoel de Aguiar. - 7. ed. - Porto Alegre: Bookman, 2005.

SILVA, Artur Silverio da. **Banco Esportivo para Formula Sae**, Projeto & Construção. 2015. 79 f. TCC (Graduação) - Curso de Design, Universidade Tecnológica Federal de Paraná, Curitiba, 2015.

UTFORCE E-RACING (Paraná). **O Carro**. Disponível em: <http://www.utforce.com.br/#o_carro>. Acesso em: 29 setembro 2019.

VILELA MENEZES, Diego. **Estudo da Dinâmica Transversal Veicular: Uma Abordagem Numérica**. 2015. 63 f. PROJETO DE GRADUAÇÃO (Graduação) - Curso de Engenharia Mecânica, Universidade de Brasília, Brasília, 2015.