



UNIVERSIDADE FEDERAL RURAL DO SEMI-ÁRIDO

PRÓ-REITORIA DE GRADUAÇÃO

DEPARTAMENTO DE CIÊNCIA E TECNOLOGIA

CURSO DE CIÊNCIA E TECNOLOGIA

DANRLEY SENA E SILVA

**CARACTERIZAÇÃO DO COMPORTAMENTO ESTÁTICO DE UM SISTEMA DE
DIREÇÃO DO TIPO PINHÃO E CREMALHEIRA APLICADO A VEÍCULO DO
TIPO BAJA**

CARAÚBAS

2019

DANLEY SENA E SILVA

**CARACTERIZAÇÃO DO COMPORTAMENTO ESTÁTICO DE UM SISTEMA DE
DIREÇÃO DO TIPO PINHÃO E CREMALHEIRA APLICADO A VEÍCULO DO
TIPO BAJA**

Monografia apresentada a Universidade
Federal Rural do Semi-Árido como requisito
para obtenção do título de Bacharel em Ciência
e Tecnologia.

Orientador: Prof. Dr. Jackson de Brito Simões

CARAÚBAS

2019

© Todos os direitos estão reservados a Universidade Federal Rural do Semi-Árido. O conteúdo desta obra é de inteira responsabilidade do (a) autor (a), sendo o mesmo, passível de sanções administrativas ou penais, caso sejam infringidas as leis que regulamentam a Propriedade Intelectual, respectivamente, Patentes: Lei nº 9.279/1996 e Direitos Autorais: Lei nº 9.610/1998. O conteúdo desta obra tomar-se-á de domínio público após a data de defesa e homologação da sua respectiva ata. A mesma poderá servir de base literária para novas pesquisas, desde que a obra e seu (a) respectivo (a) autor (a) sejam devidamente citados e mencionados os seus créditos bibliográficos.

S586c Silva, Danrley Sena e.
CARACTERIZAÇÃO DO COMPORTAMENTO ESTÁTICO DE UM
SISTEMA DE DIREÇÃO DO TIPO PINHÃO CREMALHEIRA
APLICADO A VEÍCULO DO TIPO BAJA / Danrley Sena e
Silva. - 2019.
47 f. : il.

Orientadora: Dr. Jackson de Brito Simões .
Monografia (graduação) - Universidade Federal
Rural do Semi-árido, Curso de Ciência e
Tecnologia, 2019.

1. Direção veicular. 2. Pinhão cremalheira. 3.
Torque. 4. ADAMS/CAR. I. Simões , Dr. Jackson de
Brito , orient. II. Título.

O serviço de Geração Automática de Ficha Catalográfica para Trabalhos de Conclusão de Curso (TCC's) foi desenvolvido pelo Instituto de Ciências Matemáticas e de Computação da Universidade de São Paulo (USP) e gentilmente cedido para o Sistema de Bibliotecas da Universidade Federal Rural do Semi-Árido (SISBI-UFERSA), sendo customizado pela Superintendência de Tecnologia da Informação e Comunicação (SUTIC) sob orientação dos bibliotecários da instituição para ser adaptado às necessidades dos alunos dos Cursos de Graduação e Programas de Pós-Graduação da Universidade.

DANLEY SENA E SILVA

**CARACTERIZAÇÃO DO COMPORTAMENTO ESTÁTICO DE UM SISTEMA DE
DIREÇÃO DO TIPO PINHÃO E CREMALHEIRA APLICADO A VEÍCULO DO
TIPO BAJA**

Monografia apresentada a Universidade
Federal Rural do Semi-Árido como requisito
para obtenção do título de Bacharel em Ciência
e Tecnologia.

Defendida em: ____ / ____ / ____.

BANCA EXAMINADORA

Prof. Dr. Jackson de Brito Simões (UFERSA)

Presidente

Prof. Msc. Andersson Guimarães Oliveira (UFPB)

Membro Examinador

Prof. Msc. José Joelson de Melo Santiago (UFPB)

Membro Examinador

AGRADECIMENTOS

Agradeço primeiramente a Deus, que na sua infinita bondade me deu condições de chegar até aqui.

Agradeço também aos meus pais, que sempre fizeram de tudo para me tornar a pessoa que hoje sou, me incentivando e me apoiando incansavelmente todos os dias, fazendo o impossível para que eu continuasse crescendo.

A minha namorada, pelo companheirismo e pelo incentivo ao longo de todo curso e na realização deste trabalho.

Agradeço ao meu orientador, Dr. Jackson de Brito Simões pela orientação, dedicação e por depositar em mim tamanha confiança.

Agradeço ao Me. Diego David Silva Diniz e ao Me. Andersson Guimarães de Oliveira pelo apoio, conhecimento repassado e paciência, sendo pessoas imprescindíveis para execução deste trabalho.

Aos meus amigos, que ao longo dessa jornada dividiram não apenas os dias, mas os sonhos, as aflições e as conquistas.

À equipe CARAUBAJA, que me impulsionou a realização deste projeto, pela disponibilidade do protótipo, além da motivação, ajuda e força para a realização do trabalho.

“Trabalhe duro e em silêncio. Deixe que seu
sucesso faça o barulho.” Dale Carnegie

RESUMO

O presente trabalho tem o objetivo de entender o comportamento dinâmico do sistema de direção de um veículo que é responsável por direcionar o veículo através de comandos impostos no volante pelo condutor. Dessa forma, foi adotado como objeto de estudo o sistema de direção de um automóvel tipo de mini baja, quando o veículo se encontra com velocidade nula. Foi feito um levantamento bibliográfico para que se tivesse o embasamento teórico necessário para elaboração do trabalho, entendendo quais os principais componentes do sistema e a influência de cada parâmetro no comportamento dinâmico do veículo. Após a revisão bibliográfica, foi elaborado o diagrama cinemático do mecanismo de direção e com base nele e na geometria de suspensão foi desenvolvido um modelo 3D do sistema e feita a aferição dos principais pontos da geometria para aplicação no software ADAMS/CAR, podendo assim realizar as simulações. Adicionalmente foram utilizando formulações matemáticas elementares para a obtenção de resultados. Com resultado foi obtido o torque no pino mestre, no volante e a força de entrada no volante.

Palavras-chave: Direção veicular. Pinhão cremalheira. Torque. ADAMS/CAR.

ABSTRACT

This paper aims to understand the static behavior of the steering system of a vehicle that is responsible for driving the car through commands connected to the steering wheel by the driver. Thus, it was adopted as object of study the steering system of a vehicle of the Baja type, when the vehicle is at zero speed, that is, static situation. A bibliographical survey was made to have the theoretical basis necessary to elaborate this paper, understanding the main components of the system and the influence of each parameter on the dynamic behavior of the vehicle. After the study, the kinematic diagram of the steering mechanism was elaborated and based on it and the suspension geometry a 3D model of the system was developed to remove the main geometry points for application in the ADAMS / CAR software and to perform simulations. In addition, elementary mathematical formulations were used to obtain results. As a result, some system torques and the force of entry into the steering wheel were obtained.

Key words: Vehicle steering, pinion and rack, Torque, ADAMS/CAR.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1: Protótipo de Nicolas Joseph Cugnot	17
Figura 2: Evolução do automóvel	18
Figura 3: Sistema de direção de um Mini Baja	19
Figura 4: Suspensão e Direção	20
Figura 5: Engrenagem pinhão e cremalheira Helicoidal	21
Figura 6: Explodida do sistema de direção pinhão e cremalheira	21
Figura 7: Sistema de Direção Rolete e Sem-fim	22
Figura 8: Geometria ideal de direção	23
Figura 9: Inclinação do pino mestre	24
Figura 10: Caster	25
Figura 11: Ângulo de Camber	26
Figura 12: Convergência e Divergência	26
Figura 13: Offset.....	27
Figura 14: Par de Engrenagens	27
Figura 15: Curva de involuta	28
Figura 16: Interação entre engrenagens	29
Figura 17: Engrenagens Cilíndricas de Dentes Retos	29
Figura 18: Pinhão e Cremalheira	30
Figura 19: Ambiente de Montagem Inventor 2018	31
Figura 20: Ambiente de Simulação Inventor.....	31
Figura 21: Modelo Proposto no ADAMS	32
Figura 22: Competição Baja SAE - regional nordeste – Salvador (BA) 2018.....	33
Figura 23: Sistema gerado pelo ADAMS.....	36
Figura 24: Diagrama cinemático do sistema de direção.....	39
Figura 25: Modelo 3D da suspensão dianteira e direção.....	39
Figura 26: Ângulo no volante x Esterçamento	40
Figura 27: Torque no volante X Ângulo de esterçamento.....	41
Figura 28: Relação Sugerida.....	44

LISTA DE TABELAS

Tabela 1: Parâmetros Iniciais	34
Tabela 2: Parâmetros da equação 3	41

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

UFERSA - Universidade Federal Rural do Semi-Árido

SAE - Society of Automotive Engineers - Sociedade da Engenharia Automotiva

CAD – Computer Aided Design

CAE – Computer Aided Engineering

LISTA DE SÍMBOLOS

δ_n – ângulo de esterçamento das rodas (δ_o para externa e δ_i para interna)

L – Entre eixo (distância entre os eixos que passam no centro das rodas dianteiras e traseira em uma vista lateral).

t – Bitola (distância de centro a centro das rodas em uma vista frontal ou traseira do veículo)

R – Raio de giro

μ – Atrito estático do pneu com o solo

W – Carregamento dado em [N]

P – Pressão no pneu dado em [N/m²]

T – Torque máximo no KingPin

T₁ – Toque de entrada

T₂ – Torque de saída

N₁ – Numero de dentes ou diâmetro da engrenagem menor

N₂ – Numero de dentes ou diâmetro da engrenagem maior

T_v – Toque no volante

F – Força exercida no volante

D – Braço de alavanca (raio do volante)

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO	15
1.2 Objetivos gerais	15
1.3 Objetivos específicos	15
1.4 Justificativa.....	16
2 FUNDAMENTAÇÃO TEORICA.....	16
2.1 Evolução da automobilística	16
2.2 Sistemas de direção	18
2.3 Principais sistemas de direção:	19
2.3.1 Direção Pinhão-Cremalheira:	19
2.2.2 Sistema De Direção Rolete E Sem-Fim:	21
2.4 PARÂMETROS DE PROJETO DE DIREÇÃO	22
2.4.1 Geometria de Ackerman.....	22
2.4.2 Pino mestre	24
2.4.3 Caster.....	25
2.4.4 Ângulo de Camber	25
2.4.5 Convergência e Divergência	26
2.4.6 <i>Offset</i>	27
2.5 Teoria do engrenamento	27
2.6 Engrenagens	29
2.6.1 Cilíndrica De Dentes Retos	29
2.6.2 Pinhão e Cremalheira	30
2.7 Autodesk inventor	30
2.8 ADAMS.....	31
2.9 Baja SAE.....	32
3 METODOLOGIA.....	34
3.1 Modelagem do sistema de direção na situação estática	34
3.1.1 Modelagem no Inventor	35
3.1.2 Modelagem no ADAMS/CAR.....	35
3.2 Principais momentos e força no sistema de direção	36

3.2.1 Torque máximo no Pino mestre (<i>KingPin</i>).	37
3.2.2 Toque no volante	37
3.2.2 Força exercida no volante	38
3.3 Comparação entre torque no volante simulado e calculado	38
4 RESULTADOS E DISCURSÃO	38
4.1 Modelagem no inventor	38
4.1.1 Diagrama cinemático.....	38
4.1.2 Modelagem 3D	39
4.2 Simulações do ADAMS/ CAR.....	40
4.2.1 validação da transferência de ângulos	40
4.2.2 Torque máximo no volante	40
4.2.3 Força de esterçamento no volante através de dados simulados	41
4.3 Cálculos.....	41
4.3.1 Torque no pino mestre.....	41
4.3.2 Torque no volante.....	42
4.3.3 Força de esterçamento no volante através de cálculo elementar.....	42
4.4 Comparação entre dados simulados e calculados	43
5 SUGESTÃO PARA TRABALHOS FUTUROS E PROPOSTAS DE MELHORIAS..	43
5.1 Relação com a equação 3.....	43
5.2 Substituição da relação de engrenagem (Pinhão e Cremalheira).....	43
6 CONCLUSÃO.....	45
7 REFERENCIAS	46

1 INTRODUÇÃO

De acordo com Gillespie (1992) sistema de direção é o responsável por mudar o direcionamento do veículo mediante a vontade ou necessidade do condutor, sendo levado em consideração o terreno que está inserido, nível de esforço do condutor ao guiar o carro, curso angular do volante, velocidade que está sendo conduzido. Tais fatores, associado a elementos externos, trarão comportamentos diferentes ao sistema.

Adota-se como objetivo de estudo a geometria do sistema de direção de um veículo do tipo Baja da Universidade Federal Rural do Semi-Árido campus Caraúbas. O Baja é um protótipo de veículo off road que motiva competição entre diversas instituições de ensino superior, sendo formadas equipes de estudantes, os quais tem oportunidade de trabalhar em equipe aplicando conhecimentos visto em sala de aula, elaborar, dimensionar, simular, fabricar, montar e testar um projeto de uma grande complexidade, devendo atender requisitos impostos pela SAE (*Society of Automotive Engineers* - Sociedade da Engenharia Automotiva) (Baja SAE 2018).

Este trabalho visa caracterizar o comportamento dinâmico do sistema de direção do veículo baja enquanto o carro encontra-se parado, que conta com um sistema de direção do tipo pinhão e cremalheira e suspensão duplo A na dianteira. Serão determinados a força de entrada e torques do sistema usando equações matemáticas elementares juntamente com simulações no software ADAMS/CAR[®].

1.2 Objetivos gerais

Caracterizar o sistema de direção do veículo Baja SAE da Universidade Federal Rural do Semi-Árido campus Caraúbas para determinar as forças internas e externas e torques atuantes no sistema para o veículo com velocidade nula.

1.3 Objetivos específicos

- Modelagem do sistema de direção como um mecanismo quatro barras.
- Encontrar torques, momentos e a força de entrada existentes no sistema de direção na situação estática.
- Sugerir melhorias de redução de esforços do sistema.

1.4 Justificativa

O trabalho dará oportunidade de conhecer o sistema de direção de um veículo e entender como e quais parâmetros influenciam no projeto e dimensionamento de um sistema de direção. Na oportunidade, conhecimentos vistos em sala de aula serão utilizados para solucionar um problema real, saindo da teoria, além de instigar a procura de conhecimentos que não são repassados durante o curso.

Os conhecimentos e resultados encontrados neste trabalho serão aplicados ao veículo baja da UFERSA campos Caraúbas. Dessa forma, deseja-se desenvolver um projeto mais arrojado do ponto de vista de engenharia, dando mais domínio sobre o projeto de direção, possibilitando um melhor desempenho em competição e obtenção de melhores resultados principalmente no conforto.

2 FUNDAMENTAÇÃO TEORICA

2.1 Evolução da automobilística

Segundo Oliveira (2010), a necessidade de se locomover da espécie humana era essencial para a sua sobrevivência e ainda continua sendo, mas de uma maneira bem diferente, pois naquela época o homem precisava se locomover em busca de alimento e fugir de predadores. Tinha como o seu primeiro meio de transporte as suas pernas, logo após começou a usar a tração animal por conseguir carregar mais carga e percorrer distâncias maiores em menor tempo com mais conforto. Assim era possível conquistar mais terras e desbravar novos lugares. Ao longo do tempo a evolução continuou sendo possível o desenvolvimento de carroças, barcos, navios, aviões e o automóvel como conhecemos na atualidade.

O automóvel surgiu entre os séculos XVIII e XIX. Não se sabe uma data correta, mas foi neste período que surgiu e evolui. A partir de diversos avanços tecnológicos foi possível construir veículos que atingissem velocidades cada vez mais altas, suportasse maior quantidade de carga, isso tudo aliado ao conforto e segurança do condutor e dos seus passageiros.

O primeiro veículo movido à propulsão a vapor foi criado por Nicolas Cugnot, na França, por volta de 1769, não ultrapassava a velocidade de 6 km/h. Porém muitos não o consideram o inventor do automóvel devido ao seu motor ser a vapor e não ter aparência de automóvel, como pode ser observado na figura 1. O sistema de direcionamento do veículo era uma espécie de guidão parecido com o de uma motocicleta (AUTOMOBILÍSTICA, 2009).

Figura 1: Protótipo de Nicolas Joseph Cugnot



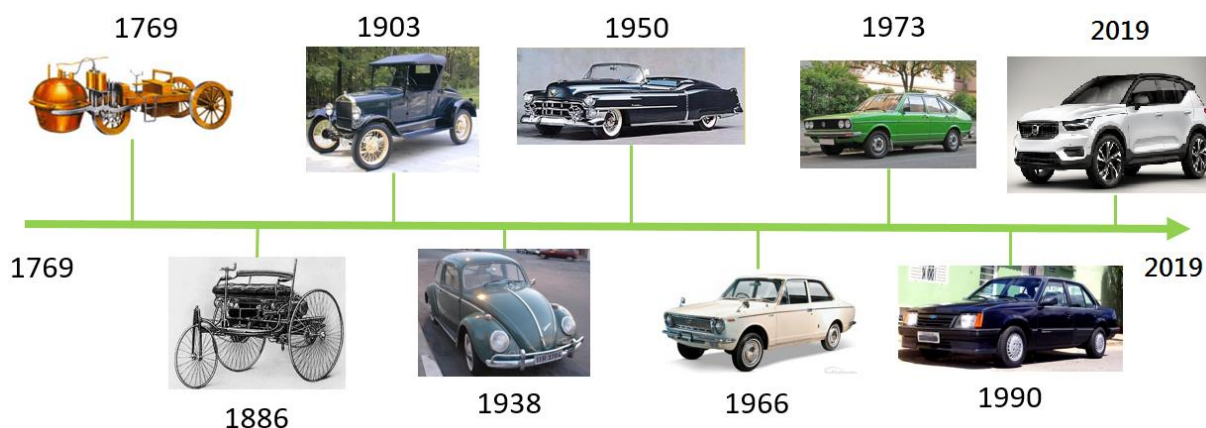
Fonte: Carro Antigo (2016)

Segundo Almeida (2016) o motor a combustão interna com quatro tempos foi usado pela primeira vez em 1876, o qual foi inventado pelo engenheiro alemão Conde Nikolaus Otto. Aliando a invenção do motor a combustão interna, o surgimento da gasolina propiciou a criação do primeiro carro com motor a combustão interna que segundo Oliveira (2010) foi feito por Karl Friedrich Benz em 1885, que é considerado o pai do automóvel. Dessa forma, ele deu início a produção em massa do seu primeiro veículo, chamado de Motorwagen, dando início a primeira montadora e a maior do mundo no início do século XX, que hoje recebe nome de Mercedes-Benz, sendo esse posto ocupado hoje pela Volkswagen.

A evolução dos automóveis se intensificou depois da segunda guerra mundial, tendo investimentos com a intenção de baratear a produção com uma produção em série em uma linha de montagem rápida. De acordo com Almeida (2016) os que tomaram a dianteira nessa investida foram Henry Ford, na América do Norte, e Willian Morris, na Inglaterra. Surgindo com Henry Ford o sistema de produção conhecido como fordismo, que é usado até a atualidade. Nesse levante foram produzidos carros como o Ford T (o primeiro carro da Ford), o Morris e o Austin.

Toda essa evolução começou a trazer lucros, atraindo mais investidores e empresas dispostas a entrar no mercado. Desde então com o avanço tecnológico os automóveis mudaram muito e continuam mudando a passos enormes trazendo mais conforto segurança e maior capacidade de levar cargas ainda maiores. A figura 2 mostra a evolução dos automóveis.

Figura 2: Evolução do automóvel



Fonte: Adaptado de Almeida 2016

Quanto ao sistema de direcionamento, verifica-se o uso inicial a partir da aplicação de guidões semelhantes aos encontrados nas motocicletas, evoluindo em seguida o conceito para rolete e sem fim, componentes estes do sistema de direção.

2.2 Sistemas de direção

O sistema de direção tem como função direcionar o veículo de acordo com as necessidades do motorista, através de ângulos gerados nas rodas dianteiras e/ou traseiras quando imposto um comando no volante. Esses ângulos são denominados ângulos de esterçamento, porém de acordo com Fernandes (2005) “os ângulos de esterçamento efetivos são modificados pela geometria do sistema de suspensão e direção”. Segundo Gillespie (1992) o sistema de direção tem grande influência no comportamento dos veículos, seja na situação estática ou dinâmica.

Vários desafios são encontrados pelo projetista do sistema, pois o sistema deve absorver e isolar os choques vindos de irregularidades vindas do terreno e vibrações sem que se tenha anomalia e nem seja perdida a sensibilidade do terreno, isso tudo aliado a um baixo esforço do condutor ao direcionar o veículo em alta e baixa velocidade.

Os principais componentes do sistema de direção são rodas dianteiras pivotantes, caixa de direção, coluna (que pode ser articulada ou não), mangas de eixo e volante, o componente mais conhecido do sistema, que normalmente tem formato circular ou aproximado, sendo possível com essa geometria aplicar movimentos rápidos e com precisão, assim como exposto na figura 3. Quando é imposta uma força rotacional sobre volante esse movimento é transmitido

através da coluna para a caixa de direção, que por sua vez faz a ligação com as mangas de eixo gerando assim os ângulos de esterçamento.

Figura 3: Sistema de direção de um Mini Baja



Fonte: Autoria Própria

2.3 Principais sistemas de direção:

Segundo Almeida (2016) basicamente o sistema de direção é dividido em duas famílias, que são a pinhão-cremalheira e o sistema de rolete e sem-fim. No sistema rolete e sem-fim, o volante fica ligado a coluna de direção que por sua vez é composto por eixos, mancais, juntas universais e isoladores de ruído e vibrações, esses últimos podem ou não ser aplicados de acordo como critérios do projetista. Por meio da coluna que o movimento de rotação do volante chega até o mecanismo, que transforma movimento de rotação do em translação, gerando assim o esterçamento das rodas permitindo a mudança de direção do veículo.

2.3.1 Direção Pinhão-Cremalheira:

O mecanismo estará fixado no chassi ou suspensão do veículo, posicionado antes ou depois do eixo entre rodas dianteiro, sendo comumente utilizado em veículos de passeio de pequeno e médio porte, como pode ser observado na figura 4. Para Fernandes (2005) é através do engrenamento pinhão e cremalheira, que o movimento de rotação do volante que resulta no

mesmo movimento de rotação do pinhão é transformado em movimento de translação da cremalheira. Nas extremidades da cremalheira existem barras biarticuladas que é popularmente conhecido como braço de direção, que tem a função de fazer o movimento de translação da cremalheira chegara até as mangas de eixo, dessa forma gerando ângulos de esterçamento nas rodas. O pinhão e a cremalheira estão apoiados e protegidos pela caixa de direção, a ligação da engrenagem com a coluna é feita através de um pequeno eixo estriado presente do pinhão, que por sua vez transforma todo movimento de rotação do volante em translação na cremalheira.

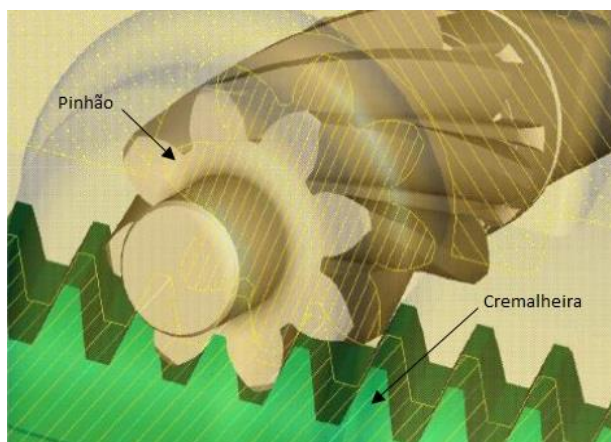
Figura 4: Suspensão e Direção



Fonte: Autoria Própria

Segundo Fernandes (2005) a característica deste sistema é a redução do torque no volante necessário para girar as rodas do veículo pela redução de engrenamento e geometria do sistema. Para esse sistema podem ser aplicados dois tipos de cremalheira: a de dentes retos e a de dentes inclinados. Para cada uma delas existe um pinhão específico. A cremalheira de dentes retos é acoplada a um pinhão com dentes retos, enquanto a de dentes inclinados será acoplada a um pinhão helicoidal, conforme pode ser visto na figura 5. De acordo com Shigley (2016) o pinhão e a cremalheira helicoidal, possuem uma melhor distribuição das cargas durante o funcionamento, além de evitar ruídos, pois o encaixe acontece de forma mais “suave”, porém o seu projeto e fabricação são mais complexos, isso tudo quando comparado ao pinhão e cremalheira de dentes retos.

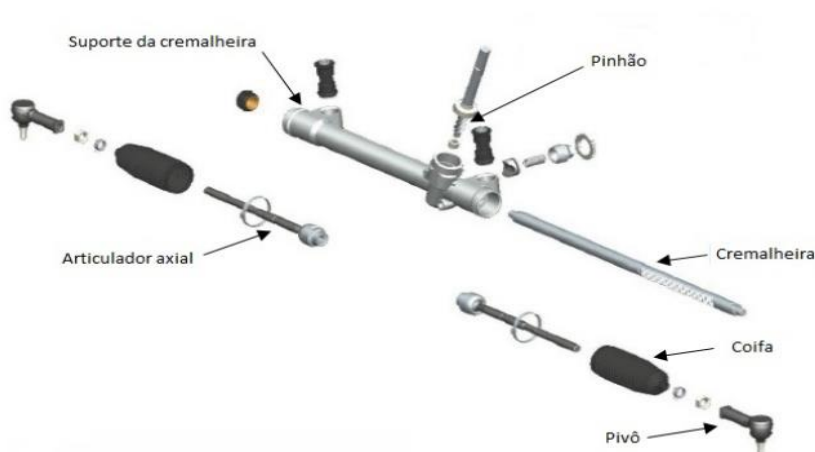
Figura 5: Engrenagem pinhão e cremalheira Helicoidal



Fonte: Fernandes 2005

Na figura 6 é possível ver o sistema pinhão cremalheira e todos os componentes que o compõem em vista explodida.

Figura 6: Explodida do sistema de direção pinhão e cremalheira



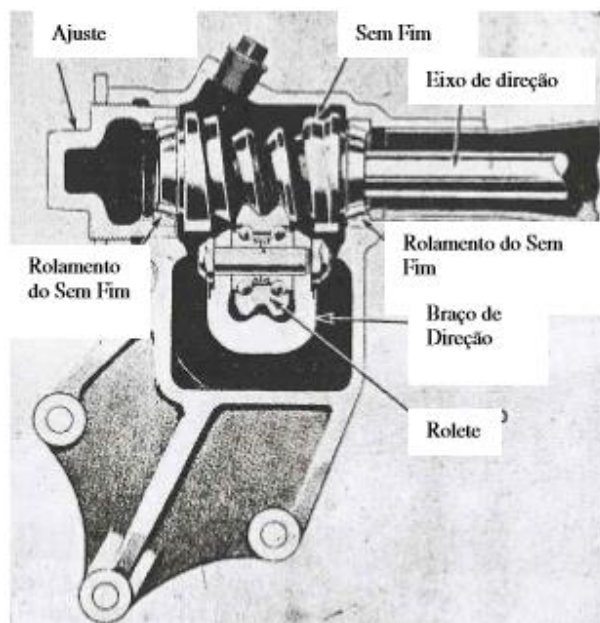
Fonte: Almeida 2016, Apud, Manual do Eixo Dianteiro 2016

2.2.2 Sistema De Direção Rolete E Sem-Fim:

Sistema de Direção Rolete e Sem-Fim (SDR_{SF}) é um sistema mais utilizado em veículos de médio e grande porte. Sendo composto por um eixo que faz a ligação do volante ao sem-fim, que tem sua geometria parecida com a de um parafuso, o mesmo está engrenado ao rolete que por sua vez faz parte do eixo de saída, assim quando o sem-fim rotacional gera um deslocamento angular do eixo de saída que estará acoplado aos braços de direção (“Braço de Pitman”). Acoplados aos braços estão os as barras de direção que tem por função transmitir o

movimento do eixo de saída para as mangas de eixo fixadas nas rodas, fazendo assim com que as mesmas esterçem, na figura 7 está presente um corte longitudinal do sistema. Quando comparamos o pinhão e cremalheira, e, o rolete e sem-fim, para Gillespie (1992) tem-se uma aplicação mais ampla do pinhão e cremalheira devido ao seu menor nível de complexidade, facilidade de acomodação e não obrigatoriedade de longarinas.

Figura 7: Sistema de Direção Rolete e Sem-fim



Fonte: Crouse 1960

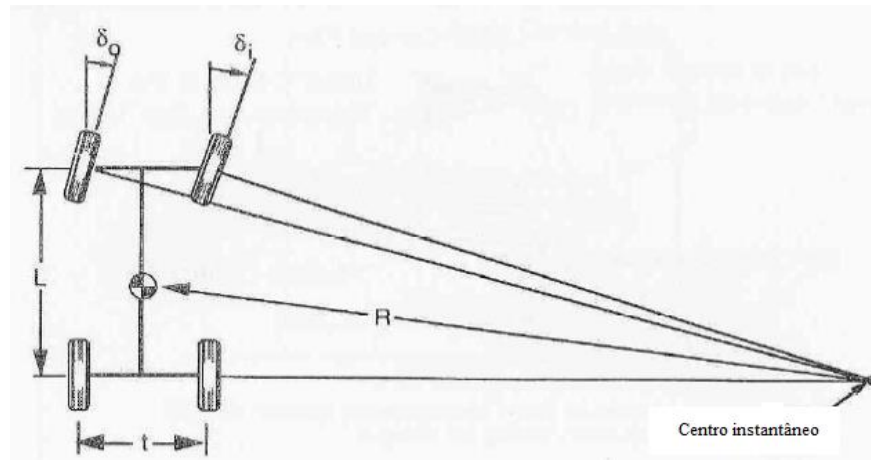
2.4 PARÂMETROS DE PROJETO DE DIREÇÃO

2.4.1 Geometria de Ackerman

Para Gillespie (1992), os deslocamentos laterais transmitidas pelos mecanismos de direção através dos barramentos para as rodas direita e esquerda tem um importante aspecto geométrico. A geometria do sistema faz com que a roda interna tenha o ângulo de esterçamento maior que a externa, isso para que ambas as rodas descrevam a trajetória correta, de modo que linhas perpendiculares ao centro das rodas dianteiras coincidam em um ponto, chamando de dentro instantâneo, que fica localizado em um prolongamento do eixo das rodas traseiras como mostrado na figura 8.

A geometria de Ackerman é tida como a geometria ideal para o sistema e direção de um veículo, descrita por um mecanismo quatro barras na forma de um trapézio, gerando assim com esse arranjo geométrico o efeito desejado de um ângulo maior na roda interna a curva como visto na figura 8, além da roda externa ter uma velocidade ligeiramente maior.

Figura 8: Geometria ideal de direção



Fonte: Gillespie (1992)

Nas condições ideais de Ackerman pode-se admitir que não haverá escorregamento das rodas durante a curva, logo, segundo Gillespie (1992) podemos calcular os raios de giro através das equações (1) e (2), sendo elas eficientes para pequenos ângulos, onde o arco tangente é aproximadamente igual ao próprio ângulo.

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

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

Sendo:

δ_n = o ângulo de esterçamento das rodas (δ_o para externa e δ_i para interna);

L = Entre eixo (distância entre os eixos que passam no centro das rodas dianteiras e traseira em uma vista lateral);

t = Bitola (distância de centro a centro das rodas em uma vista frontal ou traseira do veículo);

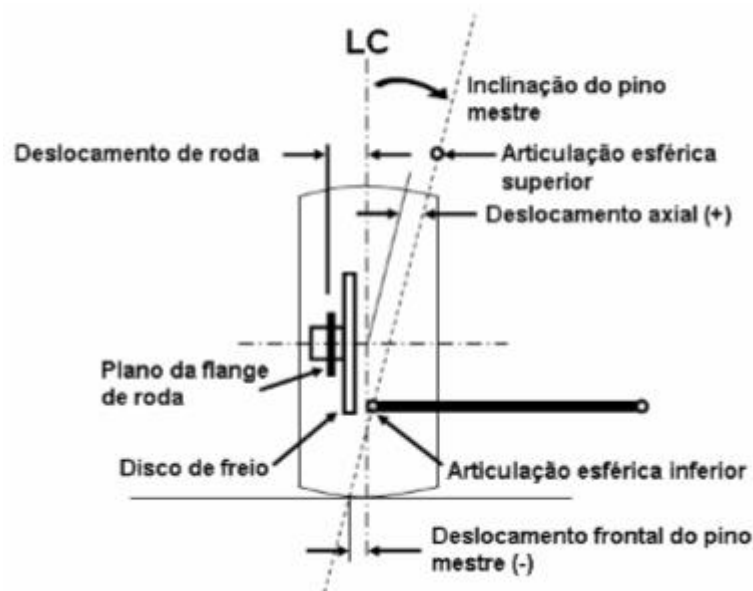
R = Raio de giro.

Segundo Fernandes (2005), o atendimento da geometria de Ackerman não tem grande influência no direcionamento em alta velocidade, porém tem uma grande relevância no auto centralização em manobras a baixa velocidade. É possível observar um crescimento progressivo do toque em função do aumento do ângulo de esterçamento, sendo assim variável a força que o condutor realiza ao conduzir o veículo.

2.4.2 Pino mestre

O Eixo de rotação do esterçamento da roda ou pino mestre (*Kingpin*) como é comumente chamado, é um dos fatores de grande influência para um bom desempenho dinâmico do sistema de direção. Segundo Fernandes (2005) na maioria dos casos este eixo possui uma inclinação de convergente para o centro do veículo, que é chamada inclinação do pino mestre. A inclinação é dada como sendo o ângulo existente entre o *Kingpin* e um plano que passa no centro da roda como visto na figura 9.

Figura 9: Inclinação do pino mestre



Fonte: Adaptado de Martins (2010)

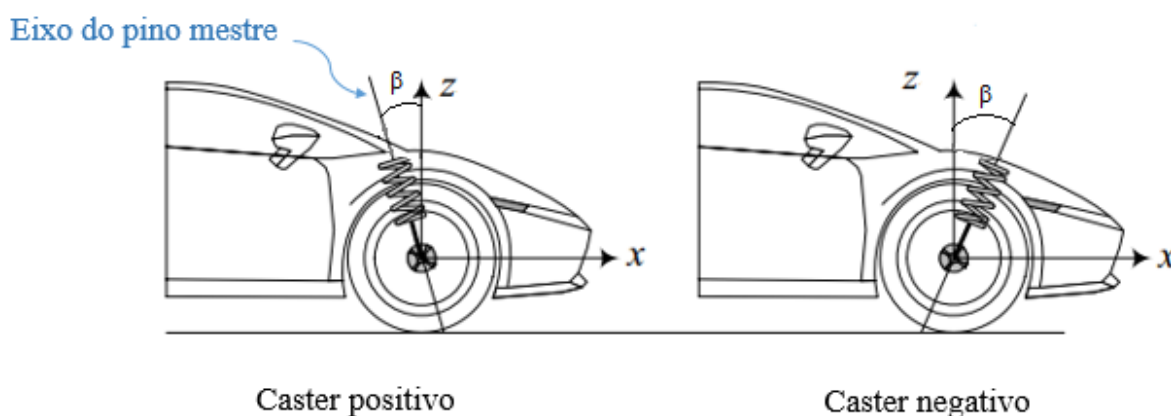
A inclinação do pino mestre comumente utilizados de 0° a 5° em caminhões e de 10° a 15° em carros de passeio. A função do pino mestre é gerar um toque de auto alinhamento quando as rodas são esterçadas, dando estabilidade ao sistema de direção devido a sua tendência de manter uma trajetória em linha reta após manobrar o veículo, tal fenômeno está relacionado ao efeito giroscópico.

2.4.3 Caster

Para Diniz (2014), Caster é o ângulo β , na vista lateral, entre o eixo do pino mestre (na suspensão duplo A é uma linha imaginária determinada pelos pontos da articulação das bandejas superior e inferior com a montante) e o eixo vertical do veículo, o que pode ser observado na figura 10. Podendo ter três configurações para esse parâmetro, sendo elas: Positivo quando a parte superior do pino mestre esta angulada para parte traseira do veículo, negativa quando está apontando para o lado contrário, e ainda pode ser zero quando o pino mestre está alinhado com o eixo vertical do veículo.

Para Fernandes (2005), a função do caster, assim como a do pino mestre, é criar um efeito de auto alinhamento, gerando assim uma estabilidade direcional no veículo, facilitando o direcionamento do automóvel aliado ao conforto do condutor.

Figura 10: Caster

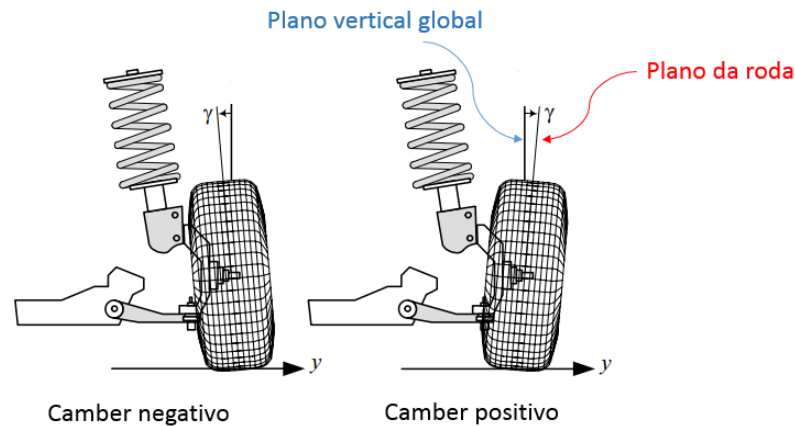


Fonte: Adaptado de Jazar (2008)

2.4.4 Ângulo de Camber

O ângulo de Camber corresponde a inclinação de um plano que passa no centro geométrico da roda em uma vista frontal, conforme ilustrado na figura 11. O ângulo é positivo quando a parte superior rodas inclina-se com a afastamento do chassi, caso contrário o camber é considerado negativo. O ajuste desse parâmetro dará a possibilidade de variar características de rolamento das rodas.

Figura 11: Ângulo de Camber



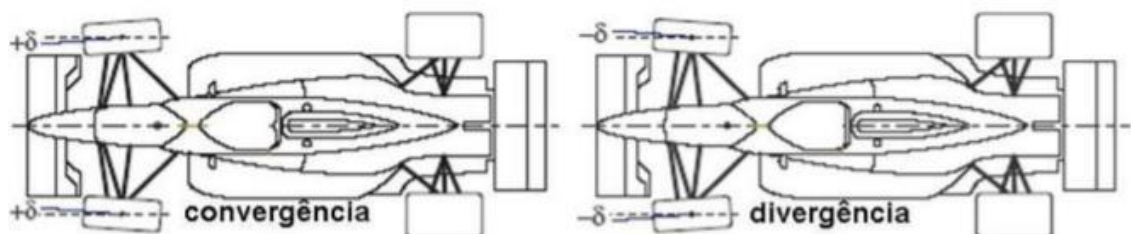
Fonte: Adaptado de Jazar (2008)

De acordo com Diniz (2014) a principal influência do camber está na forma de distribuição da força normal do pneu com o solo, pois assim a força será dividida em duas componentes mudando comportamento do veículo. Essa característica possibilita uma melhor distribuição de carga e otimização do projeto.

2.4.5 Convergência e Divergência

O ângulo formado entre a linha de centro do automóvel, e outra que passa no centro da roda, conforme mostrado na figura 12, é denominado como ângulos de convergência (*toe*). Quando essas linhas se cruzam na frente do veículo tem-se um ângulo convergente sendo denominado (*toe-in*); quando ao contrário, o cruzamento ocorre na parte traseira do veículo temos um ângulo de divergência (*toe-out*). De acordo com Diniz (2014) com a variação do curso da suspensão o ângulo de convergência varia, permitindo o surgimento de forças que influenciam no direcionamento do veículo e realização de curvas.

Figura 12: Convergência e Divergência

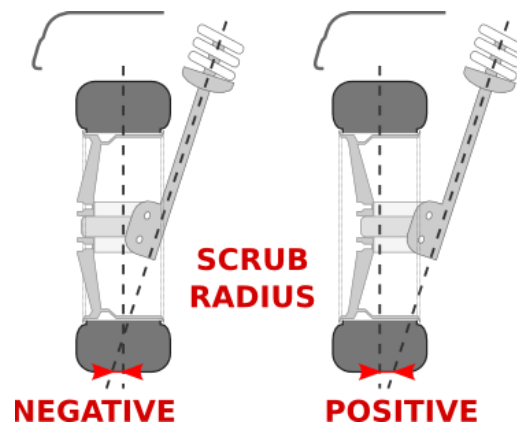


Fonte: Martins (2010)

2.4.6 Offset

A distância entre a intercessão do prolongamento da linha do pino mestre com o chão e um plano que passa no centro da roda em uma vista frontal ou traseira do veículo é conhecida como o *offset* ou *scrub Radius*. Podendo ser positivo, negativo ou nulo na figura 13. Nulo quando a distância for zero.

Figura 13: Offset

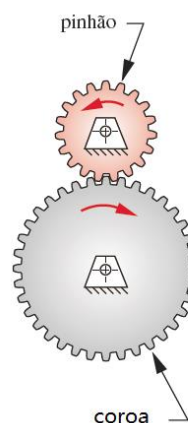


Fonte: TacomaWorld (2019)

2.5 Teoria do engrenamento

Segundo Norton (2013) um par de engrenagens é em sua essência um dispositivo de conversão de torque por velocidade e vice-versa, de uma forma simples e eficiente, sendo indispensável em grande parte dos projetos mecânicos, como por exemplo na caixa de marcha de um automóvel. Tomando um par de engrenagens conforme a figura 14, tem-se que a menor delas comumente é chamada de pinhão e a maior de coroa.

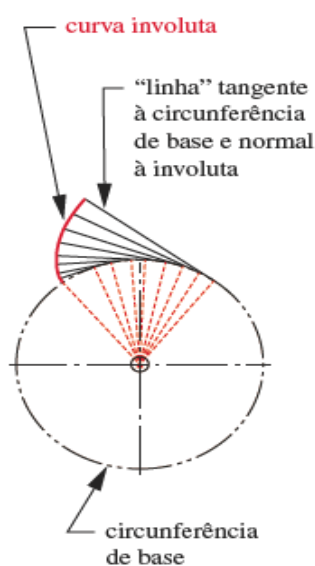
Figura 14: Par de Engrenagens



Fonte: Adaptado de Norton 2016

Para Shigley (2016) é desejável em geral que se mantenha constante a razão de velocidade angular durante o engrazamento, pois uma variação causara oscilação na velocidade de saída do sistema. Existem diversas formas de se conjugar engrenagens, porem a solução mais comum é o perfil de involuta, ou curva de involuta, que segundo Norton (2016) podendo ser gerada desenrolando uma linha esticada de um cilindro como mostrado na figura 15.

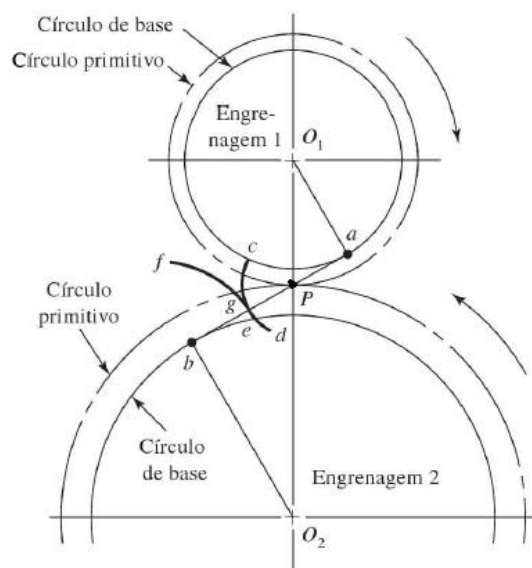
Figura 15: Curva de involuta



Fonte: Norton 2013

Segundo Shigley, no perfil de involuta todos os pontos de contato correm na mesma linha, assim esse perfil transmite movimento rotativo uniforme. Ainda segundo Shigley (2016) para que a velocidade angular seja transmitida de forma constante, o ponto primitivo ou de referência deve permanecer fixo no espaço, ou seja, as linhas onde acontece a aplicação de força para cada ponto instantâneo devem passar por um determinado ponto, na figura 16 chamado de P. O mesmo conceito ainda pode ser abordado segundo Norton, que afirma “a normal comum do perfil de dentes, em todos os pontos de contato durante o engrenamento, deve sempre passar por um ponto fixo na linha de centro das engrenagens, chamado de ponto de referência” (NORTON, 2013), tal conceito é denominado de lei fundamental de engrenamento.

Figura 16: Interação entres engrenagens



Fonte: Shigley 2016

2.6 Engrenagens

2.6.1 Cilíndrica De Dentes Retos

Segundo Shigley (2016) a engrenagem cilíndrica de dentes retos exposta na figura 17 é a mais simples dentre todos os engrenamentos. Os seus dentes são paralelos ao seu eixo de rotação, sendo possível sua utilização para transmissão de rotação ou movimento entre eixos paralelos.

Figura 17: Engrenagens Cilíndricas de Dentes Retos



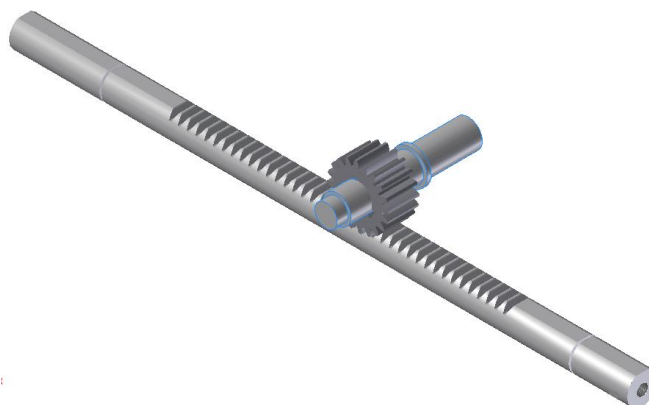
Fonte: Soluções Industriais 2018

Devido a sua simplicidade, baixo custo, admitir grandes relações e ainda de acordo com Shigley (2016) possuírem um rendimento de 98%, a engrenagem cilíndrica de dentes retos possui uma grande aplicação sendo fácil de encontra-las em nosso cotidiano, como em redutores de velocidade, caixa de transmissão, relógios e na grande indústria.

2.6.2 Pinhão e Cremalheira

O sistema pinhão-cremalheira é composto de elementos de máquinas simples, que tem a função de transformar movimento de rotação em translação ou vice-versa. É composto por dois elementos com mesmo módulo e passo, sendo o primeiro deles o pinhão, uma engrenagem cilíndrica e o segundo a cremalheira, que é uma barra que atua como uma engrenagem reta de raio infinito. Na figura 18 pode-se ver um exemplo desse tipo de engrenagem. Esse tipo de engrenagem pode ser utilizado em diferentes áreas, mas geralmente com a mesma finalidade por apresentar grande robustez, são encontradas comumente em portões elétricos, e na automobilística é amplamente usada no sistema de direção do veículo, onde o pinhão fica fixo na caixa de direção enquanto a cremalheira está livre para se movimentar para ambos os lados, permitindo ao condutor do carro o direcionar mudando a angulação do volante que por sua vez será o mesmo no pinhão.

Figura 18: Pinhão e Cremalheira



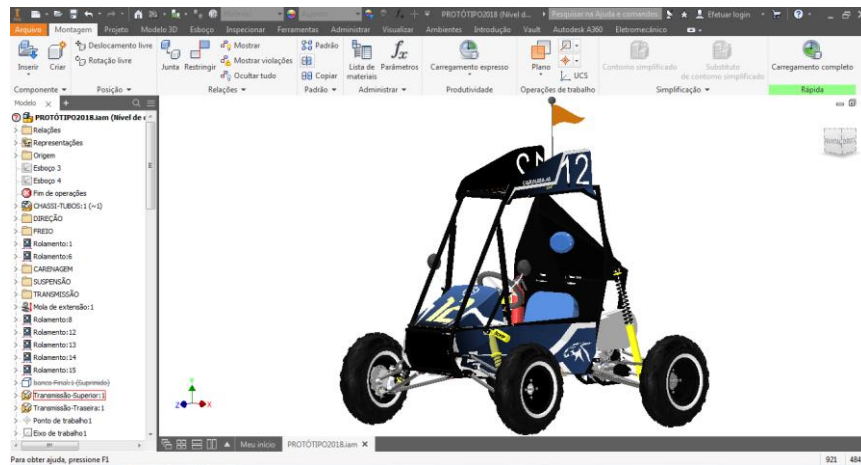
Fonte: Almeida 2016

2.7 Autodesk inventor

O Inventor é um software de modelagem em três dimensões (3D) desenvolvido pela empresa Autodesk. Esse software permite além da modelagem, que os protótipos desenvolvidos nele sejam funcionais assim como no mundo real, sendo possível ver o seu funcionamento através de animações que agem de acordo com a necessidade do usuário. Autodesk Inventor 2018 versão estudante, que será usado neste trabalho, também permite avaliar o comportamento mecânico dos sistemas desenhados, onde através de simulação de tensão, mostra as deformações

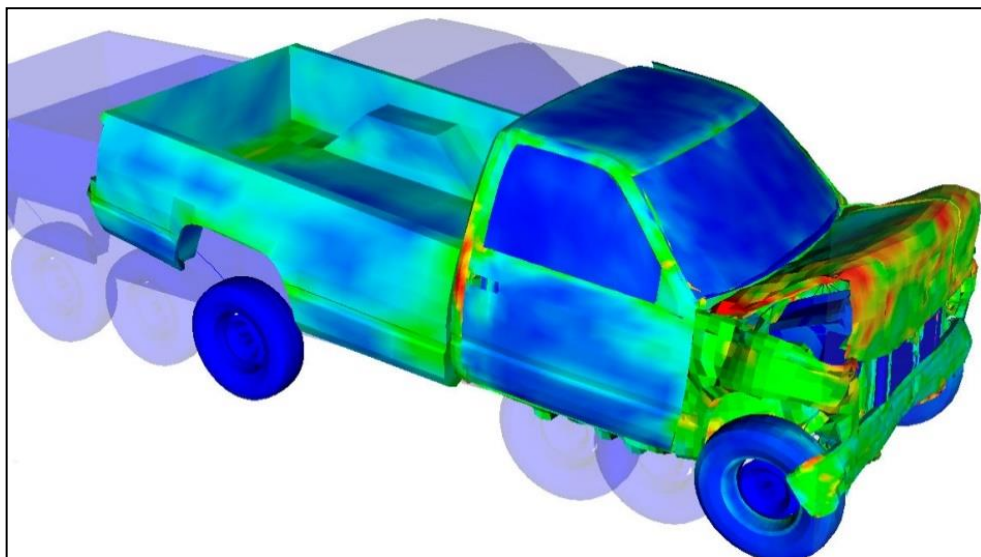
causadas pelos esforços de entrada assim como gravidade e outros fatores externos. Nas figuras 19 e 20 pode ser visto o ambiente de montagem e simulação respectivamente.

Figura 19: Ambiente de Montagem Inventor 2018



Fonte: autoria Própria

Figura 20: Ambiente de Simulação Inventor



Fonte: www.keepcad.com.br (2018)

2.8 ADAMS

Segundo Diniz (2014) o MSC ADAMS/CAR® é o software com formulação dinâmica na teoria mult corpos, que permite a caracterização das cargas e forças e, ajuda também, na otimização de desempenho dos sistemas. Podendo nele ser desenvolvido modelos de todos sistemas de um veículo como por exemplo os de interesse desse trabalho, os sistemas de suspensão e direção, como visto na figura 21.

Para desenvolver o modelo no ADAMS foi usado como base um protótipo feito em software CAD/CAE, que é bem aproximado do protótipo real já fabricado. Para execução são capturadas as coordenadas dos principais pontos das suspensões, rodas, direção e transmissão no software CAD/CAE Inventor Autodesk e após aplicado nos pontos (*hardpoints*) do software ADAMS.

Figura 21: Modelo Proposto no ADAMS



Fonte: Diniz 2014

2.9 Baja SAE

“O programa Baja SAE BRASIL é um desafio lançado aos estudantes de Engenharia que oferece a chance de aplicar na prática os conhecimentos adquiridos em sala de aula, visando incrementar sua preparação para o mercado de trabalho” (BAJA SAE, 2018). Os alunos de instituições superiores, terão como desafio fazer um projeto detalhado, dimensionar, construir e testar um veículo off Road do tipo Baja que é um carro com o chassi feito em estrutura tubular. As equipes vencedoras do Baja SAE Brasil ainda são convidadas a participar da competição a nível internacional nos Estados Unidos.

Além da competição a nível nacional também existem as etapas regionais que acontecem no sul, sudeste e nordeste. Cada equipe deve possuir seus próprios carros, seguindo normas impostas pelo regulamento disponibilizado pela SAE (*Society of Automotive Engineers*). Durante as competições o carro é submetido as diversas provas, que são, segurança, tração, aceleração e velocidade máxima, suspensão, manobrabilidade e fechando com o enduro de resistência como visto na figura 22.

Figura 22: Competição Baja SAE - regional nordeste – Salvador (BA) 2018



Fonte: Comitê Baja SAE Nordeste 2018

3 METODOLOGIA

Será abordado a metodologia utilizada para o desenvolvimento e concepção desse trabalho de conclusão de curso. Tendo como base o projeto do sistema de direção do protótipo intitulado de Severo da equipe CARAUBAJA SAE, pertencente a Universidade Federal Rural do Semi-Árido Campus Caraúbas. O Severo é um veículo *off-road* (fora de estrada) que equipado com uma suspensão do tipo duplo A na dianteira e sistema de direção do tipo pinhão cremalheira, sem juntas universais ou cruzetas na coluna de direção, entregando todo o torque imposto no volante sem grandes percas e atrasos para as engrenagens.

3.1 Modelagem do sistema de direção na situação estática

A modelagem tem a função de determinar a relação de ângulo gerado no volante pelo condutor e sua resposta nas rodas do veículo, gerando um perfil de ângulos de esterçamento. O modelo aqui adotado deve apenas ser aplicado em condições com inexistência de forças laterais e de tração as quais são consideradas.

Com as equações cinemáticas e da geometria do sistema em estudo definido, foi desenhado ambiente CAD Inventor e posteriormente transferidos para o software de simulação ADAMS/CAR onde os cálculos de torque são realizados. Todos os resultados de simulação desconsideram a rigidez dos componentes do sistema por se tratar de simulação estática.

A tabela 1 apresenta os parâmetros iniciais usados na modelagem realizada no software de CAD e simulação para aquisição dos resultados. Parâmetros esses obtidos através de medidas reais do protótipo e modelagem geométrica.

Tabela 1: Parâmetros Iniciais

Parâmetros do veículo	Dimensões
Entre eixos	1450 mm
Bitola dianteira	1300 mm
Raio do pneu	292,1 mm
Largura do pneu	177,8 mm
Massa no eixo dianteiro	92,8 kg

Inclinação do pino mestre	11,6°
Ângulo de caster	20,0°
Distância do pino mestre até ponto de fixação do braço de direção	62,8 mm
Distância do CG (positivo para frente)	721 mm
Ângulo máximo de esterçamento na roda interna a curva	45,0°
Diâmetro do volante	310,0 mm
Diâmetro do pinhão	42,0 mm
Redução da Engrenagem	1,4:1

Fonte: autoria própria

3.1.1 Modelagem no Inventor

Primeiramente em ambiente CAD utilizando o Inventor foi modelado o *layout* de Arckerman em 2D objetivando criar diagrama cinemático do mecanismo e assim se ter parâmetros como tamanho, deslocamento da cremalheira e dimensões dos braços de direção. Após essa etapa foi realizada a modelagem 3D de todos os componentes do sistema e posteriormente executada a montagem de todas as peças no chassi de forma virtual, sempre garantido que todos os pontos ideais da geometria fossem mantidos.

3.1.2 Modelagem no ADAMS/CAR

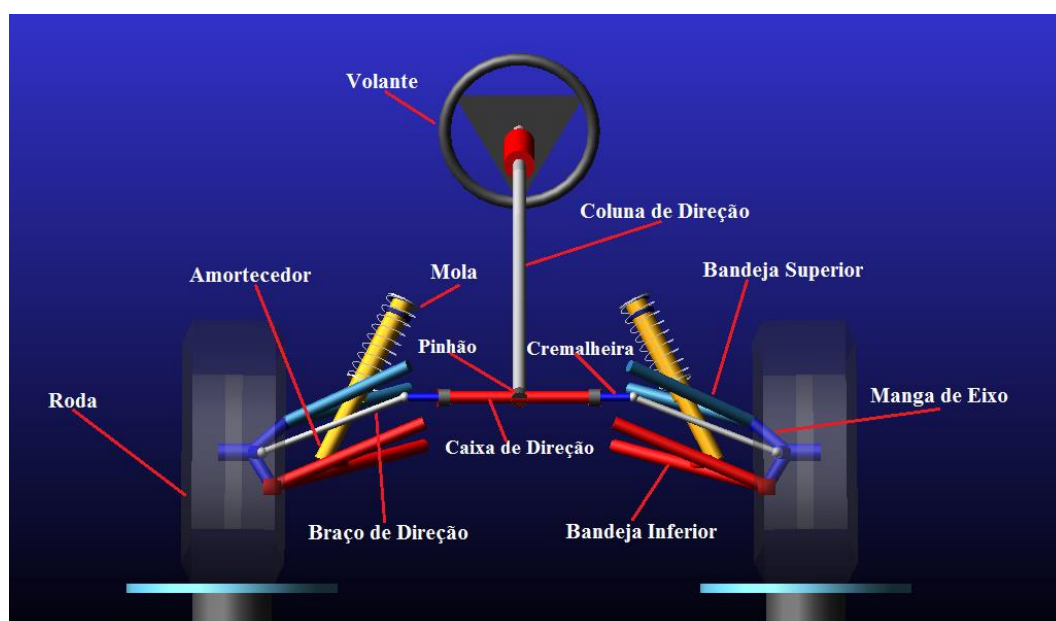
Tendo o desenho 3D pronto se deu início a modelagem no ADAMS/CAR, que aconteceu de seguinte modo: foram capturados no Software de CAD/CAE Autodesk Inventor os pontos principais da geometria de suspensão dianteira do veículo, assim como todas as coordenadas dos pontos do sistema de direção, e ambos foram inseridos nos pontos ou *hardpoints* no Software ADAMS/CAR, pois eles determinam a posição dos elementos de construção de um protótipo virtual.

Com os parâmetros é gerado um modelo do sistema de direção e suspensão dianteira no ADAMS\CAR com bandeja do tipo Duplo A superior e inferior, amortecedores, molas, manga de eixo, rodas, braços de direção, pinhão, cremalheira, coluna e volante. Como pode ser visto

na figura 23. A partir da modelagem podem ser feitas simulações para obtenção dos torques do sistema, que poderão ser vistos através de gráfico gerados pelo Software. Retornando resultados muito precisos com relação ao obtidos apenas pelas equações, uma vez que na simulação considera-se o atrito existente entre os componentes do sistema, angulações dos elos do mecanismo e interação entre os mesmos, o que não acontece nas equações pois estas consideram apenas o atrito do pneu com o solo.

Para as simulações foi utilizando o pneu *pac mc 120 70R17 cross* e feitas mudanças em seus parâmetros, como dimensões (Tabela 1) e coeficiente de atrito, sendo usado μ igual a 1, proposto por Fernandes 2005, para que chegasse a parâmetros mais próximos do pneu utilizando do baja. Para simular será usado o *sterring*, com input de 100° no volante para em sentido horário e 100° no sentido anti-horário, e 250 *steps*.

Figura 23: Sistema gerado pelo ADAMS



Fonte: Autoria Própria

3.2 Principais momentos e força no sistema de direção

Para esse trabalho serão desconsideradas as forças de tração e forças laterais, pois todo o estudo foi realizado considerando um veículo na sua condição estática. Essa condição é considerada em termos de conforto crítica pois exige do condutor um maior esforço para realização das manobras do veículo. Assim, foram abordados os momentos e forças tidos como mais importantes nas considerações realizadas nesse trabalho.

3.2.1 Torque máximo no Pino mestre (*KingPin*).

Uma variável muito importante a ser considerada no projeto é o torque máximo no pino mestre na condição estática. Neste trabalho foi utilizado a equação 3 propostas por Sharp e Grange (2003). A área de contato do pneu com o solo está atrelada a pressão e carga no eixo, pois a medida que a pressão aumenta a área de contato pneu solo diminui, e quanto maior a carga maior será o contato. Outro fator que vale salientar é que a equação em questão irá calcular o toque em uma das rodas, e para se ter o toque total é preciso aplicá-la a cada lado do veículo. Para definição da carga no eixo dianteiro será usada massa no eixo multiplicada pela gravidade, e devido ao veículo ser simétrico será necessário apenas dividir a carga encontra por 2 para aplicá-la na equação 3.

$$T = \frac{2\mu}{3} \cdot \frac{W^{1,5}}{\sqrt{\pi P}} \quad (3)$$

Sendo:

- μ – Atrito estático do pneu com o solo
- W – Carregamento dado em [N]
- P – Pressão no pneu dado em [N/m²]
- T – Torque máximo no KingPin

3.2.2 Toque no volante

De posse da relação de transferência de torque exposta na equação 4, fundamentada por Shigley (2011), e aplicando o torque encontrado na equação 3, junto com os diâmetros das engrenagens presentes na tabela 1, pode ser encontrado o toque máximo no volante necessário para esterçar o veículo se assumiu-se que todo o esforço do pino mestre é transmitido ao pinhão.

$$\frac{T_1}{T_2} = \frac{N_2}{N_1} \quad (4)$$

Onde:

- T_1 – Toque de entrada
- T_2 – Torque de saída
- N_1 – Numero de dentes ou diâmetro da engrenagem menor
- N_2 – Numero de dentes ou diâmetro da engrenagem maior

3.2.2 Força exercida no volante

Por fim é necessário se saber a força máxima exercida pelo condutor do veículo para realizar as manobras de curvas ou esterçamento. Para tal será utilizada a equação do torque ou momento de uma força presente na equação 5, fundamentada por Young e Freedman (2009). Aplicando o torque encontrado na equação 4, e o raio do volante que mede 155mm.

$$T = F \times D \quad (5)$$

Sendo:

- T_v – Toque no volante
- F – Força exercida no volante
- D – Braço de alavanca (raio do volante)

3.3 Comparação entre torque no volante simulado e calculado

Para ser calculado a diferença percentual entre o toque obtido na simulação e o calculado, será usada a equação 6. Logo após serão descritas as possíveis causas da diferença entre resultados obtidos.

$$\%E = \frac{|T_{\text{Simulação}} - T_{\text{Calculado}}|}{T_{\text{Simulação}}} \times 100 \quad (6)$$

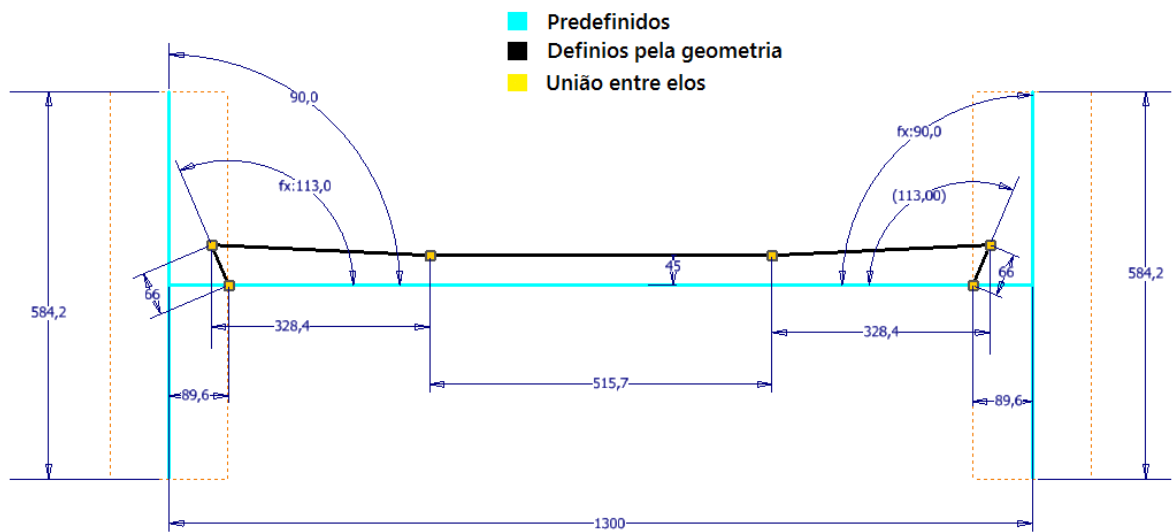
4 RESULTADOS E DISCURSÃO

4.1 Modelagem no inventor

4.1.1 Diagrama cinemático

Após a implementação de toda teoria vista no decorrer do trabalho foi determinado e desenhado o diagrama cinemático do sistema no Autodesk Inventor em 2D, o qual pode ser visto na figura 24, sendo um mecanismo quatro barras com formato trapezoidal, assim como era previsto de acordo a teoria vista no tópico 1.3.1, deste trabalho.

Figura 24: Diagrama cinemático do sistema de direção



Fonte: Autoria Própria

4.1.2 Modelagem 3D

Com o modelo 2D pronto aliada a geometria de suspensão, foi possível a elaboração e modelagem 3D, apresentado na figura 25. Assim foi possível extrair os *hardpoints* para implementação no ADAMS/CAR®.

Figura 25: Modelo 3D da suspensão dianteira e direção



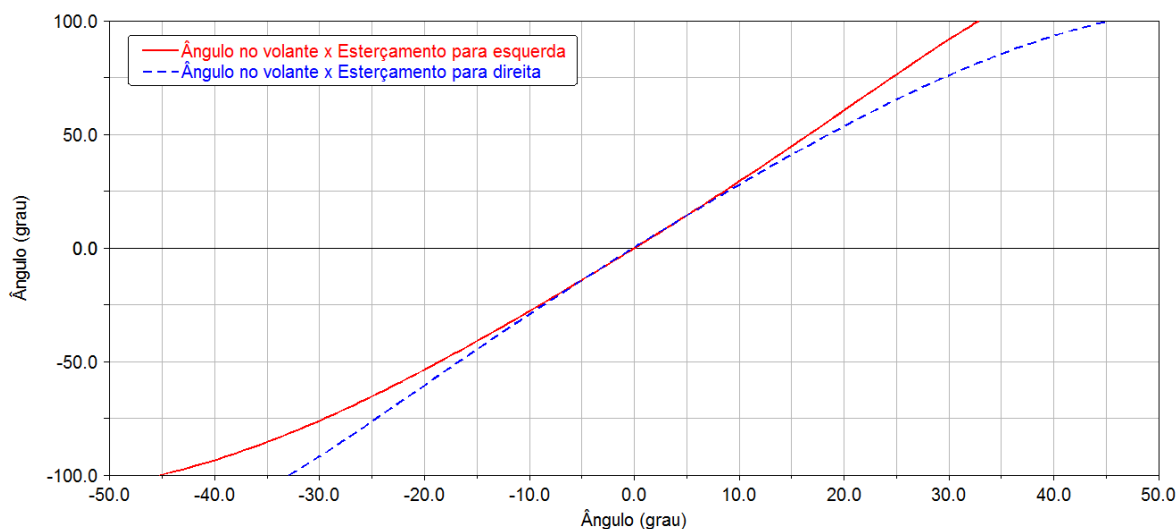
Fonte: Autoria Própria

4.2 Simulações do ADAMS/ CAR

4.2.1 validação da transferência de ângulos

A simulação a seguir valida a transferência de ângulo do volante para as rodas do veículo. Logo é mostrando na figura 26 que o objetivo de 100° no volante para 45.64° na roda do veículo foi atingido em manobras para ambos os lados.

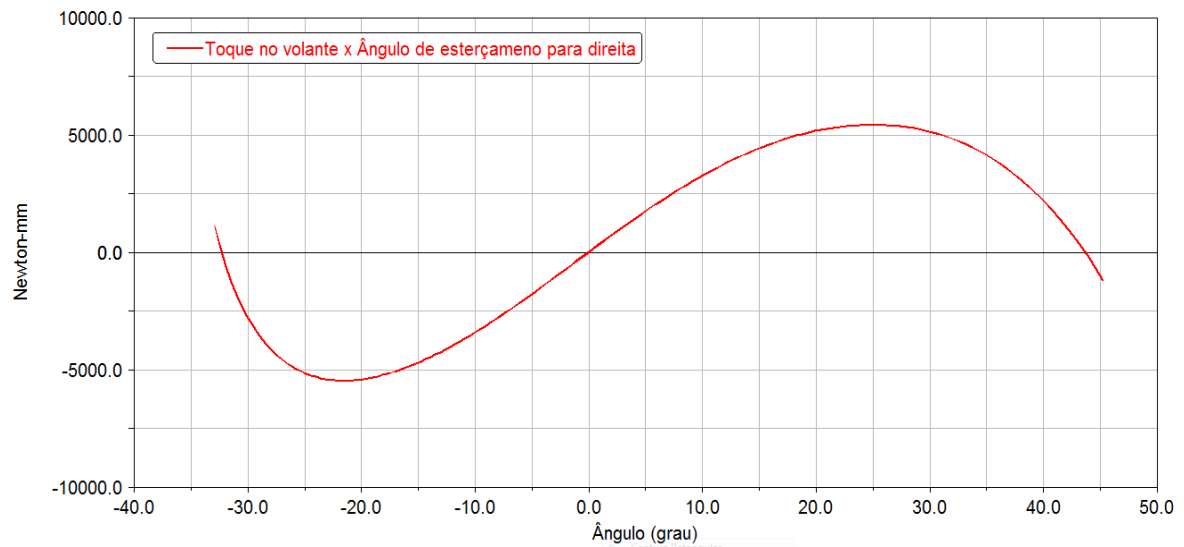
Figura 26: Ângulo no volante x Esterçamento



4.2.2 Torque máximo no volante

Após toda a modelagem e inseridos os parâmetros apresentados na sessão 4, o resultado do torque em função do ângulo tem seu máximo com um valor nominal de 5.5 N.m para rotacionar o volante quando utilizando um ângulo de $24,9^\circ$ graus na roda interna a curva, como visto na figura 27.

Figura 27: Torque no volante X Ângulo de esterçamento



4.2.3 Força de esterçamento no volante através de dados simulados

Aplicando o torque máximo, encontrado na simulação acima, e raio do volante citado no item 3.2.2 tem-se que a força máxima que o piloto exercera no volante para manobrar o veículo é:

$$T_V = F_V \times D \quad \text{Eq: (5)}$$

$$F = \frac{T_V}{D}$$

$$F_V = \frac{5,5 \text{ N.m}}{0,155 \text{ m}}$$

$$F_V = 35,5 \text{ N}$$

4.3 Cálculos

4.3.1 Torque no pino mestre

O toque máximo gerado no pino mestre (T_P) na roda direita, segundo o equacionamento proposto no item 3.2.1 deste trabalho é:

Tabela 2: Parâmetros da equação 3

Parâmetros	Valor
Atrito (μ)	1
Carga no eixo dianteiro direito (W)	454,94 N
Pressão interna no pneu (P)	34478,8 psi

$$T_P = \frac{2\mu}{3} \cdot \frac{W^{1,5}}{\sqrt{\pi P}} \quad \text{Eq: (3)}$$

$$T_P = \frac{2 \times 1}{3} \times \frac{(454,94 \text{ N})^{1,5}}{\sqrt{\pi \times 34478,8 \text{ N/m}^2}}$$

$$T_P = 19,7 \text{ N.m}$$

O resultado encontrado é para apenas uma das rodas do veículo, para o troque total é preciso multiplicar o torque encontrado por 2 (pois a carga se divide igualmente para os dois lados do veículo), chegando em:

$$2T_P = 39,4 \text{ N.m}$$

4.3.2 Torque no volante

Assumindo que o toque no pino mestre (T_P) chega integralmente ao pinhão, pode ser aplicada a equação presente no item 3.2.2, tendo como resultado:

$$\frac{T_1}{T_2} = \frac{N_2}{N_1} \quad \text{Eq: (4)}$$

$$T_2 = \frac{N_2}{N_1} \times T_1$$

$$T_2 = \frac{0,042 \text{ m}}{0,310 \text{ m}} \times 39,4 \text{ N.m}$$

$$T_V = 5,3 \text{ N.m}$$

4.3.3 Força de esterçamento no volante através de cálculo elementar

A partir do torque (T_V) encontrado no volante, pode-se aplica-lo na equação 5 e assim encontrando a força máxima de esterçamento, ou seja, a força máxima que necessária o piloto exercera para manobrar o veículo na situação estática.

$$T_V = F \times D \quad \text{Eq: (5)}$$

$$F_V = \frac{T_V}{D}$$

$$F_V = \frac{5,3 \text{ N.m}}{0,155 \text{ m}}$$

$$F_V = 34,4 \text{ N}$$

4.4 Comparação entre dados simulados e calculados

Comparando os resultados do torque no volante encontrado através da simulação e o calculado tem-se o resultado exposto abaixo obtido através da equação 6.

$$\%E = \frac{|T_{Simulação} - T_{Calculado}|}{T_{Simulação}} \times 100 \quad Eq: (6)$$

$$\%E = \frac{|5.5 - 5.3|}{5.5} \times 100$$

$$\%E = 3.6\%$$

O erro é decorrente da maior precisão dos cálculos realizados pelo ADAMS/CAR®, como já foi abordado na metodologia, outro fator é que, de acordo com Sharp e Granger (2003) a equação 3 tem valores mais próximos do real quanto menor for o offset do veículo, pois ela não o leva em consideração, enquanto o ADAMS/CAR® o inclui na simulação.

5 SUGESTÃO PARA TRABALHOS FUTUROS E PROPOSTAS DE MELHORIAS.

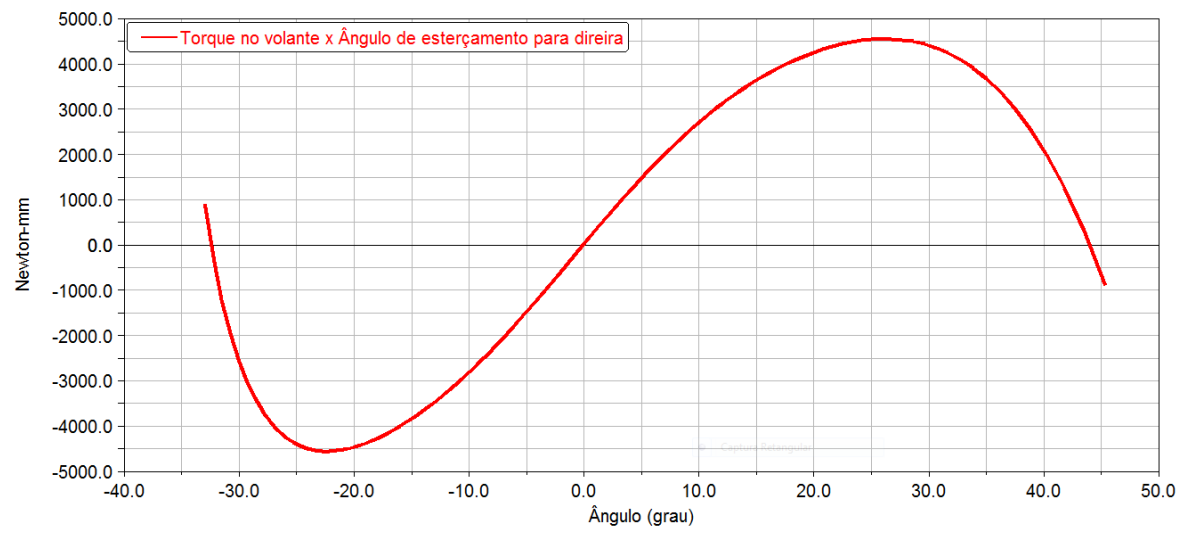
5.1 Estudo para redução do toque máximo no pino mestre

Com base na equação 3 pode ser percebido dois fatores que influenciam fortemente no torque máximo de esterçamento, sendo eles a carga existente no eixo e a pressão do pneu. O excesso de carga pode ser resolvido com a substituição dos materiais existentes por outros com menor massa ou até mesmo com a mudança de geometria dos componentes, porém com relação a variação de pressão no pneu se tem uma problemática maior, pois segundo Nicolazzi (2008) o pneu influencia diretamente na dinâmica do veículo, como por exemplo na manobrabilidade, capacidade de superação de obstáculos, frenagem, tração e etc, dessa forma simplesmente elevar sua pressão não seria o ideal pois ela deve ser variada de acordo com as necessidades impostas ao veículo.

5.2 Modificação da relação de engrenagem (Pinhão e Cremalheira)

Outra forma de reduzir o esforço imposto pelo condutor do veículo em condição estática, seria um aumento da redução de engrenagem (pinhão e cremalheira), diminuindo assim transferência de torque do pino mestre para o volante. Substituindo a relação atual que se faz necessário 100° no volante para 45,64° na roda interna a curva, por uma de 140° no volante para 45,64° na roda interna a curva, teria uma redução de 17,53% no torque no volante, como visto no gráfico 2, o qual teria um torque máximo de 4,6 Nm. Porém é importante considerar as consequências que essa alteração pode ter no conforto, dirigibilidade e ergonomia do piloto.

Figura 28: Relação Sugerida



6 CONCLUSÃO

Neste trabalho foi realizada uma análise do sistema de direção de um veículo do tipo baja em sua situação estática através de simulações realizadas no ADAMS/CAR® e formulações matemáticas, com intuito de determinar os principais torques e a força de entrada no volante, ou a força máxima necessária para esterçar o veículo.

Por meio das simulações foram obtidos:

- Validação da transferência de ângulo do volante para as rodas do veículo.
- A variação do torque no volante de acordo com o esterçamento.
- Uma análise de uma nova engrenagem (pinhão e cremalheira).

Por meio das formulações matemáticas foram obtidos:

- O torque máximo no pino mestre pino mestre.
- O torque máximo no volante.
- A força máxima que o piloto precisará exercer para manobrar o veículo.

Com base nos pontos citados pode-se afirmar que todos os objetivos deste trabalho foram atingidos. Além dos resultados ainda foram citados melhorias e estudos para trabalhos futuros. O presente trabalho irá agregar para o sistema de direção do Severo no sentido de ser capaz de validar e quantificar os principais torque e força do sistema para situação estática, gerando melhores resultados em futuras competições para a equipe CARAUBAJA SAE, sendo possível ainda com base nos resultados do trabalho projetar um sistema de direção que possibilite mais conforto ao condutor do veículo.

7 REFERENCIAS

ALMEIDA, Bruno Cristian. **Desenvolvimento de um sistema de direção para um veículo off-road do tipo baja sae** . 2016. 64 p. Monografia (Bacharel em Ciência e Tecnologia)- Universidade Federal Rural do Semi-Árido, Caraúbas, 2016. 1.

BUDYNAS, Richard G.; NISBETT, J. Keith. **Elementos de maquina de shigley**. 10. ed. Porto Alegre: AMGH Editora Ltda., 2016. 1073 p. v. 1.

Crouse, William Harry, **Automotive Mechanics**, New York: McGraw-Hill, 4th edition, 1960.

DINIZ, Diego David Silva. **Estudo Da Dinâmica Vertical Em Suspensão Duplo A De Um Veículo Off-Road Tipo Baja**. 2014. 128 f. Dissertação (Mestrado) - Curso de Programa de Pós-graduação em Engenharia Mecânica, Centro de Ciências e Tecnologia, Universidade Federal de Campina Grande, Campina Grande - Pb, 2014.

FERNANDES, Marcelo Arronilas. **Estudos em um sistema de direção veicular**. 2005. 99 p. Dissertação (Título de Mestre Profissional em Engenharia Automotiva) - Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, São Paulo, 2005.

GILLESPIE, THOMAS D. **Fundamentals of vehicle dynamics**. 1992. Society of Automotive Engineers, Inc.

Jazar, Reza N.. **Vehicle dynamics: Theory and applications**. Springer Science and Business Media, LLC. New York, NY, USA, 2008.

MARTINS, Hugo Leonardo Mendes. **Simulação dinâmica de um veículo sob diferentes geometrias de direção**. 2010. 117 f. Dissertação (Mestrado) - Curso de Engenharia Mecânica, Centro Universitário da Fei, São Bernardo do Campo, 2010.

Nicolazzi, L.C. **Dinâmica veicular**, Santa Catarina, 2008 [Apostila do curso de especialização em engenharia automotiva da Universidade Federal de Santa Catarina].

NORTON, Robert L. **Projeto de máquinas : uma abordagem integrada**. 4. ed. Porto Alegre: Bookman, 2013. 1028 p. v. 1.

OLIVEIRA, Rodrigo Luiz Pinheiro de. **Impactos da qualidade percebida sobre as atitudes e intenções comportamentais de proprietários de automóveis**. 2010. 110 f. Dissertação (Mestrado) - Curso de Mestrado da Faculdade de Ciências Empresariais da Universidade Fumec, Universidade Fumec, Belo Horizonte, 2012.

R. S. Sharp and R. Granger, **On car steering torques at parking speeds**, **Electrical and Electronic Engineering**, Imperial College of Science, London, Abbey Road, c2003;

SAE Brasil, (2018) **Programas Estudantis: O que é o Baja**. [online] Disponível em: <http://www.saebrasil.org.br/eventos/ProgramasEstudantis/site/baja2018/> Acessado em : 21 de ago. de 2018.