



**UNIVERSIDADE
ESTADUAL DO
MARANHÃO**



UNIVERSIDADE ESTADUAL DO MARANHÃO

Curso de Engenharia Mecânica

WILLIAN SOUZA CORRÊA

**DESENVOLVIMENTO DE UM SISTEMA DE DIREÇÃO PARA UM
PROTÓTIPO VEICULAR COM BAIXO CONSUMO ENERGÉTICO**

SÃO LUÍS - MA

2019

WILLIAN SOUZA CORRÊA

**DESENVOLVIMENTO DE UM SISTEMA DE DIREÇÃO PARA UM
PROTÓTIPO VEICULAR COM BAIXO CONSUMO ENERGÉTICO**

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. Me. José Ribamar Ribeiro Silva Júnior

ESTE EXEMPLAR CORRESPONDE À VERSÃO FINAL
DA MONOGRAFIA DEFENDIDA PELO(A) ALUNO
WILLIAN SOUZA CORRÊA, E ORIENTADA PELO PROF.
ME. JOSÉ RIBAMAR RIBEIRO SILVA JÚNIOR.

ASSINATURA DO ORIENTADOR

SÃO LUÍS - MA

2019

Corrêa, Willian Souza.

Desenvolvimento de um sistema de direção para um protótipo veicular com baixo consumo energético / Willian Souza Corrêa. – São Luís, 2019.

82 f.

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

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

1.Eficiência energética. 2.Sistema de direção. 3.Protótipo veicular. I.Título

CDU: 629.05:629.3.01

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

TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO

**DESENVOLVIMENTO DE UM SISTEMA DE DIREÇÃO PARA UM
PROTÓTIPO VEICULAR COM BAIXO CONSUMO ENERGÉTICO**

Autor: Willian Souza Corrêa

Orientador: Prof. Me. José Ribamar Ribeiro Silva Júnior

A Banca Examinadora composta pelos membros abaixo aprovou esta Monografia:

Prof. Me. José Ribamar Ribeiro Silva Júnior
Universidade Estadual do Maranhão - UEMA

Prof. Me. Antonio Vinicius Garcia Campos
Universidade Estadual do Maranhão - UEMA

Prof. Me. Kaio Henrique Ferreira Nogueira de Nogueira
Universidade Estadual do Maranhão - UEMA

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

São Luís - MA, 03 de dezembro de 2019

Dedicatória

Aos meus pais, Walterlino e Maria de Lourdes, grandes incetivadores dos meus estudos, principalmente o do ensino superior.

À minha família, formada pela minha linda e estudiosa esposa Milene, que sempre ajudou nessa caminhada desde a entrada no curso de Engenharia Mecânica.

E, a linda menina que é fruto do nosso relacionamento, Maysa, que apesar da pouca idade já entende os desafios que foram esses anos.

Agradecimentos

À Universidade Estadual do Maranhão pela formação acadêmica.

Ao Prof. José Ribamar R. Silva Júnior pela orientação.

À toda Direção do Curso de Engenharia Mecânica, pela competência na gestão.

Ao Prof. Barros pela ótima administração do NUTENGE e, pela paciência e colaboração na fabricação do protótipo.

À toda Equipe Coyote, desde a minha entrada em 2015 até os dias atuais, sempre superando os obstáculos.

Aos amigos feitos na graduação: Rilberson, Hawlinson, Gustavo, Fábio, Heloyane, Danuey, Gilberto e Weyder.

RESUMO

O sistema de direção veicular é o componente que transforma a necessidade direcional que o condutor do veículo identifica em realidade. Normalmente os sistemas de direção são divididos em três famílias: Sistema Pinhão e Cremalheira, Sistema de Rolete Sem-Fim e o Pivotado. O volante é conectado ao mecanismo de direção através de um sistema de coluna de direção mais os braços de direção. O modelo de direção desenvolvido neste projeto foi usado no protótipo da Equipe Coyote, da Universidade Estadual do Maranhão, baseando-se no modelo de veículo Kart, que possui um sistema simples de direção com baixo custo. Com o objetivo de passar nos critérios de testes da Competição Shell Eco-marathon Brasil 2019. Para isso montou-se um sistema de direção com materiais como alumínio e aço 1045, que são resistentes e também mais leves, pois na competição havia um critério de peso total na categoria a gasolina que não ultrapassasse 140Kg. A fim de realizar os cálculos de forças e momentos usou-se o programa *MatLab* e para a análise estática dos componentes mais críticos usou-se os software *SolidWorks*. O protótipo EC-06 obtido teve peso final de 100Kg, conseguindo obter o selo de aprovação da inspeção de segurança e vistoria técnica, no qual alcançou-se um bom desempenho em pista e, assim ficando entre os 10 melhores na categoria gasolina.

Palavras-Chave: Eficiência Energética, Sistema de Direção, Protótipo Veicular.

ABSTRACT

The vehicle steering system is the component that transforms the directional need that the vehicle driver identifies into reality. Steering systems are typically divided into three families: Rack and Pinion System, Worm Roller System and Pivot System. The steering wheel is connected to the steering mechanism through a steering column system plus the steering arms. The steering model developed in this project was used in the prototype of the Coyote Team, from Maranhão State University, based on the Kart vehicle model, which has a simple low cost steering system. In order to pass the testing criteria of the Shell Eco-marathon Brazil 2019 Competition. For this purpose a steering system was assembled with materials such as aluminum and steel 1045, which are resistant and also lighter, because in the competition there was a criterion of total weight in the gasoline category not exceeding 140 kg. In order to perform the force and moment calculations, the *MatLab* program was used and for the static analysis of the most critical components, the *SolidWorks* software was used. The EC-06 prototype obtained had a final weight of 100Kg, achieving the seal of approval of safety inspection and technical inspection, which achieved a good performance on the track and thus being among the top 10 in the gasoline category.

Keywords: Energy Efficiency, Steering System, Vehicle Prototype.

Lista de Ilustrações

Figura 2-1 . Sistema de direção pinhão e cremalheira.....	17
Figura 2-2 . Sistema de direção com assistência hidráulica.....	18
Figura 2-3 ., Sistema de direção com assistência eletrohidráulica.....	19
Figura 2-4 . Sistema de direção com assistência elétrica.....	20
Figura 2-5 . Vista em corte de um mecanismo Rolete Sem Fim.....	21
Figura 2-6 . Sistema de direção pivotado.....	21
Figura 2-7 . Geometria de Ackerman.....	22
Figura 2-8 . Geometria trapezoidal.....	23
Figura 2-9 . Ângulo do Pino Mestre.....	24
Figura 2-10 . Simulação do efeito do ângulo do Pino Mestre.....	25
Figura 2-11 . Variação da altura do disco quando rotacionado.....	25
Figura 2-12 . Roda dianteira esquerda com Caster positivo.....	26
Figura 2-13 . Caster negativo.....	27
Figura 2-14 . Efeito do ponto de interseção abaixo e acima da pista.....	28
Figura 3-1 . Protótipo EC-06.....	29
Figura 3-2 . Estrutura real de um sistema de direção pivotado.....	30
Figura 3-3 . Componentes do sistema de direção.....	31
Figura 3-4 . Mancal de suporte ao Pino Mestre no SolidWorks.....	32
Figura 3-5 . Mancal de suporte a coluna de direção no SolidWorks.....	33
Figura 3-6 . Terminal esférico utilizado.....	34
Figura 3-7 . Braço de direção montado.....	34
Figura 3-8 . Calha de 20" escolhida.....	36
Figura 3-9 . Bandas de rodagem de pneus de bicicleta: asfalto, off-road e híbrido.....	36
Figura 3-10 . Pneus dianteiros escolhidos.....	38
Figura 3-11 . Pneu traseiro escolhido.....	39

Figura 3-12 . Volante fabricado.....	40
Figura 3-13 . Projeto da manga de eixo no SolidWorks.....	41
Figura 3-14 . Manga de eixo fabricada (esquerda e direita respectivamente).....	42
Figura 3-15 . Projeto da coluna de direção no SolidWorks.....	42
Figura 3-16 . Esquema de eixos de forças e momentos.....	44
Figura 3-17 . Esforços no conjunto do sistema de direção.....	44
Figura 3-18 . Momento produzido por força lateral.....	45
Figura 3-19 . Momento produzido por força vertical.....	46
Figura 3-20 . Momento produzido pela força de tração.....	47
Figura 3-21 . Esquema de Esforços no link de direção.....	49
Figura 4-1 . Detalhes da malha obtidos no SolidWorks.....	59
Figura 4-2 . Criação da malha da manga de eixo no software.....	59
Figura 4-3 . Geometria fixa da manga de eixo.....	60
Figura 4-4 . Esforços aplicados na manga de eixo.....	60
Figura 4-5 . Manga de eixo: Tensão de von Mises.....	62
Figura 4-6 . Manga de eixo: Deslocamento Máximo.....	62
Figura 4-7 . Manga de eixo: Deformação Equivalente.....	63
Figura 4-8 . Manga de eixo: Fator de Segurança Tensão de von Mises.....	63
Figura 4-9 . Detalhes da malha obtidos no SolidWorks.....	65
Figura 4-10 . Criação da malha da coluna de direção no software.....	65
Figura 4-11 . Forças de manuseio para um homem percentil 50.....	66
Figura 4-12 . Geometria fixa (em verde) e esforços (em roxo) na coluna de direção.....	66
Figura 4-13 . Coluna de direção: Tensão de von Mises.....	68
Figura 4-14 . Coluna de direção: Deslocamento Máximo.....	68
Figura 4-15 . Coluna de direção: Deformação Equivalente.....	69
Figura 4-16 . Coluna de direção: Flambagem.....	69

Figura 4-17 . Coluna de direção: Fator de Segurança Tensão de von Mises.....	70
Figura 4-18 . Selo de segurança e inspeção técnica.....	73
Figura 4-19 . Verificação do consumo de combustível após volta válida.....	74

Lista de Tabelas

Tabela 3.1 - Dados do aro escolhido.....	35
Tabela 3.2 - Dados dos pneus dianteiros escolhidos.....	37
Tabela 3.3 - Dados do pneu traseiro escolhido.....	38
Tabela 4-1 . Dados de projeto do protótipo EC-06.....	51
Tabela 4-2 . Dados e resultados (em negrito) para força lateral.....	53
Tabela 4-3 . Dados e resultados (em negrito) para força vertical.....	54
Tabela 4-4 . Dados e resultados (em negrito) para força de tração.....	55
Tabela 4-5 . Dados e resultados (em negrito) para esforços no link de direção.....	56
Tabela 4-6 . Parâmetros utilizados no projeto da manga de eixo.....	58
Tabela 4-7 . Resultados obtidos pela simulação da manga de eixo.....	61
Tabela 4-8 . Parâmetros utilizados no projeto da coluna de direção.....	64
Tabela 4-9 . Resultados obtidos pela simulação da coluna de direção.....	67
Tabela 4-10 . Custo total dos componentes comprados e fabricados.....	71

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO.....	14
1.1 OBJETIVOS.....	15
1.1.1 GERAL.....	15
1.1.2 ESPECÍFICO.....	15
2 REVISÃO DE LITERATURA.....	16
2.1 SISTEMAS DE DIREÇÃO.....	16
2.1.1 TIPOS DE SISTEMAS DE DIREÇÃO.....	16
2.1.1.1 SISTEMA DE DIREÇÃO PINHÃO E CREMALHEIRA.....	16
2.1.1.1.1 PINHÃO E CREMALHEIRA COM ASSISTÊNCIA HIDRÁULICA.....	17
2.1.1.1.2 PINHÃO E CREMALHEIRA COM ASSISTÊNCIA ELETROHIDRÁULICA.....	18
2.1.1.1.3 PINHÃO E CREMALHEIRA COM ASSISTÊNCIA ELÉTRICA.....	19
2.1.1.2 SISTEMA DE DIREÇÃO ROLETE SEM FIM.....	20
2.1.1.3 SISTEMA DE DIREÇÃO PIVOTADO.....	21
2.2 GEOMETRIA DE ACKERMAN.....	22
2.3 ERROS DA GEOMETRIA DE DIREÇÃO.....	23
2.4 GEOMETRIA DA RODA DIANTEIRA.....	24
2.4.1 PINO MESTRE.....	24
2.4.2 CASTER.....	26
2.4.3 CAMBER E CONVERGÊNCIA.....	27
3 MATERIAL E MÉTODO.....	29
3.1 SISTEMA DE DIREÇÃO ADOTADO.....	29
3.2 COMPONENTES DO SISTEMA DE DIREÇÃO.....	30
3.2.1 MANCAL DE SUPORTE PARA O PINO MESTRE.....	31

3.2.2 MANCAL DE SUPORTE PARA A COLUNA DE DIREÇÃO.....	32
3.2.3 BRAÇOS DE DIREÇÃO.....	33
3.2.4 RODAS, PNEUS E VOLANTE.....	34
3.2.5 MANGA DE EIXO.....	40
3.2.6 COLUNA DE DIREÇÃO.....	42
3.3 FORÇAS E MOMENTOS NO SISTEMA DE DIREÇÃO.....	43
3.3.1 FORÇA LATERAL.....	45
3.3.2 FORÇA VERTICAL.....	46
3.3.3 FORÇA DE TRAÇÃO.....	47
3.3.4 ESFORÇOS NA MANGA DE EIXO (LINK DE DIREÇÃO).....	48
4 RESULTADOS E DISCUSSÕES.....	51
4.1 ÂNGULOS DE ACKERMAN.....	51
4.2 FORÇAS ATUANTES NO SISTEMA DE DIREÇÃO.....	52
4.2.1 FORÇA LATERAL.....	52
4.2.2 FORÇA VERTICAL.....	54
4.2.3 FORÇA DE TRAÇÃO.....	55
4.2.4 ESFORÇOS NO LINK DE DIREÇÃO DA MANGA DE EIXO.....	56
4.3 SIMULAÇÃO DOS COMPONENTES DO SISTEMA DE DIREÇÃO.....	57
4.3.1 MANGA DE EIXO.....	57
4.3.2 COLUNA DE DIREÇÃO.....	64
4.5 CUSTO DO SISTEMA DE DIREÇÃO.....	70
4.4 COMPETIÇÃO EM EFICIÊNCIA ENERGÉTICA.....	72
4.4.1 INSPEÇÃO TÉCNICA.....	73
4.4.2 DESEMPENHO EM PISTA.....	73
5 CONCLUSÕES.....	75
6 SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTURO.....	76

REFERÊNCIAS.....	77
ANEXOS.....	79
ANEXO A - CÁLCULO DOS ÂNGULOS DE ACKERMAN.....	79
ANEXO B - FORÇAS E MOMENTOS LATERAL, VERTICAL E DE TRAÇÃO	80
ANEXO C - FORÇA E MOMENTO NO LINK DE DIREÇÃO.....	82

1 INTRODUÇÃO

O sistema de direção possui grande importância no comportamento estático e dinâmico de veículos automotores. A função do sistema de direção é gerar ângulos nas rodas dianteiras e/ou traseiras em resposta às necessidades impostas pelo condutor para que haja o controle do veículo (GILLESPIE, 1992).

O sistema de direção veicular é o componente que transforma a necessidade direcional que o condutor do veículo identifica em realidade. Esta realidade pode ser atingida de diferentes formas no que tange ao nível de esforço, ângulo do volante, sensibilidade da pista pelo condutor e comportamentos distintos em função da velocidade do veículo (DIXON, 1996).

Comumente os sistemas de direção são divididos em três famílias: Sistema Pinhão e Cremalheira, Sistema Integral de Direção Hidráulica e Sistema de Rolete, e Sem-Fim. O volante é conectado ao mecanismo de direção através de um sistema de coluna de direção que é composto de eixos, mancais, juntas universais e isoladores de ruído e vibrações em algumas aplicações. Através desta conexão, o mecanismo de direção é acionado e transforma o movimento de rotação do volante em ângulos de esterçamento das rodas (FERNANDES, 2005).

O modelo de direção projetado foi baseado no veículo kart, que possui um sistema simples de direção com baixo custo. O sistema de direção dos karts funciona a partir do mesmo princípio do sistema de direção dos carros, utilizando o princípio de Ackerman (FERNANDES, 2005).

A teoria de Ackerman surgiu devido a um pequeno problema nos sistemas de direção. Ao contornar uma curva, as rodas direcionais do veículo percorrem uma trajetória circular. Porém, essa trajetória é mais curta para a roda interna do que para a roda externa. Devido a isso, existe a necessidade de que a roda interna à curva esterce um pouco mais que a roda externa. Este princípio também é utilizado nos karts, e além disso, ele pode ser ajustável. (GILLESPIE, 1992)

O sistema montado foi colocado no protótipo do Projeto de Eficiência Energética da Equipe Coyote, o veículo EC-06, que proporcionou a participação em competições de

eficiência energética. Dessa forma projetou-se um sistema de direção de baixo custo e eficaz, a fim de atender aos critérios de inspeção da Competição Internacional Shell Eco-marathon 2019.

1.1 OBJETIVOS

1.1.1 GERAL

Desenvolver um sistema de direção pivotado adaptado para um protótipo de veículo, com a finalidade de participar de competições de eficiência energética.

1.1.2 ESPECÍFICO

- Revisar a literatura sobre sistemas de direção;
- Utilizar os parâmetros exigidos nos regulamentos das competições de eficiência energética;
- Selecionar o sistema de direção mais adequado;
- Realizar os cálculos sugeridos na literatura ;
- Selecionar os materiais dos componentes do sistema de direção;
- Fabricar algumas peças do sistema de direção;
- Simular em software os componentes principais;
- Montar e testar no protótipo de veículo o sistema de direção utilizado.

2 REVISÃO DE LITERATURA

2.1 SISTEMAS DE DIREÇÃO

De acordo com Bastow (1993) pistas onde as perturbações são frequentes, o sistema de direção é quem absorve as irregularidades verticais. Do mesmo modo, para as irregularidades das pistas na direção horizontal, o sistema de direção deve absorvê-las sem que haja distúrbios direcionais. Quando se fala de um projeto para desenvolver um sistema de direção, um dos maiores desafios é o compromisso da isolamento dos choques gerados pelas pistas, sem que haja o bloqueio da sensibilidade da pista o que prejudicaria a perfeita condução do veículo. Bastow (1993) diz que outro importante compromisso é baixar o esforço ao “esterçar” em manobras de estacionamento ou baixa velocidade e manter os esforços suficientes para proporcionar a sensibilidade do condutor nas manobras em médias e altas velocidades.

2.1.1 TIPOS DE SISTEMAS DE DIREÇÃO

Sistema de pinhão e cremalheira, sistema integral de direção hidráulica e sistema de rolete e sem-fim, são os principais modelos de sistema de direção utilizados atualmente. O volante é conectado ao mecanismo de direção através de uma coluna de direção que tem componentes como: eixos, mancais, juntas universais e isoladores de ruído e vibrações. Por meio da conexão volante/coluna, o mecanismo de direção tem a finalidade de transformar movimentos de rotação feitos pelo piloto em ângulos de esterçamento das rodas dianteiras (FERNANDES, 2005).

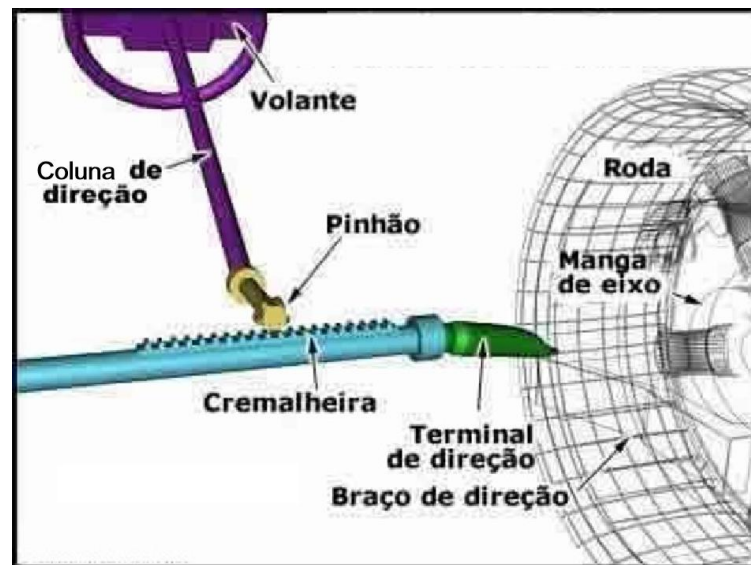
A transformação da rotação do volante para o ângulo nas rodas é realizada de maneiras diferentes a partir dos três conceitos de sistemas de direção que serão mencionados a seguir.

2.1.1.1 SISTEMA DE DIREÇÃO PINHÃO E CREMALHEIRA

O sistema pinhão e cremalheira têm na carroceria do veículo ou a própria suspensão como base de fixação. No sistema manual existe uma caixa de direção que abriga o pinhão e a cremalheira. O pinhão está diretamente ligado ao volante por uma coluna de direção que transmite o movimento do condutor diretamente para o mesmo que então transfere para a cremalheira (Figura 2-1). Esta se encontra ligada, em cada extremidade, por barras axiais biarticuladas, que, ligadas às mangas de eixo, giram em torno do eixo de esterçamento

movimentando as rodas para a esquerda ou direita. A cremalheira puxa uma barra axial de um lado e empurra do outro fazendo com que as rodas sejam esterçadas para a mesma direção (CANTARELLI, 2016). Este sistema é comumente utilizado em automóveis comerciais pequenos e médios e por isso é facilmente encontrado no mercado sendo fabricado por várias marcas.

Figura 2-1. Sistema de direção pinhão e cremalheira.

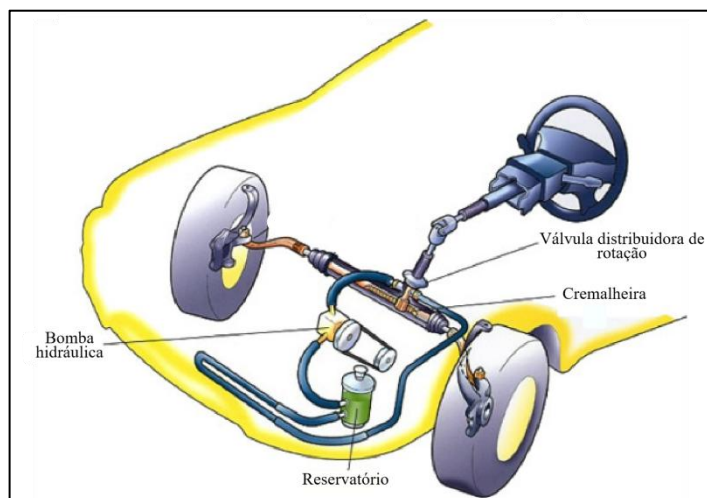


Fonte: Adaptado do Site Falando Sobre Carros, 2015.

2.1.1.1.1 PINHÃO E CREMALHEIRA COM ASSISTÊNCIA HIDRÁULICA

Este sistema se assemelha ao mecanismo de direção manual em relação a quantidade de torque imposto ao motorista através da ação da assistência hidráulica. Em manobras de esterçamento, a percepção que o motorista tem do torque é de 5 a 7 Nm, isso para o veículo parado. A figura 2-2 simula o sistema de direção hidráulica.

Figura 2-2. Sistema de direção com assistência hidráulica.



Fonte: Adaptado do Site Central de Repuestos TR, 2017.

No mecanismo de direção com assistência hidráulica a válvula distribuidora de rotação tem como característica a assistência do sistema, sendo ela responsável por dar resposta das entradas geradas pelo condutor do veículo que é transmitida para as rodas. Dependendo da forma como foi construída ela pode gerar maior ou menor esforço do condutor ao esterçar o volante. Normalmente a calibração deste sistema é determinado pelas montadoras, e executado por especialistas em dirigibilidade que averiguam as suas necessidades (FERNANDES, 2005).

2.1.1.1.2 PINHÃO E CREMALHEIRA COM ASSISTÊNCIA ELETROHIDRÁULICA

O sistema de direção eletrohidráulico é comandado eletricamente através de conexão via cabos ao sistema elétrico do veículo. Este tipo de sistema pode ser colocado no veículo no lugar de um mecanismo de direção manual ou do sistema de direção hidráulica tipo pinhão e cremalheira convencional, com interfaces iguais à coluna de direção e suspensão do veículo. Logo para funcionar esse sistema utiliza uma bomba hidráulica comum que se movimenta por meio de um motor elétrico, que garante ao mecanismo de direção pinhão cremalheira a assistência hidráulica (FERNANDES, 2005).

Para iniciar sua operação o sistema precisa receber na ECU (unidade eletrônica de controle) um sinal da ignição e um sinal do alternador do veículo. Onde será controlado por velocidade e consumo de corrente elétrica, aplicado a resposta de torque no volante do veículo pelo condutor, e este torque realiza o fechamento do conjunto pinhão e válvula rotativa do

mecanismo, o que causa um aumento na pressão hidráulica do sistema de direção e também um aumento no torque do eixo da bomba hidráulica, esta é movimentada pelo motor elétrico. Logo, este aumento de torque ocasiona também um aumento do consumo de corrente elétrica do motor elétrico que é demonstrado pela ECU (FERNANDES, 2005).

Figura 2-3. Sistema de direção com assistência eletrohidráulica.



Fonte: Fernandes, 2005.

2.1.1.1.3 PINHÃO E CREMALHEIRA COM ASSISTÊNCIA ELÉTRICA

Existem três divisões ou famílias para esse tipo de sistema de direção. A família da coluna de direção elétrica ou Column Drive, a família da cremalheira elétrica ou Rack Drive e a família do pinhão elétrico ou Pinion Drive (FERNANDES,2005).

Esse sistema de coluna elétrica, começou a ser usado no modelo de veículo FIAT Stilo, principalmente na Europa e no Brasil. Sendo composto por um atuador Elétrico que é formado por um motor elétrico acoplado ao sem-fim engrenado, também a uma coroa solidária e ao eixo da coluna de direção. Alguns sensores são usados nesse sistema para medir o torque e posição da coluna, e também são usados sensores para medir as condições internas do sistema. Os sinais dos sensores e a quantificação da assistência gerada por eles é realizada pela unidade de controle eletrônico (ECU) . Além disso essa unidade avalia o status do veículo e controla o motor (FERNANDES, 2005).

Figura 2-4. Sistema de direção com assistência elétrica.



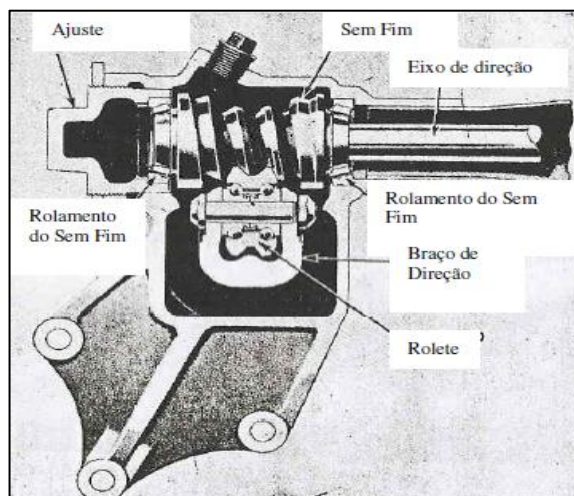
Fonte: Fernandes, 2005.

2.1.1.2 SISTEMA DE DIREÇÃO ROLETE SEM FIM

Este é um sistema com mecanismos similares ao pinhão e cremalheira, contudo difere no tipo de engrenagem utilizada. Sendo que nesse sistema a engrenagem do tipo sem-fim é ligada à coluna de direção, que é responsável por receber os comandos do volante. Esta coluna de direção leva a rotação para um rolete que pertence ao eixo de saída do sistema, próximo a ele se encontra o braço de direção, chamado de Pitman e no lado inverso deste braço estão as duas barras axiais que se ligam as mangas de eixo. Onde essas barras axiais recebem o movimento do eixo de saída e formam um arco de movimento das mangas em torno do eixo do Pino Mestre (CANTARELLI, 2016).

Apesar de ser semelhante ao pinhão e cremalheira este sistema é bem menos utilizado por ser mais complexo, pela dificuldade de acoplar e devido a falta de adaptação a dispositivos de assistência (assistência hidráulica, por exemplo) que diminuam os esforços usados (GILLESPIE, 1992).

Figura 2-5. Vista em corte de um mecanismo Rolete Sem Fim.

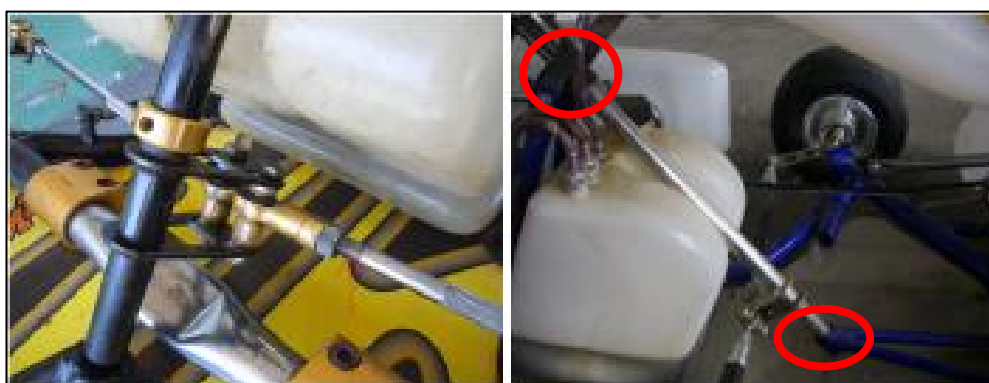


Fonte: Fernandes, 2005.

2.1.1.3 SISTEMA DE DIREÇÃO PIVOTADO

Este tipo de sistema de direção é muito utilizado em veículos do tipo kart (LISBOA, 2009). Pois sendo mais simples é facilmente aplicado em veículos leves e pequenos. Onde consiste em um sistema composto por um volante, onde o condutor comanda o veículo, que está ligado diretamente a uma coluna de direção. Esta coluna de direção tem dois pontos de fixação, mostrado na Figura 2-6: um próximo ao volante e outro na extremidade inferior, onde o giro da barra centralizada ocorre com auxílio de um rolamento. O ponto de fixação, de uma das extremidades das barras axiais, fica entre a metade do comprimento da barra e sua extremidade inferior, onde também se encontram duas chapas perfuradas (CANTARELLI, 2016).

Figura 2-6. Sistema de direção pivotado.

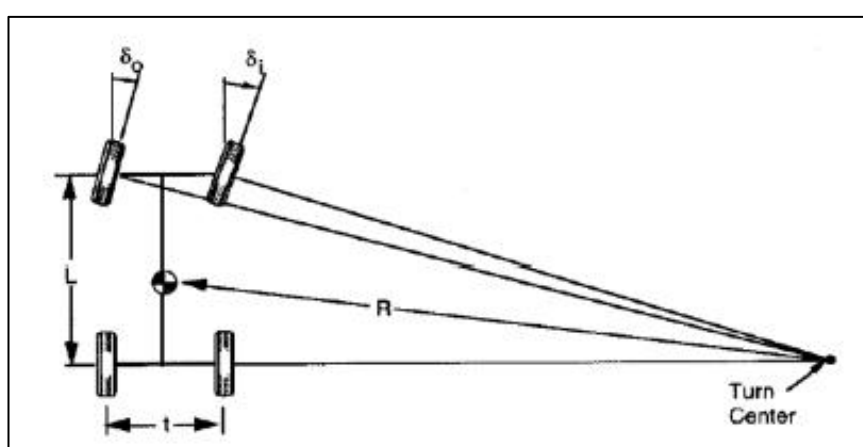


Fonte: Cantarelli, 2016.

2.2 GEOMETRIA DE ACKERMAN

Gillespie (1992), relata que as translações laterais usadas pelos mecanismos de direção, ocorrem através de barramentos às rodas direita e esquerda, e compõem uma importante característica geométrica. Logo a geometria cinemática deste sistema de barras não forma um paralelogramo produzindo ângulos de esterçamento iguais para ambas às rodas, mas sim um trapezóide que se assemelha a geometria de “Ackerman”, ocorrendo um maior ângulo de esterçamento na roda interna do que na externa, conforme Figura 2-7.

Figura 2-7. Geometria de Ackerman.



Fonte: Gillespie, 1992.

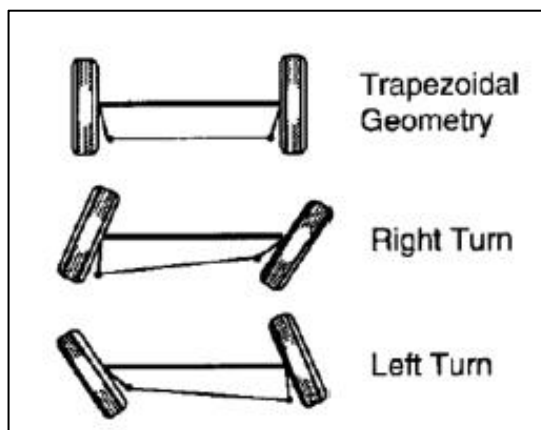
De acordo com Gillespie (1992), o cálculo dos ângulos interno e externo, conforme a geometria de “Ackerman”, podem ser aproximados conforme as equações a seguir:

$$\delta_o = \tan^{-1}\left(\frac{L}{R + t/2}\right) \cong \left(\frac{L}{R + t/2}\right) \quad (2.1)$$

$$\delta_i = \tan^{-1}\left(\frac{L}{R - t/2}\right) \cong \left(\frac{L}{R - t/2}\right) \quad (2.2)$$

Considerou-se esta aproximação descrita para pequenos ângulos, que são convencionalmente encontrados, fazendo com que os arcotangentes destes ângulos sejam idênticos aos próprios ângulos em radianos. Não é possível atender perfeitamente a geometria de Ackerman, com o projeto da geometria de suspensão, mas é possível chegar o mais próximo possível através do conceito de trapezóide, conforme Figura 2-8.

Figura 2-8. Geometria trapezoidal.



Fonte: Gillespie, 1992.

Dessa forma, a geometria de trapezóide é capaz de proporcionar o efeito almejado, que é o de maior ângulo de esterçamento da roda interna em relação à externa. O grau do atendimento da geometria de Ackerman no veículo para o comportamento direcional de altas velocidades tem pouca influência, no entanto é importante para a auto centralização em manobras em baixas velocidades. Quando atende-se a geometria de Ackerman, é possível verificar o crescimento do torque de resistência em função do ângulo de esterçamento. Ressalta-se que com o esterçamento paralelo entre as rodas, também determina-se o crescimento do torque com o ângulo, mas a partir de um dado ângulo, o torque tende a diminuir ou até ficar negativo para grandes ângulos de esterçamento (FERNANDES, 2005).

2.3 ERROS DA GEOMETRIA DE DIREÇÃO

Erros em movimento e em manobra na direção de um veículo podem ocorrer, devido as modificações na geometria da direção, ocasionadas por movimentos que o sistema exatamente não é capaz de prevê (CANTARELLI, 2016). Segundo Gillespie (1992), o centro da barra de direção pode permanecer no centro ideal, contudo seu comprimento pode apresentar-se inferior ao ideal, e também superior ao ideal de acordo com a condição estudada.

Em alguns casos quando a roda esquerda sobe ou desce, ocorre uma diferença de arcos, onde o arco da barra de direção é menor que o descrito pela suspensão, isto provoca o deslocamento da barra de direção para a direita, que forma um ângulo de esterçamento da roda esquerda para a esquerda, levando em consideração a barra de direção atrás do centro da

roda. Verifica-se o mesmo efeito na roda direita, com um ângulo de esterçamento para direita. Dessa maneira o erro de convergência irá ocorrer conforme a carga colocada no eixo dianteiro, determinando o esterçamentos do sistema de direção e essas respostas devem ser interpretadas como um erro da geometria de direção (FERNANDES, 2005).

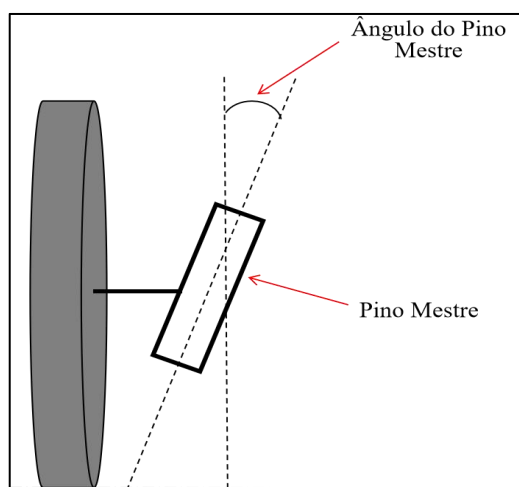
2.4 GEOMETRIA DA RODA DIANTEIRA

2.4.1 PINO MESTRE

O Pino Mestre é definido como um articulação inferior a articulação superior ou rolamento nas torres do amortecedor. Consiste em um fator de grande influência no desempenho do sistema de direção, pois é o eixo de rotação de esterçamento das rodas. Na maioria das aplicações este eixo possui uma inclinação, convergente para o centro do veículo, que é chamada inclinação do pino mestre (CANTARELLI,2016).

No eixo do Pino Mestre com o solo, existe uma intersecção que é chamada Scrub, sendo considerada positiva quando é interior ao centro da intersecção do solo com a roda. Esta variação de distância é usada buscando uma melhor acomodação dos componentes dos sistemas de freios, suspensão e direção. Resultando na alteração da sensibilidade do motorista em consideração à estrada, como também a redução dos esforços de esterçamento por causa do efeito de rolamento do pneu que muda o efeito de arraste proporcionando maiores esforços (FERNANDES, 2005).

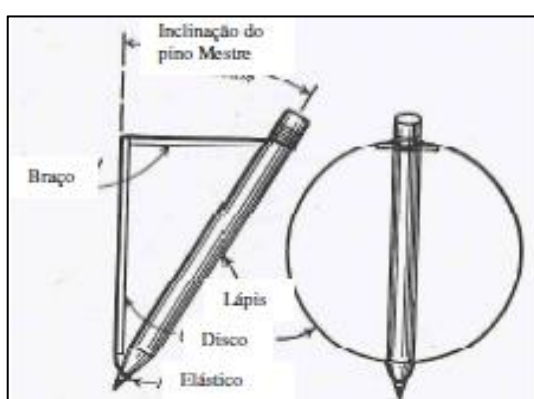
Figura 2-9. Ângulo do Pino Mestre.



Fonte: Autor, 2019.

Crouse (1960) fala que o uso do ângulo do pino mestre é capaz de gerar efeitos desejáveis da estabilidade do sistema de direção, onde o veículo tende a manter sua trajetória numa linha reta. E que após manobra de curva, a redução dos esforços de esterçamento na condição estacionária do veículo reduz o desgaste dos pneus. O Autor também ilustra de forma didática o efeito através de um lápis e um disco descritos na Figura 2-10. O lápis representa o eixo do Pino Mestre e o disco a roda do veículo. A inclinação do lápis apoiado em uma superfície plana é o ângulo do Pino Mestre.

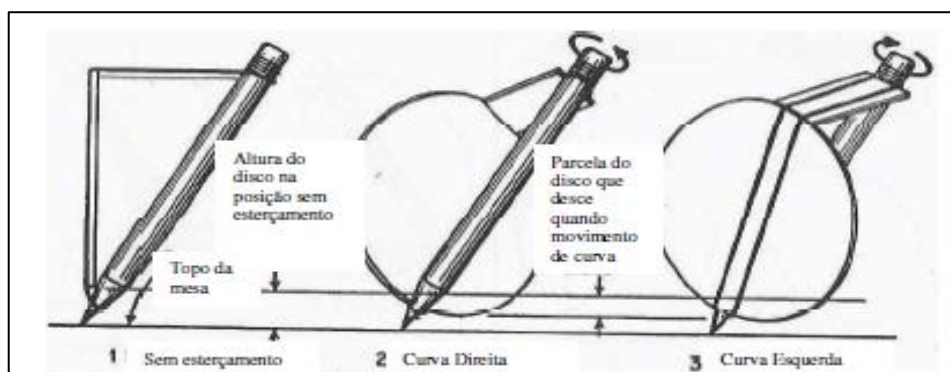
Figura 2-10. Simulação do efeito do ângulo do Pino Mestre.



Fonte: Fernandes, 2005.

O outro passo descrito por Crouse (1960) é rotacionar o lápis no eixo inclinado em ambos sentidos de rotação, verifica-se na Figura 2-11 que a altura do disco se reduz abaixo da altura que possuía quando se posicionava na condição da Figura anterior. Esta redução da altura do disco se transforma no levantamento do veículo, que determina a tendência de manter o veículo na condição de trajetória de linha reta (FERNANDES,2005).

Figura 2-11. Variação da altura do disco quando rotacionado.

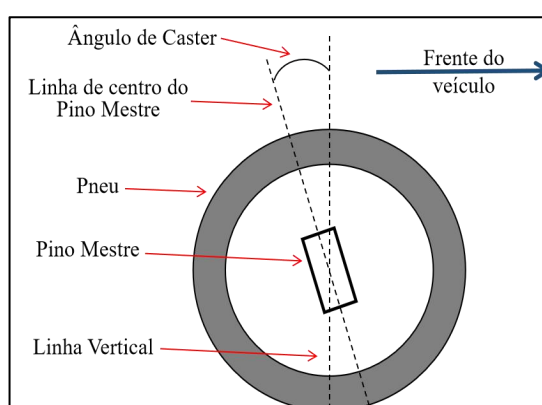


Fonte: Fernandes, 2005.

2.4.2 CASTER

O Caster é o eixo de esterçamento do veículo resultante da inclinação do mesmo em um plano longitudinal (GILLESPIE, 2016). Podendo ser considerado como positivo quando sua intersecção com o solo determina um ponto à frente do centro de contato do pneu dianteiro. Normalmente verificam-se ângulos de Caster de $0 - 5^\circ$ que podem sofrer variações com a deflexão da suspensão. É por meio do Caster que o eixo do pino mestre pode se mostrar-se a frente ou atrás do eixo vertical (FERNANDES, 2005). Demonstrado na figura a seguir.

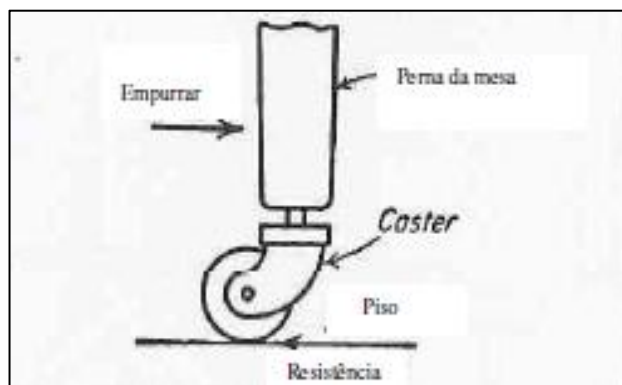
Figura 2-12. Roda dianteira esquerda com Caster positivo.



Fonte: Autor, 2019.

Para o Caster positivo aprimorar a estabilidade direcional, a linha de centro do Pino Mestre tem que passar através da superfície da pista a frente da linha de centro da roda. Assim a posição do Pino Mestre, que deve ser à frente da força de resistência de rolagem do pneu, precisa ser verificada. No caster negativo o efeito de alinhamento da roda, seguindo a trajetória imposta, também é atendido. Um importante efeito do Caster positivo é as rodas dianteiras tendem a convergir para dentro, também chamado de convergência fechada (*toe in*). Isto ocorre devido aos pivôs das rodas se posicionarem internamente e quando o veículo tende a baixar com seu próprio peso (CROUSE, 1960), como pode ser verificado na Figura 2-13.

Figura 2-13. Caster negativo.



Fonte: Fernandes, 2005.

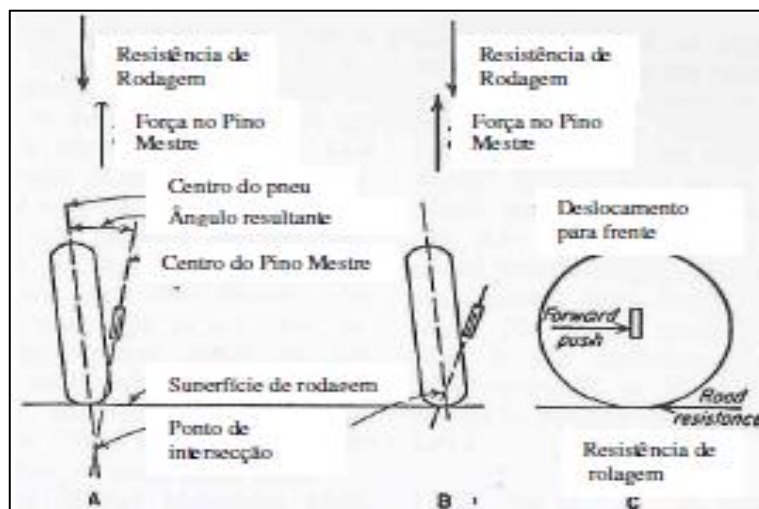
Dessa forma, o Caster positivo e eixo do pino mestre positivo aumentam o esforço de esterçamento, pois geram momentos com a tendência a manter o veículo em trajetória de linha reta (FERNANDES, 2005).

2.4.3 CAMBER E CONVERGÊNCIA

Em altas velocidades a convergência e o Camber têm efeitos secundários e normalmente são usados para que em marcha, o veículo utilize as forças direcionais e de rolamento na suspensão resultando em ângulos próximos a zero. Onde o efeito perceptível principal é o desgaste de pneus (FERNANDES, 2005).

O ponto de intersecção dos centros da roda e do eixo do Pino Mestre é determinado pela inclusão do Camber junto ao ângulo do Pino Mestre, como mostra a Figura 2-14. A convergência aberta ou fechada é determinada pela tendência de trabalho da suspensão. Sendo pois a divergência quando as rodas se direcionam para fora e a convergência fechada quando ocorre o inverso. Nos veículos com convergência aberta ou fechada pode-se observar o desgaste mais rápido nos pneus (FERNANDES, 2005).

Figura 2-14. Efeito do ponto de intersecção abaixo e acima da pista.



Fonte: Fernandes, 2005.

A figura anterior demonstra as condições onde o ponto de intersecção apresenta-se abaixo da superfície da pista, observa-se o desalinhamento das forças de resistência de rolagem do pneu e a força que movimenta o veículo resultando na determinação do momento que mostra uma convergência aberta. Fato inverso ocorre em B, onde o momento gerado resulta em convergência fechada. Se a intersecção ocorresse exatamente na superfície, as forças estariam alinhadas e não seria verificada a tendência de convergência. Para compensar os efeitos apresentados na Figura 2-14 (caso A), pode-se fazer o ajuste da convergência aberta no sistema de direção. Logo quando o veículo estiver na condição de marcha pode-se verificar o paralelismo das rodas (FERNANDES,2005).

3 MATERIAL E MÉTODO

Assim como na maioria dos veículos, o protótipo EC-06 (Figura 3-1) utilizou um sistema de direção nas rodas dianteiras. Este capítulo mostrará, qual o sistema foi utilizado, como também, os componentes comprados e os fabricados. Por fim, será feita uma breve demonstração dos cálculos de forças e momento.

Figura 3-1. Protótipo EC-06.



Fonte: Autor, 2019.

Como o NUTENGE/UEMA oferece alguns equipamentos mecânicos, não foi necessário a contratação de terceiros para usinagem de algumas peças. Além disso, a Equipe Coyote dispõe também de outros equipamentos menores. Na oficina foi usados o torno mecânico, a furadeira de coluna, a policorte, a prensa manual, a serra fita e área de soldagem. Já os equipamentos como furadeira e esmerilhadeira a equipe dispõe.

3.1 SISTEMA DE DIREÇÃO ADOTADO

Dos sistemas de direção estudados, todos poderiam se enquadrar perfeitamente ao protótipo. Porém, foi escolhido o mais adequado ao projeto de acordo com alguns critérios como: peso do sistema, facilidade na montagem/desmontagem, fabricação de peças e valor total.

Como é necessário, por regulamento (Art. 39, Chapter 1, S.E.M. 2019), que o protótipo à gasolina pesasse no máximo 140kg e o piloto no mínimo 50 kg, a Equipe Coyote estimou que o peso do protótipo mais o peso do piloto seria no máximo 100kg. Logo foi

necessário que o sistema de direção usasse os materiais mais leves e resistentes para que suportasse os esforços aplicados a ele. Além disso, foi necessário também que esse sistema projetado tivesse baixo custo final para a equipe.

O sistema de direção escolhido foi o sistema pivotado (CANTARELLI, 2016), baseado nos veículos Kart (Figura 3-2), pois esse sistema é de simples fabricação dos componentes, os quais foram usinados no NUTENGE-UEMA, de simples manutenção e reposição de possíveis peças avariadas.

Figura 3-2. Estrutura real de um sistema de direção pivotado.

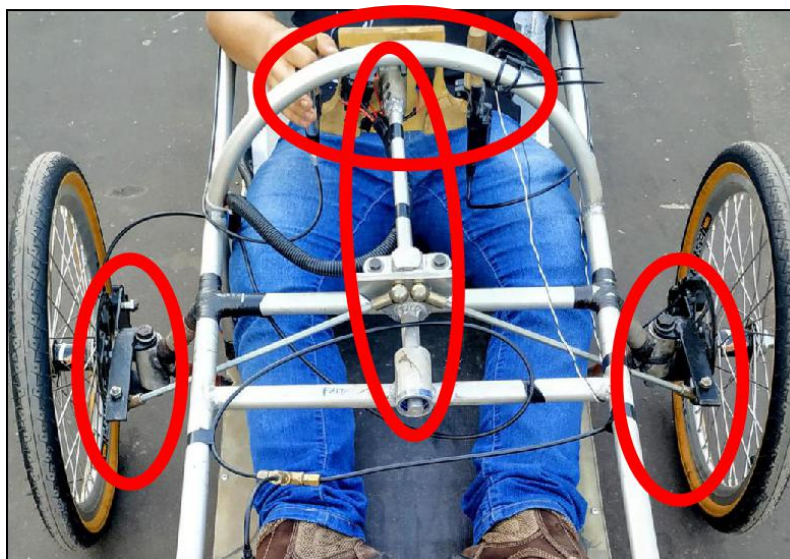


Fonte: Site FlatOut, 2015.

3.2 COMPONENTES DO SISTEMA DE DIREÇÃO

Os componentes do sistema de direção foram fabricados em dois tipos de materiais: o alumínio e o aço 1045, minimizando a contratação de terceiros para usinagem das peças, pois todas as peças do sistema foram usinadas e soldadas pelos componentes do setor de direção e segurança da Equipe Coyote. Os componentes montados é mostrado na Figura 3-3 a seguir.

Figura 3-3. Componentes do sistema de direção.



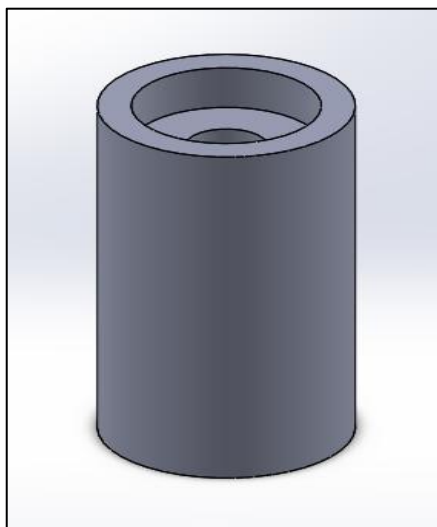
Fonte: Autor, 2019.

3.2.1 MANCAL DE SUPORTE PARA O PINO MESTRE

O mancal de rolamento para suporte do pino mestre é o componente fixo que une o “garfo” ao chassi ao componentes móveis do sistema de direção, permitindo a realização de esterçamentos.

A geometria desse componente é cilíndrica, obtida de um tarugo de alumínio 6063-T6 de 38mm de diâmetro, que a equipe já dispunha em estoque. Esse tarugo foi cortado em duas partes iguais de 65mm. Foi torneado duas cavidades de 28mm para ser prensado dois rolamentos de esfera de diâmetro interno de 12mm, um em cada extremidade do mancal. Além disso, foi feito um furo passante de 13mm para parafusação da manga de eixo, conforme a Figura 3-4 mostra a seguir.

Figura 3-4. Mancal de suporte ao Pino Mestre no SolidWorks.



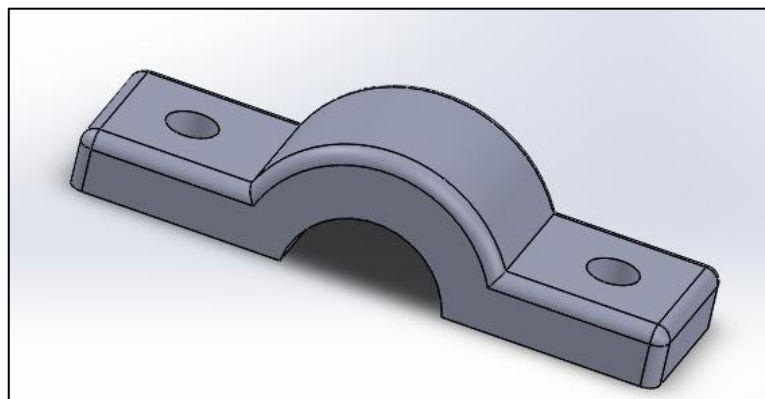
Fonte: Autor, 2019.

O mancal foi desenhado no software SolidWorks para conectar dois tubos originários de locais diferentes do chassi. Para confecção dessa peça foi comprado um tarugo de alumínio com diâmetro exato ao do projeto, após isso foi levado ao torno para adquirir as medidas corretas de furo passante e encaixe dos rolamento nas duas extremidades. O conexão entre o mancal e os dois tubos de alumínio foi através de solda para que a fixação seja resistente, pois esse conjunto recebe muitos esforços, porém não é a área de interesse desse trabalho.

3.2.2 MANCAL DE SUPORTE PARA A COLUNA DE DIREÇÃO

O mancal de rolamento para suporte da coluna de direção é uma peça fixa que serve de suporte a coluna de direção, estabilizando esta, para que não sejam repassados ao piloto vibrações nem movimentos laterais e horizontais. Estas peças são soldadas em dois tubos do chassi, fazendo com que o único movimento da coluna de direção seja rotações em seu próprio eixo e, cumprindo assim um dos regulamentos, no qual obriga que o sistema de direção tenha dois apoios fixos (Art. 57º, G.P.P.E.S).

Figura 3-5. Mancal de suporte a coluna de direção no SolidWorks.



Fonte: Autor, 2019.

A geometria do mancal mais próximo extremidade final da coluna de direção é a mesma do mancal de suporte ao pino mestre, pois com esse desenho a coluna fica mais firme, não havendo vibrações. Já a que fica mais próxima ao volante tem a geometria diferente, dividida em duas partes para uma melhor retirada da coluna ocasionalmente, apresentado na Figura 3-5. As duas partes foram desenhadas no SolidWorks e fabricadas nas medidas corretas. As medidas do mancal foi de 63,5mm de comprimento por 28mm de largura e uma espessura 10mm, o raio interno foi de 28mm e, os furos para fixação das duas partes foi de 8mm cada.

3.2.3 BRAÇOS DE DIREÇÃO

Esse componente é responsável pela transmissão do movimento efetuado pelo piloto no volante, para movimentação das mangas de eixo e conseqüentemente para as rodas. De acordo com o Art. 58º do G.P.P. de Energia Sustentável, a utilização de terminais de rótula, juntas esféricas e pivôs são recomendadas para esse componente do sistema. Pois esses tipos de peças são bem ajustadas, evitando folgas e deformações.

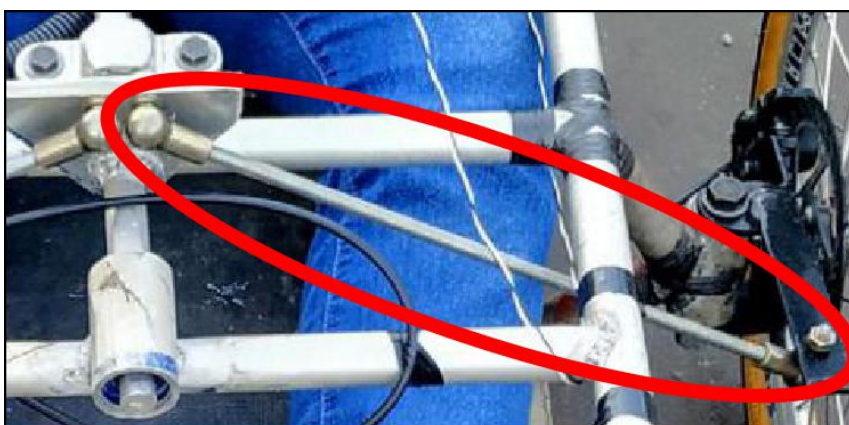
Figura 3-6. Terminal esférico utilizado.



Fonte: Site Soluções Industriais

Para concepção desse componente, foi adquirida uma barra roscada de 8mm rosca métrica e, quatro terminais esféricos de 8mm rosca métrica mostrados na Figura 3-6. Com o chassi já todo soldado, foi feita a montagem, onde a barra roscada foi dividida em duas e em cada extremidade colocou-se um terminal esférico, como mostra a Figura 3-7. Um dos terminais foi fixado, por parafuso próprio, na coluna de direção e o outro na manga de eixo, sendo que foram feitas nas duas composições, uma para esquerda outra para a direita. As barras foram roscadas para possíveis ajustes dos ângulos de esterçamento desejado.

Figura 3-7. Braço de direção montado.



Fonte: Autor, 2019.

3.2.4 RODAS, PNEUS E VOLANTE

Para a escolha dos aros dos pneus o regulamento da Competição deixou as equipes livres, porém as rodas devem satisfazer os limites de segurança, assim como os esforços nos pneus. De acordo com essas exigências, foi escolhido o aro de bicicletas BMX, pois esses

tipos de bicicletas, diferentemente das convencionais, são mais leves e resistentes para a absorção de impactos devidos as manobras feitas. O aro 20”, da Figura 3-7, foi o ideal para manter a proporção de altura do veículo em relação ao solo. A tabela a seguir é mostrado as especificações do aro usado.

De acordo com as especificações do aro, foram comprados cubos com quantidades de furos iguais ao do aro, 36 furos. O material dos cubos escolhidos é o alumínio devido ao seu baixo peso e alta resistência, além do valor de venda mais acessível. Na compra desse componente não foi adquirido somente ele, no conjunto adquiri-se também os rolamentos de esferas 6000rs, eixo de 15mm roscado, as porcas e espaçadores de alumínio.

Os raios usados foram de aço inox, devido a maior resistência, menor peso e o mais importante maior durabilidade ficando assim esse conjunto de rodas para o futuro protótipo.

Tabela 3.1 - Dados do aro escolhido.

Aro 20”	
Marca/Modelo	Vzan Aero
Material	Alumínio
Furos	36
Acabamento	Lateral em CNC, paredes duplas e reforçado
Raios	36 raios de aço inox de 185 mm

Fonte: Autor, 2019.

Figura 3-8. Calha de 20" escolhida.



Fonte: Site KF Bikes.

Já em relação aos pneus, o que mais se encaixa ao protótipo são os pneus de bicicleta devido a redução de peso e ao baixo valor comercial. E, as propriedades principais que são menor arrasto aerodinâmico e o menor atrito entre pneu e pista. Como esse conjunto de rodagem foi de fácil e rápida montagem e manutenção, ficou mais adequado ao protótipo.

Das características dos pneus de bicicleta, é válido citar três: se a aderência, em relação à borda do aro, é tubular ou por gancho; se inflam por câmara, sem câmara ou se é sólido; e, a mais importante, se a banda de rodagem é lisa, com sulcos ou com cravos (Podium). Existe uma variedade de tipos de pneus para bicicletas, porém os encontrados na cidade de São Luís foram três. A Figura 3.8 mostra exemplos dos três tipos.

Figura 3-9. Bandas de rodagem de pneus de bicicleta: asfalto, off-road e híbrido.



Fonte: Site Cycle to Work by Podium 4 Sport.

Tabela 3.2 - Dados dos pneus dianteiros escolhidos.

Pneus Dianteiros	
Marca/Modelo	Kenda Slick
Tamanho	20" x 1,75"
Pressão Máxima	40 - 55 psi
Pressão utilizada	50 psi
Tecnologia	Arame
Câmara	Kenda bico de 35mm

Fonte: Autor, 2019.

Para a roda traseira, foi utilizado outro tipo de banda de pneus, o híbrido (Figura 3-10). Esse tipo de pneu é indicado tanto para terrenos asfaltados quanto para pista de terra batida. Nele há desenhos dos sulcos um pouco mais profundos que o slick, pois oferece uma maior aderência ao solo. Por ser um pouco mais largo que os dianteiros, também tem a função de ser utilizado em pistas molhadas. Como mostrado na figura abaixo, o pneu utilizado na dianteira é para bicicletas de alta velocidades. Em relação a calibragem destes, utilizou-se 50 psi uma pressão intermediária das especificações do pneu.

Figura 3-10. Pneus dianteiros escolhidos.



Fonte: Site Loyal Bike.

Como a pista das competições anteriores foram outdoor (ao ar livre), foi necessária uma preocupação com aderência na roda traseira, porque é nessa roda que há a tração do protótipo. Em relação a aderência ao solo, a característica de pneus que é responsável por isso é a calibragem. E, devido ao peso do motor afetar muito a parte traseira do protótipo, colocou-se aproximadamente 62 psi no pneu traseiro, para manter as proporções de aderência para esse tipo de bandagem de pneus.

Tabela 3.3 - Dados do pneu traseiro escolhido.

Pneu Traseiro	
Marca/Modelo	Kenda
Tamanho	20" x 1,95"
Pressão	45 - 65 psi
Pressão utilizada	60 psi
Tecnologia	Arame
Câmara	Kenda bico de 35mm

Fonte: Autor, 2019.

Figura 3-11. Pneu traseiro escolhido.



Fonte: Site Global Bicicletas.

De acordo com o site Núcleo Bike, a calibragem correta dos pneus precisa seguir alguns fatores. Como por exemplo, o tipo de solo, peso total da bicicleta, indicação do pneu e condições atmosféricas.

Para esse protótipo, foi levado em consideração o tipo de solo e peso total. A organização da competição garantiu que a pista seria totalmente asfaltada sem irregularidades. Com essa informação e com as especificações dos pneus, foi colocado, com auxílio de um compressor de ar de 12v, 50 psi nos pneus dianteiros e 60 psi no pneu traseiro. Foram feitos testes para verificação de um possível achatamento dos pneus, porque pneus murchos tem maior aderência ao solo (Burke, 2003).

Por último, foi desenhado um volante no software SolidWorks. Onde, dos mais variados materiais leves que tinha-se a disposição, sem a necessidade de compra, foi escolhido a folha de compensado como matéria-prima. Sendo fabricado no NUTENGE-UEMA, utilizando de máquinas de corte e furação. Na folha de compensado de 200x150 mm foram cortados dois suportes para fixação da manete do freio traseiro e do acelerador. No centro do volante foram feitos quatro furos para parafusação da coluna de direção. Também foram feitas três cavidades, uma para partida elétrica do motor, outra para a chave liga/desliga e, uma para a botoeira da buzina, como mostra a Figura 3-12.

Figura 3-12. Volante fabricado.



Fonte: Autor, 2019.

3.2.5 MANGA DE EIXO

Esse componente é o que mais sofre esforços no sistema de direção, pois é ele quem faz a conexão das rodas ao chassi e, os braços auxiliares à coluna de direção fazendo com que haja esterçamento nas rodas. Para fabricação dessa peça foi decidido, como na maioria, um material mais barato e que se possível, pudéssemos adquiri-lo na própria Universidade.

O material escolhido foi a chapa de aço 1045, pois é um material bastante usado na área de mecânica e tem por características principais as boas propriedades mecânicas, é de fácil usinabilidade e tem uma elevada resistência e dureza.

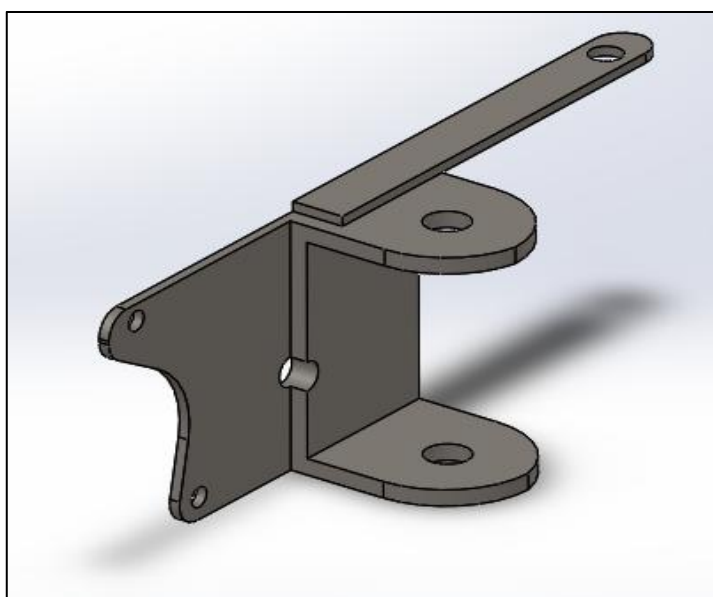
Antes da seleção do material, foi escolhida a geometria desse componente, pois foi necessário a fixação das pinças de freio à manga. Com o auxílio do software SolidWorks as mangas foram dimensionadas e simuladas para análises de esforços.

Foram desenhadas duas mangas no SolidWork, uma para cada roda na dianteira do veículo, de forma espelhada. A geometria que foi mais observada, em vista lateral, foi aquela que se assemelha a letra “C” porém com cantos em 90°, onde nas chapas de cima e de baixo foi feito um furo passante de 12mm para que o parafuso pino-mestre fosse fixo ao seu mancal. Em uma vista frontal, de um lado foi pensado em um suporte para a pinça de freio à disco onde existe dois furos de 6mm para fixação e, no outro uma chapa mais fina e comprida de mesma espessura do “C”, com um furo de 8mm para fixação do parafuso das juntas esféricas,

assim interligando a manga de eixo aos braços de direção e conseqüentemente à coluna de direção.

Na mesma vista frontal, conforme a Figura 3-13, na chapa que fica de frente para essa vista foi feito um furo de 35mm de distância em relação à base. Este furo serve para fixação do eixo da roda de bicicleta na manga de eixo e tem um diâmetro de 9mm.

Figura 3-13. Projeto da manga de eixo no SolidWorks.

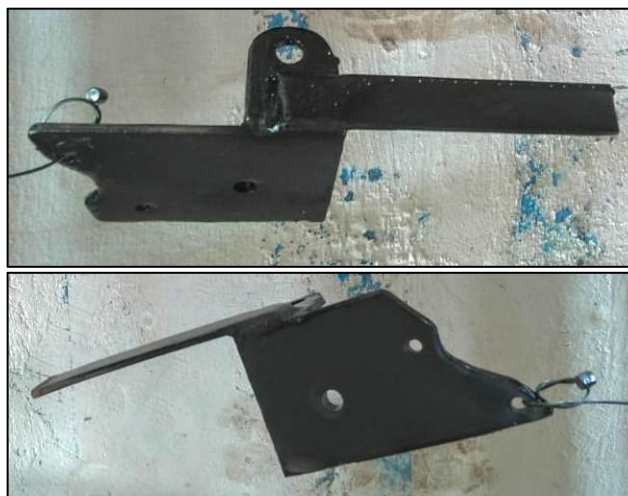


Fonte: Autor, 2019.

Para confecção deste componente foram usadas chapas de aço 1045: duas chapas quadradas de 45x45x5mm (altura, comprimento e espessura), uma chapa maior de 118x76x5mm, uma chapa de 45x66x5mm e, uma ultima chapa de 12x120x5mm. Sendo que essas chapas foram usadas para fabricação de uma manga de eixo. Após isso, foram soldadas de acordo com o projeto na própria Universidade e, logo depois furadas.

Para otimização de peso da manga, foram eliminados alguns dos cantos pontiagudos, que de acordo com o projetado foram na maioria com raio de 10 e 8mm. O peso total da manga de eixo foi de 350 gramas. Além disso, em relação à estética foi lixado e utilizado um esmalte antioxidante (Figura 3-14).

Figura 3-14. Manga de eixo fabricada (esquerda e direita respectivamente).

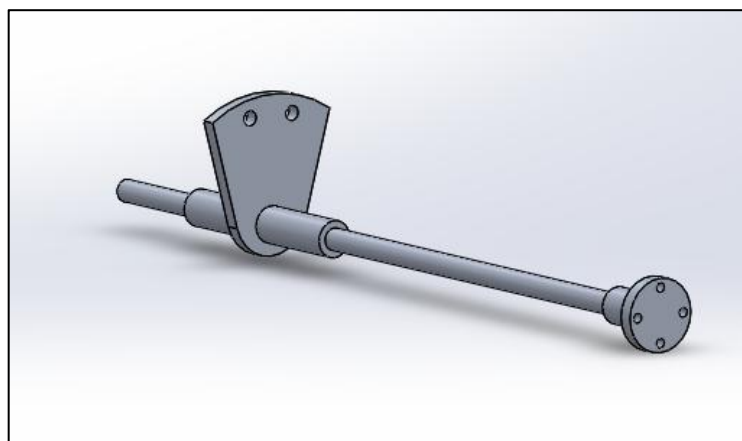


Fonte: Autor, 2019.

3.2.6 COLUNA DE DIREÇÃO

A coluna de direção foi o componente do sistema responsável pela interligação do volante e os braços de direção e, assim, fazendo com que o piloto consiga esterçar as rodas. Para a coluna direção foi escolhido e comprado um tarugo de alumínio 6063-T6, de 20mm de diâmetro e 600mm de comprimento. Esse tarugo foi usinado em torno mecânico no NUTENGE/UEMA, para poder se chegar em algumas partes a 12mm de diâmetro, afim de que fosse inserido rolamentos de esferas 6201-2RS. Em uma das extremidades do tarugo foi soldada uma peça do tipo flange, também de material alumínio. Na flange existem 4 furos de 8mm para fixação, através de parafusos e porcas de 8mm, do volante.

Figura 3-15. Projeto da coluna de direção no SolidWorks.



Fonte: Autor, 2019.

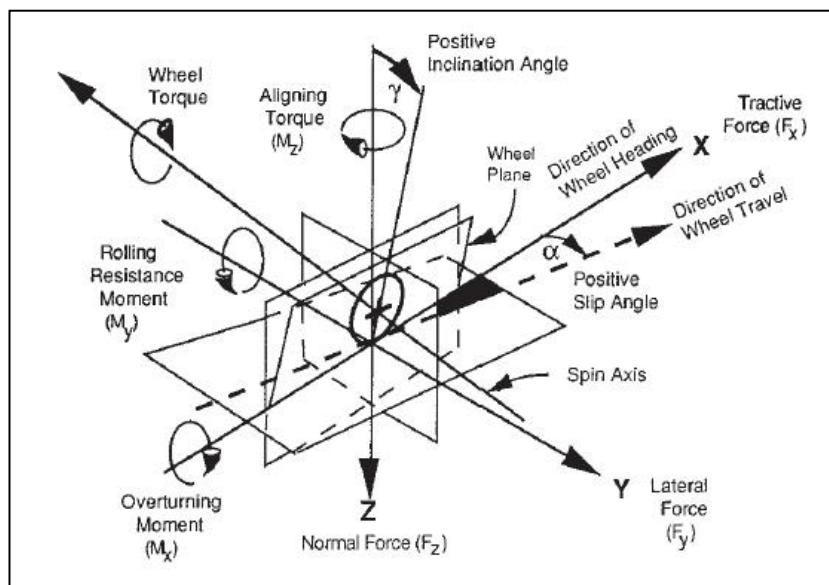
Na Figura 3-15, mostra também que foi soldada uma chapa de alumínio de geometria trapezoidal de 70mm de comprimento por 37mm na base maior e 27mm na base menor. Nas proximidades da base maior foram feitos dois furos de 8mm, para parafusação das juntas esféricas, afim de ligar-se a manga de eixo. A chapa de alumínio tem uma espessura de 5mm adquirido na própria universidade.

3.3 FORÇAS E MOMENTOS NO SISTEMA DE DIREÇÃO

As análises de forças foram feitas quando ocorreu o contato do pneu com o solo, sendo que as análises foram analisadas separadamente para cada roda. Baseado em Gillespie (1992) e nas normas da Society of Automobile Engineers - SAE as reações que foram estudadas são as seguintes:

- ✓ Força Normal (Normal Force);
- ✓ Força de Tração (Tractive Force);
- ✓ Força Lateral (Lateral force);
- ✓ Torque de Alinhamento (Aligning Torque);
- ✓ Momento de Resistência ao rolamento (Rolling Resistance Moment);
- ✓ Momento de Sobrecarga (Overturning Moment).

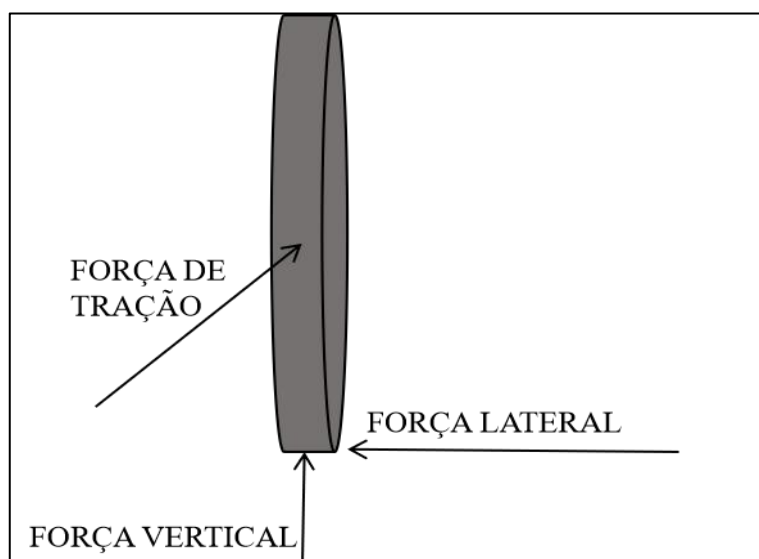
Figura 3-16. Esquema de eixos de forças e momentos.



Fonte: Gillespie, 1992.

As forças que são transmitidas na barra de direção são nada mais que o somatório de momentos nas rodas dianteiras. De acordo com Hathaway (2000), o esquema mostrado na Figura 3-16 é a base para análise de esforços nos componentes do sistema de direção (pneus, rodas, barras e coluna de direção).

Figura 3-17. Esforços no conjunto do sistema de direção.

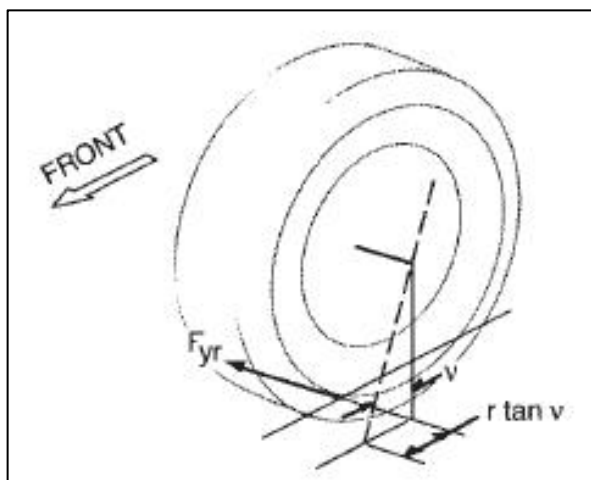


Fonte: Autor, 2019.

3.3.1 FORÇA LATERAL

A força lateral, em relação ao solo, teve ação no centro da banda de rodagem do pneu (Fernandes, 2005) devido a distância entre o centro de rotação a o centro do pneu causado pelo ângulo de Caster.

Figura 3-18. Momento produzido por força lateral.



Fonte: Gillespie, 1992.

As equações abaixo descrevem força e momento produzidos.

$$F_y = W \left((l.g) + \frac{a.h}{g.L} \right) \quad (3.1)$$

$$M_L = (F_{yl} + F_{yr}) . r . \tan v \quad (3.2)$$

onde,

W = peso total do veículo;

l = distância do centro de gravidade ao eixo traseiro;

g = aceleração da gravidade;

a = aceleração do veículo no sentido da força;

h = altura do centro de gravidade

L = distância entre eixos

ML = momento lateral

F_{yl} e F_{yr} = forças laterais nas rodas esquerda e direita;

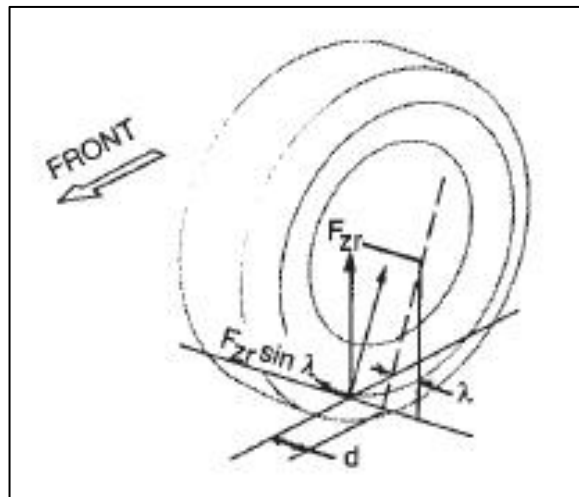
r = raio do pneu;

ν = ângulo de Caster.

3.3.2 FORÇA VERTICAL

As forças verticais que foi submetido no sistema de direção são resumidas em momentos gerados por conta das angulações realizadas em Caster e no Pino Mestre.

Figura 3-19. Momento produzido por força vertical.



Fonte: Gillespie, 1992.

Considerando que a força vertical se dá do solo para cima, as equações usadas e descritas abaixo mostram uma aproximação dos momentos verticais para pequenos ângulos de esterçamento e força vertical.

$$F_z = \frac{3}{2}W \left((l.g) + \frac{a.h}{g} L \right) \quad (3.3)$$

$$M_v = -(F_{zl} + F_{zr}).d.\text{sen}\lambda.\text{sen}\delta + (F_{zl} - F_{zr}).d.\text{sen}\nu.\text{cos}\delta \quad (3.4)$$

onde,

W = peso total do veículo;

l = distância do centro de gravidade ao eixo traseiro;

g = aceleração da gravidade;

a = aceleração do veículo no sentido da força;

h = altura do centro de gravidade;

L = distância entre eixos;

M_v = momento vertical;

F_{z1} e F_{zr} = forças verticais nas rodas esquerda e direita;

d = distância entre o eixo de esterçamento e o centro do pneu no plano do solo;

λ = ângulo do pino mestre;

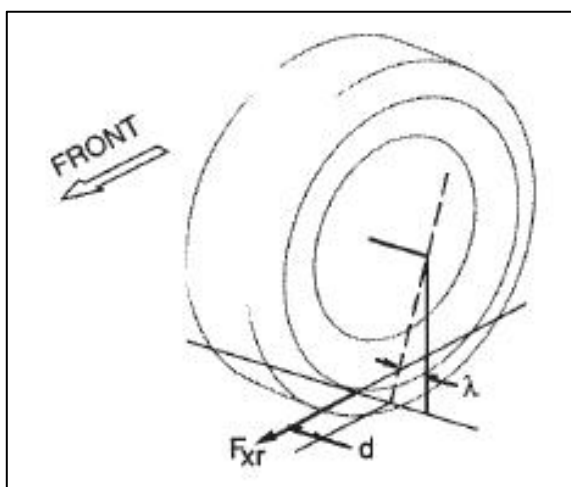
δ = ângulo de esterçamento;

ν = ângulo de Caster.

3.3.3 FORÇA DE TRAÇÃO

A força de tração depende da distância entre o ponto de contato do pneu e outro ponto mais a frente e, isso também é dependente da angulação do Pino Mestre.

Figura 3-20. Momento produzido pela força de tração.



Fonte: Gillespie, 1992.

Esta fórmula matemática de força usada prevê que os momentos gerados pela roda direita e pela esquerda são opostos e se balanceiam. Porém, variações como um pneu estourado ou freios empenados podem gerar desbalanceamento destas forças.

$$F_x = \mu \left(\left(W \left(\frac{l}{L} \right) \right) + \left(W \left(\frac{a}{g} \right) \right) \frac{h}{L} \right) \quad (3.5)$$

$$M_T = (F_{xl} - F_{xr}) \cdot d \quad (3.6)$$

onde,

μ = coeficiente de atrito;

W = peso total do veículo;

l = distância do centro de gravidade ao eixo traseiro;

L = distância entre eixos;

a = aceleração do veículo no sentido da força;

g = aceleração da gravidade;

h = altura do centro de gravidade;

MT = momento de tração;

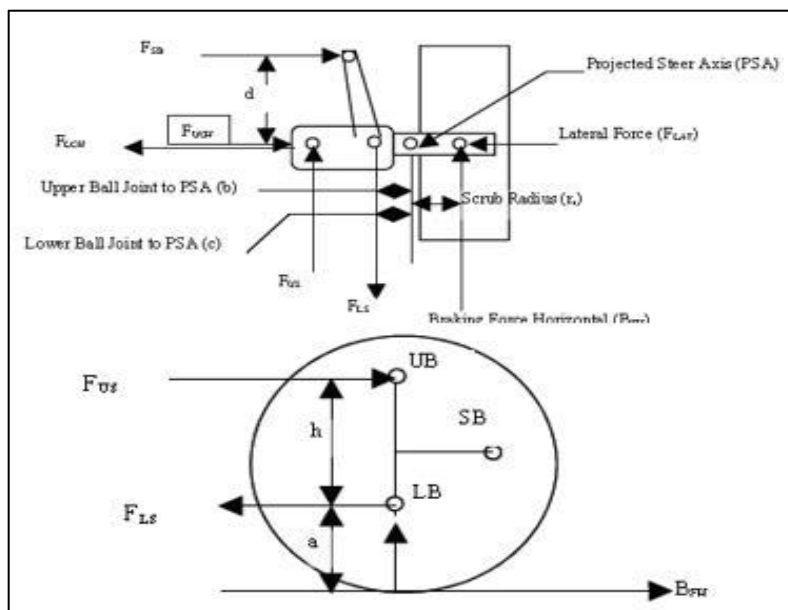
F_{xl} e F_{xr} = forças de tração nas rodas esquerda e direita;

d = distância entre o eixo de esterçamento e o centro do pneu no plano do solo.

3.3.4 ESFORÇOS NA MANGA DE EIXO (LINK DE DIREÇÃO)

O link de direção é a peça na qual foi transmitido o movimento angular que tem origem na coluna de direção para as mangas de eixo, essas giram em torno do eixo do pino mestre realizando angulações predeterminadas nos cálculos de Ackerman. Hathaway (2000) estabelece parâmetros para calcular os esforços no link de direção, mostrado na Figura 3-20.

Figura 3-21. Esquema de Esforços no link de direção.



Fonte: Hathaway, 2000.

A equação matemática abaixo, fornece a força em que o link de direção sofre diretamente.

$$F_{SB} = \frac{F_b}{d} \left[(r_s + c) - \frac{a_s}{h_s} (b - c) \right] \quad (3.7)$$

onde,

F_b = força de frenagem realizada;

d = comprimento do link de direção;

r = distância entre o centro do pneu e o eixo do pino mestre;

c = distância entre a junção inferior da manga de eixo e o pino mestre;

a_s = distância entre a junção inferior da manga de eixo e o solo;

h_s = distância entre a junção inferior e a junção superior da manga de eixo;

b = distância entre a junção superior da manga de eixo e o pino mestre.

O momento gerado pela distância entre o furo para fixação das juntas esféricas que advém dos braços de direção e a força exercida no link de direção, é dada pela Equação 3.8.

$$M_{link} = F_b \cdot s \quad (3.8)$$

onde,

s = distância entre a conexão do braço de direção ao link de direção.

4 RESULTADOS E DISCUSSÕES

4.1 ÂNGULOS DE ACKERMAN

A teoria de Ackerman, foi o método de referência usado para se obter o raio de giros nesse sistema de direção desenvolvido. Atingiu-se o raio de giro descrito na Tabela 4-1, que foi necessário para uso nas Equações 2.1 e 2.2 , calculando os ângulos para as rodas interna e externa.

Tabela 4-1. Dados de projeto do protótipo EC-06.

DADOS DO PROJETO	VALORES [mm]
Raio de giro do regulamento	8000
Raio de giro pretendido	4000
Distância entre bitolas	655
Distância entre eixos	1350
Largura do protótipo com carenagem	1450

Fonte: Autor, 2019.

De acordo com os dados da Tabela 4-1 foram feitos os cálculos no software MatLab e no método analítico para se obter os ângulos de esterçamento. O método analítico apresentado abaixo utilizou as equações 2.1 e 2.2, mostrando os ângulos encontrados em negrito.

$$\delta_0 = \tan^{-1} \left(\frac{L}{R + t/2} \right) = \tan^{-1} \left(\frac{1350}{4000 + 655/2} \right) = \mathbf{17,325^\circ}$$

$$\delta_1 = \tan^{-1} \left(\frac{L}{R - t/2} \right) = \tan^{-1} \left(\frac{1350}{4000 - 655/2} \right) = \mathbf{20,183^\circ}$$

A rotina do MatLab encontra-se no Anexo A desse trabalho e obteve como resultado os ângulos de $17,325^\circ$ para roda externa e $20,183^\circ$ para roda interna à curva.

Como a geometria de Ackerman é difícil de ser alcançada, o projeto desse sistema de direção foi feito por aproximação desses ângulos. Chegando a uma aproximação de 17° e 20° para que não prejudicasse a resultado de um raio de giro de 4000mm. Gillespie (1992) diz que as influências dos ângulos da teoria de Ackerman são mais evidentes em manobras com baixa velocidades, por isso tentou-se chegar o mais próximo ao resultado dos cálculos. O protótipo do veículo foi testado em várias pistas, tanto na universidade quanto fora, para verificação do raio de giro pretendido, sendo que estes testes foram muito satisfatórios.

4.2 FORÇAS ATUANTES NO SISTEMA DE DIREÇÃO

Os Componentes do sistema de direção foram simulados a partir dos resultados obtidos destes esforços, das quais as principais são a coluna de direção e a manga de eixo. Duas condições iniciais foram seguidas no projeto, a primeira é que os ângulos de Câamber, Caster e inclinação do Pino Mestre foram consideradas iguais a zero. A segunda condição foi que, em quesito de segurança, o peso total do protótipo não poderia ultrapassar os 100 Kg. Dessa forma, como o peso do piloto que foi de 54 Kg, o peso do protótipo teria que ser no máximo de 50 Kg. Porém, devido as variações dos outros sistemas que compõem o protótipo (sistema de motorização, de freios e o elétrico), o peso total admitido foi de 115 Kg.

4.2.1 FORÇA LATERAL

Nas Equações 3.1 e 3.2, usadas para mensurar os esforços laterais, usou-se a rotina do MatLab que está presente no Anexo B. Os resultados são mostrados na Tabela 4-2.

Tabela 4-2. Dados e resultados (em negrito) para força lateral.

PARÂMETROS PARA FORÇA LATERAL	VARIÁVEL	RESULTADO
Peso total do protótipo	W	115 kg
Distância entre o centro de gravidade e o eixo traseiro	l	0,4985 m
Aceleração da gravidade	g	9,81 m/s ²
Aceleração considerada para o veículo	2g = a	19,62 m/s ²
Altura do centro de gravidade	h	0,2254 m
Distância entre eixos	L	1,35 m
Força Lateral	FY	787,714 N
Momento Lateral	ML	0 N.m

Fonte: Autor, 2019.

Como observado, o Momento Lateral (ML) foi igual a zero devido a angulação admitida de Caster também ser zero. Pois, de acordo com a Equação 3.2, a tangente de Caster (ν) é multiplicada pelo raio do pneu, fazendo com que todo número multiplicado por zero o resultado seja o próprio zero.

4.2.2 FORÇA VERTICAL

Nas Equações 3.3 e 3.4, usadas para mensurar os esforços verticais, o resultado foi obtido através da rotina de MatLab que encontra-se no Anexo B. Onde foi considerado para acelerações de até 3 vezes a aceleração da gravidade. Para se obter um bom resultado no projeto, Hathaway (2000) diz que é necessário essa consideração devido a possíveis impactos que o protótipo possa sofrer. Os resultados dos esforços verticais são mostrados na Tabela 4-3.

Tabela 4-3. Dados e resultados (em negrito) para força vertical.

PARÂMETROS PARA FORÇA VERTICAL	VARIÁVEL	RESULTADO
Peso total do protótipo	W	115 kg
Distância entre o centro de gravidade e o eixo traseiro	l	0,8985 m
Aceleração da gravidade	g	9,81 m/s ²
Aceleração considerada para o veículo	3g = a	27,30 m/s ²
Altura do centro de gravidade	h	0,2254 m
Distância entre eixos	L	1,35 m
Força Vertical	FZ	12098 N
Momento Vertical	MV	3,729 N.m

Fonte: Autor, 2019.

A força vertical é a força mais crítica, em relação as demais. Isso é observado a partir dos resultados obtidos através do software.

4.2.3 FORÇA DE TRAÇÃO

Como o protótipo é um veículo de tração traseira, a força de tração se dá a partir dos esforços de frenagem. Esses esforços são um torque resistivo para que o veículo possa vir a frear. Os resultados das equações usadas para os parâmetros de Força de Tração podem ser observados na tabela 4-4 a seguir:

Tabela 4-4. Dados e resultados (em negrito) para força de tração.

PARÂMETROS PARA FORÇA DE TRAÇÃO	VARIÁVEL	RESULTADO
Peso total do protótipo	W	115 kg
Distância entre o centro de gravidade e o eixo traseiro	l	0,8985 m
Aceleração da gravidade	g	9,81 m/s ²
Aceleração considerada para o veículo	2g = a	19,62 m/s ²
Altura do centro de gravidade	h	0,2254 m
Distância entre eixos	L	1,35 m
Força de Tração	FX	354,47 N
Momento de Tração	MT	5,317 N.m

Fonte: Autor, 2019.

Esses esforços foram os menores que o sistema de direção adotado pôde vir a ter. Mesmo sendo considerados pequenos, os valores de esforços encontrados, esses resultados dos cálculos foram necessários para embasamento e para calcular os esforços no link de direção da manga de eixo.

4.2.4 ESFORÇOS NO LINK DE DIREÇÃO DA MANGA DE EIXO.

Por fazer parte da manga de eixo e ser uma peça pequena, o link de direção é uma peça frágil e de grande importância para o perfeito funcionamento do sistema de direção. Devido a isso, se fez necessário os cálculos separadamente para essa peça. A peça foi tracionada e empurrada em vários momentos para que houvesse o esterçamento das rodas. A Tabela 4-5 mostra os resultados obtidos de força e momento que foram gerados a partir dos esforços citados.

Tabela 4-5. Dados e resultados (em negrito) para esforços no link de direção.

PARÂMETROS PARA ESFORÇOS NO LINK DE DIREÇÃO	VARIÁVEL	RESULTADO
Força de Tração	F_x	354,47 N
Comprimento do Link	d	
Distância entre o centro do pneu e o eixo do pino mestre	r	0,085 m
Distância entre a junção inferior da manga de eixo e o pino mestre	c	0m
Distância entre a junção inferior da manga de eixo e o solo	a	0,24122 m
Distância entre as junções da manga de eixo	h	0,066m
Distância entre a junção superior da manga de eixo e o pino mestre	b	0m

Distância entre a conexão do braço de direção e o link	s	0 N.m
Força no Link de Direção	Fsb	708,94 N
Momento no Link de Direção	MLink	3,5447 N.m

Fonte: Autor, 2019.

As dimensões foram retiradas do software SolidWorks do protótipo EC-06. As análises foram feitas no link, em situações com carga máxima para esterçamento.

4.3 SIMULAÇÃO DOS COMPONENTES DO SISTEMA DE DIREÇÃO

As simulações foram feitas em alguns componentes, aqueles que foram considerados os que mais sofrem esforços. Sendo obtidas utilizando o software SolidWorks na versão disponibilizada pela empresa à Equipe Coyote. Através do SolidWorks Simulation, um dos suplementos do programa, foi feita análise estática, para obter resultados de Tensão de von Mises, Deformação e Deslocamento. Esses resultados foram usados para obter avaliação positiva dessas peças nas fabricações e implementações no protótipo.

4.3.1 MANGA DE EIXO

Um dos primeiros critérios da simulação é a escolha do material. A escolha do material da manga se deu através da disponibilidade deste no NUTENGE/UEMA. A chapa utilizada foi a de aço 1045, devido aos fatores de mais acessibilidade e baixo custo de soldagem e corte.

Baseando-se no software, os dados de um exemplar das duas mangas estão descrito na Tabela 4-6.

Tabela 4-6. Parâmetros utilizados no projeto da manga de eixo.

DADOS DO PROJETO DA MANGA DE EIXO	
Material	Aço 1045
Peso (g)	476,8
Módulo de elasticidade (MPa)	205000
Coefficiente de Poisson	0,29
Limite de Escoamento (MPa)	530
Resistência à Tração (MPa)	625

Fonte: Autor, 2019.

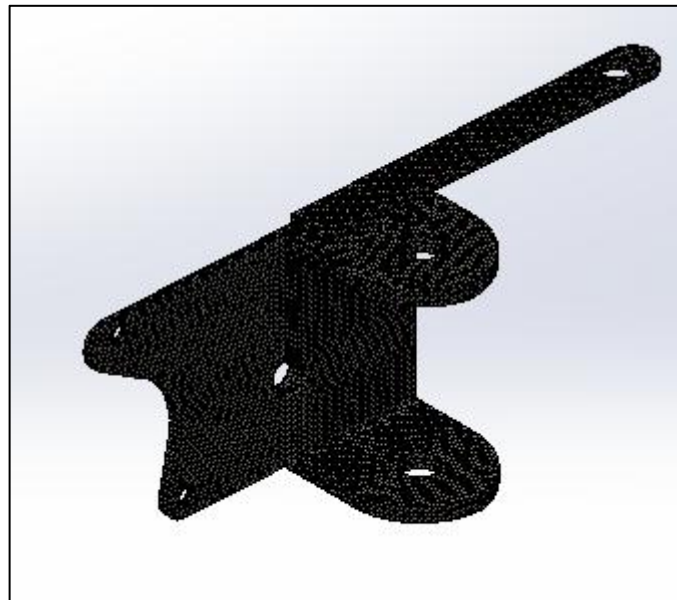
Após a escolha do material, um outro parâmetro para simulação é a criação das malhas. No software existe um controle deslizante de densidade de malha, onde foi possível escolher entre malhas mais grossa e mais finas. A densidade de malha utilizada foi a mais fina disponível de qualidade alta. A Figura 4-1 mostra a malha criada, já a Figura 4-2 mostra a qualidade da malha, o total de nós e o de elementos.

Figura 4-1. Detalhes da malha obtidos no SolidWorks.

Malha Detalhes	
Nome do estudo	Análise estática - Manga de Eixo
Tipo de malha	Malha sólida
Gerador de malhas usado	Malha padrão
Transição automática	Desativada
Incluir loops de malha automáticos	Desativada
Pontos Jacobianos	4 pontos
Tamanho do elemento	1.96607 mm
Tolerância	0.0983037 mm
Qualidade da malha	Alta
Total de nós	92030
Total de elementos	57136
Proporção máxima	6.3997
Porcentagem de elementos com Proporção < 3	99.8
Porcentagem de elementos com Proporção > 10	0
% de elementos distorcidos (Jacobiana)	0
Tempo para conclusão da malha (hh:mm:ss)	00:00:30
Nome do computador	LENOVO-PC

Fonte: Autor, 2019.

Figura 4-2. Criação da malha da manga de eixo no software.

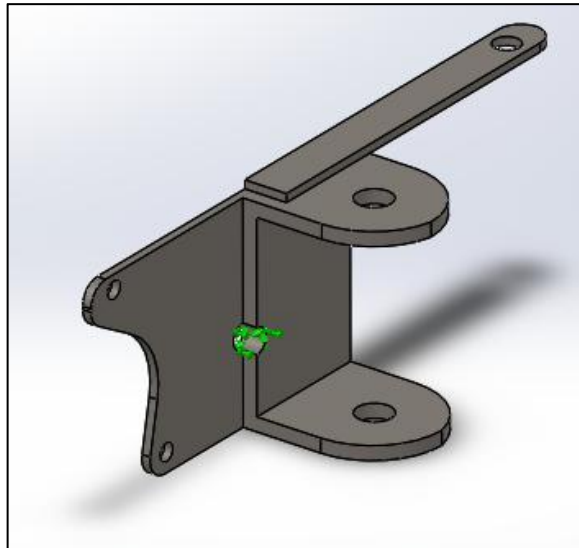


Fonte: Autor, 2019.

Foi dividido o peso total do protótipo por 3, mesmo sabendo que o valor real não é esse, mas considerou-se que o centro de gravidade do protótipo esteve mais próximo ao eixo traseiro, e nesse caso o valor de 40 Kg para as rodas dianteiras é muito aceitável, pois

ultrapassa o valor real nesses dois apoios. Outra condição de contorno para simulação, dessa peça, é a fixação do eixo da roda, como pode ser observado na Figura 4-3.

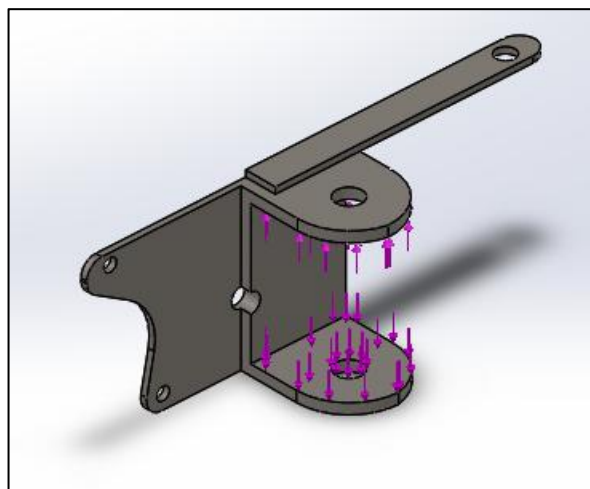
Figura 4-3. Geometria fixa da manga de eixo.



Fonte: Autor, 2019.

Os 40kg convertidos para 392,26 N, unidade aceita no software, foi adicionado como carga externa em duas partes, na parte interna da chapa superior e inferior (Figura 4-3). Essa escolha ocorreu devido a possíveis folgas na fabricação das peças, onde a manga de eixo serviu como peça de impacto, em possíveis irregularidades das pistas onde o protótipo irá transitar.

Figura 4-4. Esforços aplicados na manga de eixo.



Fonte: Autor, 2019.

As aplicações dos esforços através do software, ocorreu simulando a peça com as possíveis situações mais críticas que ela poderia sofrer. Com os resultados obtidos de deformação, deslocamento e fator de segurança, tentou-se mostrar que os esforços submetidos a esse componente, não superaram a tensão de escoamento do material escolhido.

Na Tabela 4-8 foi apresentado os resultados das análises estáticas realizadas pelo software, onde foi aplicado os esforços mais críticos.

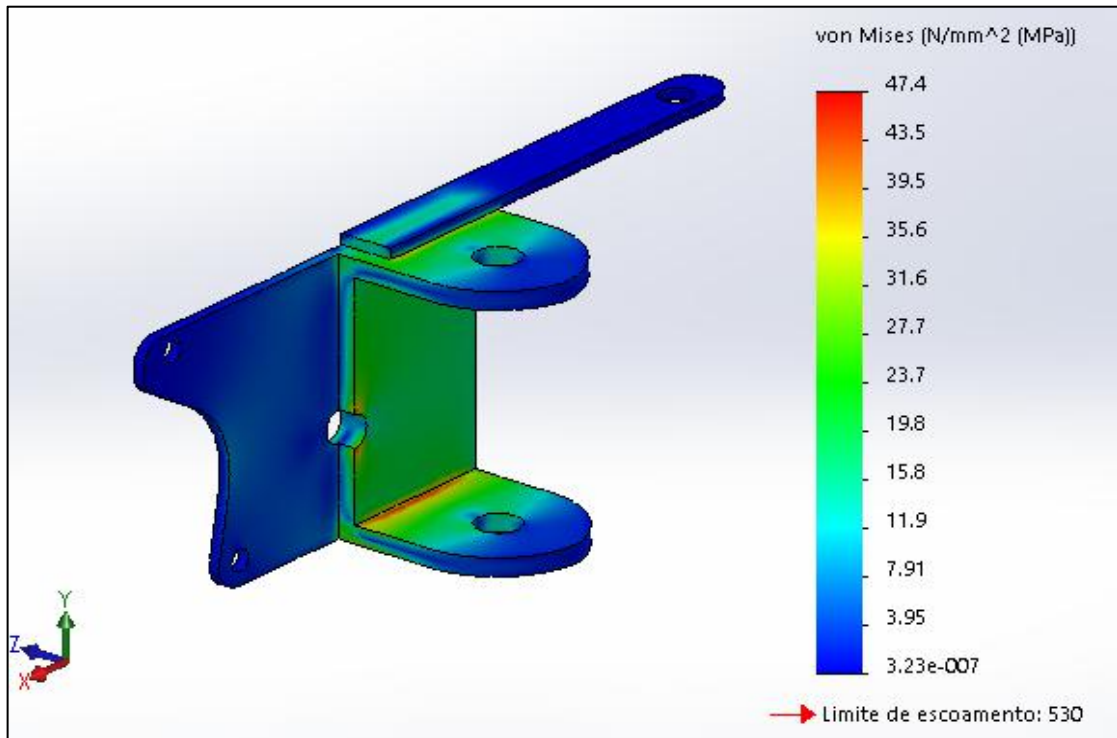
Tabela 4-7. Resultados obtidos pela simulação da manga de eixo.

RESULTADOS DA SIMULAÇÃO: MANGA DE EIXO	
Tensão Máxima de von Mises (Figura 4-5)	47,4 N/mm ² (MPa)
Deslocamento Total Máximo (Figura 4-6)	0,0968 mm
Deformação Equivalente (Figura 4-7)	0,000162 mm

Fonte: Autor, 2019.

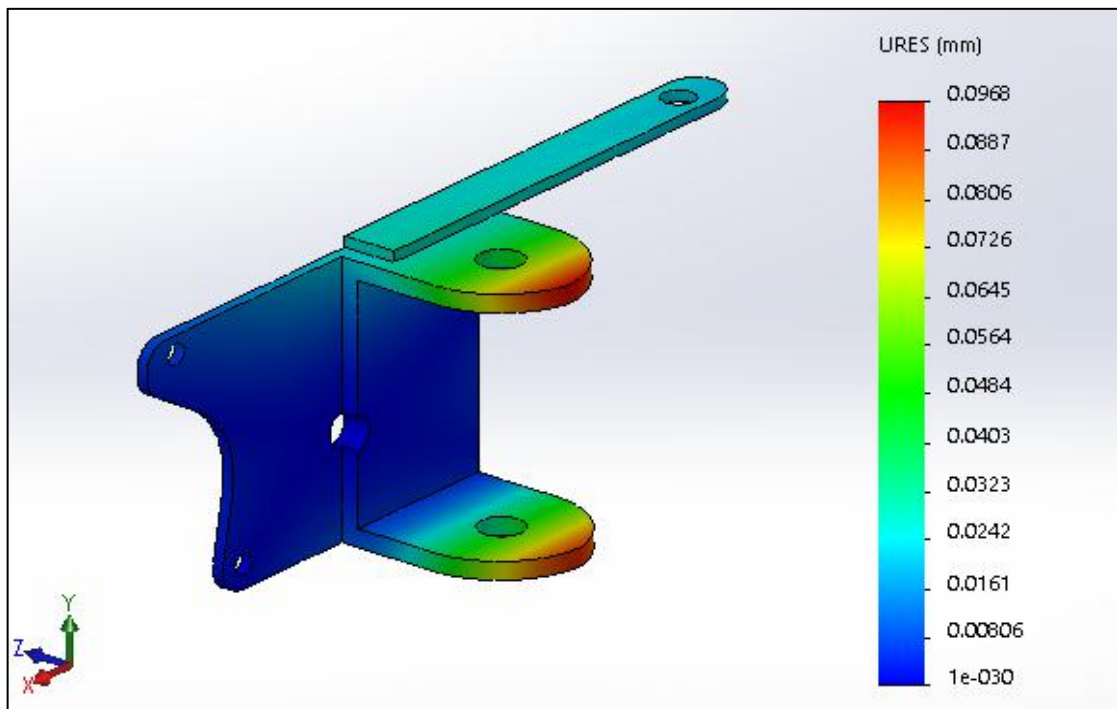
As imagens obtidas das simulações (Figuras 4-5, 4-6 e 4-7), mostram os resultados apresentados na Tabela 4-8. Nesse componente, os esforço não foram tão altos como feito nas condições de contorno. Pois para ser fixado no mancal de suporte ao pino mestre, o material foi parafusado através do próprio pino mestre. Na Figura 4-8 é mostrada a simulação feita para fator de segurança da manga de eixo, no qual os resultados encontrados foram aceitáveis, com valor aproximado a 11.

Figura 4-5. Manga de eixo: Tensão de von Mises.



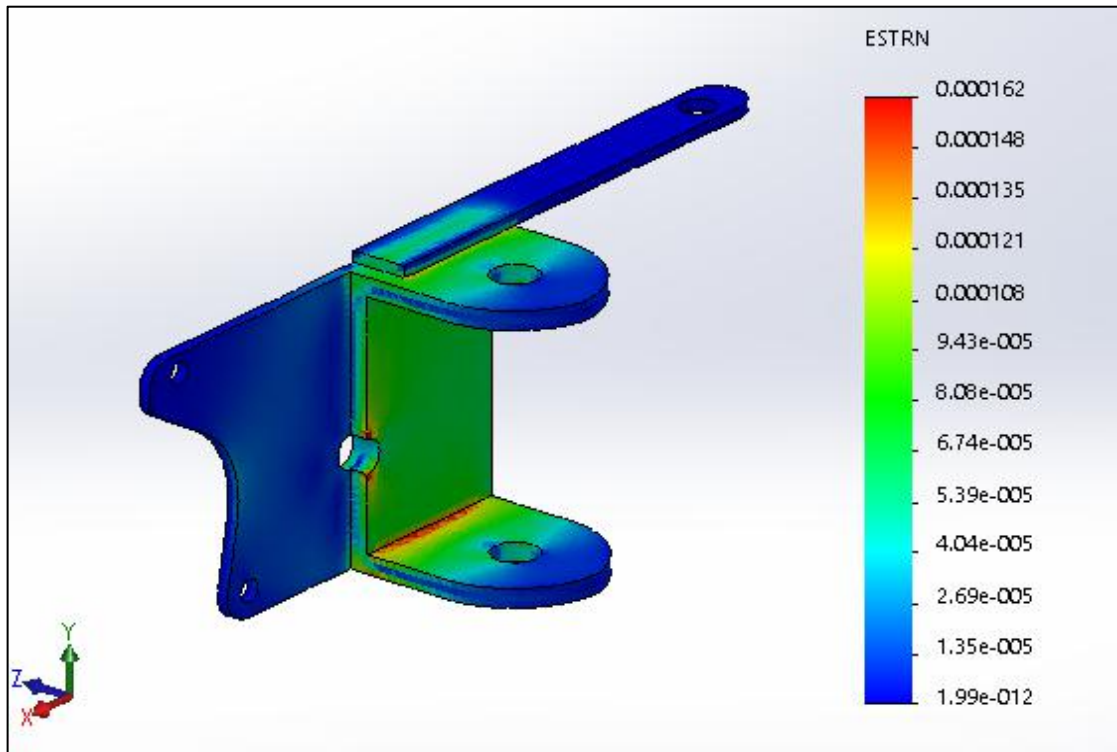
Fonte: Autor, 2019.

Figura 4-6. Manga de eixo: Deslocamento Máximo.



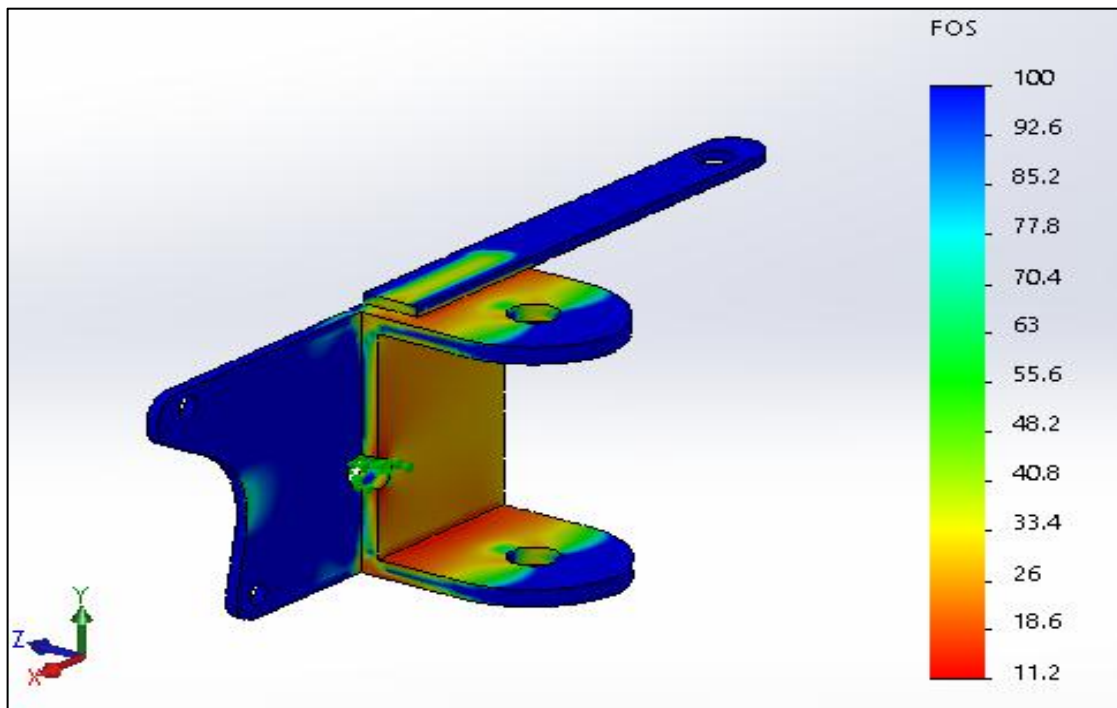
Fonte: Autor, 2019.

Figura 4-7. Manga de eixo: Deformação Equivalente.



Fonte: Autor, 2019.

Figura 4-8. Manga de eixo: Fator de Segurança Tensão de von Mises.



Fonte: Autor, 2019.

4.3.2 COLUNA DE DIREÇÃO

A coluna de direção é uma peça onde há maior movimento angular do sistema, sendo ela que o piloto movimenta para uma perfeita condução do protótipo. Para esse projeto foi adaptado uma coluna de direção, na qual obteve-se dois apoios fixos ao chassi, a fim de que houvesse espaço para movimentação do volante, e para que as manetes de freio não estivessem em contato com o arco do chassi para proteção do piloto. Devido a isso, o tamanho da coluna de direção foi de 600mm.

Essa peça foi simulada com o material alumínio 6063-T6, onde foi adicionada uma chapa com dois furos de 8mm para fixação dos braços de direção. Foram feitos dois rebaixos no tarugo de 20mm de diâmetro, o qual chegou a 12mm, a fim de se obter o mesmo diâmetro interno dos rolamentos. Sendo pois os rolamentos as travas da coluna de direção. Posicionando-os mais próximos a extremidade inferior da coluna, juntamente com os mancais de suporte. Obedecendo a isso, nas análises feitas nessa peça, além da tensão de von Mises, deslocamento máximo e deformação equivalente, também foi feita análise de flambagem. A Tabela 4-9 expõe algumas informações sobre a coluna de direção.

Tabela 4-8. Parâmetros utilizados no projeto da coluna de direção.

DADOS DO PROJETO DA COLUNA DE DIREÇÃO	
Material	Alumínio 6063-T6
Peso (g)	342,5
Comprimento (mm)	600
Módulo de elasticidade (MPa)	69000
Coefficiente de Poisson	0,33
Limite de Escoamento (MPa)	215

Resistência à Tração (MPa)	240
----------------------------	-----

Fonte: Autor, 2019.

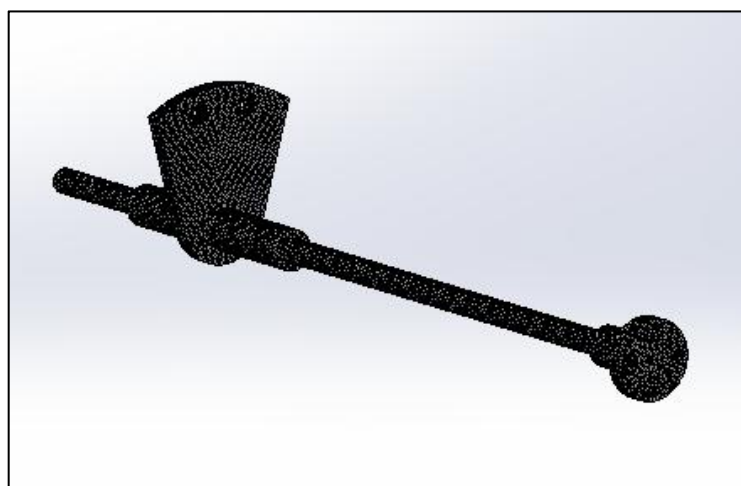
Assim como na manga de eixo, na coluna de direção também foi usada a malha mais refinada para o padrão do software, onde o número de nós foi 82688. A Figura 4-4 mostra a malha criada no programa.

Figura 4-9. Detalhes da malha obtidos no SolidWorks.

Malha Detalhes	
Nome do estudo	Análise estática - Coluna de Direção
Tipo de malha	Malha sólida
Gerador de malhas usado	Malha padrão
Transição automática	Desativada
Incluir loops de malha automáticos	Desativada
Pontos Jacobianos	4 pontos
Tamanho do elemento	2.51302 mm
Tolerância	0.125651 mm
Qualidade da malha	Alta
Total de nós	82688
Total de elementos	53051
Proporção máxima	3.9914
Porcentagem de elementos com Proporção < 3	99.9
Porcentagem de elementos com Proporção > 10	0
% de elementos distorcidos (Jacobiana)	0
Tempo para conclusão da malha (hh:mm:ss)	00:00:21
Nome do computador	LENOVO-PC

Fonte: Autor, 2019.

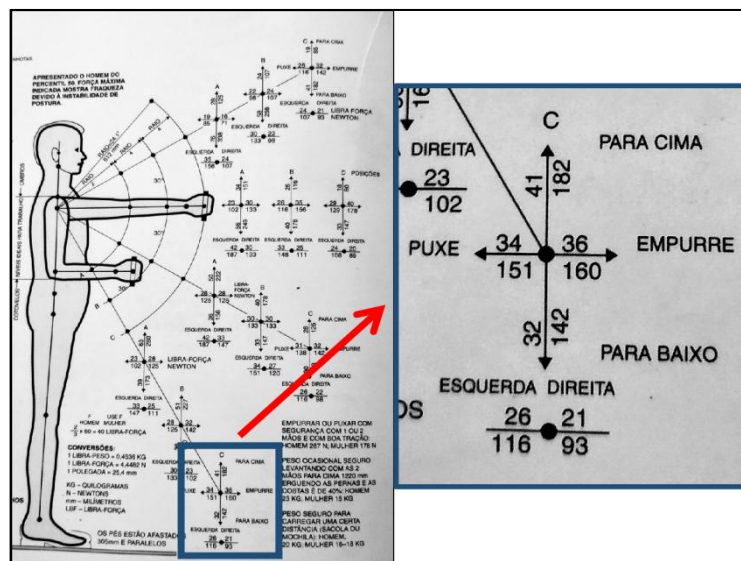
Figura 4-10. Criação da malha da coluna de direção no software.



Fonte: Autor, 2019.

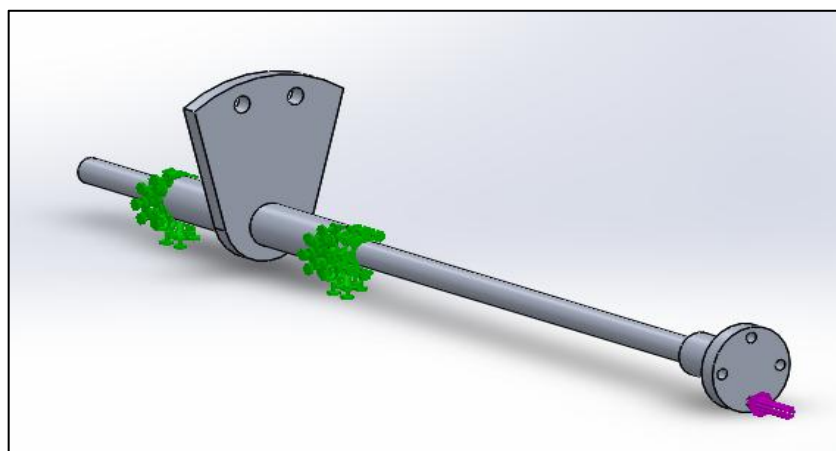
Para a condição de contorno inicial, foi escolhida a geometria fixa da peça. Os dois planos dos ressaltos foram engastados para fixar a coluna de direção (Figura 4-12). Como com o protótipo não pretende-se atingir velocidades altas, tendo que fazer uma velocidade média de 25Km, essa análise foi feita somente com esforços de empurrar e puxar a coluna de direção. Para isso Tilley (2007) mostrou quais são as forças realizadas, ao empurrar e puxar manualmente de um homem percentil 50 exposto na Figura 4-11.

Figura 4-11. Forças de manuseio para um homem percentil 50.



Fonte: Tilley, 2007.

Figura 4-12. Geometria fixa (em verde) e esforços (em roxo) na coluna de direção.



Fonte: Autor, 2019.

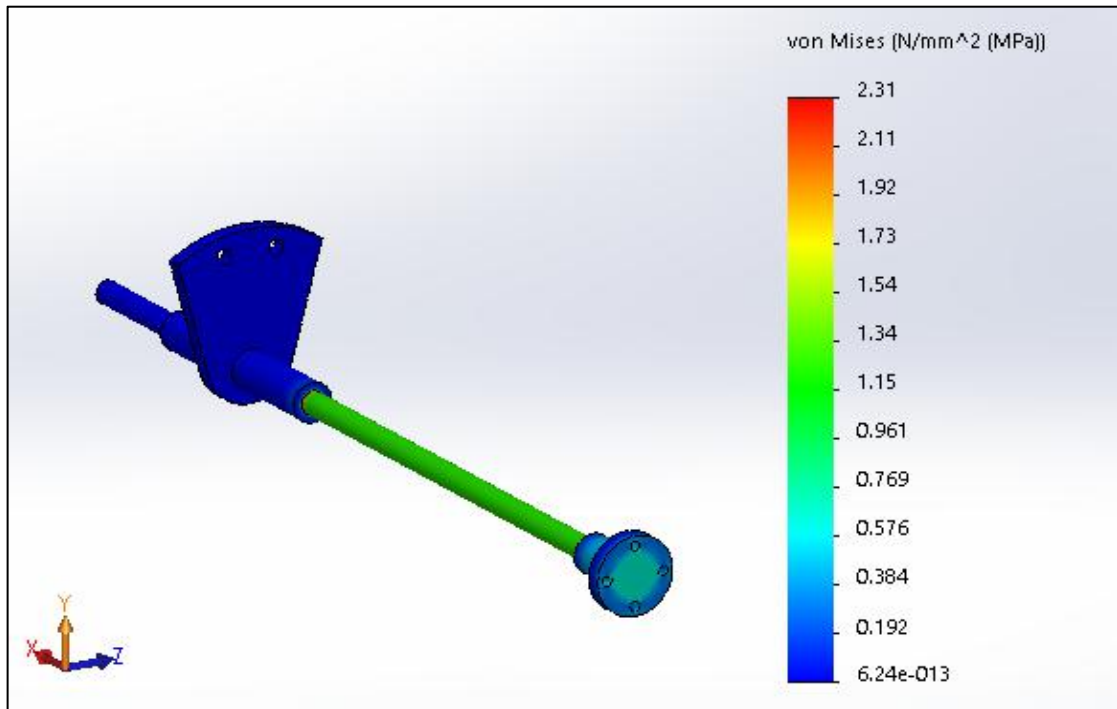
A coluna de direção deveria se manter firme sem flambar, para que o volante sempre se mantivesse reto. Para isso, a simulação usou das forças citadas acima, em situação extrema de manuseio da coluna de direção. As Figuras 4-13, 4-14, 4-15 e 4-16 mostram as simulações de tensão de von Mises, deslocamento, deformação e flambagem, sendo que os resultados são apresentados na tabela a seguir.

Tabela 4-9. Resultados obtidos pela simulação da coluna de direção.

RESULTADOS DA SIMULAÇÃO: COLUNA DE DIREÇÃO	
Tensão Máxima de von Mises (Figura 4-13)	2,31 N/mm ² (MPa)
Deslocamento Total Máximo (Figura 4-14)	0,00507 mm
Deformação Equivalente (Figura 4-15)	0,01751 mm
Flambagem (Figura 4-16)	0,0412 mm

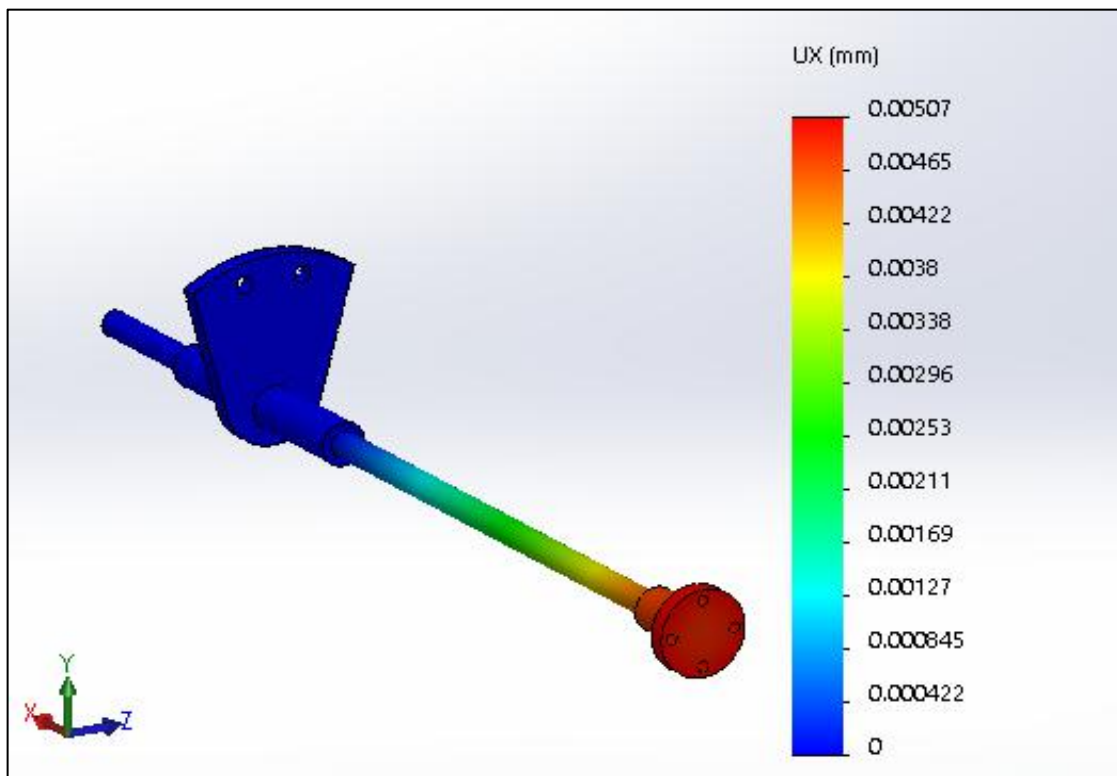
Fonte: Autor, 2019.

Figura 4-13. Coluna de direção: Tensão de von Mises.



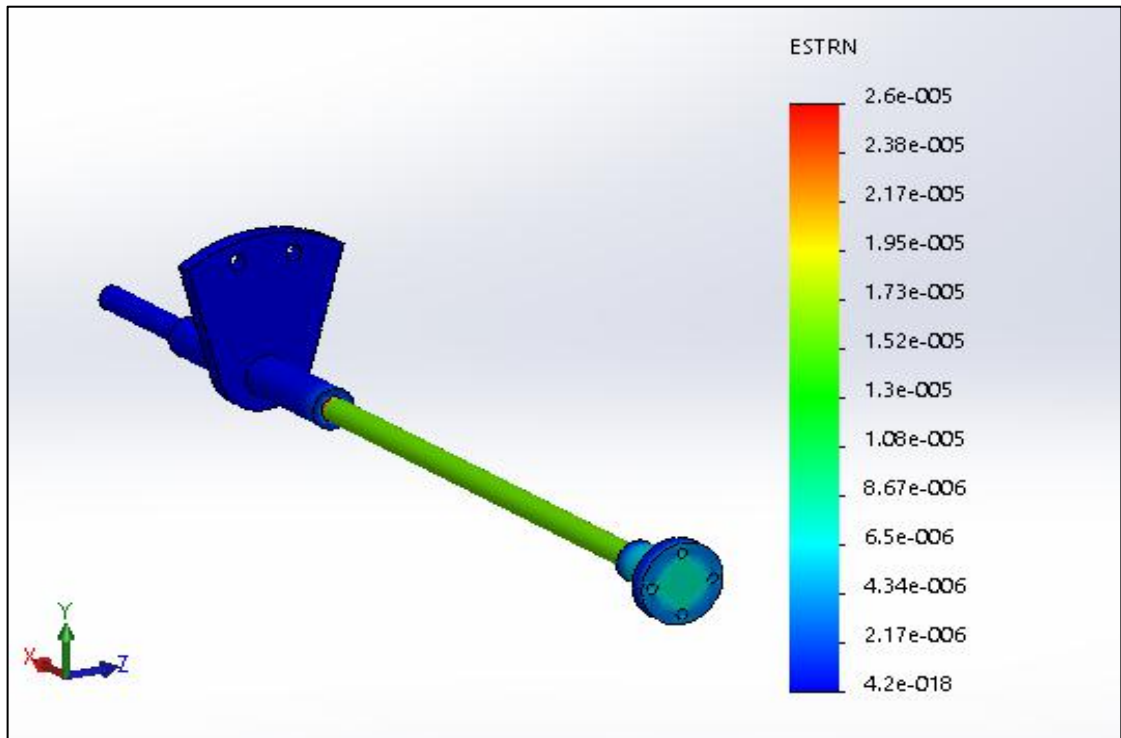
Fonte: Autor, 2019.

Figura 4-14. Coluna de direção: Deslocamento Máximo.



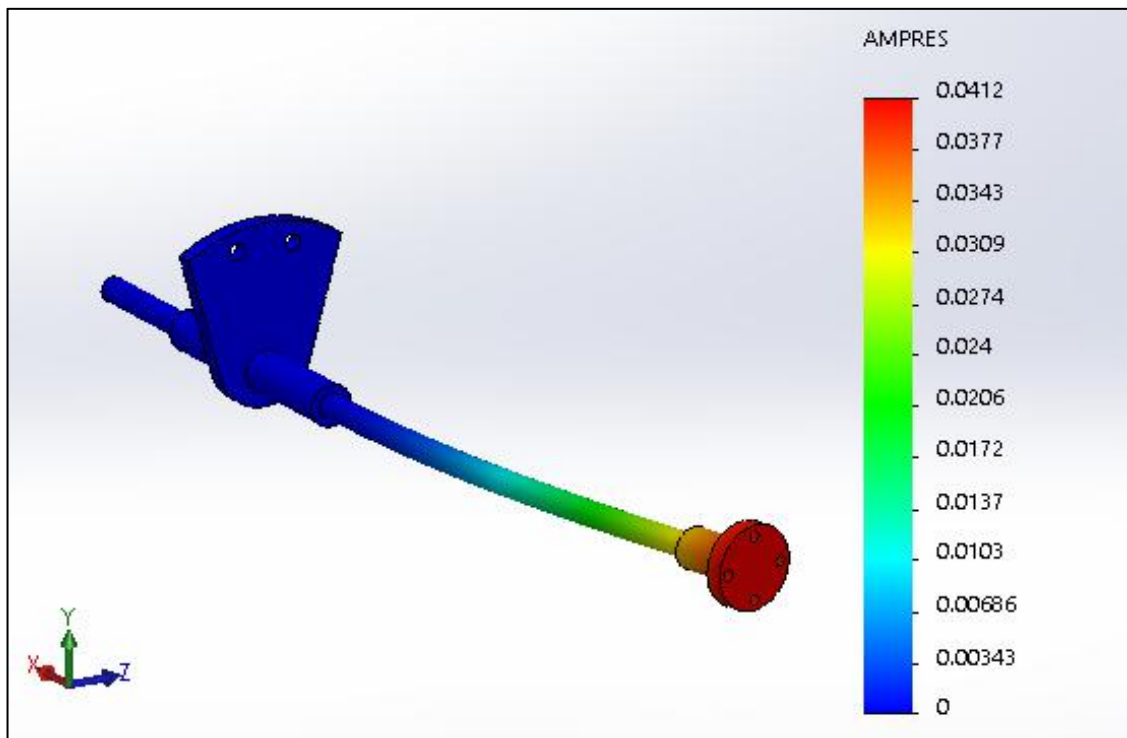
Fonte: Autor, 2019.

Figura 4-15. Coluna de direção: Deformação Equivalente.



Fonte: Autor, 2019.

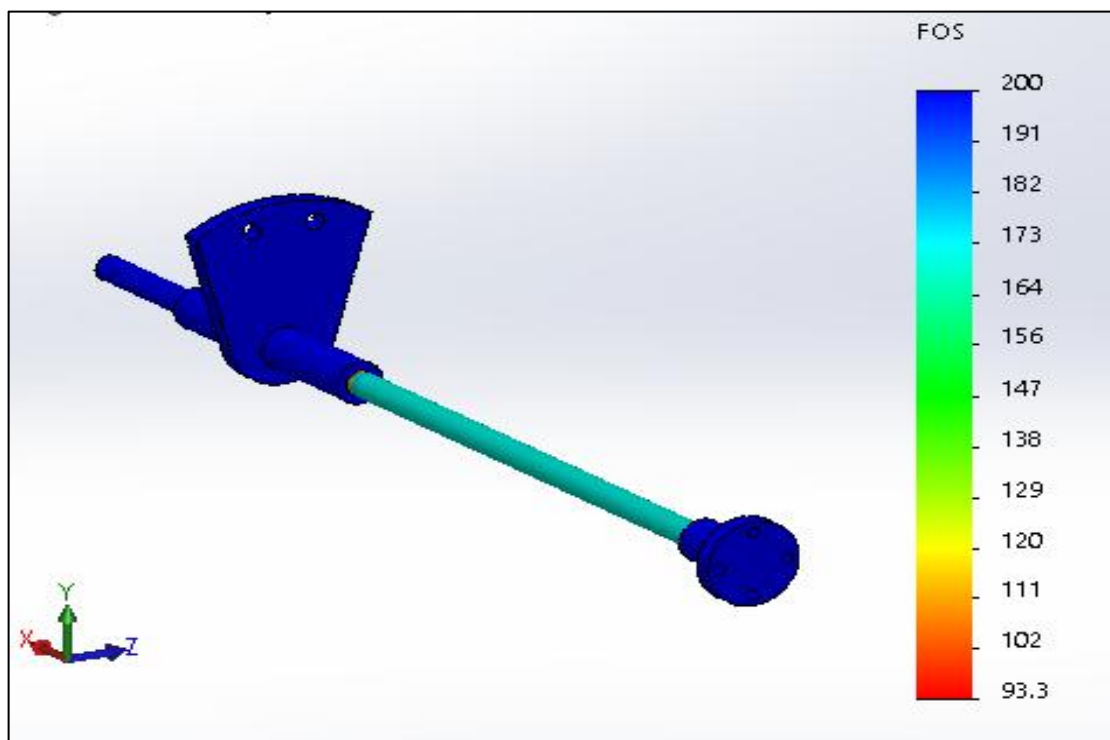
Figura 4-16. Coluna de direção: Flambagem.



Fonte: Autor, 2019.

Como os esforços exercidos foram abaixo da tensão de ruptura, a peça esteve pronta para utilização. A Figura 4-17 mostra que o fator de segurança obtido no software foi muito alto. Sendo esse resultado é aceitável, tratando-se da segurança tanto do piloto quanto das demais equipes que estarão em pista.

Figura 4-17. Coluna de direção: Fator de Segurança Tensão de von Mises.



Fonte: Autor, 2019.

4.5 CUSTO DO SISTEMA DE DIREÇÃO

O sistema de direção é o núcleo que exige de mais peças para construção em relação aos outros sistemas. Nesse trabalho não estão inclusos custos com usinagem, pois na maioria das vezes foram realizados na oficina disponível no NUTENGE/UEMA. A Tabela 4-10 apresenta as peças que foram compradas, suas descrições e seus respectivos valores.

Tabela 4-10. Custo total dos componentes comprados e fabricados.

SISTEMA DE DIREÇÃO					
Componentes	Descrição	Quantidade	Material	Valor unitário (R\$)	SUBTOTAL (R\$)
Aro	20"	3	Alumínio	30,00	90,00
Pneu Dianteiro	1,75 x 20"	2	Borracha e arame	25,00	50,00
Pneu traseiro	1,95 x 20"	1	Borracha e arame	30,00	30,00
Cubos de roda	Para freio a disco	3	Alumínio	30,00	90,00
Raios	Jogo com 36 raios	3	Aço inox	30,00	90,00
Mancal Coluna de Direção	2 peças	2	Alumínio	25,00	50,00
Rolamento de esferas	6201-2RS	6	Aço cromo	10,00	60,00
Juntas Esféricas	8mm	4	-	8,00	32,00
Barra roscada	1m x 8mm	1	-	10,00	10,00
Tarugo de Alumínio	600 x 20 mm	1	Alumínio	40,00	40,00
				TOTAL (R\$)	542,00

Fonte: Autor, 2019.

4.4 COMPETIÇÃO EM EFICIÊNCIA ENERGÉTICA

O foco da construção desse projeto de sistema de direção foi para a participação em duas competições nessa área, O Grande Prêmio Petrobras de Energia Sustentável e Shell Eco-marathon Brasil. Mas no ano atual tivemos oportunidade de participar da Shell Eco-marathon Brasil 2019.

A competição da Shell é uma oportunidade para estudantes praticarem o que é aprendido dentro da universidade, na construção de protótipos mais eficientes energeticamente. De acordo com o site da Shell Eco-Maraton (2019), o início dessa competição se deu em 1939 nos EUA, quando funcionários da empresa realizaram uma disputa para saber quem conseguiria percorrer uma maior distância com a mesma capacidade de combustível. Mas só em 1985 a competição foi oficializada. A partir daí, a competição passou a acontecer em outros continentes, como Ásia e Europa, incluindo também várias outras categorias de combustíveis.

No Brasil, há uma etapa local em que os vencedores tem oportunidade de competir com os melhores do mundo. Em 2016, a Shell Eco-marathon apareceu no Brasil na cidade de São Paulo, onde a Equipe Coyote teve oportunidade de participar. Em 2017, a competição aconteceu em um novo local, na cidade do Rio de Janeiro, onde acontece até hoje.

O evento de 2019 aconteceu no centro da cidade do Rio de Janeiro, nos Armazéns 2 e 3 do Pier Mauá. Essa edição foi a que recebeu mais equipes de outras nacionalidades, acirrando mais os desafios.

Como primeira etapa para participação desta competição, foi necessário enviar dados gerais e específicos da equipe e do protótipo. Não existem taxas de inscrição para participação na competição.

Já como segunda etapa, foi necessário ler os regulamentos. São divididos em dois capítulos, onde o Capítulo I deixa claro as exigências feitas pelo time técnico, responsável pela vitória nos dias de competição. Os dois capítulos estão disponíveis no site oficial da competição.

E, por fim, nos quatro dias de competição, as equipes tiveram a disposição um box para aperfeiçoamento dos protótipos, para finalmente fazer a checagem dos sistemas

aplicados no veículo e testar os carros em pista. Existem três categorias na competição: gasolina, etanol e bateria elétrica. A Equipe Coyote participou de duas categorias, uma a Gasolina e outra a Etanol, sendo o enfoque desse trabalho para o sistema de direção do protótipo a combustão EC-06

4.4.1 INSPEÇÃO TÉCNICA

Nessa fase, os pilotos e os protótipos passaram por uma série de vistoria: pesagem, segurança, freios, pesagem, elétrica, motor e sistema de direção. Na vistoria do sistema de direção, foram feitas análises de folgas nas peças, assim como a distância do volante para o piloto que deveria ser 50mm no mínimo, e se o raio de giro do protótipo foi feito para 8m.

Figura 4-18. Selo de segurança e inspeção técnica.



Fonte: Autor, 2019.

A Figura 4-9 mostra o selo de aprovação da vistoria obtido, assim o protótipo EC-06 da Equipe Coyote - UEMA foi liberado para fazer voltas testes e voltas válidas na pista. Esse selo foi dado às equipes que conseguiram bastante empenho na construção do protótipo.

4.4.2 DESEMPENHO EM PISTA

Apesar do resultado em pista não ter sido ótimo, a Equipe Coyote saiu da competição satisfeita com o trabalho. Mesmo com alguns imprevistos em relação a resfriamento do motor

e a primeira tentativa que foi invalidada. Durante a segunda tentativa o protótipo se saiu bem melhor, validando a volta e aparecendo entre as 10 melhores equipes na categoria gasolina da competição.

O resultado extra oficial da volta válida está apresentado na Figura 4-10. Onde obteve-se aproximadamente 46Km/l.

Figura 4-19. Verificação do consumo de combustível após volta válida.

Shell Eco-marathon Run Sheet Control Number: 0205

Date: 19/09/19 Session No. _____

<p>Team No. <u>13</u></p> <p>Attempt No. 1 <u>2</u> 3 4</p> <p>Extra Attempts 5 6 7 8</p> <p>Approx. Start of Run: <u>14:12</u></p> <p>Total Time of Run: <u>18:08,659</u></p>	<p>Energy Category (Circle Correct Energy Application)</p> <p>ICE <input checked="" type="radio"/> Gasoline <input type="radio"/> Ethanol</p> <p>Vehicle's Operating Fuel Pressure: _____ psi</p> <p>BEV <input type="checkbox"/></p>
--	--

<p>Volumetric Measure</p> <p>Initial Temp. at Start <u>26,5</u> °C</p> <p>Pre Addition Temp. at Burette _____ °C</p> <p>Final Temp. after Refill <u>32,0</u> °C</p> <p>Volume of Fuel Added <u>134,3</u> ml</p>	<p>Battery Electric Measure Battery Volts - SoR _____</p> <p>Joulemeter must be zeroed at Start of Run (Initial)</p> <p>Joule-Meter at End of Run _____</p> <p>Valid Run: <input checked="" type="radio"/> YES <input type="radio"/> NO</p>
--	---

Fonte: Autor, 2019.

5 CONCLUSÕES

Este trabalho atingiu a todos os objetivos almejados no início da concepção do protótipo EC-06 da Equipe Coyote - UEMA. O sistema de direção implantado foi uma adaptação ao projeto de chassi, que foi além do esperado para a obtenção do raio de giro exigido pela competição, atingindo um raio menor de 4 m. Para isso os cálculos de ângulos de Ackerman, assim como o auxílio do software MatLab facilitaram atingir a meta.

Os cálculos no MatLab e simulações feitas no software SolidWorks ajudaram na verificação de esforços para o material disponível no NUTENGE/UEMA e para fabricação da peça que sofre mais com forças e momentos que é a manga de eixo. Foi visto que o material resiste o suficiente para aguentar os esforços mais críticos. Na manga de eixo existe uma peça fundamental para esterçamento das rodas, o link de direção. Essa peça recebe o movimento que advém dos braços de direção e transmite as rodas do protótipo. Como os esforços nela são feitos pelo piloto, se fez necessário a análise estática dessa peça, e, assim, terminou-se a verificação da manga de eixo que foi colocada no protótipo.

Na coluna de direção, também foram realizados cálculos e simulações nos mesmos softwares. E como na manga de eixo, a coluna de direção atendeu a todos os pré-requisitos impostos pelos regulamentos utilizados. Onde a fixação por dois apoios e a distância do volante para o piloto foram atendidas.

Em relação a participação na competição Shell Eco-marathon Brasil 2019, o sistema de direção projetado foi aprovado na inspeção técnica, onde alcançou a meta de 8m de raio de giro, com pouca ou nenhuma folga nos componentes, que são critérios de segurança do protótipo. Fazendo assim, com que o protótipo EC-06 recebesse o selo de aprovação nos testes de segurança e inspeção técnica da competição, e fazendo um bom resultado em pista, ficando entre os 10 melhores na categoria gasolina.

6 SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTURO

A utilização do material da manga de eixo foi feito através da disponibilidade na Universidade, porém com um pouco mais de tempo para aquisição de verba para o projeto, poderia se pensar na utilização de um material mais leve e que suportasse os esforços submetidos. Em relação a geometria dessa peça, pode-se pensar na diminuição de algumas dimensões para possivelmente alívio de peso.

Como nesse projeto de sistema de direção não foi utilizado nenhum tipo de angulação de Caster e no Pino Mestre, pode ser iniciada uma pesquisa voltada para esses temas e para possível utilização destes em veículos de baixas velocidades.

Para complementação desse projeto, pode ser realizado um estudo de mecanismos de barras, para melhorar o dimensionamento da chapa que liga os braços de direção a manga de eixo, e melhorar a aproximação dos ângulos de Ackerman.

Assim com intuito de aperfeiçoar os resultados obtidos, pode-se utilizar softwares mais específicos para simulações.

REFERÊNCIAS

- BASTOW, Donald. **Car Suspension and Handling**. 3rd ed. / rev. by Geoffrey P. Howard, London, Warrendale, PA, USA : Pentech Press: Society of Automotive Engineers, 1993.
- CANTARELLI, J. V. C. S., Silva, A. A. **Projeto Preliminar De Um Veículo De Alta Eficiência Energética**. Brasília: Universidade De Brasília - UNB, 2016.
- CROUSE, William Harry. **Automotive Mechanics**. New York: McGraw-Hill, 4th edition, 1960.
- DIXON, John C., Tires, **Suspension, and Handling**. Warrendale, PA; London: Society of Automotive Engineers: Arnold, c1996.
- DUARTE, B. T., Barreto, J. R., Amaral, P. T. **Análise de dinâmica veicular do protótipo Baja SAE**. Rio de Janeiro: CEFET/RJ, 2016.
- FERNANDES, M. A. **Estudos Em Sistemas De Direção Veicular**. São Paulo: Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, 2005.
- FLATOUT. **Este maluco construiu um kart a jato**. Disponível em: <<https://www.flatout.com.br/este-maluco-construiu-um-kart-a-jato-e-e-a-coisa-mais-insana-que-voce-vai-ver-hoje/>>. Acesso em: 06/08/2019.
- GILLESPIE, T. D. **Fundamentals of Vehicle Dynamics**. Warrendale: Society of Automotive Engineers, Inc, 1992.
- Grande Prêmio Petrobras de Energia Sustentável**. Disponível em: <<http://gpbrasildeenergia.com.br/>>. Acesso em: 12/02/2019.
- HATHAWAY, R. B. Lecture Notes. **Mechanical Engineering ME 481, Vehicle Design**. Apostila de Projeto de Veículos, 2000.
- LISBOA, V. J. A. B. **Desenvolvimento de Conceito e Análise Estrutural de um Kart que Acompanha o Crescimento da Criança**. Universidade Técnica de Lisboa, Instituto Superior Técnico, 2009.

NÚCLEO BIKE. **Dicas sobre pneus de bicicleta.** Disponível em: <<https://www.nucleobike.com.br/dicas/dicas-sobre-pneus-de-bicicleta/>>. Acesso em: 09/09/2019.

PODIUM. **Cycle to Work.** Disponível em: <<http://podium4bikes.com/>>. Acesso em: 10/09/2019.

SAE Standards. Disponível em: <<http://standards.sae.org>>. Acesso em 20/10/2019.

Shell Eco-Marathon - 2019 Official Rules Chapter I. Disponível em: <<https://www.shell.com.br/energia-e-inovacao/ecomarathon/shell-eco-marathon-brasil.html>>. Acesso em: 13/09/2019.

TILLEY, A. R. **As Medidas do Homem e da Mulher.** Porto Alegre: Editora Bookman, 2007.

ANEXOS**ANEXO A - CÁLCULO DOS ÂNGULOS DE ACKERMAN**

```
clc
```

```
clear all
```

```
close all
```

```
%Cálculo dos ângulos de Ackerman
```

```
%dados
```

```
L=1.35; %Entre eixos [m]
```

```
R=4; %Raio de giro pretendido [m]
```

```
t=0.655; %Distância entre bitola [m]
```

```
%Roda externa(e) e interna(i)
```

```
e=L/(R+(t/2));
```

```
i=L/(R-(t/2));
```

```
delta0=atan(e)*180/pi
```

```
delta1=atan(i)*180/pi
```

ANEXO B - FORÇAS E MOMENTOS LATERAL, VERTICAL E DE TRAÇÃO

clc

clear all

close all

%Livro da SAE Mechanical Engineering

%Forças e Momentos vewrtical, lareal e de tração

%Dados

h=0.02254; %Altura do Centro de Gravidade [m]

L=1.35; %Distância Entre eixos [m]

l=0.8985; %Distância do Centro de Gravidade ao eixo traseiro [m]

W=1127,76; %Peso Total do veículo [N]

mi=0.45; %Coeficiente de atrito?

a=9.81*2; %Aceleração do veículo

g=9.81; %Aceleração da gravidade

%Braking (Considerar de 1g a 2g desaceleração de frenagem)

$L_b = m_i * ((W * (l/L)) + (W * (a/g)) * (h/L))$

%Vertical (Considerar 3g)

a=9.81*3;

$V = ((3/2) * W) * (((l * g) + (a * h)) / (g * L))$

%Lateral (Considerar 2g de desaceleração de frenagem)

a=9.81*2;

$L_t = W * (((l * g) + (a * h)) / (g * L))$

%Dados

Fzl=V; %Carga vertical na roda esquerda [N]

Fzr=V; %Carga vertical na roda direita [N]

d=0.015; %Distância entre o eixo de esterçamento e o centro do pneu no plano solo [m]

```

delta0=17.325; %Ângulo de inclinação lateral do pneu [graus]
delta1=20.183; %ângulo de esterçamento [graus]
v=0; %Ângulo do caster [graus]
Fyl=Lt; %Força lateral na roda esquerda [N]
Fyr=Lt; %Força lateral na roda direita [N]
r=0.508/2; %Raio do pneu [m]
Fxl=Lb; %Força de tração na roda esquerda [N]
Fxr=0; %Força de tração na roda direita [N]
% Gillespie
% Momento total vertical
Mv=-(Fzl+Fzr)*d*sind(delta0)*sind(delta1)+(Fzl-Fzr)*d*sind(v)*sind(delta1)
%Momento lateral
Ml=(Fyl+Fyr)*r*tand(v)
%Momento de tração
Mt=(Fxl-Fxr)*d

```

ANEXO C - FORÇA E MOMENTO NO LINK DE DIREÇÃO

```
clc
```

```
close all
```

```
clear all
```

```
%Dados
```

```
Fb=354.47; %Força de tração
```

```
d=0.105; %comprimento do link
```

```
r=0.085; %scrub=Centro do pneu para o Pino Mestre
```

```
c= 0;%distância da junção inferior ao Pino Mestre
```

```
a= 0.24122; %distância da junção inferior até o solo
```

```
h=0.066; %Distância entre as junções da manga de eixo
```

```
b=0;
```

```
s=0.01;
```

```
%cálculo de força e momento
```

```
Fsb = (Fb/d*((r+c)-((a/h)*(b-c))))
```

```
Mlink=Fb*s
```