



PROJETO DE SISTEMA DE DIREÇÃO PARA VEÍCULOS OFF-ROAD

GUSTAVO FERREIRA DE FREITAS

*Dissertação apresentada à Escola Superior de Tecnologia e de Gestão
de Bragança para obtenção do Grau de Mestre em Engenharia
Industrial*

*No âmbito de dupla diplomação com a Universidade Tecnológica
Federal do Paraná, campus de Londrina-PR*

Orientado por

Professor Doutor João Eduardo Pinto Castro Ribeiro

Professora Doutora Janaína Fracaro

Esta dissertação não inclui as críticas e sugestões feitas pelo júri

BRAGANÇA

2020



GUSTAVO FERREIRA DE FREITAS

PROJETO DE SISTEMA DE DIREÇÃO PARA VEÍCULOS OFF-ROAD

Dissertação apresentada ao Programa de Dupla Diplomação entre a Universidade Tecnológica Federal do Paraná e o Instituto Politécnico de Bragança, como requisito para a obtenção do título de Mestre em Engenharia Industrial – Ramo Engenharia Mecânica.

Orientador: Professor Doutor João Eduardo Pinto Castro Ribeiro

Co-orientador: Professora Doutora Janaína Fracaro

BRAGANÇA

2020

Dedico este trabalho à minha família, em especial aos meus avós e minha mãe que sempre me apoiaram e se sacrificaram em prol dos meus sonhos e objetivos.

AGRADECIMENTOS

Em primeiro lugar quero agradecer a minha mãe que sempre me apoiou e esteve presente em minha vida, me orientando e incentivando a correr atrás de todos os meus objetivos. Incluo também a minha família que sempre buscou me ajudar e apoiar e que direta ou indiretamente acrescentou na minha criação.

Agradeço a equipe LondriBaja – UTFPR Londrina por me fornecer informações de seu trabalho e permitir que eu estivesse presente em tantos momentos importantes. Ainda agradeço a direção e coordenadores da UTFPR – Londrina e do Instituto Politécnico de Bragança pela oportunidade e apoio a essa etapa da minha vida.

Quero agradecer ao meu orientador Prof. Dr. João Ribeiro e a minha co-orientadora Prof. Dr. Janaína Fracaro junto ao professor Ronnie Rego, pelo apoio e sabedoria com a qual me guiaram neste trabalho.

Minha gratidão especial aos meus amigos que me apoiaram com o desenvolvimento deste trabalho, em especial ao Bernardo Teloecken, Diego Henrique, Gabriel Domingues e Rafael Boasorte por toda a ajuda durante esse percurso.

Por fim, quero agradecer a todos os meus amigos e professores que me acompanharam ao longo desta caminhada. Especialmente a Laura Minetto que me acompanhou e apoiou durante minha estadia em Portugal e aos meus amigos de moradia e o “Clube dos 5 + Kauê”, que levarei no peito por toda a vida. A todos aqui citados e inclusive aqueles não citados, mas que de alguma forma fizeram parte desta jornada, meus sinceros Muito Obrigado!

RESUMO

O presente projeto busca ter relevância na área acadêmica e industrial, pois visa compreender a importância de projetos extracurriculares durante a graduação, se aprofundando no projeto Baja SAE e sendo uma base para acadêmicos envolvidos na área. Tendo como motivação deste trabalho a possibilidade de o mesmo ser referência tanto para projetos acadêmicos quanto para industriais, elevando a qualidade, desempenho e segurança na área. Para isso realiza um estudo de caso com o objetivo projetar um sistema de direção para veículos off-road, em especial protótipos Baja SAE e realizar uma análise seguida de proposta de geometria de direção. A partir de ferramentas de criação e qualidade serão obtidos todos os requisitos desejados e necessários para a elaboração dos dados de entrada, além disso todos dimensionamentos seguem normas de engenharia e parâmetros reais obtidos a partir de uma equipe brasileira e trabalhos na área. Para garantir a confiabilidade dos dimensionamentos, estes utilizaram métodos matemáticos a partir de modelos já validados pela engenharia. Em acréscimo, efetuou-se uma análise do comportamento direcional dos protótipos anteriormente desenvolvidos pela equipe em estudo de caso com o intuito de encontrar os problemas originados pela geometria de direção e os corrigir. Por fim é analisado a coerência dos resultados obtidos com a realidade do mercado e o alcance dos objetivos pré-determinados no trabalho. Isso permitirá concluir que a dissertação obteve um resultado aceitável e coeso.

Palavras-chave: Dinâmica veicular; Caixa de direção; Baja SAE; Dimensionamento; Geometria de Ackerman; Todo terreno.

ABSTRACT

This project seeks to have relevance in the academic and industrial area, since it understands the importance of extracurricular projects during graduation, to deepen in the Baja SAE project and to be a base for academics involved in the area. Having as motivation of this work the possibility of being the same reference, both for academic and industrial projects, raising the quality, performance and safety in the area. To carry out a case study in order to design a steering system for off-road vehicles, in particular Baja SAE prototypes and perform an analysis followed by the proposed steering geometry. Based on creation and quality tools, all the desirable and necessary requirements for the creation of input data, in addition, all the designs follow engineering standards and real tests, from a Brazilian team and work in the area. To guarantee the design requirements, these mathematical methods are used from models already validated by engineering. In addition, an analysis of the directional behavior of the prototypes was previously carried out, applied by the case study team in order to find problems originated by the direction and correction geometry. Finally, the consistency of the results obtained with the market reality and the achievement of pre-selected objectives at work is analyzed. This concludes that a registered dissertation is an acceptable and consistent result.

Keywords: Vehicle dynamics. Direction box. Baja SAE. Sizing. Ackerman geometry. Off-road.

ÍNDICE

1 INTRODUÇÃO.....	16
1.1 Motivação	17
1.2 Justificativa	18
1.3 Objetivos Gerais	19
1.4 Estrutura do Trabalho	19
2 REFERENCIAL TEÓRICO	21
2.1 Projeto BAJA SAE	22
2.1.1 Equipe LondriBaja UTFPR – Londrina	22
2.1.2 Regulamento Baja SAE – Direção	23
2.2 Sistema de Direção	23
2.2.1 Tipos de sistemas de direção	25
2.2.2 Sistema de direção mecânica.....	30
2.2.2.1 Direção pinhão cremalheira	30
2.2.2.2 Direção de rosca sem fim e setor	31
2.2.2.3 Direção de esferas circulantes	32
2.3 Dinâmica Veicular	33
2.3.1 Geometria de Ackerman.....	34
2.3.2 Convergência e divergência	35
2.4 Requisitos de Projeto.....	38
2.4.1 Benchmarking.....	38
2.4.2 Matriz morfológica.....	39
3 DESENVOLVIMENTO.....	40
3.1 Planejamento de Projeto.....	41
3.1.1 Requisitos de projeto	41
3.1.2 Principais falhas.....	42
3.1.3 Análise de mercado	43
3.1.4 Esboço inicial do projeto da caixa de direção.....	46
3.2 Projeto Preliminar	47
3.2.1 Parâmetros de entrada	48
3.2.1.1 Binário de direção.....	48
3.2.1.2 Ângulo de giro das rodas	48
3.2.1.3 Curso da cremalheira e diâmetro de pinhão.....	51
3.2.2 Parâmetros de saída	55

3.2.2.1 Dimensionamento do pinhão	55
3.2.2.1.1 Tensões de flexão	55
3.2.2.1.2 Tensões superficiais.....	61
3.2.2.1.3 Otimização e dimensão final do pinhão	68
3.2.2.2 Dimensionamento e posicionamento da cremalheira	69
3.2.2.3 Dimensionamento do eixo	70
3.2.2.4 Dimensionamento da chaveta.....	76
3.2.2.4.1 Corte da chaveta	76
3.2.2.4.2 Esmagamento da chaveta	77
3.2.2.5 Dimensionamento dos rolamentos	78
3.2.2.6 Seleção das buchas deslizantes	79
3.3 Projeto Conceptual.....	80
3.4 Projeto Detalhado.....	83
3.5 Análise de Geometria de Direção.....	84
3.5.1 Geometrias anteriores	84
3.5.2 Geometria proposta.....	86
3.5.3 Análise de comportamento das geometrias	88
4 CONCLUSÃO E SUGESTÃO DE TRABALHOS FUTUROS.....	94
REFERÊNCIAS	96
APÊNDICE A - Configurações para análise de curso de cremalheira	98
APÊNDICE B - Algoritmos em Matlab	102
APÊNDICE C - Desenho técnico dos componentes	111
ANEXO A - Tabelas para cálculo de modo de falha de tensão por fadiga.....	121
ANEXO B - Tabelas para cálculo de modo de falha de tensão por fadiga.....	125
ANEXO C - Tabelas para dimensionamento do eixo e chavetas.....	128

LISTA DE TABELAS

Tabela 1– Aplicabilidade de sistemas de direção	26
Tabela 2 – Pontos de avaliação do Sistema. Fonte: Reimpell, Stoll e Betzler (2001).....	31
Tabela 3 – Matriz morfológica da caixa de direção	46
Tabela 4 – Resultados previstos	53
Tabela 5 – Resultados previstos.....	54
Tabela 6 – Dimensões dos elementos da figura 53	85
Tabela 7 – Dimensões dos elementos da Figura 53	87
Tabela 8 – Dados sobre a caixa de direção	88
Tabela 9 - Fator geométrico de flexão J com carregamento HPSTC.....	122
Tabela 10- Fatores de aplicação.....	122
Tabela 11 - Fator de distribuição de carga.....	123
Tabela 12 - Resistência à fadiga de flexão AGMA para seleção de materiais para engrenagens	123
Tabela 13 - Fator de confiabilidade AGMA	124
Tabela 14 - Coeficiente elástico da AGMA.....	126
Tabela 15 - Resistência à fadiga de superfície da AGMA para seleção de materiais	126
Tabela 16 - Fator de confiabilidade	129
Tabela 17 – Propriedades de materiais.....	130
Tabela 18 - Constante de Neuber para aços.....	131
Tabela 19 - Chavetas padronizadas	131

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Fluxograma intelectual. Fonte: Autor (2020)	21
Figura 2 – Exemplo de patente de direção. Fonte: ADAPTADO DE RATBSB (2019)	23
Figura 3 – Componentes de Sistema de direção hidráulica. Fonte: Revista “O MECÂNICO” (2015).....	24
Figura 4 - Benz Patent Motorwagen. Fonte: Espaço car (2016)	25
Figura 5 – Direção assistida de pinhão e cremalheira. Fonte: Bosch (2020)	26
Figura 6 – Direção elétrica. Fonte: Bosch (2020).....	27
Figura 7 - Direção elétrica na coluna. Fonte: Bosch (2020).....	27
Figura 8 – Sistema de direção ativa. Fonte: Bosch (2020).....	28
Figura 9 – Servocom. Fonte: Bosch (2020)	28
Figura 10 – Caixa de engrenagens cônicas. Fonte: Bosch (2020).....	29
Figura 11 – Sistema de direção eletro-hidráulica. Fonte: Autodidata (2014)	29
Figura 12 – Caixa de direção mecânica: Pinhão e cremalheira. Fonte: Maria (2014).....	31
Figura 13 – Sistema rosca sem fim e setor. Fonte: Mendonça (2019)	32
Figura 14 – Sistema de esferas circulantes. Fonte: Renault 19 (2011)	33
Figura 15 – Ponto de giro do veículo. Fonte: Gillespie (1992).....	34
Figura 16 – Tipos de geometria de direção de Ackerman. Fonte: Jazar (2014)	35
Figura 17 - Geometria de Ackerman com sistema pinhão e cremalheira. Fonte: Milliken (1995).....	35
Figura 18 – Ilustração de convergência e divergência. Jazar (2014)	36
Figura 19 – Posicionamento do <i>tie-rod</i> . Fonte: Reimpell, Stoll e Betzler (2001)	37
Figura 20 – Comportamento das rodas dianteiras. Fonte: Reimpell, Stoll e Betzler (2001) ...	37
Figura 21 – Comportamento em curva do veículo. Fonte: TOC (2020)	38
Figura 22 – Fluxograma de etapas do projeto. Fonte: Autor (2020)	40
Figura 23 – Falhas na caixa de direção. Fonte: Autor (2020).....	42
Figura 24 – Respostas relacionadas ao uso de metodologia de dimensionamento. Fonte: Autor (2020).....	42
Figura 25 – Respostas relacionadas a satisfação com o protótipo atual. Fonte: Autor (2020)	43
Figura 26 – Respostas sobre o giro máximo do volante. Fonte: Autor (2020)	44
Figura 27 – Respostas sobre o curso total de cremalheira. Fonte: Autor (2020).....	44
Figura 28 – Respostas sobre o diâmetro primitivo do pinhão. Fonte: Autor (2020).....	44
Figura 29 – Respostas sobre o módulo do pinhão. Fonte: Autor (2020).....	44
Figura 30 - Modelos de caixa de direção. Fonte: <i>Project Solutions</i> (2020).....	45
Figura 31 - Modelos de caixa de direção. Fonte: <i>Engineering Bazar</i> (2020)	45
Figura 32 – Corte A-A’ e B-B’ da figura 26. Fonte: Autor (2020)	47
Figura 33 – Esboço inicial da caída de direção. Fonte: Autor (2020).....	47
Figura 34 – Ângulos e distâncias durante o contorno de curva. Fonte: Jazar (2014).....	49
Figura 35 – Espaço requerido para curva. Fonte: Jazar (2014).....	49

Figura 36 – Representação para definição do ângulo do link de direção. Fonte: Autor (2020)	50
Figura 37 – Representação geométrica para equações da Lei dos Cossenos. Fonte: Saber (2019)	52
Figura 38 – Triângulo retângulo. Fonte: Saber (2019)	52
Figura 39 – Representação simplificada do lado esquerdo do sistema de direção. Fonte: Autor (2020)	53
Figura 40 - Representação simplificada lado esquerdo do sistema de direção. Fonte: Autor (2020)	54
Figura 41 – Distribuição de forças no engrenamento. Fonte: Autor (2020)	56
Figura 42 – Modelo de cremalheira. Fonte: Autor (2020)	69
Figura 43 – Binário x Tempo. Fonte: Autor	70
Figura 44 – Vista XY do eixo da caixa de direção. Fonte: Autor (2020)	74
Figura 45 – Plano XZ. Fonte: Autor (2020)	74
Figura 46 – Plano XY. Fonte: Autor (2020)	75
Figura 47 – Distribuição de forças em posição inicial. Fonte: Autor (2020)	80
Figura 48 – Vista frontal da caixa de direção. Fonte: Autor (2020)	81
Figura 49 - Vista isométrica da caixa de direção. Fonte: Autor (2020)	81
Figura 50 – Corte na vista lateral da caixa de direção. Fonte: Autor (2020)	82
Figura 51 – Corte na vista frontal da caixa de direção. Fonte: Autor (2020)	82
Figura 52 – Vista explodida da caixa de direção. Fonte: Autor (2020)	83
Figura 53 – Representação de geometria de direção. Fonte: Autor (2020)	85
Figura 54 – Posicionamento do braço de direção. Fonte: Reimpell, Stoll e Betzler (2001)	86
Figura 55 – Esquemático do posicionamento do braço de direção. Fonte: Autor (2020)	87
Figura 56– Ângulo de giro das rodas. Fonte: Autor (2020)	89
Figura 57 – Comportamento da roda para modelo 2019. Fonte: Autor (2020)	90
Figura 58 - Comportamento direcional a rolagem do protótipo 2019. Fonte: Autor (2020)	90
Figura 59 – Comportamento da roda para modelo 2020. Fonte: Autor (2020)	91
Figura 60- Comportamento direcional a rolagem do protótipo 2020. Fonte: Autor (2020)	91
Figura 61 – Comportamento da roda para modelo proposto. Fonte: Autor (2020)	92
Figura 62 - Comportamento direcional a rolagem do modelo proposto. Fonte: Autor (2020)	93
Figura 63 – Configuração 1 dos componentes de direção. Fonte: Autor (2020)	99
Figura 64 - Configuração 2 dos componentes de direção. Fonte: Autor (2020)	99
Figura 65 - Configuração 3 dos componentes de direção. Fonte: Autor (2020)	99
Figura 66 - Configuração 4 dos componentes de direção. Fonte: Autor (2020)	99
Figura 67 - Configuração 5 dos componentes de direção. Fonte: Autor (2020)	100
Figura 68 - Configuração 6 dos componentes de direção. Fonte: Autor (2020)	100
Figura 69 – Configuração 7 dos componentes de direção. Fonte: Autor (2020)	100
Figura 70 – Configuração 8 dos componentes de direção. Fonte: Autor (2020)	100
Figura 71 – Configuração 9 dos componentes de direção. Fonte: Autor (2020)	101
Figura 72 – Configuração 10 dos componentes de direção. Fonte: Autor (2020)	101
Figura 73– Configuração 11 dos componentes de direção. Fonte: Autor (2020)	101

Figura 74 - Índice de qualidade de engrenamento. Fonte: Norton (2013).....	122
Figura 75 - Fator de vida à flexão da AGMA. Fonte: Norton (2013).....	124
Figura 76 - Fator de vida para Resistencia a fadiga de superfície da AGMA. Fonte: Norton (2013).....	127
Figura 77 - Fatores de concentração de tensão para um assento de chaveta produzido por fresa de topo em flexão (Kt) e torção (Kts). Fonte: Norton (2013).....	130

LISTA DE SIGLAS E ABREVIATURAS

AGMA	American Gear Manufacturers Association
CAD	Computer-Aided Design
CVT	Continuously Variable Transmission
HRC	Dureza Rockwell C
RATBSB	REGULAMENTO BAJA SAE BRASIL
SAE	Society of Automobile Engineers
UTFPR	Universidade Tecnológica Federal do Paraná
VCL	Veículos de carga leve
VIC	Valeo Innovation Challenge

LISTA DE SÍMBOLOS

δ_i	Ângulo das roda interna (°)
δ_o	Ângulo das roda externa (°)
l	Distância entre eixos (mm)
w	Bitola dianteira (mm)
R_1	Distância entre o centro de rotação e a linha central do veículo (mm)
R_{Max}	Raio máximo de curva (mm)
R_{Min}	Raio mínimo de curva (mm)
g	Distância do centro da roda dianteira e a extremidade do veículo (mm)
β	Ângulo do link de direção (°)
d_p	Diâmetro primitivo do pinhão (mm) e (in)
N_b	Coefficiente de segurança para flexão
S_{fb}	Resistência corrigida de fadiga à flexão (MPa)
σ_b	Tensão de flexão no pinhão (MPa)
φ	Ângulo de pressão (°)
W_t	Força tangencial no dente (N) e (lb.f)
F	Largura da face (mm) e (in)
m	Módulo do dente (mm)
J	Fator geométrico
W_v	Força vertical (N)
W	Força normal de contato (N)
T	Binário (Nm)

K_v, C_v	Fator dinâmico
V_t	Velocidade tangencial (m/s)
K_A, C_a	Fator de aplicação
K_m, C_m	Fator de distribuição de carga
K_B	Espessura de borda
K_S, C_S	Fator de tamanho
K_I	Fator de ciclo de carga
K_R, C_R	Fator de confiabilidade
K_t, C_t	Fator de temperatura
K_L	Fator de vida do componente
S_{fb}'	Resistência não corrigida de fadiga a flexão (MPa)
N_c	Coefficiente de segurança para contato
S_{fc}	Resistência corrigida de fadiga superficial (MPa)
σ_c	Tensão de superfície no pinhão (MPa)
I	Fator AGMA de geometria de superfície adimensional
C_f	Fator de acabamento superficial
C_p	Coefficiente elástico (psi)
ρ_p	Raio de curvatura dos dentes do pinhão (in)
ρ_g	Raios de curvatura dos dentes da engrenagem (in)
p_d	Passo diametral (in)
r_p	Raio de referência do pinhão (in)
x_p	Coefficiente do adendo do pinhão
C	Distância entre o centro do pinhão e da engrenagem (in)
S_{fc}'	Resistência não corrigida de fadiga a superfície (kpsi)
C_L	Fator de vida da superfície
C_H	Fator de razão de dureza
T_a	Binário alternado (Nm)
T_m	Binário médio (Nm)
d	Diâmetro do eixo (mm)
N_f	Coefficiente de segurança a fadiga
K_f, K_{fm}	Fatores de concentração de tensões em fadiga
M_a	Momento alternado (Nm)
S_e	Limite de resistência de fadiga para vida infinita (MPa)
K_{fs}, K_{fsm}	Fatores de concentração de tensões em corte

M_m	Momento médio (Nm)
S_{ut}	Última resistência de tração (MPa)
C_{temp}	Solicitação de temperatura
C_{car}	Solicitação de carga
C_{sup}	Solicitação de superfícies
C_{tam}	Solicitação de tamanho
C_{conf}	Solicitação de confiabilidade
S_y	Resistência de escoamento em tração (MPa)
K_t, K_{ts}	Fatores de concentração de tensão teórica para a geometria particular
q, q_s	Parâmetros da sensibilidade ao entalhe
$\sqrt{a}, \sqrt{a_s}$	Constante de Neuber
W	Largura da chaveta (mm)
h	Altura da chaveta (mm)
L	Comprimento de chaveta (mm)
σ'_a	Von Mises alternada (MPa)
σ'_m	Tensão de Von Mises média (MPa)
τ_a	Tensão de corte (MPa)
N_{esm}	Coefficiente de segurança para esmagamento
σ	Tensão normal (MPa)
A	Área de esmagamento (mm ²)
F_{max}	Força máxima atuante (N)
σ_a	Tensão alternada (MPa)
L	Vida sob fadiga de mancal de rolamentos
P	Esforços atuantes nos rolamentos (N)
C	Taxa de carga dinâmica básica (N)

1 INTRODUÇÃO

O desafio da formação acadêmica está além da universidade, o desenvolvimento ao longo da graduação e, após a mesma, necessita ir além da sala de aula. Colocar todo o conhecimento teórico adquirido durante anos de estudos em projetos reais, que estarão no dia a dia das pessoas, sendo testado a todos os momentos é um dos maiores obstáculos da carreira de um engenheiro (Furtado, 2013).

Algumas formas de se preparar para a carreira e adquirir experiência prática para o mercado de trabalho é expandir a forma de aprendizagem. Áreas de pesquisa, projetos de extensão, centros acadêmicos entre outras atividades extracurriculares auxiliam na formação e absorção de conhecimento. A realização de atividades além da sala de aula é de extrema importância na preparação dos profissionais e na área da engenharia isso não é diferente. O conhecimento prático auxilia diretamente na qualidade final do produto e, principalmente, diminui as possibilidades de acontecimentos inesperados. Este pensamento é descrito por Romeiro (2010), no qual diz que projetar não é uma atividade em que se pode ensinar ou explicar, como por exemplo em disciplinas descritivas. Pois projetar envolve uma grande quantidade de habilidades e conhecimentos que só são adquiridos na prática. O autor ainda afirma que geração de ideias, avaliação de conceitos e estruturação de habilidades específicas são conhecimentos necessários para a ação.

Com esse pensamento a SAE (*Society of Automotive Engineers*) organiza diversos eventos voltados para a área de engenharia. Sendo o Baja SAE um projeto de extensão, que tem por objetivo promover a aplicação do conhecimento prático aos estudantes. Com presença em diversos países, com maior destaque no Brasil, Estados Unidos, Canadá, Índia e México, ocorrendo competições de níveis regionais, nacionais e mundial, onde se reúnem cerca de 100 equipes de, aproximadamente, 10 países diferentes. A presença em diversos pontos do mundo mostra que o objetivo geral da SAE possui representatividade e está compartilhada por universidades de todo o mundo. Em geral, a rotina e desenvolvimento de trabalho são realizados por alunos, claramente cada equipe possui suas particularidades, porém, visam o mesmo objetivo.

É de suma importância a realização de atividades que estimulem um processo real de desenvolvimento, estimulando os participantes a buscarem soluções criativas e desenvolverem o espírito de trabalho em equipe. No programa Baja SAE esse estímulo se dá pela construção de um protótipo de carro *off-road*, o qual é testado em situações extremas, por meio de competições entre as equipes, avaliando o projeto teórico e prático (SAE, 2019). Em busca de

formação de uma equipe competitiva e bem estruturada é necessário planejamento, dedicação e muito esforço em todo momento. Além disso, é necessário aproveitar e otimizar os recursos disponíveis de modo que os gastos e erros de projeto sejam minimizados, permitindo um resultado final satisfatório e com possibilidades de otimização e aperfeiçoamento (Romeiro, 2010).

A partir deste pensamento, nesta dissertação será descrita uma metodologia de desenvolvimento de uma caixa de direção para veículos *off-road*, além de realizar uma análise do comportamento dinâmico do sistema direcional. A abordagem do projeto estrutural se dá pela necessidade básica do veículo, sendo componente indispensável. Já a relacionada com as análises, implica diretamente na composição da geometria do sistema, fator muitas vezes ignorado ou pouco interpretado como fator de ajuste.

Diferentemente de muitos projetos realizados na área, dos quais optam por realizar os cálculos dos componentes a partir de simulação numérica e simulação dinâmica, este buscará utilizar métodos matemáticos, de forma a garantir numericamente o funcionamento e dimensionamento dos componentes. Isso se dá devido ao fato de que partir para o âmbito de simulações sem o devido conhecimento e experiência pode acarretar em erros de superdimensionamento, sub dimensionamento, *setup* errado no veículo e considerações que comprometam o desempenho do projeto.

Para a elaboração estrutural será realizado o dimensionamento dos componentes que compõem a caixa de direção, visando a otimização e segurança, seguindo normas de órgãos de máquinas na área de engenharia. Assim se garante resultados satisfatórios, além de permitir mudanças em informações de entrada e saída de forma dinâmica e pontual. Já para a análise de dinâmica direcional, partirá do princípio de dinâmica dos corpos rígidos e estruturas matemáticas presentes na engenharia, elaborando manipulações e formulações que permitam conhecer o posicionamento dos componentes e seus comportamentos. É importante salientar que este trabalho estará vinculado diretamente a um estudo de caso, divulgando dados reais e atuais, expondo como modificações a partir de cálculos matemáticos podem gerar melhorias e correções de problemas.

1.1 Motivação

A motivação para a realização deste trabalho se contempla em elevar o nível de desempenho e segurança de protótipos de competição e veículos de passeio. Visto que, em geral, em competições estudantis o projeto de direção muitas vezes é resultado de adaptações de produtos já existente ou apenas é feito de forma intuitiva, sem os devidos cálculos e

considerações técnicas. Além do projeto estrutural, a dinâmica de direção possui grande responsabilidade no desempenho, em pista, e na segurança tanto de protótipos quanto de veículos de rua. No primeiro caso, ocorre que dentro dos projetos estudantis esse fator, normalmente, é ignorado ou simplesmente não recebe a devida atenção. Já quanto aos carros de rua, o comportamento dinâmico é avaliado, porém, podem ocorrer falta de otimização ou desempenho inferior ao esperado.

Um exemplo disso é a equipe LondriBaja - UTFPR Londrina, na qual sempre adaptou o projeto do sistema de direção de forma intuitiva e sem nenhuma análise relacionada à dinâmica veicular do protótipo. Assim, será utilizado o modelo já existente desta como estudo de caso, de modo a proporcionar dados reais de saída. Visto a evolução tecnológica, a metodologia e ferramentas utilizadas neste trabalho poderão ser aprimoradas e aplicadas na indústria automotiva e em projetos automobilísticos de acordo com a necessidade de cada área.

1.2 Justificativa

A formação de engenheiros vai além de seu conhecimento teórico e sua capacidade individual. O mercado atual exige dinamismo e trabalho em grupo, experiência em desenvolvimento de projetos e tomada de decisão sobre pressão. E o projeto de extensão é uma das formas de se aprimorar e colocar em prática ideias, sem medo de errar. Este tipo de trabalho permite a inovação de produtos, criação de metodologias e aprimoramento industrial.

Há muitas ideias desenvolvidas dentro das universidades, que possuem níveis de qualidade e inovação para aplicações industriais. Um exemplo disso é o trabalho de Alexandre Marques Bemquerer e Ana Carla de Sá Campos, vencedores do 1º *Valeo Innovation Challenge* (VIC), no ano de 2014, cuja a proposta era a apresentação de inovações automotivas, arrojadas e revolucionárias para automóveis de 2030. O projeto que reinventa a transmissão mecânica de veículos, por meio de um protótipo de CVT (*Continuously Variable Transmission*), foi o escolhido pela empresa francesa do setor automotivo. O evento contou com cerca de mil equipes de 55 países.

Logo, este trabalho acadêmico se justifica pela possibilidade de proporcionar uma metodologia e orientação na área de projeto, sendo uma diretriz inicial para grupos de estudantes de todo o mundo. Ainda tenderá a abrir possibilidades de aprimoramento e desenvolvimento de técnicas na área automotiva, visando elaborar e prever resultados de comportamento dinâmico do veículo apenas por cálculos e simulações.

1.3 Objetivos Gerais

Executar o dimensionamento estrutural de uma caixa de direção para protótipos Baja SAE e modelar uma geometria de direção de modo a minimizar os efeitos gerados pela dinâmica veicular. Isto se desdobra em objetivos específicos, listados como:

- Levantamento de informações técnicas referente a esforços, dimensões e requisitos do projeto;
- Dimensionamento dos componentes presentes no sistema de direção;
- Modelagem computacional 3D do projeto e especificações técnicas para manufatura;
- Análise de dinâmica veicular relacionada a direção do protótipo atual;
- Proposta de geometria de direção e simulação do seu comportamento dinâmico.

1.4 Estrutura do Trabalho

O presente relatório encontra-se dividido em 4 capítulos, acrescidos de apêndices e anexos. O primeiro capítulo apresenta uma introdução, na qual aborda a importância de trabalhos extracurriculares durante o período de graduação e de que forma a SAE atua pensando nesta necessidade. Ainda há uma descrição de como será a elaboração do trabalho aqui apresentado acrescido da motivação, justificativa, objetivos e estrutura do trabalho.

O segundo capítulo contém os conceitos teóricos que auxiliam na compreensão da metodologia utilizada, na importância deste trabalho e qual o impacto que o mesmo pode exercer. Os tópicos descritos variam em diversos assuntos, tais com fluxograma de trabalho, descrição do projeto Baja SAE e a equipe em estudo, regulamento técnico, sistemas de direção, dinâmica veicular e requisitos de projeto. Todos esses são conhecimentos e informações de total relevância para o desenvolvimento e conclusão deste projeto.

O terceiro capítulo está descrito todo o desenvolvimento do trabalho. Neste é levantada todas as informações necessárias para realizar o projeto, tomada de decisões, compreensão do mercado, dimensionamento de componentes e análises direcionais. A partir dos resultados obtidos nesta etapa é realizado a modelagem computacional, análises de dados e todos os resultados do projeto.

O quarto capítulo é referente a conclusão. Pelo fato de o trabalho ser o desenvolvimento de um projeto, seus resultados foram obtidos no capítulo anterior. Desta

forma, não há motivo para apresentá-los novamente, mas sim comentar sobre o resultado final. Deste modo o capítulo apresenta uma análise com o objetivo de constatar se o que foi obtido é condizente com o esperado ao projeto e dentro da realidade do mercado e quais os impactos esperados em relação a equipe e ao mercado automotivo e automobilístico. Em seguida remete-se as conclusões gerais relativo as ferramentas, metodologias utilizadas e a percepção de objetivos atingidos. Também serão descritas sugestões para trabalhos futuros.

2 REFERENCIAL TEÓRICO

Este capítulo é direcionado a expor os conhecimentos explícitos e implícitos que são necessários para este trabalho. O qual, para ser realizado, requer uma série de conhecimentos a serem colocados em prática para se atingir os objetivos desejados. A Figura 1 representa as etapas de aprendizagem que compõem o conhecimento geral para o desenvolvimento do trabalho.

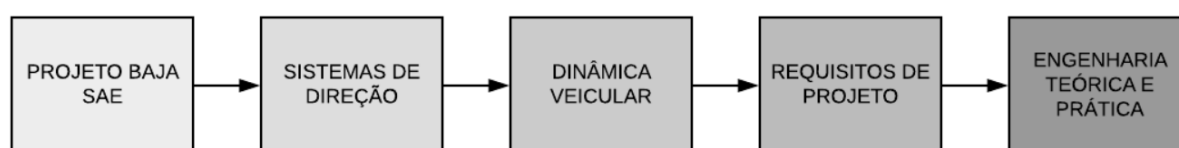


Figura 1 – Fluxograma intelectual. Fonte: Autor (2020)

A primeira consiste em conhecer o que é o projeto Baja SAE, como sua história, os regulamentos que o regem e tudo que compõe o evento. Isso permitirá reconhecer sua importância na engenharia, desde o desenvolvimento pessoal dos profissionais ao tecnológico industrial. A partir disso, se direciona as equipes em específico, onde estas se dispõem em grupos para a criação dos elementos do protótipo, onde se enquadra o tema deste trabalho, em que partiremos para a próxima etapa, isto é, o projeto e desenvolvimento de um sistema de direção.

A segunda, baseia-se na pesquisa de mercado, identificar quais os tipos de sistemas de direção são ofertados, como funcionam e qual o tipo adequado para cada situação. Um mesmo objetivo pode ser obtido e desenvolvido por diferentes maneiras, porém, não significa que o nível de confiabilidade, qualidade e esforço seja igual para todos. O mesmo vale para determinadas funções mecânicas dentro de um projeto. Desta forma, é muito importante saber que componente executará melhor a funcionalidade desejada e isso será baseado em pesquisa entre modelos, requisitos e regulamento.

Desta forma, se atinge a terceira etapa, na qual se procura compreender de que modo o veículo se comporta aos comandos de direção. Em suma, os requisitos de projetos serão relacionados com a dinâmica veicular, pois o sistema de direção influenciará diretamente no desempenho de curva e estabilidade do veículo. Em resumo, os conhecimentos nesta área direcionarão para obter os parâmetros de entrada e atingir os requisitos de projeto.

Estes requisitos referem-se à quarta etapa, a qual será a base de informações com o propósito de reconhecer quais os tipos de problemas que ocorrem, quais as características dos

modelos atuais e requisitos gerais e específicos. Como processo de investigação para obter todos as informações é utilizado ferramentas de pesquisa e criação. Desta forma, será possível atingir a última etapa.

Por último, tem-se o conhecimento teórico e prático relacionado com a engenharia. Este, por sua vez, é uma etapa que pode estar a ocorrer durante todo o processo ou até mesmo ser o primeiro de todos. Conhecimentos específicos na área da engenharia, como em projetos de máquinas, modelagem computacional, dinâmica de máquinas, cálculo e outros possíveis são os mais morosos. Visto que, isso ocorre geralmente durante a graduação, podendo ser acelerado com o empenho individual de cada indivíduo.

2.1 Projeto BAJA SAE

O projeto Basa SAE foi criado em 1976, nos Estados Unidos e lançado no Brasil no ano de 1994, estando presente em diversos países. Este oferece a oportunidade aos alunos de diversas áreas, principalmente da engenharia, para colocar em prática o conhecimento teórico obtido durante a graduação, adquirindo experiência e preparação para o mercado de trabalho. Isso tudo seguindo um rígido regulamento, que orienta e rege todo o dimensionamento do protótipo, garantindo segurança e qualidade. Também introduz a necessidade de planejamento e organização, levando as equipes a um ambiente de mercado de trabalho, comparado a empresas. “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. Ao participar do programa Baja SAE, o aluno envolve-se com um caso real de desenvolvimento de um veículo *off road*, desde sua concepção, projeto detalhado, construção e testes” (SAE BRASIL, 2020).

2.1.1 Equipe LondriBaja UTFPR – Londrina

A equipe LondriBaja foi fundada no ano de 2014, na UTFPR (Universidade Tecnológica Federal do Paraná) do campus de Londrina, sendo composta por alunos de graduação da mesma universidade. A equipe tem como objetivo o desenvolvimento de um protótipo de veículo *off-road*, voltada para competições organizadas pela SAE, onde é avaliado a criação de um veículo, desde seu dimensionamento, metodologia de projeto e organização até ao seu desempenho dinâmico em pista. Isso faz com que a equipe funcione como uma organização profissional, contendo hierarquia, planejamento, pesquisa, desenvolvimento de projetos, fabricação, apresentação de mercado e avaliação dinâmica.

Dessa forma, a equipe será utilizada como estudo de caso, de tal modo que se torne uma plataforma de testes para comparação entre o que é utilizado pela mesma atualmente e como seria o comportamento direcional com as modificações propostas.

2.1.2 Regulamento Baja SAE – Direção

Nas competições organizadas pela SAE, seguir o regulamento proposto é essencial, visto que as avaliações realizadas pelos juízes são extremamente rigorosas. A equipe LondriBaja segue o REGULAMENTO BAJA SAE BRASIL (RATBSB), promovido pela SAE BRASIL com base no regulamento mundial da SAE. No qual este regulamenta que o sistema de direção do protótipo deve ser operado mecanicamente, sendo proibido sistemas elétrico ou hidráulico. Ainda deverão ser instaladas batentes que limitem o esterçamento das rodas (RATBSB, 2019,78), conforme Figura 2.

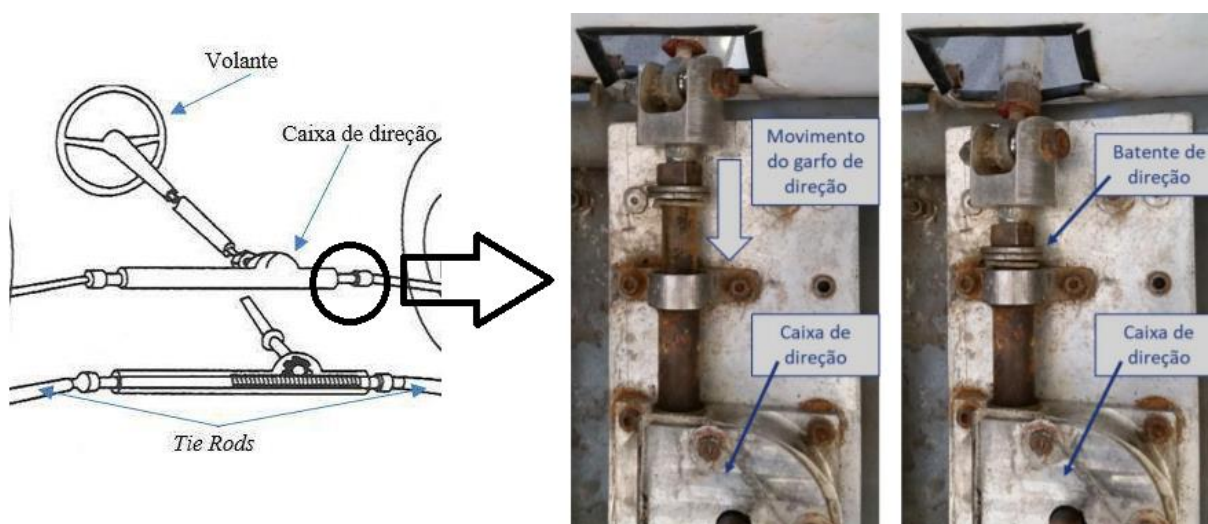


Figura 2 – Exemplo de batente de direção. Fonte: ADAPTADO DE RATBSB (2019)

2.2 Sistema de Direção

O sistema de direção de um veículo é composto por um conjunto de componentes mecânicos, conforme exemplificado na Figura 3, e que podem se alterar de acordo o modelo do sistema.

Este conjunto tem como objetivo realizar a movimentação das rodas de um automóvel conforme o condutor gira o volante, sendo responsável por direcionar e manter a rota do mesmo. O sistema de direção de um veículo vem evoluindo, com o objetivo de melhorar a dirigibilidade, segurança e redução do esforço realizado pelo condutor durante a condução. A Figura 3 descreve os componentes de uma caixa de direção hidráulica com sistema pinhão e cremalheira.

Este modelo é muito utilizado, principalmente em carros de passageiros e veículos de pequeno porte, sendo um modelo derivado da direção mecânica (Vilanova, 2015).



Figura 3 – Componentes de Sistema de direção hidráulica. Fonte: Revista “O MECÂNICO” (2015)

2.2.1 Tipos de sistemas de direção

Desde a criação dos primeiros veículos com rodas, seja para locomoção do ser humano ou para cargas, se criou a necessidade de manobrar o mesmo. Porém, os modelos pioneiros não tinham volante, mas sim uma alavanca muito similar às utilizadas em lemes de barcos. Um exemplo disso é o Benz Patent Motorwagen, Figura 4, que sendo considerado o primeiro veículo do mundo foi desenvolvido entre 1886 e 1888. Desde então o sistema está em desenvolvimento, com o intuito de trazer segurança, conforto e melhorar a dirigibilidade do condutor (Gardone, 2016).



Figura 4 - Benz Patent Motorwagen. Fonte: Espaço car (2016)

A partir deste modelo, começou a se desenvolver o conceito do volante e futuramente a criação da caixa de direção, criando-se sistemas de direção mais seguros e eficientes. O conjunto de sistema de direção mecânica foi muito popular em modelos de automóveis mais antigos e ainda se faz presente em carros populares, devido ao seu baixo custo. Este modelo era composto por pinhão e cremalheira, onde o primeiro estava interligado ao volante através de uma coluna de direção e o segundo ligado de forma direta ou indireta às rodas. Este sistema é conhecido como direção mecânica e requer do condutor todo o esforço para o movimento de giro das rodas do veículo, sendo a modelo base para as direções atuais.

Porém, mesmo com os avanços já ocorridos até então, se via necessário diminuir os esforços executados pelo condutor. Desta forma, no início do século XX, começou a se desenvolver sistemas de direção assistida, ou seja, que auxiliavam o condutor a realizar o giro do volante.

A partir deste início de trajetória se desenvolveu diversos modelos de direção. Logo, com base nos autores Reimpell, Stoll e Betzler (2001), e em um dos principais fabricantes de

componentes de direção, a marca BOSCH®, fornecedora de todo o sistema de caixa de direção para automóveis de passageiros, veículos de carga leve (VCL), caminhões e autocarros, os principais tipos de sistemas de direção e suas aplicabilidades são expostos na Tabela 1.

Tabela 1– Aplicabilidade de sistemas de direção

Aplicação	Direção hidráulica	Direção elétrica	Direção ativa	Servocom	Engrenagens conicas
Automóveis de passageiros	X	X	X		
VCL	X	X			
Camiões				X	X
Autocarros				X	X

Fonte: BOSCH Portugal (2020)

Cada sistema de direção apresentado pela empresa é descrito da seguinte maneira:

- ✓ Direção hidráulica: Presente em muitos automóveis de passageiros e veículos de cargas leves, este sistema utiliza uma bomba hidráulica que fornece fluido a pistões. Estes auxiliam a movimentação das rodas, o que torna a condução mais leve e confortável ao motorista. O sistema pinhão e cremalheira, muito utilizado, possui a maior robustez entre os sistemas de direção servo-assistidos, contando ainda com dimensões compactas e baixo peso. A Figura 5 mostra a ilustração do sistema.



Figura 5 – Direção assistida de pinhão e cremalheira. Fonte: Bosch (2020)

- ✓ Direção elétrica: Diferente da anterior, este modelo é complexo e em geral mais caro. Utiliza uma série de sensores para detectam a posição e as forças do volante e rodas para geração de dados. A partir destes uma central eletrônica interpreta e comanda um

motor elétrico acoplado à coluna de direção ou caixa de direção de forma a realizar o esforço necessário para a movimentação das rodas. Este modelo, também, conta com pinhão e cremalheira, porém, devido ao tipo de auxílio, elétrico, permite elevado conforto de condução, gasto de energia apenas durante mudanças de direção, livre de manutenção e tamanho reduzido. Vale ressaltar que, para os modelos fornecidos pela empresa, o motor elétrico não é acoplado à coluna de direção em caso veículos de carga leve. A Figura 6 ilustra a direção elétrica na caixa de direção e a Figura 7 representa o sistema na coluna de direção.



Figura 6 – Direção elétrica. Fonte: Bosch (2020)



Figura 7 - Direção elétrica na coluna. Fonte: Bosch (2020)

- ✓ Direção ativa: Este sistema inclui um conjunto de engrenagens de sobreposição com um motor elétrico. Dependendo da situação de condução, intervém alterando a relação de transmissão mesmo antes de o condutor poder reagir. Desta forma, é gerado uma dinâmica otimizada de condução e auxílio de estabilidade principalmente em situações críticas. O sistema de direção ativa é ilustrado pela Figura 8.

- ✓ Servocom: É uma caixa de direção utilizada em veículos de grande porte, como ônibus e caminhões. Este é um compacto sistema de direção assistida de rótula e porca fiável, sendo também aplicável como sistema de direção de circuito duplo para elevadas cargas por eixo de direção ou vários eixos direcionais. O sistema apresentado na Figura 9 pode ser instalado com uma bomba hidráulica, se tornando uma direção hidráulica, se diferenciando pelo posicionamento dos componentes e da caixa de direção.



Figura 8 – Sistema de direção ativa. Fonte: Bosch (2020)



Figura 9 – Servocom. Fonte: Bosch (2020)

- ✓ Engrenagens cônicas: É uma caixa de direção utilizada em autocarros e veículos especiais que, no geral, possuem uma posição em que não se permite a ligação direta entre o condutor e a caixa de direção. Desta forma, o mecanismo representado pela Figura 10 reconduz o movimento. Pode conter uma bomba hidráulica para auxiliar nos esforços, se tornando um sistema hidráulico.

- ✓ Direção eletro-hidráulica: O sistema é uma mescla do sistema de direção hidráulica e elétrica, no qual, trabalha de forma semelhante ao sistema hidráulico, porém, sem utilizar a força do motor. Neste modelo a bomba hidráulica não utiliza mais a força motriz do carro para pressurizar o fluido, mas sim de um motor elétrico independente, reduzindo peso e preço, sem perda desempenho do motor. A Figura 11 representa o sistema na caixa de direção.



Figura 10 – Caixa de engrenagens cônica. Fonte: Bosch (2020)



Figura 11 – Sistema de direção eletro-hidráulica. Fonte: Autodidata (2014)

2.2.2 Sistema de direção mecânica

O sistema de direção mecânica é a base para as direções assistidas, logo, além do tipo de auxílio assistido, o sistema de direção pode variar no modo de funcionamento ou arquitetura dos componentes mecânicos. De toda forma, a caixa de direção tem como objetivo gerar uma redução dos esforços efetuados no volante, com o intuito de auxiliar o motorista na condução do veículo sem a realização de esforço excessivo (Rosa, 2010).

Genericamente, todos os sistemas de direção são acionados pela ação do condutor por meio do volante. No sistema mecânico há a ação do volante, que por intermédio da coluna de direção irá acionar mecanicamente a caixa de direção (engrenagem em contato com uma cremalheira). A ação desta, ligada aos demais componentes irão realizar a movimentação das rodas conforme comando do condutor. O sistema mecânico pode, então, variar de acordo com a necessidade de cada veículo e preferência de seu fabricante, isto gerou a criação de 3 modelos principais, o primeiro é o pinhão e cremalheira, o segundo é o tipo rosca sem fim e setor e, por último, o de esferas circulantes.

2.2.2.1 Direção pinhão cremalheira

Este modelo de direção se caracteriza pela disposição de seus componentes como representado na Figura 12. Este tipo de direção, não está presente somente em diversos veículos de passageiros de pequeno e médio porte, mas também em veículos mais pesados e mais rápidos. Exemplo disso é a utilização em veículos de passeio, utilitários e esportivos, como o Audi A8, a Mercedes E e S Class e as novas vans com suspensão frontal independente. Ainda segundo Reimpell, Stoll e Betzler (2001), este tipo de direção possui características como as apresentadas na Tabela 2.

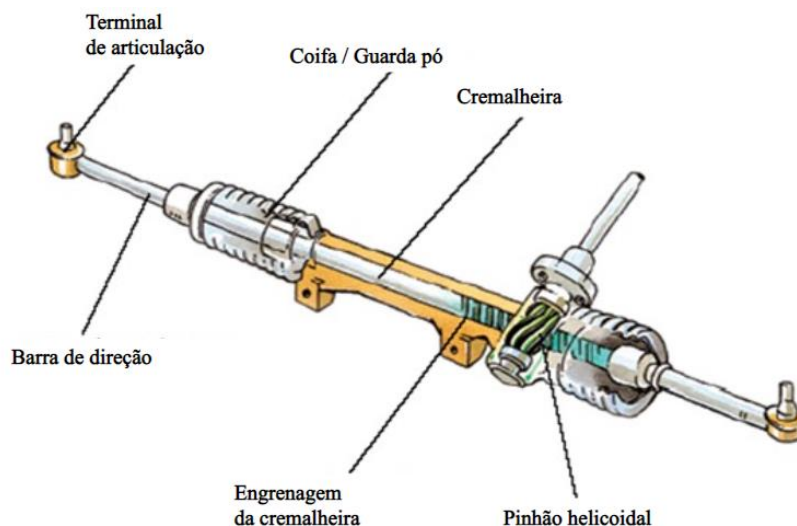


Figura 12 – Caixa de direção mecânica: Pinhão e cremalheira. Fonte: Maria (2014)

Tabela 2 – Pontos de avaliação do Sistema. Fonte: Reimpell, Stoll e Betzler (2001)

Vantagens	Desvantagens
➤ Construção simples	➤ Maior sensibilidade a impactos
➤ Fácil limitar o curso de cremalheira, portanto o ângulo de direção	➤ Maior tensão na barra de direção em caso de forças angulares
➤ Fácil operação devido a bom grau de eficiência	➤ Perturbação do volante é mais fácil de sentir
➤ Contato entre pinhão e cremalheira livre de folga.	➤ Ganho de convergência/toe-in devido a barra de direção curta
➤ Braços de direção podem ser ligados diretamente na cremalheira	➤ Ângulo de direção ser dependente do deslocamento da cremalheira
➤ Braço ocioso e braço intermediário não são necessários	➤ Em alguns casos requer braços/links de direção curtos, resultando em forças maiores em todo o sistema
➤ Sistema compacto	➤ Não pode ser utilizado em eixos rígidos
➤ Conformidade de elasticidade mínima	
➤ Econômico e de fácil fabricação	

Fonte: Reimpell, Stoll e Betzler (2001)

2.2.2.2 Direção de rosca sem fim e setor

Este sistema é considerado um dos primeiros modelos de direção. A barra de direção transmite o movimento giratório do volante para a caixa de direção, onde há a rosca “sem-fim”. O setor (engrenagem) faz o movimento para frente ou para trás conforme o volante é girado e

isso realiza o movimento do braço de comando, responsável por movimentar as rodas. No passado, a sua vantagem estava em permitir maiores relações de redução e sua robustez, sendo muito utilizado principalmente em veículos pesados (Rosa, 2010). O funcionamento do sistema segue a linha pinhão e cremalheira, porém, a configuração da geometria de direção possui disposição diferente dos componentes, como apresentado na Figura 13.

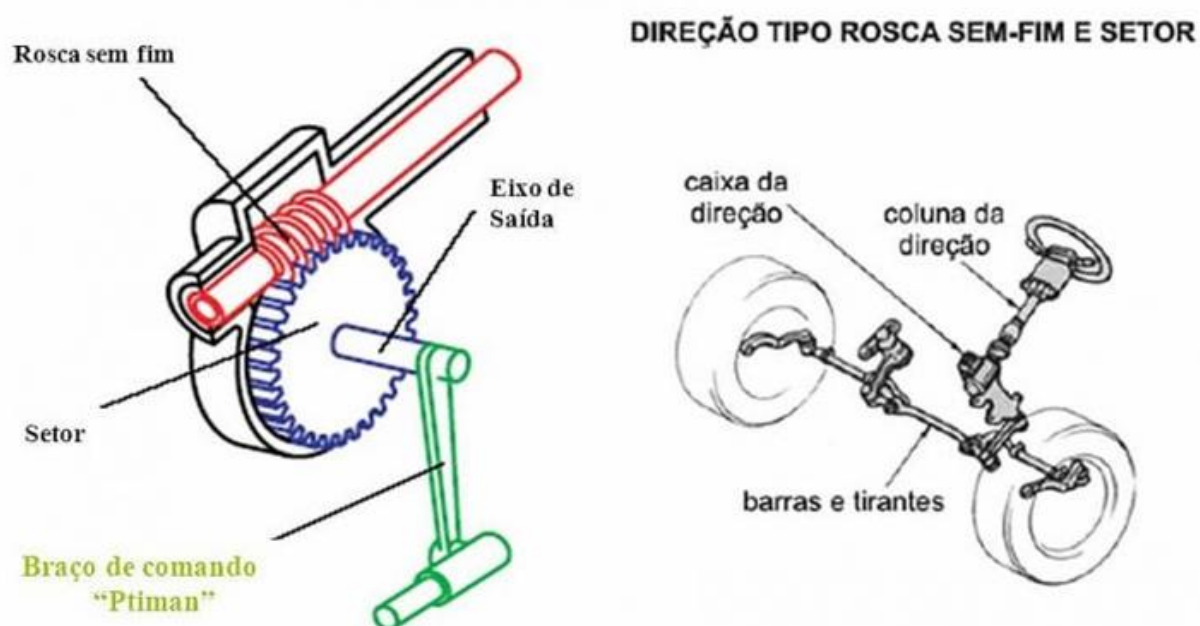


Figura 13 – Sistema rosca sem fim e setor. Fonte: Mendonça (2019)

2.2.2.3 Direção de esferas circulantes

Este sistema tem o mesmo funcionamento do sistema de rosca sem fim e setor, com a diferença de possuir esferas circulantes. Não havendo o contato direto da rosca e o setor, como apresentado na Figura 14.

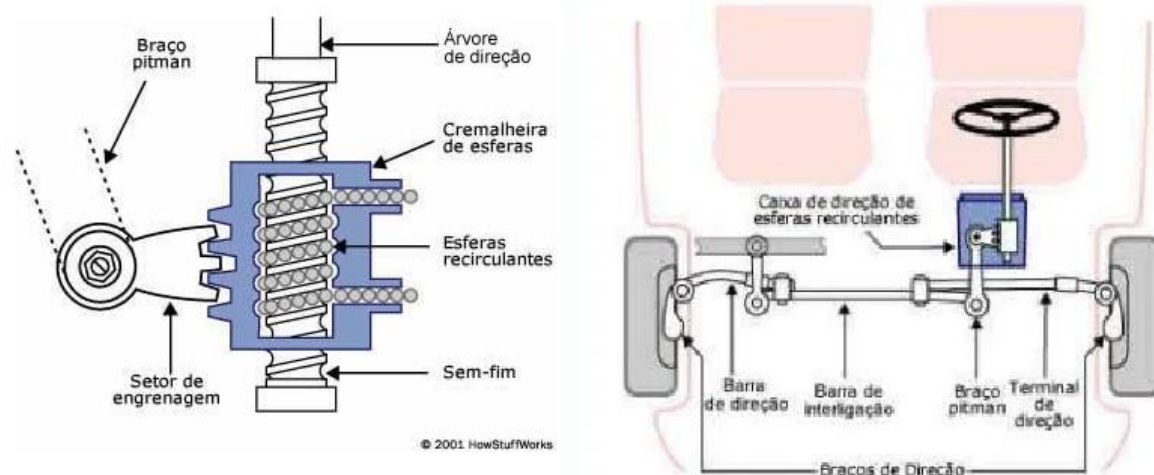


Figura 14 – Sistema de esferas circulantes. Fonte: Renault 19 (2011)

Segundo Gillespie (1992), estes sistemas são difíceis de abrigar em carros de passeio e veículos com suspensão independente, pois requer maior quantidade de elementos e um custo maior. Ainda assim, o autor ao comparar com o sistema pinhão e cremalheira apresenta as seguintes vantagens:

- Uso em eixo rígido;
- Capacidade de transferir forças elevadas;
- Permite grande ângulo de rotação das rodas;
- Possibilidade de uso de braços de direção longos.

Segundo matéria apresentada na MotorConsult (2013), as esferas utilizadas no sistema buscam a redução do atrito, do desgaste da engrenagem e da folga de engrenamento. Presente atualmente em veículos sujeitos a duras condições de trabalho, no caso, caminhões e utilitários.

2.3 Dinâmica Veicular

Dinâmica veicular é uma área sobre o estudo do movimento de um veículo em relação aos comandos do usuário (Carmo e Ribeiro, 2012). Se aprofunda no modo em que o automóvel corresponde em situações comuns e extremas, influenciando no desempenho e segurança (Jacobson *et al*, 2016). No âmbito do projeto, devemos focar especificamente o comportamento direcional, o qual se baseia no comportamento do mecanismo de direção e no modo de como as rodas irão se comportar. É importante salientar que a geometria do sistema de direção é responsável pelo comportamento direcional durante as ações do condutor e do terreno (Jazar, 2014).

2.3.1 Geometria de Ackerman

Quando um veículo realiza um movimento circular a uma velocidade relativamente baixa, sua aceleração lateral é muito pequena, de modo que a rolagem da carroceria e as forças laterais são consideradas desprezáveis. Deste modo, para não ocorrer deslizamento dos pneus com direção dianteira o centro de giro do automóvel deve estar alinhado ao eixo traseiro (Dixon 2009), como na Figura 15.

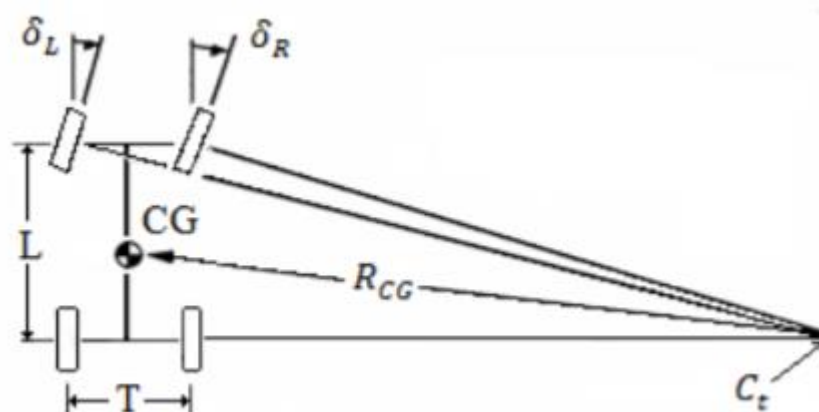


Figura 15 – Ponto de giro do veículo. Fonte: Gillespie (1992)

O comportamento das rodas pode se caracterizar de três modos, de acordo com o seu link de direção. O primeiro é Ackerman, onde a roda interna da curva tende a girar mais que a externa, o segundo é paralelo, de modo que as duas girem com mesma angulação e a terceira é reversa, onde a roda externa terá maior ângulo. O tipo de comportamento é definido pelo ângulo do link de direção, como exposto na Figura 16.

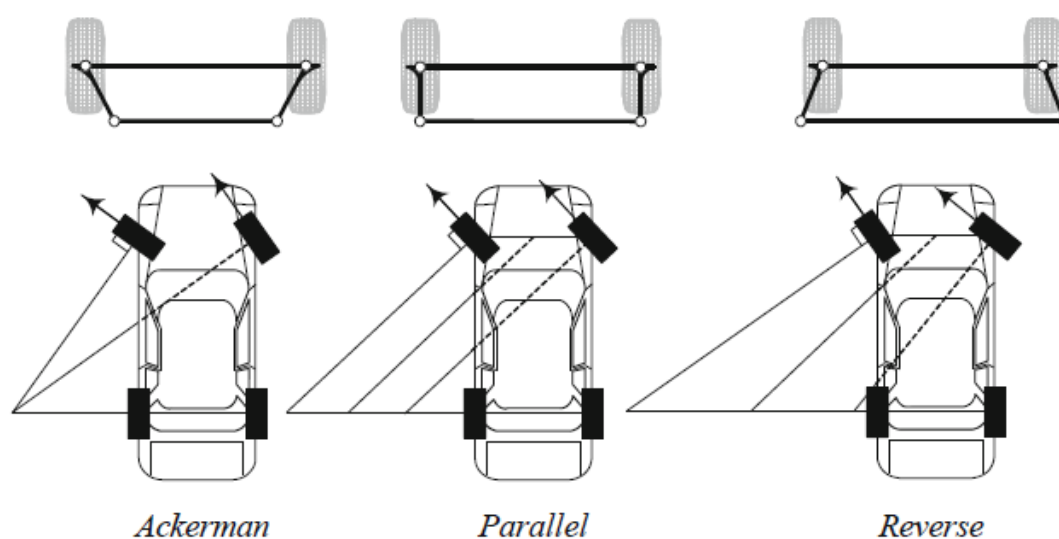


Figura 16 – Tipos de geometria de direção de Ackerman. Fonte: Jazar (2014)

Desta forma, o ângulo em um sistema de direção pinhão e cremalheira é definido a partir do modelo proposto na Figura 17.

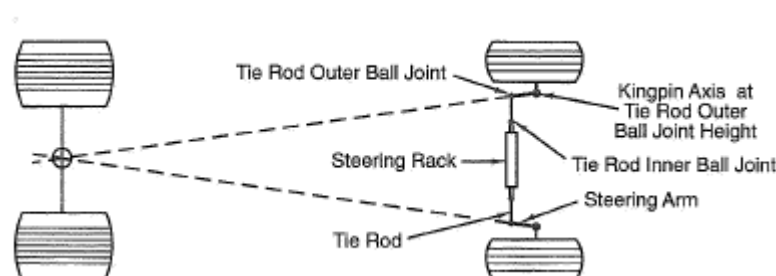


Figura 17 - Geometria de Ackerman com sistema pinhão e cremalheira. Fonte: Milliken (1995)

Segundo Dixon (2009) com o ângulo de Ackerman definido e instalado permite-se que o veículo execute manobras em baixa velocidades de modo que não ocorra deslizamentos. Isso reduz o desgaste de pneus e a resistência à troca de movimento. Ainda o autor, afirma que carros que necessitem realizar muitas manobras ou que necessitam de pequeno raio de giro, devem-se aproximar o máximo possível do conceito de Ackerman.

2.3.2 Convergência e divergência

Segundo Jazar (2014), convergência (*toe-in*) e divergência (*toe-out*) são referentes aos ângulos medidos em uma vista superior pelo grau de paralelismo das rodas dianteiras. Se configura convergência quando as linhas centrais dos pneus dianteiros se cruzam a frente do

veículo. Em caso das linhas centrais se cruzarem na parte de traz do eixo dianteiro, está presente uma configuração divergência, como descrito na Figura 18.

O autor destaca que este comportamento pode afetar a performance do veículo, aumentando o desgaste de pneu e influenciando sua estabilidade em linha reta e em entradas de curvas. O modo que a convergência em excesso causará desgaste acelerado nas bordas externas dos pneus, enquanto a divergência causará este desgaste na borda interna. Ainda a primeira, tende a aumentar a estabilidade direcional do automóvel, fazendo com que a maioria dos carros de rua possuam uma configuração de pequena convergência. Já a segunda, faz aumentar a resposta direcional, de forma que a maioria dos carros de corrida tenham uma pequena divergência nas rodas dianteiras.

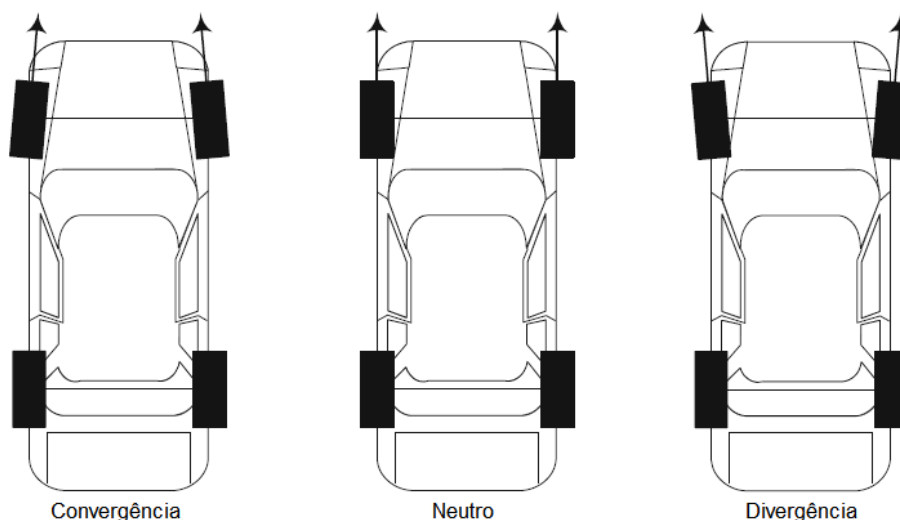


Figura 18 – Ilustração de convergência e divergência. Jazar (2014)

O sistema de direção influencia diretamente no comportamento dessa variável devido ao braço de direção. Isso se denomina *bump steer*, que é quando as rodas se orientam sem a entrada de comando do volante. É causado por solavancos na estrada ou pista interagindo com comprimento ou ângulo inadequado de sua suspensão ou articulações da direção (Jazar, 2014).

Segundo Reimpell, Stoll e Betzler (2001), esta variação pode ser minimizada ou introduzida com o intuito de obter determinados comportamentos. Para isso, é estudado o posicionamento do braço de direção (*tie-rod*), conforme a Figura 19.

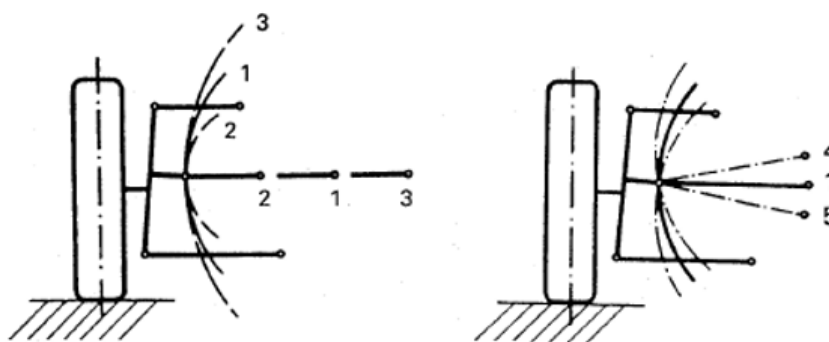


Figura 19 – Posicionamento do *tie-rod*. Fonte: Reimpell, Stoll e Betzler (2001)

O posicionamento deste componente no veículo influenciará diretamente o comportamento durante seu movimento. A Figura 20 mostra como as rodas dianteiras se comportam em relação ao deslocamento vertical quando sobe (s_1) ou desce (s_2).

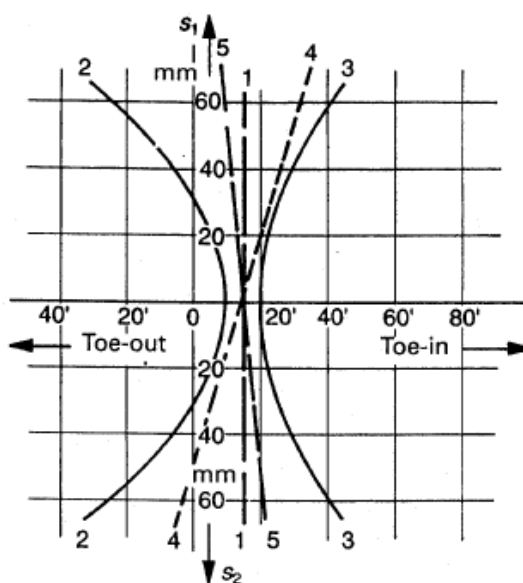


Figura 20 – Comportamento das rodas dianteiras. Fonte: Reimpell, Stoll e Betzler (2001)

O erro de posicionamento de direção permite gerar dois tipos de influência, sub esterçamento (sub-virar) e sobre esterçamento (sobre-virar) como mostrado na Figura 21.

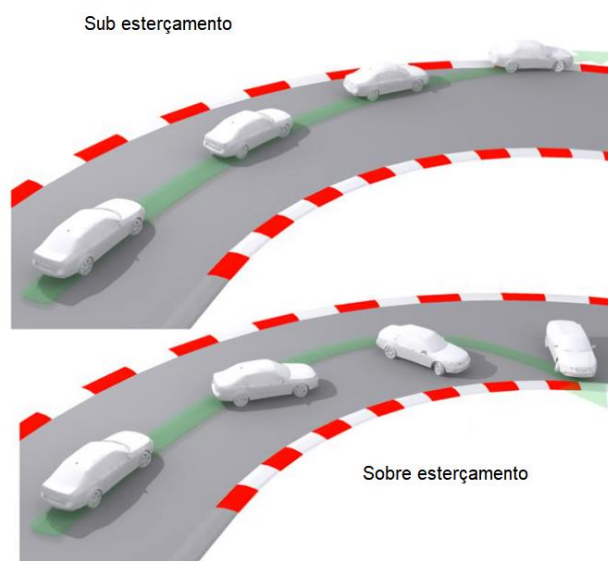


Figura 21 – Comportamento em curva do veículo. Fonte: TOC (2020)

Segundo a *Automotive College* (2020), a primeira é quando o veículo vira menos que o desejado pelo condutor, sendo possível estar presente pelo posicionamento 5 da Figura 19. A segunda se configura pela rotação do carro ser maior do que o motorista deseja, podendo ocorrer com o posicionamento 4 da Figura 19.

2.4 Requisitos de projeto

Para compreender e obter todas as informações necessárias para a elaboração e conclusão de um projeto é importante utilizar ferramentas que auxiliam a obtenção correta destas informações. Além das informações iniciais, é importante conhecer o que há no mercado, seus pontos positivos e negativos de forma que se permita filtrar e comparar os resultados obtidos com o que está disponível.

2.4.1 Benchmarking

Segundo Chiamulera (2018), o *benchmarking* é um processo contínuo e sistemático de avaliação de produtos, serviços e processos de trabalho com o fim de melhoria organizacional. Seu principal objetivo está em compreender como outras empresas possuem as melhores práticas e propor ações que atinjam tanto o melhor desempenho quanto os menores custos. Ainda, Júnior (2005) resume que este conceito consiste na ideia de que não há organização melhor em tudo e que existe alguém dentro do mercado que poderá fazer melhor. A ideia desse conceito é realizar um procedimento de pesquisa contínua e sistemática, de forma a se realizar comparações, criando-se um padrão referencial.

2.4.2 Matriz morfológica

Esta ferramenta consiste em uma abordagem estrutural para geração de alternativas para a solução de um projeto, seja sua forma, ideia, produto, sistema ou processo. Os parâmetros irão descrever as características ou funções que determinado produto ou processo irá executar ou possuir. A ferramenta permite a visualização das funções e necessidades de um produto e explora os modos alternativos e combinações em busca de atender os requisitos (Amaral *et al.*, 2017).

Amaral *et al* (2017), ainda afirma que para cada função pode existir um número de possíveis soluções. Seu procedimento básico consiste em listar as funções do produto, listar os possíveis meios para cada função e por último representar estas funções e princípios de soluções de forma a explorar combinações.

3 DESENVOLVIMENTO

Neste capítulo é apresentado a metodologia de desenvolvimento do projeto, onde será dividido em 5 etapas, conforme a Figura 22.

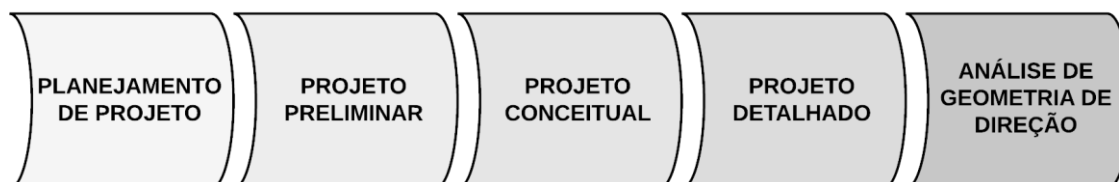


Figura 22 – Fluxograma de etapas do projeto. Fonte: Autor (2020)

Cada etapa de desenvolvimento tem como intuito agregar informações, com o objetivo de garantir a qualidade, funcionalidade e resultados dentro do esperado no estudo de caso. Estas são descritas nos tópicos a seguir.

- **Planejamento de projeto**

- Definição dos requisitos do projeto de acordo com o regulamento técnico da SAE e da necessidade da equipe LondriBaja, isto é, um estudo de caso;
- Levantamento das principais falhas do projeto anterior;
- Análise de mercado;
- Esboço inicial do projeto da caixa de direção.

- **Projeto preliminar**

- Definição dos parâmetros de entrada;
- Dimensionamento dos componentes, tendo, como dados de saída, as suas especificações técnicas.

- **Projeto conceitual**

- Modelagem computacional dos componentes;
- Montagem arquitetônica dos componentes.

- **Projeto detalhado**

- Desenho técnico e especificações técnicas;
- Sequência de montagem.

- **Análise de geometria de direção**

- Análise de geometria de direção;
- Proposta de geometria de direção;
- Avaliação da dinâmica direcional.

3.1 Planejamento de Projeto

O planejamento de projeto será utilizado como base para gerar informações iniciais que serão utilizadas como parâmetros de entrada. Essa etapa possui grande importância, pois ela direcionará o rumo do projeto e seu resultado final. Logo, deve-se procurar reunir o máximo de informação possível, utilizando conceitos e ferramentas que permitam recolher dados reais e condizentes com o trabalho. Para isso, é realizado um estudo de mercado a partir do conceito de *benchmarking* e proposta de soluções para cada parte do projeto de modo a obter um maior número de soluções.

3.1.1 Requisitos de projeto

Para os requisitos de projeto leva-se em consideração as informações do regulamento, visto que este deve ser obedecido de forma rígida e as necessidades e preferências da equipe em estudo de caso. Desta forma, definiu-se as seguintes exigências:

- Preservação do ângulo de giro do volante em 90°, isto garantirá que o piloto não terá a necessidade de tirar a mão do volante e facilitará a pilotagem, facilitando a exigência de rápidas mudanças de direção;
- Batentes limitantes de curso de cremalheira, que são obrigatórios por regulamento técnico, tendo como objetivo a segurança;
- Leveza e tamanho reduzido são especificações desejadas pela equipe. A primeira irá minimizar o peso final do protótipo, melhorando seu desempenho e a segunda facilitará a acomodação no protótipo, permitindo uma melhor disposição das demais peças;
- Facilidade de montagem e desmontagem é uma especificação da equipe, visto que no conjunto pode ser necessário a manutenção dos componentes tanto durante a competição como durante a sua vida útil;
- Elevada resistência, visto que se trata de um conjunto que será colocado à prova durante todo seu funcionamento e não haverá reposição de forma imediata;

- Raio de curva máximo de 3m, visto a necessidade da equipe em executar trajetos específicos durante os eventos que participa e necessitar de um veículo ágil para obter bons desempenhos;

3.1.2 Principais falhas

Conhecer as falhas que ocorrem nos protótipos atuais que participam na prova e nos produtos que estão disponíveis no mercado é importante para prevenir os mesmos problemas. O conceito de *benchmarking* permite explorar e obter informações acerca disso. Para isso, realizou-se uma pesquisa com equipes de Baja SAE, questionando-as sobre quais falhas já ocorreram nos seus projetos. Como resposta tem-se a Figura 23, que representa os principais defeitos.

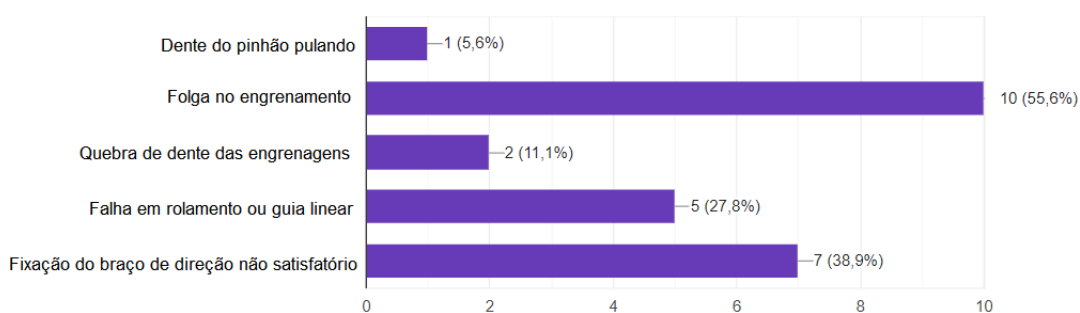


Figura 23 – Falhas na caixa de direção. Fonte: Autor (2020)

Esta pesquisa ainda questionou se houve alguma metodologia de dimensionamento ou simulações no projeto e se a equipe participante estava satisfeita com o protótipo atual. A partir destes questionamentos, obteve-se como resposta a Figura 24 para a primeira questão e a Figura 25 para a segunda.

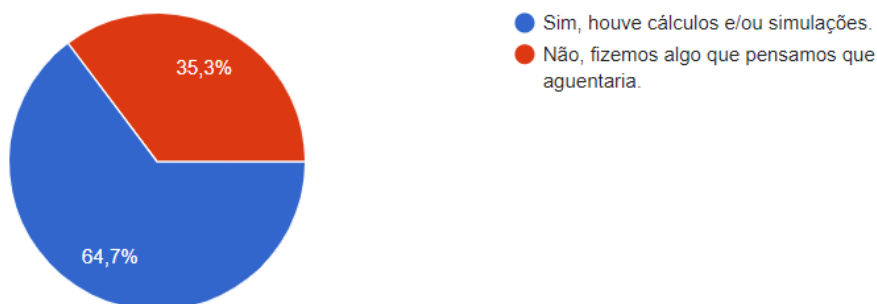


Figura 24 – Respostas relacionadas ao uso de metodologia de dimensionamento. Fonte: Autor (2020)

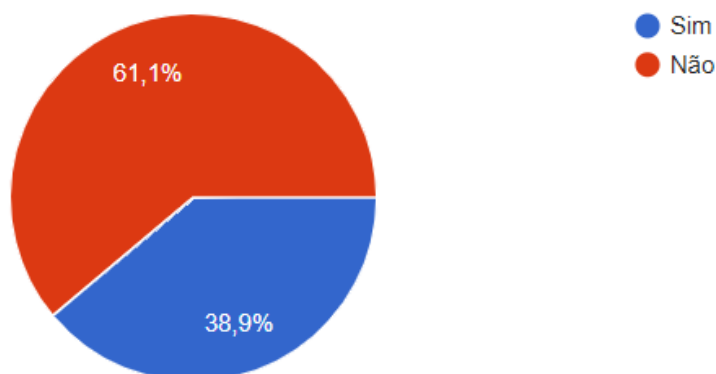


Figura 25 – Respostas relacionadas a satisfação com o protótipo atual. Fonte: Autor (2020)

Com os resultados obtidos pela pesquisa de mercado com equipes competidoras dos eventos SAE é possível ver uma percentagem significativa de equipes que não realizaram o correto processo de dimensionamento. Isso pode significar maior probabilidade de ocorrência de falhas nos protótipos e, também, contribuir para a insatisfação do sistema atual.

3.1.3 Análise de mercado

Seguindo os conceitos de *benchmarking*, agora voltados para conhecer as características estruturais e arquitetônicas disponíveis, é realizada uma procura em relação a usuários e fornecedores de caixa de direção voltada a veículos *off-road*. Para obtenção de informações estruturais é realizado uma pesquisa informacional com equipes Baja SAE, contendo 4 perguntas no âmbito.

1ª - Qual o ângulo máximo de giro do volante? Com respostas expostas pela Figura 26.

2ª - Qual o curso total de cremalheira atual da caixa de direção? Com resposta exposta na Figura 27.

3ª - Qual o diâmetro primitivo do pinhão da caixa de direção atual? Com resposta exposta na Figura 28.

4ª - Qual o módulo do pinhão da caixa de direção atual? Com resposta exposta na Figura 29.

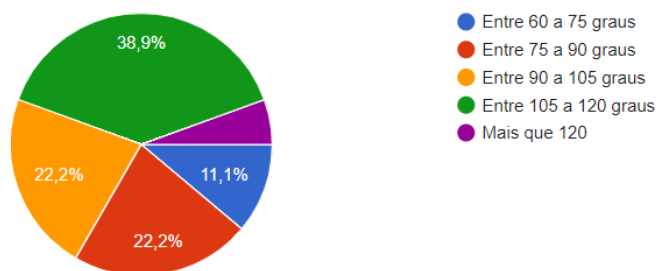


Figura 26 – Respostas sobre o giro máximo do volante. Fonte: Autor (2020)

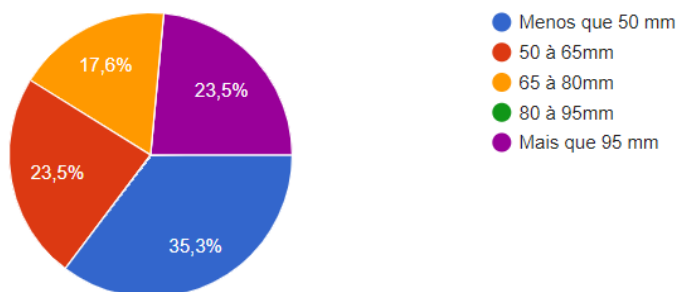


Figura 27 – Respostas sobre o curso total de cremalheira. Fonte: Autor (2020)

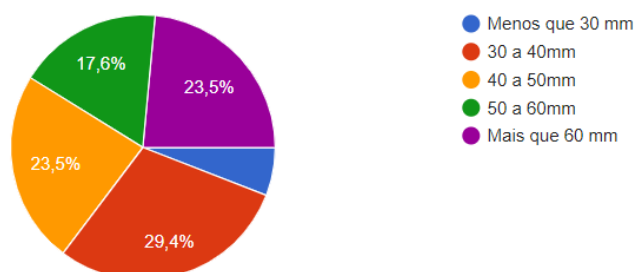


Figura 28 – Respostas sobre o diâmetro primitivo do pinhão. Fonte: Autor (2020)

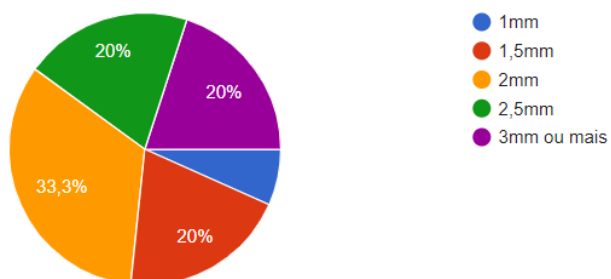


Figura 29 – Respostas sobre o módulo do pinhão. Fonte: Autor (2020)

Já para o âmbito arquitetônico, foi analisado modelos apresentados por empresas do ramo. A primeira é a *Project Solutions*, empresa americana de design e centro de manufatura

voltada para soluções de competições automobilísticas. Esta é fornecedora de componentes manufaturados, principalmente, para equipes estudantis, seus projetos são apresentados na Figura 30. A segunda é a *Engineering Bazar*, empresa indiana voltada a projeto e manufatura de peças e componentes. Com grande foco para veículos Baja, seus modelos de caixa de direção são representados pela Figura 31.



Figura 30 - Modelos de caixa de direção. Fonte: *Project Solutions* (2020)



Figura 31 - Modelos de caixa de direção. Fonte: *Engineering Bazar* (2020)

3.1.4 Esboço inicial do projeto da caixa de direção

Com o intuito de finalizar a etapa de planejamento de projeto e entender como será montada a caixa de direção é desenvolvida uma matriz morfológica, conforme a Tabela 3. Esta com o objetivo de definir como será configurado a caixa de direção e ter uma melhor definição dos parâmetros que serão utilizados no projeto. Com isso, será possível listar todas as funções do protótipo, seguido de possíveis soluções e alternativas de peças, apresentando os principais pontos a serem dimensionados e considerados para obter o projeto final.

Tabela 3 – Matriz morfológica da caixa de direção

Tipos de mecanismo	Pinhão cremalheira	Rosca sem-fim / coroa	Fusos de esferas
Tipos de guia linear	Gaiola de esferas	Gaiola de rolos	Bucha auto lubrificante
Tipos de dente	Retos	Helicoidais	
Material da caixa	Aço	Liga de Alumínio	
Tipos de caixa	Base única para a caixa e as guias lineares	Compacta com guias externas	Caixa com duas peças
Tipos de fixação caixa/estrutura	Parafusos	Soldada	
Tipos de fixação eixo/pinhão	Pino espiral	Chaveta	Estrias
Tipo de fixação eixo/caixa	Rolamento de esferas	Rolamento de rolos	

Fonte: Autor (2020)

Considerado os dados já obtidos no projeto e levando-se em conta algumas considerações iniciais é elaborado um esboço preliminar do projeto. As Figura 32 e 33 representam a ideia inicial do projeto a ser desenvolvido e seu design deve ser modificado,

porém, a partir desses se permite uma análise e compreensão da disposição dos elementos que compõem o conjunto.

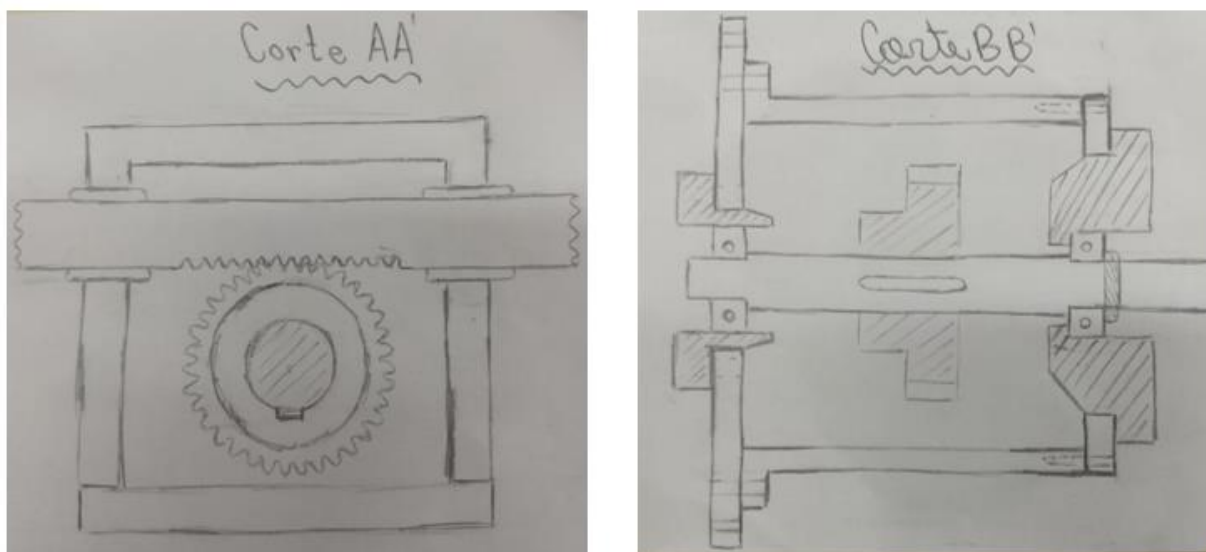


Figura 32 – Corte A-A' e B-B' da figura 26. Fonte: Autor (2020)

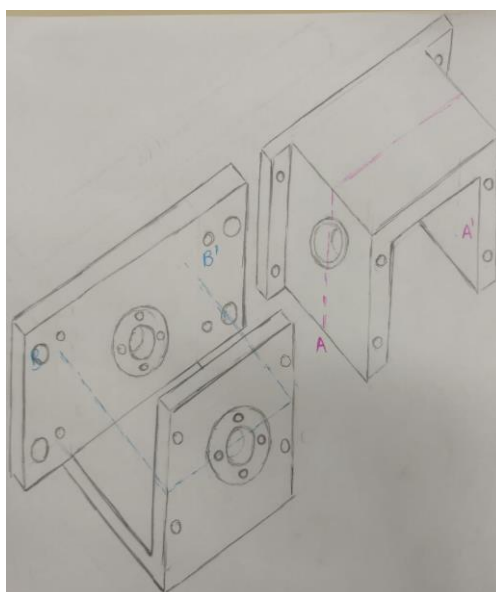


Figura 33 – Esboço inicial da caída de direção. Fonte: Autor (2020)

3.2 Projeto Preliminar

Esta etapa é dividida em duas partes. A primeira será o levantamento das informações necessárias, tal como esforços atuantes e necessidade de curso de cremalheira, a partir de cálculos e pesquisas de informação. A segunda é a realização do dimensionamento dos componentes e modelagem 3D do conjunto. Desta forma, se espera obter as dimensões mínimas

necessárias para os componentes de pinhão, cremalheira e eixo, junto com as especificações de acessórios como rolamentos e buchas.

3.2.1 *Parâmetros de entrada*

São os dados principais de entrada para execução do projeto, no qual a partir destes serão gerados dados secundários ou valores de consequência para realizar o dimensionamento do projeto.

3.2.1.1 *Binário de direção*

Para o dimensionamento do pinhão e cremalheira, é necessário conhecer a força tangencial atuante nos dentes das mesmas. Como tal, é levado em consideração o esforço que o piloto realiza para conduzir o veículo, determinando o binário máximo que o mesmo é capaz de gerar no volante.

Deste modo, foram analisados alguns trabalhos sobre o esforço realizado por motorista ao volante e experimentos realizados em veículos com massa e geometria semelhantes. Segundo os autores Benetti, Menezes e Alberio (2014), com o uso de um dinamômetro no volante, foi verificado que o binário máximo que o piloto faz no volante é de 25 Nm.

Para este projeto será considerado um binário de 30Nm, valor superior ao binário estipulado por algumas equipes com o intuito de garantir as variações de binário possíveis devido ao diâmetro do volante e peso do veículo. Visto que este pode se modificar durante um período ou outro, mas a caixa é um componente projetado para um longo período.

3.2.1.2 *Ângulo de giro das rodas*

Para Jazar (2014), um sistema de direção com geometria de esterçamento na condição Ackerman, é definido pelas Equações (1) e (2), seguindo os parâmetros apresentados na Figura 34.

$$\tan \delta_i = \frac{l}{R_1 - \frac{w}{2}} \quad (1)$$

$$\tan \delta_o = \frac{l}{R_1 + \frac{w}{2}} \quad (2)$$

onde δ_i e δ_o são os ângulos das rodas interna e externa, respectivamente, l é a distância entre eixos, w é a distância entre os dois pontos de giro das rodas e R_1 a distância entre o centro de rotação e a linha central do veículo.

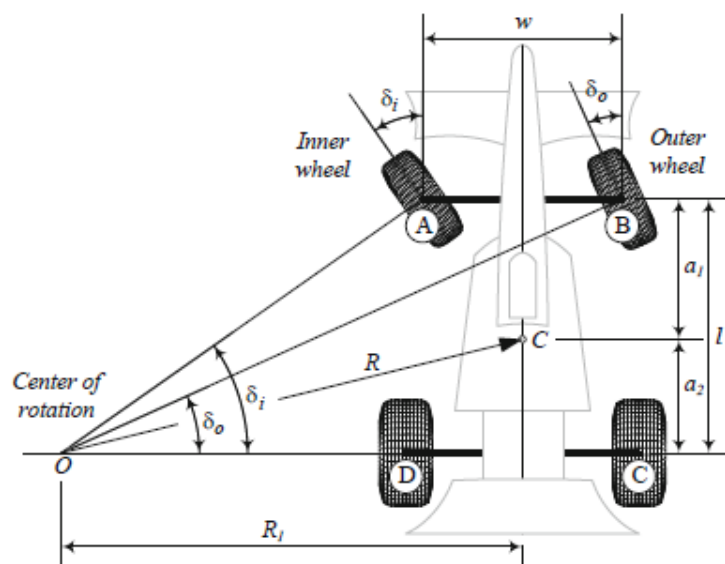


Figura 34 – Ângulos e distâncias durante o contorno de curva. Fonte: Jazar (2014)

Para o raio de curva real de um veículo, é necessário analisar todo o percurso do mesmo para definir o espaço necessário, conforme Equações (3) e (4) e a Figura 35.

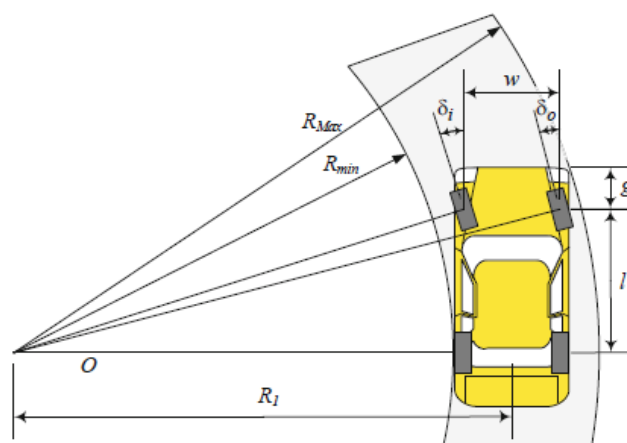


Figura 35 – Espaço requerido para curva. Fonte: Jazar (2014)

$$R_{Max} = \sqrt{(R_{Min} + w)^2 + (l + g)^2} \quad (3)$$

$$R_{Min} = R_1 - \frac{1}{2}w \quad (4)$$

onde ainda temos R_{Max} e R_{Min} como raio máximo e mínimo, respectivamente, e g é referente a distância entre o centro da roda dianteira e a extremidade máxima do veículo.

Para o estudo de caso em análise, o protótipo possui as seguintes dimensões:

$$- l = 1440mm$$

$$- g = 166mm$$

$$- w = 1245mm$$

E com um pré-requisito de raio de curva máximo de 3000 mm, temos que:

$$3000 = \sqrt{(R_{Min} + 1245)^2 + (1440 + 166)^2}$$

$$R_{Min} = 1288,9 mm$$

$$R_1 = 1911,4 mm$$

Substituindo os valores nas Equações (1) e (2) temos os ângulos de giro de cada roda e que se encontram representados, esquematicamente, na Figura 36.

$$\delta_i = 48,17^\circ$$

$$\delta_o = 29,6^\circ$$

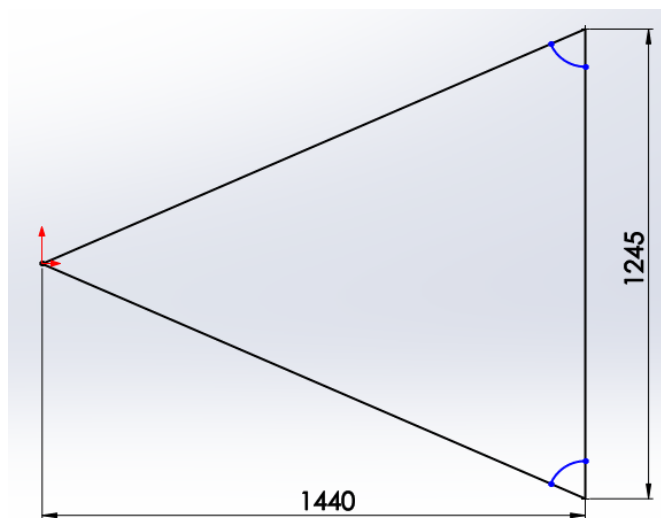


Figura 36 – Representação para definição do ângulo do link de direção. Fonte: Autor (2020)

O ângulo do link de direção, apresentado nas Figuras 16 e 17 formam um triângulo isósceles, como apresentado na Figura 36.

Sendo o ângulo do link de direção (β), definido pelas Equações (5) e (6).

$$\tan \theta = \frac{2l}{w} \quad (5)$$

$$\tan \theta = \frac{2 * 1440}{1245}$$

$$\theta = 66,6215^\circ$$

$$\beta = 90^\circ - \theta = 23,3785^\circ \quad (6)$$

Importante ressaltar que o ângulo do link de direção, juntamente com o seu comprimento, são variáveis modificáveis que podem, e devem ser analisadas após o dimensionamento da caixa de direção. Devido ao fato de influenciarem a dinâmica do veículo.

3.2.1.3 Curso da cremalheira e diâmetro de pinhão

O curso da cremalheira será definido de modo que atenda aos requisitos de projetos definidos pela equipe, onde o carro deverá executar o raio de curva máximo exigido e atender o ângulo de giro de volante.

A partir dos valores obtidos para o ângulo de esterçamento das rodas, na secção 3.2.1.2 é apresentado um estudo matemático da cinemática do sistema de direção. Com o propósito de definir qual o curso necessário da cremalheira para atender à necessidade do automóvel.

A partir da Lei dos cossenos (representação geométrica na Figura 37), Equações (7), (8) e (9), em conjunto com o Teorema de Pitágoras (representação geométrica na Figura 38), Equação (10), agregados a conceitos de dinâmicas de máquinas, é possível estimar o curso necessário para se obter os ângulos de giro nas rodas.

$$a^2 = b^2 + c^2 - 2bc \cos \theta \quad (7)$$

$$b^2 = a^2 + c^2 - 2ac \cos \beta \quad (8)$$

$$c^2 = a^2 + b^2 - 2ab \cos \alpha \quad (9)$$

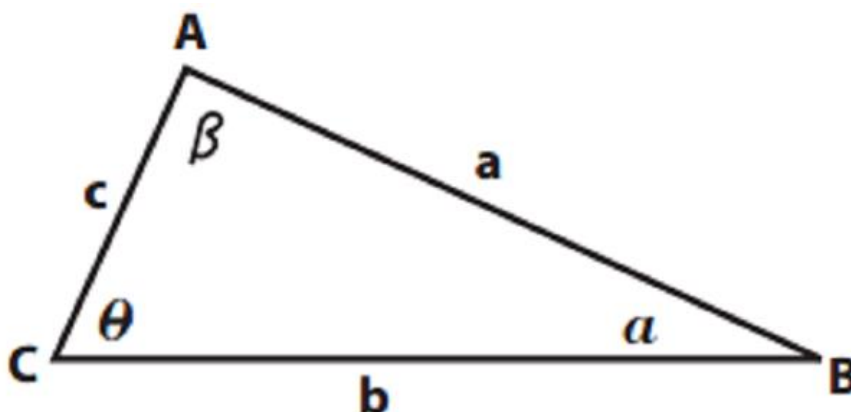


Figura 37 – Representação geométrica para equações da Lei dos Cossenos. Fonte: Saber (2019)

$$a^2 = b^2 + c^2 \quad (10)$$

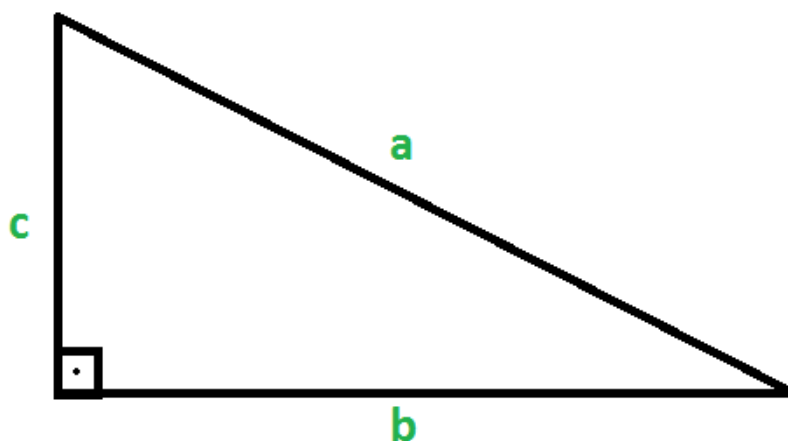


Figura 38 – Triângulo retângulo. Fonte: Saber (2019)

A primeira análise é referente ao curso máximo e necessário do sistema, quando a caixa de direção está posicionada atrás do eixo dianteiro. Onde, o sistema de direção, de modo geral, apresenta a característica geométrica da Figura 39.

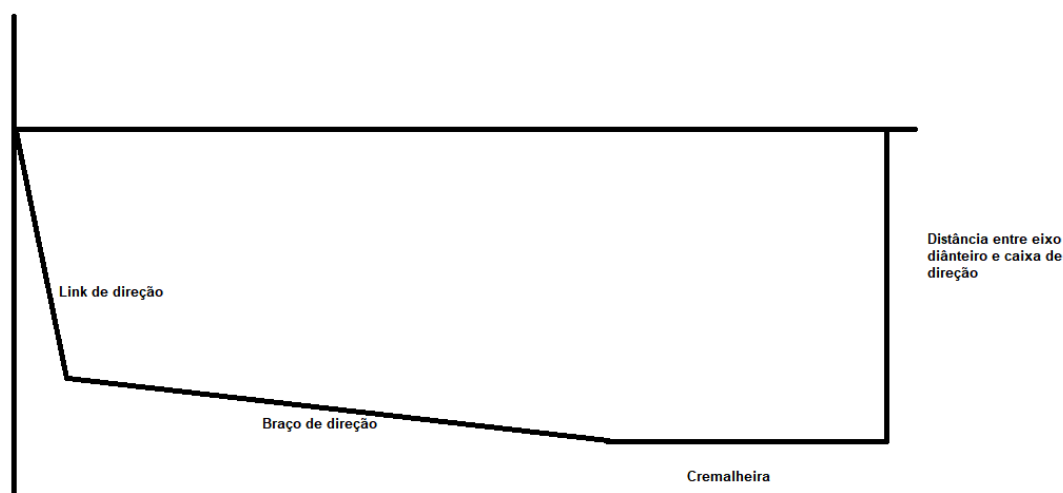


Figura 39 – Representação simplificada do lado esquerdo do sistema de direção. Fonte: Autor (2020)

Visando o melhor posicionamento e adequação à necessidade do projeto, são propostas possíveis configurações do sistema, conforme apresentado nas Figuras 63 a 68 do Apêndice A, onde se altera a posição da caixa de direção e o comprimento do link de direção.

A partir das equações geométricas e das geometrias apresentadas do sistema de direção, foi desenvolvido um algoritmo em Matlab®, presente no Apêndice B, para auxiliar nos cálculos e seleção do curso necessário. Os resultados obtidos estão na Tabela 4.

Tabela 4 – Resultados previstos

Configurações	Giro da roda externa	Giro da roda interna	Curso máximo de cremalheira	Curso necessário
1	33,41°	59,77°	45,9 mm	43,93 mm
2	30,15°	55,67°	40,58 mm	39,7 mm
3	34°	61°	41 mm	38,91 mm
4	30,63°	56,9°	36,26 mm	35,27 mm
5	34,72°	62,35°	35,9 mm	33,74 mm
6	31,16°	58,16°	31,74 mm	30,67 mm

Fonte: Autor (2020)

A segunda análise é referente ao curso máximo e necessário do sistema quando a caixa de direção está posicionada a frente do eixo dianteiro. Onde o sistema de direção, de modo geral, apresenta a característica geométrica da Figura 40.

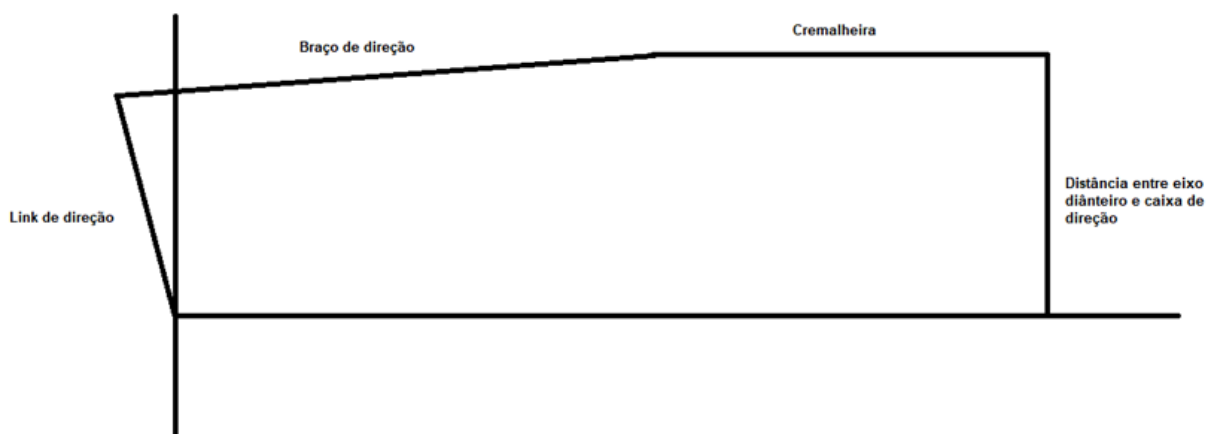


Figura 40 - Representação simplificada lado esquerdo do sistema de direção. Fonte: Autor (2020)

Novamente, com o intuito de obter o melhor posicionamento e adequação à necessidade do projeto, são propostas possíveis configurações do sistema, alterando-se a posição da caixa e o comprimento do link de direção, conforme Figuras 69 a 73 do Apêndice A.

Com a ideia da primeira análise, foi elaborado um algoritmo em Matlab®, presente no Apêndice B, para auxiliar nos cálculos e seleção do curso necessário. Os resultados esperados para as configurações apresentada estão na Tabela 5.

Tabela 5 – Resultados previstos

Configurações	Giro máximo da roda externa	Giro máximo da roda interna	Curso máximo de cremalheira	Curso necessário
7	38,96°	66,5°	33,2 mm	28,93 mm
8	45,9°	66,5°	39,05 mm	32,73 mm
9	39,57°	66,5°	40,55 mm	35,04 mm
10	45,14°	66,5°	45,14 mm	38,66 mm
11	52,7°	70°	53,67 mm	42,03 mm

Fontes: Autor (2020)

Entre as configurações simuladas, a utilizada atualmente pela equipe é a 11. Porém, a proposta é fazer modificações no posicionamento atual, se aproximando da configuração 9. Isso se dá pelo fato de que esta configuração ser a que mais se aproxima de um modelo de eixo rígido, o qual permite obter o ângulo de Ackerman ideal. Logo, será selecionado um curso de 39 mm, que poderá ser utilizada em ambos os casos, alterando um pouco o ângulo de giro do volante ou tamanhos de alguns elementos. Além de que, permitiria mudar o sistema atual, com caixa à frente do eixo dianteiro para atrás, visando principalmente as configurações 2 e 4.

Importante ressaltar que é muito difícil obter os valores para os ângulos de giro da roda externa e interna, simultaneamente, conforme calculado nas Equações (1) e (2) devido ao fato

de o sistema pinhão e cremalheira, para o projeto em questão, não ser um eixo rígido. Porém, se utilizar o ângulo de Ackerman juntamente com uma geometria que inicie com a cremalheira e os braços de direção alinhados no ponto neutro do volante, estes valores tenderão a ser bastante próximos.

Sendo o curso necessário de, aproximadamente, 39 mm para cada lado com um quarto de giro do volante, temos que o dimensionamento do diâmetro primitivo do pinhão (d_p), é dado pela Equação (11).

$$d_p = \frac{360 * 39}{90 * \pi} \quad (11)$$

Logo,

$$d_p = 50 \text{ mm}$$

3.2.2 Parâmetros de saída

São os dados obtidos a partir dos cálculos realizado no dimensionamento do projeto, sendo estes as dimensões finais e especificações de acessórios do projeto. Para isso, são levados em conta os dados de entrada e metodologias de desenvolvimento de projetos.

3.2.2.1 Dimensionamento do pinhão

O pinhão, junto com a cremalheira, são peças fundamentais para o correto funcionamento da caixa, sendo essencial o bom dimensionamento das mesmas. Segundo Norton (2013), há dois modos de falha que afetam os dentes de engrenagens. O primeiro é fratura por fadiga devido às tensões variadas de flexão na raiz do dente e o segundo é a fadiga superficial das superfícies do dente. Sendo assim, ambos os modos de falha devem ser verificados nesse memorial de cálculo, afim de dimensionar o pinhão.

3.2.2.1.1 Tensões de flexão

Para o primeiro modo de falha deseja-se como valor de saída o módulo do pinhão pelo critério de flexão, representado pela Equação (12), para um coeficiente de segurança inicial igual a 2.

$$N_b = \frac{S_{fb}}{\sigma_b} \quad (12)$$

onde N_b é o coeficiente de segurança para flexão, S_{fb} é a resistência corrigida de fadiga à flexão e σ_b é a tensão de flexão no pinhão.

Partindo da Equação (13) de AGMA (*American Gear Manufacturers Association*), cuja essência é a fórmula de Lewis (Norton, 2013, p. 710), temos:

$$\sigma_b = \frac{W_t * K_a * K_m * K_s * K_B * K_I}{F * m * J * K_v} \quad (13)$$

onde, W_t é a força tangencial no dente, F é a largura da face, m é o módulo do dente, J o fator geométrico e os fatores K são fatores modificadores para levar em conta diversas condições.

Sabendo que, as distribuições de forças no contato entre duas engrenagens são influenciadas pela linha de ação no engrenamento do sistema, temos a distribuição das forças atuantes conforme a Figura 41.

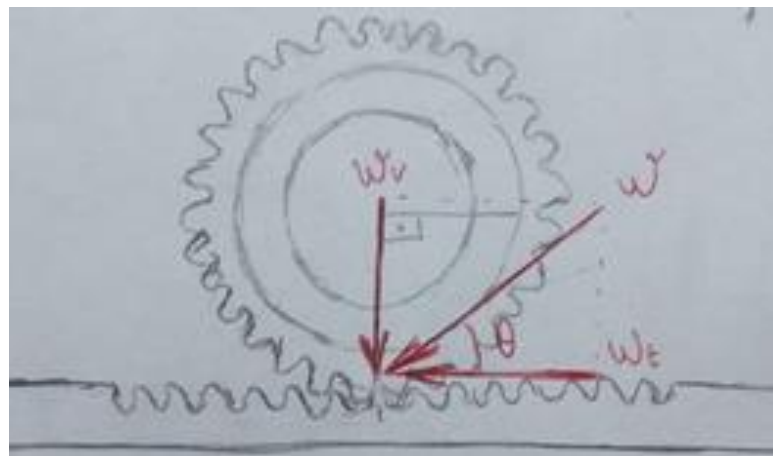


Figura 41 – Distribuição de forças no engrenamento. Fonte: Autor (2020)

Sendo W_v a força vertical, W a força normal de contato e φ ângulo de pressão. Essas forças apresentadas na Figura 41 são definidas pela Equação (14), onde temos o binário (T) exercido no sistema e o diâmetro primitivo (d_p) necessário.

$$W_t = \frac{2T}{d_p} \quad (14)$$

$$W_t = \frac{2 * 30}{0,050}$$

$$W_t = 1200 \text{ N}$$

Ainda podemos definir as demais forças como:

$$W_t = W \cos \varphi \quad (15)$$

$$1200 = W \cos 20$$

$$W = 1277 \text{ N}$$

$$W_v = W \sin \varphi \quad (16)$$

$$W_v = 1277 \sin 20$$

$$W_v = 436,76 \text{ N}$$

Ao analisar os catálogos de diversas empresas, é comum encontrar que as engrenagens possuem sua largura definida pelo seu módulo. Sendo, por norma, 10 vezes maior. Por questões comerciais, pode-se definir então a largura da face (F) do elemento como,

$$F = 10 * m \quad (17)$$

Para a continuação dos cálculos, será necessário arbitrar um número de dentes inicial para realizar as iterações e obter o módulo real. No caso em questão, arbitrou-se inicialmente 21 dentes para o pinhão e a cremalheira. A partir da Tabela 9, presente no Anexo A, tem-se que o fator J será 0,33 (21 x 21 dentes).

O próximo fator a ser definido para o equacionamento é o fator dinâmico (K_v), para isso, deve-se utilizar a Equação (21) para definição. A partir da Figura 74, presente no Apêndice A, será considerado um Q_v de 6. Ainda será necessária uma estimativa da rotação do pinhão, onde será estimada como 20 rpm.

Os fatores B, A e V_t (velocidade tangencial) são definidos pelas Equações (18), (19) e (20), respectivamente, e serão necessários para definir o fator dinâmico.

$$B = \frac{(12 - Q_v)^{\frac{2}{3}}}{4} \quad (18)$$

$$B = \frac{(12 - 6)^{\frac{2}{3}}}{4}$$

$$B = 0,825482$$

$$A = 50 + 56 * (1 - B) \quad (19)$$

$$A = 50 + 56 * (1 - 0,825482)$$

$$A = 59,77302$$

$$V_t = \frac{\pi * d * n}{60} \quad (20)$$

$$V_t = \frac{\pi * 0,05 * 20}{60}$$

$$V_t = 0,0524 \text{ m/s}$$

Por fim, tem – se que,

$$K_v = \left(\frac{A}{A + \sqrt{200 * V_t}} \right)^B \quad (21)$$

$$K_v = \left(\frac{59,77302}{59,77302 + \sqrt{200 * 0,0524}} \right)^{0,825482}$$

$$K_v = 0,9574$$

Em seguida, deve-se obter o fator de aplicação (K_A) e o fator de distribuição de carga (K_m). Ambos os fatores são obtidos pelas Tabelas 10 e 11, respectivamente, presentes no Anexo A. Considerando que a caixa de direção sofre choques médios e de maneira uniforme, será considerado o valor de 1,5 para K_A e com a arbitragem inicial do número de dentes resulta que a largura da face (F) seja menor do que 2" (50,8mm), o valor K_m é 1,6.

Outros fatores necessários são o de espessura de borda (K_B) que segundo a AGMA, para disco sólido, define-se igual a 1 e o fator de tamanho (K_s), que não possui normas a seguir, porém, a AGMA recomenda que seja igual a 1.

O último fator a obter-se, antes de se calcular a tensão de flexão no pinhão, é fator de ciclo de carga (K_I), o qual é definido pelo posicionamento. No caso do projeto será considerado igual a 1,42, valor para engrenagem intermediária, com o intuito de ser o pior caso.

Substituindo os valores dos parâmetros W_t , F , J , K_a , K_m , K_s , K_B , K_I e K_v na Equação (13), temos que a tensão de flexão no pinhão (σ_b) é:

$$\sigma_b = \frac{1200 * 1,5 * 1,6 * 1 * 1 * 1}{10 * m * m * 0,33 * 0,9574}$$

$$\sigma_b = \frac{0,00091194}{m^2} MPa$$

Para continuidade do cálculo é preciso conhecer o valor da resistência corrigida de fadiga à flexão (S_{fb}) pelo modelo AGMA para o material do pinhão, descrito pela Equação (22).

$$S_{fb} = \frac{K_L * S_{fb}'}{K_t * K_R} \quad (22)$$

onde S_{fb}' é a resistência não corrigida de fadiga a flexão, K_R é o fator de confiabilidade, K_t é o fator de temperatura e K_L é o fator de vida do componente.

A resistência não corrigida de fadiga à flexão (S_{fb}') é obtida através da Tabela 12, localizada no Anexo A, com o menor valor de resistência à fadiga de flexão igual a 310 MPa. O material selecionado para o dimensionamento e fabrico do pinhão e cremalheira é o aço da classe AGMA A1-A5 endurecido por chama ou indução, onde apresenta dureza tipo A padronizado 50-55 HRC, tendo em atenção que os níveis de tensão residual gerados durante

o processo não poderão ser demasiados elevados, tipicamente, inferiores 1/3 da tensão escoamento (Ribeiro, 2006, 2009). A seleção do material está baseada no fato de que os componentes podem ser encontrados em diversos catálogos em aço SAE 1045, que permite o tratamento térmico.

Na sequência deverá ser equacionado o fator de vida (K_t). Para isso, é ponderado um número de ciclos de vida (N) do pinhão igual a 10^5 e a partir da Figura 75, presente no Anexo A, é selecionado a Equação (23) pelo fato de ser a mais crítica.

$$K_L = 2,3194 * N^{-0,0538} \quad (23)$$

$$K_L = 2,3194 * (10^5)^{-0,0538}$$

$$K_L = 1,248463$$

Os últimos fatores para solucionar a Equação (22) são os fatores de temperatura (K_t) e de confiabilidade (K_R). A temperatura de trabalho do conjunto tende a ser um pouco acima da temperatura ambiente, logo por ser aço em óleo com temperatura até cerca de 250°F é definido igual a 1. Já o segundo é obtido a partir da Tabela 13 do Anexo A, a partir da porcentagem de confiabilidade desejada. Para este projeto, será considerado uma confiabilidade de 99%, sendo o valor do parâmetro igual a 1.

Após obter todos os parâmetros necessários e substituí-los na Equação (22) tem-se o valor da resistência corrigida de fadiga à flexão.

$$S_{fb} = \frac{1,248463 * 310}{1 * 1}$$

$$S_{fb} = 387,02 \text{ MPa}$$

Após realizar as etapas acima é possível obter o dado de saída desejado substituindo os valores necessários na Equação (12)

$$2,0 = \frac{387,02 \text{ MPa}}{\frac{0,00091194}{m^2} \text{ MPa}}$$

$$m = 0,00217 \text{ m}$$

$$m = 2,17 \text{ mm}$$

Considerando que não há módulo normalizado de 2,17mm, teremos como resposta válida o módulo mais próximo normalizado, ou seja, um módulo de 2,5mm. Com isso, é possível obter, como dado de saída, o coeficiente de segurança para flexão (N_b) caso se confirme módulo (m) obtido. Assim, será considerado o valor de $m = 2,5 \text{ mm}$ para obtenção de N_b a partir da equação (11) de critério de flexão.

$$N_b = \frac{387,02 \text{ MPa}}{\frac{0,00091194}{0,0025^2} \text{ MPa}}$$

$$N_b = 2,65$$

3.2.2.1.2 Tensões superficiais

Para o segundo modo de falha deseja-se também como valor de saída o módulo do pinhão com coeficiente de segurança inicial igual a 2, que poderá ser obtido pela Equação (24), após determinação de seus fatores.

$$N_c = \left(\frac{S_{fc}}{\sigma_c} \right)^2 \quad (24)$$

onde N_c é o coeficiente de segurança para contato, S_{fc} é a resistência corrigida de fadiga superficial e σ_c é a tensão de superfície no pinhão.

Para determinar a tensão de superfície do pinhão é utilizado a equação de resistência à crateração da AGMA, cuja essência é a equação de Buckingham, descrita pela Equação (25).

$$\sigma_c = C_p * \sqrt{\frac{W_t * C_a * C_m * C_s * C_f}{F * I * d_p * C_v}} \quad (25)$$

onde, W_t é a força tangencial no dente, d_p é o diâmetro primitivo do pinhão, F é a largura da face, I é o fator AGMA de geometria de superfície adimensional, C_f é o fator de acabamento superficial, C_p é o coeficiente elástico. Os fatores C_a , C_m , C_s e C_v são iguais, respectivamente, a K_a , K_m , K_s e K_v , já definidos no método de tensão por flexão.

A equação de Buckingham é apresentada no Sistema Americano de medidas (US), logo não será utilizado o Sistema Internacional (SI). Desta forma será necessário realizar a conversão da força tangencial (W_t), da largura da face (F) do pinhão e do diâmetro primitivo (d_p) do mesmo. As conversões dos três parâmetros são apresentadas a seguir:

$$W_t = \frac{1200}{9,81 * 0,453}$$

$$W_t = 270,03 [lb. f]$$

$$F = \frac{10 * m * 1000}{25,4}$$

$$F = 393,7 * m [in]$$

$$d_p = \frac{50}{25,4}$$

$$d_p = 1,9685 [in]$$

Para a continuação do cálculo do modo de falha após a conversão dos parâmetros é preciso definir os demais fatores como mostrado em sequência com o coeficiente elástico (C_p) da AGMA. Por se tratar de um projeto onde o pinhão e a cremalheira serão fabricados em aço, temos que C_p é igual a 2300 psi, conforme a Tabela 14 do Anexo B informa.

O próximo parâmetro a ser mensurado é o fator AGMA de geometria de superfície adimensional (I), que é determinado a partir da Equação (26).

$$I = \frac{\cos\varphi}{\left(\frac{1}{\rho_p} + \frac{1}{\rho_g}\right) * d_p} \quad (26)$$

onde ρ_p e ρ_g são os raios de curvatura dos dentes do pinhão e engrenagem, respectivamente, φ é o ângulo de pressão e d_p é o diâmetro primitivo do pinhão. O sinal positivo vem do fato do engrenamento do projeto caixa de direção ser externo.

Os raios de curvatura dos dentes, são calculados a partir da geometria do engrenamento, no qual o primeiro a ser definido será o raio de curvatura do pinhão, ρ_p , pela Equação (27).

$$\rho_p = \sqrt{\left(r_p + \frac{1 + x_p}{p_d}\right)^2 - (r_p * \cos\varphi)^2} - \frac{\pi}{p_d} * \cos\varphi \quad (27)$$

sendo p_d o passo diametral, r_p o raio de referência do pinhão, φ o ângulo de pressão e x_p o coeficiente do adendo do pinhão.

Para dentes normalizados e de profundidade completa, temos x_p igual a 0 e φ por convenção deve ser 20° . Já r_p e p_d são definidos pelas Equações (28) e (29), respectivamente.

$$r_p = \frac{d}{2} \quad (28)$$

$$r_p = \frac{1,9685}{2}$$

$$r_p = 0,984 \text{ [in]}$$

$$p_d = \frac{1}{\frac{m * 1000}{25,4}} \quad (29)$$

$$p_d = \frac{0,0254}{m} [in]$$

Vale ressaltar que o valor do módulo (m) foi convertido de modo que o valor de saída será obtido no Sistema Internacional (SI) de medidas.

Substituindo os valores de p_d , r_p , x_p e φ na Equação (27), temos que o raio de curvatura do pinhão é:

$$\rho_p = \sqrt{\left(0,9842 + \frac{1 + 0}{\frac{0,0254}{m}}\right)^2 - (0,9842 * \cos 20)^2} - \frac{\pi}{\frac{0,0254}{m}} * \cos 20$$

$$\rho_p = 108,9 * m$$

O segundo a obter-se será o raio de curvatura da engrenagem, ρ_g , no qual temos a Equação (30) para sua definição.

$$\rho_g = C * \sin \varphi - \rho_p \quad (30)$$

onde C é a distância entre o centro do pinhão e da engrenagem. Visto que no projeto da caixa de direção não trata-se de um engrenamento pinhão-engrenagem, mas sim pinhão-cremalheira, o valor de C foi definido como sendo aproximadamente duas vezes o raio do pinhão.

$$C = 1,9685 [in]$$

Substituindo os valores de C , φ e ρ_p na Equação (30) temos:

$$\rho_g = (1,9685 * \sin 20) - (108,9 * m)$$

$$\rho_g = 0,6733 - 108,9 * m$$

Com os parâmetros de φ , d_p , ρ_p e ρ_g definidos, é necessário, inicialmente, arbitrar aleatoriamente o valor do módulo, de modo a tornar o sistema iterativo. Assim, será considerado $m = 2,5\text{mm}$ e substituindo todos os valores na Equação (26), é possível determinar o fator AGMA de geometria de superfície adimensional (I) como apresentado abaixo:

$$I = \frac{\cos 20}{\left(\frac{1}{108,9 * 0,0025} + \frac{1}{0,6733 - 108,9 * 0,0025} \right) * 1,9685}$$

$$I = 0,0774$$

Substituindo os valores de W_t , C_p , F , I , C_a , C_m , C_s , C_f , d_p e C_v na Equação (25), temos que:

$$\sigma_c = 2300 * \sqrt{\frac{270,0313 * 1,5 * 1,6 * 1 * 1}{393,7 * m * 0,0774 * 1,9685 * 0,9574}}$$

$$\sigma_c = \frac{7,72632}{\frac{1}{m^2}} \text{ [kpsi]}$$

Visando a solução da Equação (24) é preciso obter o valor da resistência corrigida de fadiga de superfície (S_{fc}) da AGMA para o material do pinhão. Com isso tem-se a Equação (31).

$$S_{fc} = \frac{C_L * C_H * S_{fc}'}{C_t * C_R} \quad (31)$$

na qual, S_{fc}' é a resistência não corrigida de fadiga a superfície, C_L é o fator de vida da superfície, C_H é o fator de razão de dureza, C_t e C_R são iguais, respectivamente, a K_t e K_R , já definidos no método de tensão por flexão.

O parâmetro de resistência não corrigida à fadiga de superfície (S_{fc}') é de 170 kpsi, conforme dado da Tabela 15 do Anexo B. No qual, é considerado como material aço da classe

AGMA A1-A5 endurecido por chama ou indução, onde apresenta dureza tipo A normalizado 50-55 HRC.

O valor do fator de vida (C_L) é obtido considerando o mesmo número de ciclos de vida (N) do modo de tensão em flexão, como sendo 10^5 . A partir da Figura 76 do Anexo B, é selecionada a curva mais crítica, dada pela Equação (32).

$$C_L = 2,466 * N^{-0,056} \quad (32)$$

$$C_L = 2,466 * (10^5)^{-0,056}$$

$$C_L = 1,294175$$

O último fator para se obter o valor da resistência corrigida de fadiga de superfície (S_{fc}) é o de razão de dureza (C_H), pode ser obtido a partir da Equação (33).

$$C_H = 1 + A * (m_G - 1) \quad (33)$$

onde m_G é a razão de engrenamento e A é um parâmetro definido a partir da razão entre a dureza dos materiais, sendo definido pela seguintes condições.

$$\text{Se } \frac{HB_p}{HB_g} < 1,2 \text{ então } A = 0$$

$$\text{Se } 1,2 \leq \frac{HB_p}{HB_g} \leq 1,7 \text{ então } A = 0,00898 \frac{HB_p}{HB_g} - 0,00829$$

$$\text{Se } \frac{HB_p}{HB_g} > 1,7 \text{ então } A = 0,00698$$

onde HB_p e HB_g são durezas Brinell do pinhão e da engrenagem, respectivamente.

Como o material, tanto do pinhão quanto da cremalheira, são iguais e, por sua vez, possuem a mesma dureza superficial, temos que:

$$A = 0$$

$$C_H = 1$$

Desta forma, são obtidos todos os parâmetros necessários para a solução da Equação (31), no qual, substituindo os valores obtidos para C_R , C_t , C_L , C_H e S_{fc}' temos o seguinte resultado:

$$S_{fc} = \frac{1,294175 * 1 * 170}{1 * 1}$$

$$S_{fc} = 220 \text{ [kpsi]}$$

Com os parâmetros definidos até aqui, é possível resolver a Equação (24) e obter o dado de saída desejado.

$$2 = \left(\frac{220 \text{ [kpsi]}}{\frac{7,72632}{m^{\frac{1}{2}}} \text{ [kpsi]}} \right)^2$$

$$m = 2,47 \text{ mm}$$

Considerando que não há módulo comercial de 2,47mm, teremos como resposta válida o módulo mais próximo normalizado, ou seja, um módulo de 2,5mm. Com isso, é possível obter, como dado de saída, o coeficiente de segurança para superfície (N_c) com o valor de $m = 2,5 \text{ mm}$. A partir da Equação (24) teremos que:

$$N_c = \left(\frac{220 \text{ [kpsi]}}{\frac{7,72632}{0,0025^{\frac{1}{2}}} \text{ [kpsi]}} \right)^2$$

$$N_c = 2,03$$

3.2.2.1.3 Otimização e dimensão final do pinhão

O principal objetivo em realizar o dimensionamento e seleção do módulo do pinhão é garantir seu funcionamento e resistência aos esforços que serão empregados durante serviço. Os dois módulos de falha apresentaram como resultados módulos entre 2 a 2,5mm, sendo escolhido o maior para satisfazer os dois critérios.

De acordo com o catálogo da “ATI Brasil” e “Norelen Portugal”, os módulos mais próximos fornecidos são de 2mm, 2,5mm e 3mm. Sendo o selecionado $m=2,5$ mm, pois é o mais próximo que atende os dois critérios. Desta forma, pelos dois modos de falha, o projeto apresenta um coeficiente de segurança considerado satisfatório e seguro. Ainda pela Equação (17) temos que a largura da face do pinhão é de 25mm.

Com o intuito de otimizar o projeto da caixa de direção, é realizado uma análise no comportamento do coeficiente de segurança em relação à largura do pinhão. Desta forma, é selecionado uma largura de 20mm para o mesmo módulo, obtendo os seguintes resultados para coeficiente de segurança para tensão de flexão conforme Equações (13) e (12), respectivamente.

$$\sigma_b = \frac{1200 * 1,5 * 1,6 * 1 * 1 * 1}{0,02 * 0,0025 * 0,33 * 0,9574}$$

$$\sigma_b = 182,31 \text{ MPa}$$

$$N_b = \frac{387,02 \text{ MPa}}{182,31 \text{ MPa}}$$

$$N_b = 2,12$$

Ainda o mesmo é realizado para o método de tensões superficiais, conforme Equações (25) e (24), respectivamente.

$$\sigma_c = 2300 * \sqrt{\frac{270,0313 * 1,5 * 1,6 * 1 * 1}{0,7874 * 0,0774 * 1,9685 * 0,9574}}$$

$$\sigma_c = 172,76 \text{ [kpsi]}$$

$$N_c = \left(\frac{220 [kpsi]}{172,76[kpsi]} \right)^2$$

$$N_c = 1,62$$

Os valores obtidos para o coeficiente de segurança nesta etapa de otimização continuam satisfatório. Visto que o dimensionamento possui uma margem de segurança para os momentos críticos, que são situações extremas onde o piloto exercerá o máximo binário possível no volante.

É importante enfatizar que, para o desenvolvimento dos cálculos e tomadas de decisões, foi utilizado o *software* Excel® para dimensionar o pinhão-cremalheira. Desta forma, foi possível realizar iterações entre os dados de entrada, afim de compreender melhor como os mesmos influenciam no coeficiente de segurança e no módulo.

3.2.2.2 Dimensionamento e posicionamento da cremalheira

O dimensionamento dos dentes da cremalheira é o mesmo realizado no pinhão. Deste modo, não é necessário realizar novamente, mas sim garantir que os dois possuam o mesmo módulo no dente e a confiabilidade da resistência será a mesma do pinhão, visto que a força aplicada é igual.

Por escolha de processo de fabricação e funcionamento da caixa de direção, a cremalheira será fabricada a partir de uma barra de aço circular maciça. Primeiramente, será realizado um rebaixo na parte central, criando uma face e posteriormente serão usinados os dentes da cremalheira, conforme Figura 42.

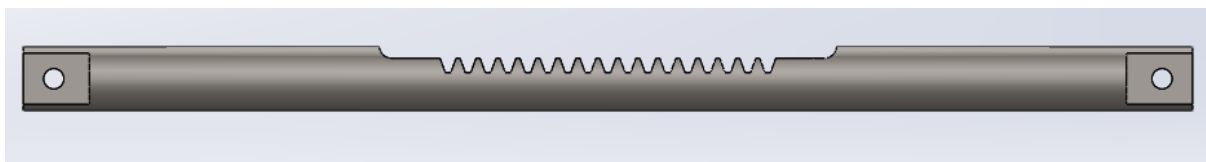


Figura 42 – Modelo de cremalheira. Fonte: Autor (2020)

Com a geometria apresentada, é necessário garantir que haja um bom contato entre o pinhão e a cremalheira, de modo que a largura de 20mm do dente do pinhão esteja em total

contato com a cremalheira e vice-versa. Portanto, será utilizado uma barra com diâmetro de 25 milímetros.

3.2.2.3 Dimensionamento do eixo

O dimensionamento do eixo é realizado a partir do binário de entrada, com o intuito de obter o diâmetro mínimo necessário. É necessário o estudo do seu comportamento e a compreensão dos esforços gerados a partir da força de entrada.

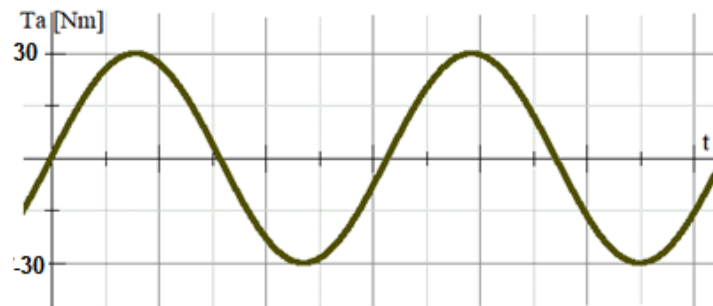


Figura 43 – Binário x Tempo. Fonte: Autor (2020)

Ao analisar um veículo pode-se concluir que há grande variação de direção, isso leva a dedução de que o binário gerado pelo piloto é alternado, uma vez que o mesmo deve alternar o sentido de giro do volante continuamente durante as provas. Logo, será considerado um binário alternado conforme é apresentada na Figura 43. Sendo o binário alternado, T_a , de 30 Nm para ambos os lados, o binário médio, T_m , será nulo.

Para dimensionamento do eixo da caixa de direção, será utilizado o método de Goodman (Norton, 2013, p.560), uma vez que há binário e momento alternado. Com base nos critérios adotados, a Equação (34) de Goodman é descrita.

$$d = \left\{ \frac{32N_f}{\pi} \left[\frac{\sqrt{(K_f M_a)^2 + \frac{3}{4}(K_{fs} T_a)^2}}{S_e} + \frac{\sqrt{(K_{fm} M_m)^2 + \frac{3}{4}(K_{fsm} T_m)^2}}{S_{ut}} \right] \right\}^{\frac{1}{3}} \quad (34)$$

onde d é o diâmetro do eixo, N_f é o coeficiente de segurança a fadiga, K_f e K_{fm} são fatores de concentração de tensões em fadiga, M_a é o momento alternado, S_e é o limite de resistência de

fadiga (vida infinita), K_{fs} e K_{fsm} são fatores de concentração de tensões em corte, M_m é o momento médio, S_{ut} é a última resistência de tração.

Os dados para solução da Equação de Goodman devem ser obtidos um a um, conforme disposto na continuação do trabalho. O primeiro é o limite de resistência de fadiga (S_e), para vida infinita é calculado a partir da Equação (35).

$$S_e = C_{sup} C_{temp} C_{conf} C_{car} C_{tam} S_{er} \quad (35)$$

Cada parâmetro que compõe a Equação (35) é referente a um tipo de sollicitação, definidos e calculados em sequência.

As sollicitações de temperatura, C_{temp} , e de carga, C_{car} , são iguais a 1, pois o eixo sempre trabalhará a uma temperatura abaixo de 450°C e sofrerá flexão.

Já as sollicitação de superfícies, C_{sup} , e de tamanho, C_{tam} , são calculados de acordo com seu modo de fabricação e seu tamanho. Logo, serão feitas duas considerações, a primeira é de que o eixo será usinado e a segunda é uma estimativa do diâmetro do mesmo para 1ª iteração, a qual será de 20mm. Resultando nas Equações (36) e (37).

$$C_{sup} = 4,51(S_{ut})^{-0,265} = 4,51(627)^{-0,265} = 0,8183 \quad (36)$$

$$C_{tam} = 1,189d^{-0,097} = 1,189 \cdot 20^{-0,097} = 0,8892 \quad (37)$$

A sollicitação de confiabilidade, C_{conf} , é obtida através da Tabela 16 do Anexo C, no qual será selecionado um valor para a confiabilidade de 99%, resultando em:

$$C_{conf} = 0,814$$

Segundo Norton (2013), o limite de resistência à fadiga teórica para aços é metade de sua resistência máxima em tração, S_{ut} , conforme a Equação (38). Considerando que o eixo será produzido de aço 1045 laminado a frio, a partir da Tabela 17 do Anexo C, é atestado que o material possui uma resistência de escoamento em tração, S_y , igual a 531 MPa e uma resistência de máxima em tração, S_{ut} , igual a 627 MPa.

$$S_e = 0,5 \cdot S_{ut} \quad (38)$$

$$S_e = 313,5 \text{ MPa}$$

Substituindo os valores obtidos na Equação (35), temos o limite de resistência de fadiga (S_e).

$$S_e = 185,6712 \text{ MPa}$$

Em continuação para obtenção dos dados necessários para a Equação de Goodman, será obtido os fatores de concentração de tensão em fadiga e corte, K_f e K_{fs} , definidos, respectivamente, pelas Equações (39) e (40).

$$K_f = 1 + q(K_t - 1) \quad (39)$$

$$K_{fs} = 1 + q_s(K_{ts} - 1) \quad (40)$$

onde K_t e K_{ts} são fatores de concentração de tensão teórica para a geometria particular, q e q_s são os parâmetros da sensibilidade ao entalhe.

Desta forma, podemos definir os valores para K_t e K_{ts} , seguindo a normalização da ANSI através da Figura 77 do Anexo C, obtendo como valores 2,2 e 3, respectivamente. Já para a definição dos valores de q e q_s é necessário conhecer as constante de Neuber, \sqrt{a} e $\sqrt{a_s}$, através da Tabela 18 do Anexo C. Como tal, temos que para $S_{ut} = 91 \text{ kpsi}$, a constante será de $\sqrt{a} = 0,0692$ e para $S_{uts} = 111 \text{ kpsi}$, a constante será de $\sqrt{a_s} = 0,0544$.

É importante salientar que para definição da constante de Neuber para corte, $\sqrt{a_s}$, visto o fato de não existir uma tabela específica, acrescenta-se 20 kpsi à resistência máxima de tração, tendo assim $S_{uts} = 91 + 20 \text{ kpsi}$, como descrito por Norton (2013, pg.346).

Logo define-se q e q_s a partir das Equações (41) e (42), respectivamente.

$$q = \frac{1}{1 + \frac{\sqrt{a}}{\sqrt{r}}} \quad (41)$$

$$q = \frac{1}{1 + \frac{0,0692}{0,1286}} = 0,6501$$

$$q_s = \frac{1}{1 + \frac{\sqrt{a_s}}{\sqrt{r}}} \quad (42)$$

$$q_s = \frac{1}{1 + \frac{0,0544}{0,1286}} = 0,7027$$

Substituindo nas Equações (39) e (40), obtemos que:

$$K_f = 1 + 0,6501 \cdot (2,2 - 1) = 1,7802$$

$$K_{fs} = 1 + 0,7027 \cdot (3 - 1) = 2,4054$$

Por fim, é calculado o valor de momento alternado (M_a) atuante no eixo, sendo preciso realizar uma análise de diagrama de corpo livre das forças presentes no mesmo. A Figura 44 mostra uma disposição das peças presentes no eixo, no qual necessita do diagrama. A força de entrada do sistema é o binário, o qual gera uma força vertical e tangencial, como já definidas pelas Equações (14) e (16). Desta forma, a partir do software MDSolids® são gerados os diagramas de corpo livre, conforme as Figuras 45 e 46.

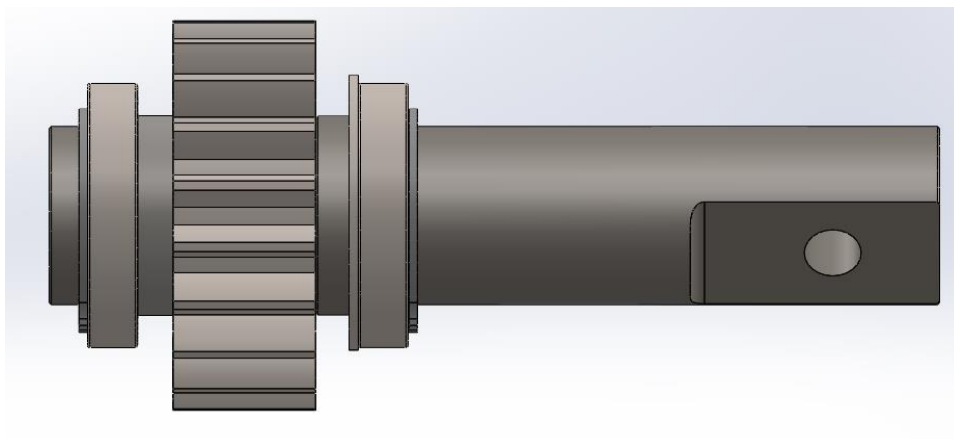


Figura 44 – Vista XY do eixo da caixa de direção. Fonte: Autor (2020)

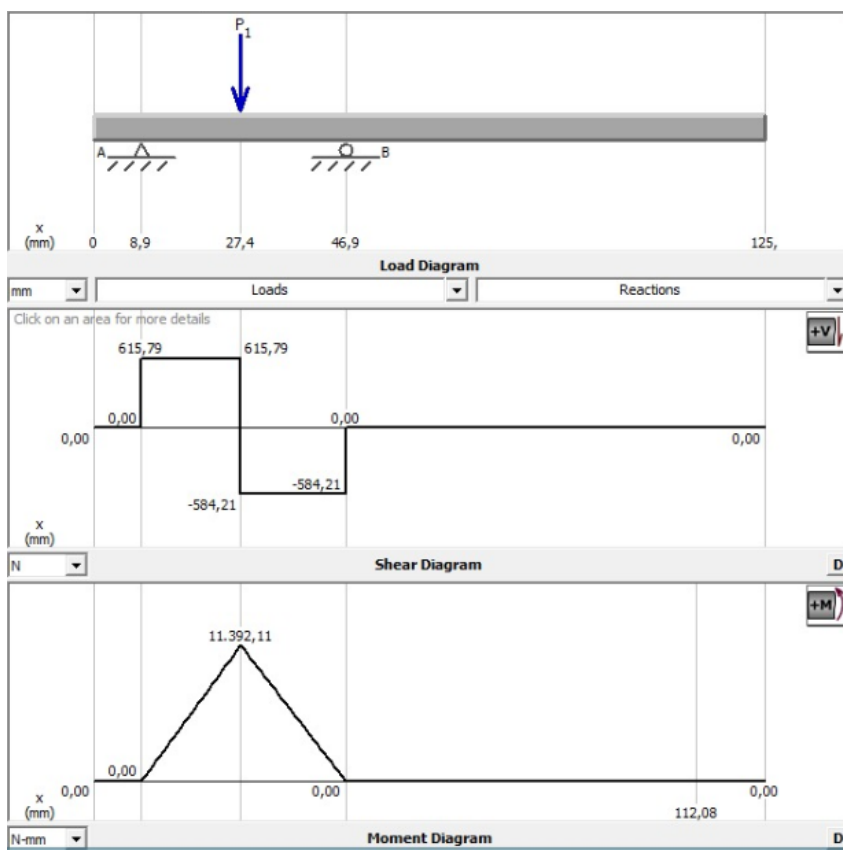


Figura 45 – Plano XZ. Fonte: Autor (2020)

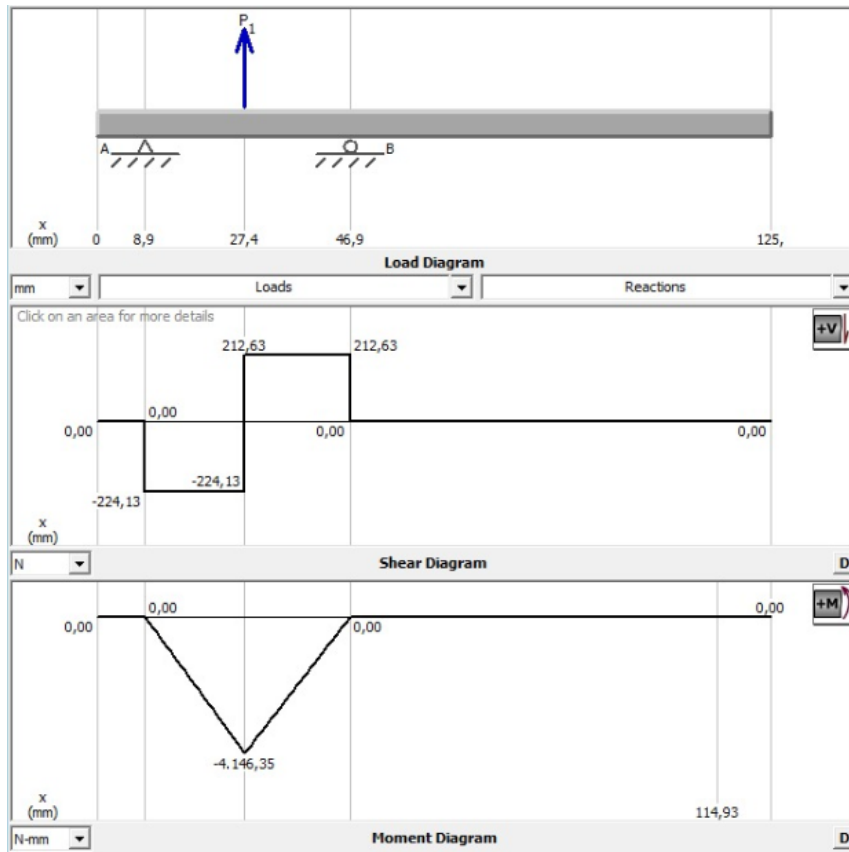


Figura 46 – Plano XY. Fonte: Autor (2020)

Através da soma vetorial dos momentos no ponto central do pinhão, a 27,4 mm da origem, tem-se a momento alternado (M_a) resultante no eixo.

$$M_a = \sqrt{11,392^2 + (-4,146)^2} = 12,13 \text{ Nm}$$

Considerando um coeficiente de segurança (N_f) igual a 3, agregados com todos os dados que compõem a Equação de Goodman (34), se obtém o resultado para o diâmetro do eixo.

$$d = \left\{ \frac{32 \cdot 3,0}{\pi} \left[\frac{\sqrt{(1,78 \cdot 12,13)^2 + \frac{3}{4} (2,4054 \cdot 30)^2}}{185671197,5929} \right]^{\frac{1}{3}} \right\} = 22,17 \text{ mm}$$

Visando a praticidade do projeto, será escolhido como diâmetro do eixo, $d=25$ mm, pois facilitará a seleção de rolamentos.

3.2.2.4 Dimensionamento da chaveta

Para realizar a transmissão do binário do volante-eixo para o pinhão, será utilizado uma chaveta paralela. Seguindo o procedimento descrito por Norton (2013) para dimensionamento de chavetas, são considerados dois critérios de falhas, corte e esmagamento. Desta forma, serão verificados os dois casos e levado em consideração o diâmetro definido do eixo de 25 mm. De acordo com a Tabela 19 do Anexo C, tem-se que a chaveta deverá possuir largura (W) de 8 mm e altura (h) de 7 mm, sendo necessário apenas o dimensionamento de seu comprimento (L).

3.2.2.4.1 Corte da chaveta

O dimensionamento para o primeiro critério é dado pela Equação (43).

$$\frac{\sigma'_a}{S_e} + \frac{\sigma'_m}{S_{ut}} = \frac{1}{N_f} \quad (43)$$

onde σ'_a é a tensão de Von Mises alternada, σ'_m é a tensão de Von Mises média, S_e é o limite de fadiga corrigido, S_{ut} é a última resistência a tração e N_f o coeficiente de segurança.

O primeiro dado a ser obtido será σ'_a , definido pela Equação (44).

$$\sigma'_a = K_f * \sigma'_{anom} \quad (44)$$

Para isso, obtemos o fator de concentração de tensão na fadiga (K_f) igual a 1 para chavetas e a tensão nominal (σ'_{anom}), dada pela Equação (45).

$$\sigma'_{anom} = \sqrt{3} \cdot \tau_a \quad (45)$$

Com a tensão de corte (τ_a) calculado através da Equação (46), tem-se,

$$\tau_a = \frac{2T_a}{WdL} \quad (46)$$

$$\tau_a = \frac{2 \cdot 30}{0,008 \cdot 0,025 \cdot L} = 300000L^{-1} [Pa]$$

Logo, a Equação (44) é solucionada, com os valores de seus fatores caracterizada como:

$$\sigma'_a = 1 * (300000L^{-1} \cdot \sqrt{3})$$

Para o projeto em estudo temos que a tensão de Von Mises média (σ'_m) é zero e o limite de fadiga corrigido (S_e) será o mesmo definido no dimensionamento do eixo, pois o material utilizado é o mesmo. Com isto, considerando um coeficiente de segurança igual a 2,5, o dado de saída obtido a partir da Equação (43) será de, aproximadamente, 7 mm.

$$\frac{(300000l^{-1} \cdot \sqrt{3})}{185671197,5929} = \frac{1}{2,5} \rightarrow L = 6,9964 \text{ mm}$$

3.2.2.4.2 Esmagamento da chaveta

O dimensionamento para o segundo critério é dado a partir da Equação (47).

$$N_{esm} = \frac{S_y}{\sigma} \quad (47)$$

onde N_{esm} é o coeficiente de segurança para esmagamento, S_y é a resistência de escoamento em tração do material com menor resistência. No caso da chaveta, σ é a tensão normal definida pela Equação (48).

$$\sigma = \frac{F_{max}}{A} = \frac{F_{max}}{\frac{h}{2}L} = \frac{T_a}{\frac{d}{2} \frac{h}{2}L} \quad (48)$$

com A referente à área de esmagamento, h à altura da chaveta, L ao comprimento, d ao diâmetro do eixo e F_{max} à força máxima atuante. Sendo a força atuante alternada, temos que a tensão normal (σ) é igual à tensão alternada (σ_a). Assim, ao substituir os valores na Equação (48), temos:

$$\sigma_a = \frac{30}{\frac{0,025 \cdot 0,007}{2} \frac{L}{2}} = 684714,2857L^{-1} [Pa]$$

Considerando um coeficiente de segurança de 2,5 para este critério, obtemos a partir da Equação (47) um comprimento de aproximadamente 3,23 mm.

$$2,5 = \frac{531000000}{822.857,1429L^{-1}} \rightarrow L = 3,22841 \text{ mm}$$

Como o critério mais crítico é o de corte, o comprimento mínimo da chaveta deverá ser 7mm. Porém, por questões de boas práticas de projeto na engenharia, é sugerido que o comprimento da chaveta seja igual à largura da face do pinhão. Desta forma será utilizado uma chaveta de 20mm de comprimento.

3.2.2.5 Dimensionamento dos rolamentos

Para definir os rolamentos a serem utilizados na caixa de direção seguiu-se o método de seleção de mancais de elementos rolantes. Seguindo o modelo proposto por Norton (2013), calculou-se o ciclo de vida do rolamento, para uma rotação de 20 rpm, por duas horas diárias, utilizada em dois dias por semana e com uma expectativa de vida de 10 anos. A vida sob fadiga de mancal de rolamentos (L) durante o período é definido abaixo:

$$L = \frac{20 \text{ rot}}{\text{min}} \cdot \frac{60 \text{ min}}{\text{hora}} \cdot \frac{2 \text{ horas}}{\text{dia}} \cdot \frac{2 \text{ dia}}{\text{semana}} \cdot \frac{4 \text{ semana}}{\text{mês}} \cdot \frac{12 \text{ meses}}{\text{ano}} \cdot 10 \text{ anos} \quad (49)$$

$$L = 2,304 \cdot 10^6 \text{ Ciclos}$$

Utilizando o diagrama de corpo livre do eixo, é avaliado o ponto de reação onde há maior esforço, no caso a 8,9mm da origem, conforme Figuras 45 e 46. A partir disso, obtém-se a maior soma vetorial dos esforços atuantes nos rolamentos (P).

$$P = \sqrt{615,79^2 + 224,13^2} = 655,31 \text{ Nm}$$

Aplicando este resultado na Equação (50), para rolamento rígido de esferas, obtém-se a taxa de carga dinâmica básica (C).

$$L = \left(\frac{C}{P}\right)^3 \quad (50)$$

$$2,304 = \left(\frac{C}{655,31}\right)^3$$

$$C = 865,51 \text{ N}$$

Após obter o resultado da taxa dinâmica básica é preciso realizar uma análise de catálogos. No caso deste projeto foi utilizado o catálogo da empresa NACHI, no qual o rolamento selecionado, para ambos encostos, foi o do tipo 6805ZZE de dupla blindagem, visto que o protótipo de competição estará sujeito a terra, água e lama. Este rolamento possui capacidade máxima de carga dinâmica de 4.300 N e estática de 2640 N, com diâmetro interno de 25 mm e externo de 37 mm.

É importante salientar que na montagem dos rolamentos, no sentido axial um deve estar fixo e o outro livre, como foi proposto no projeto e perceptível na Figura 50. Isso permite a expansão térmica e valida o diagrama de corpo livre utilizado, não sendo um sistema hiperestático.

3.2.2.6 Seleção das buchas deslizantes

Para garantir o pleno deslizamento da cremalheira, serão utilizadas buchas deslizantes de bronze, uma em cada extremidade da caixa de direção. Estes componentes serão responsáveis por permitir a sustentação da cremalheira e garantir o movimento axial da mesma. As buchas selecionadas deverão possuir diâmetro interno de 25mm para acomodação da cremalheira.

Para selecionar o componente é necessário definir as forças atuantes, no caso a força vertical gerada pelo pinhão, onde $W_v = 436,76 \text{ N}$. A partir do software MDSolids® é gerado o diagrama de corpo livre, que resulta em uma distribuição de forças conforme a Figura 47.

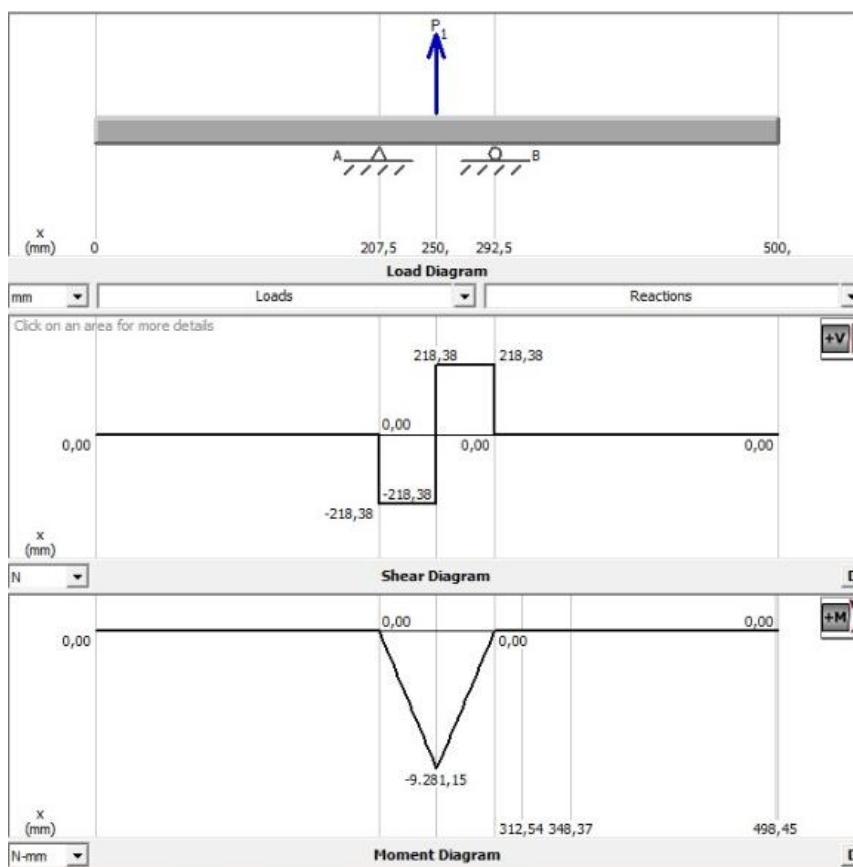


Figura 47 – Distribuição de forças em posição inicial. Fonte: Autor (2020)

Ao analisar as forças atuantes nos pontos de apoio, no qual estão as guias, tem-se a maior força igual a 218,38 N. A partir disso deve-se analisar catálogos para seleção das buchas deslizantes de bronze. O catalogo de seleção é da NORELEM, código 23760-02503225, com diâmetro interno de 25 mm, diâmetro externo de 32 mm e comprimento de 25 mm, tendo como capacidade de carga dinâmica $10N/mm^2$ e de carga estática de $50N/mm^2$. É importante ressaltar que a marca selecionada não é obrigatória, o componente pode ser selecionado de outro catálogo, deste que mantenha as dimensões e suporte a carga atuante.

3.3 Projeto Conceptual

A prototipagem virtual é quando se utiliza sistemas de CAD no desenvolvimento de projetos. O objetivo de representação em modelo computacional é melhorar a compreensão, prever possíveis falhas e corrigi-las, além de facilitar a troca de informações entre setores. Desta forma, evitam-se que erros de montagem e combinação entre projetos ocorra após fabricação, economizando dinheiro, tempo e otimizando o processo em geral (Romeiro, 2010).

Com o desenvolvimento do modelo 3D, algumas ideias de design do projeto e combinação de peças foram reavaliadas e corrigidas, de forma a otimizar a montagem, facilitar a fabricação e garantir uma manutenção mais barata e prática.

As Figuras 48 à 51 representam o resultado final da prototipagem computacional do projeto:

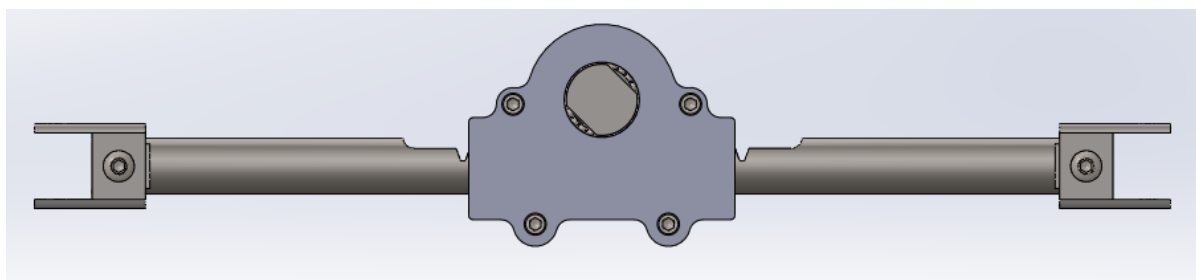


Figura 48 – Vista frontal da caixa de direção. Fonte: Autor (2020)

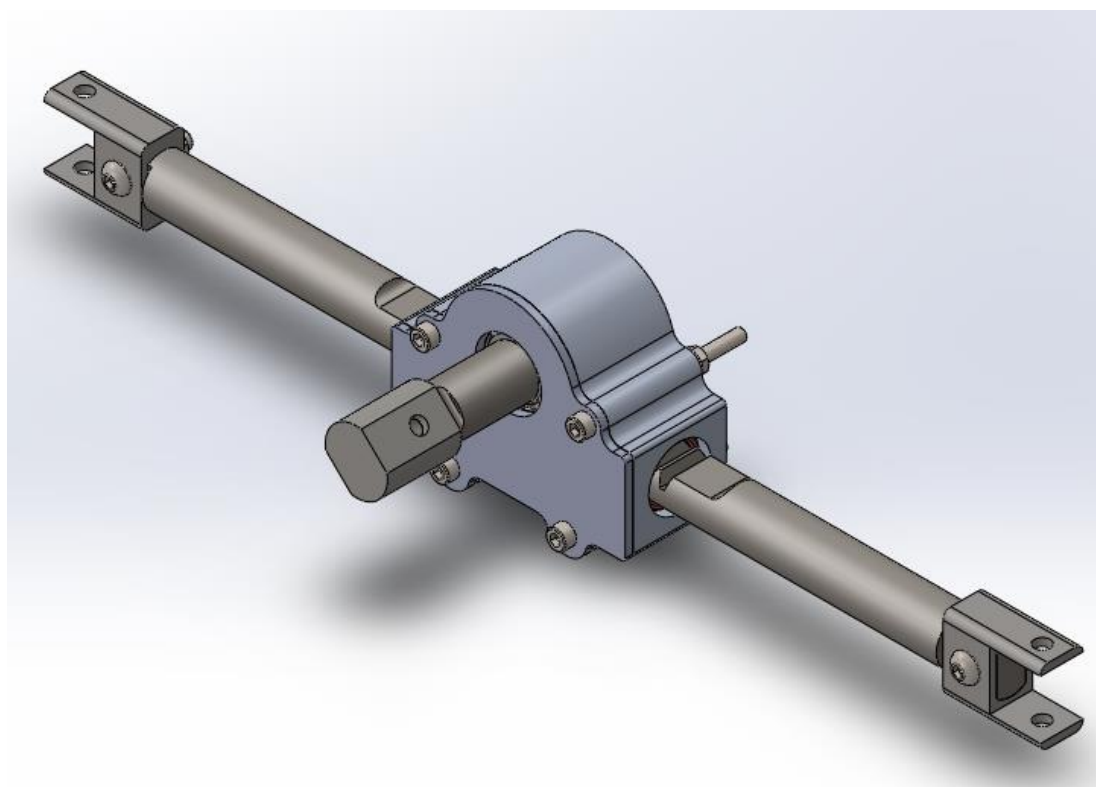


Figura 49 - Vista isométrica da caixa de direção. Fonte: Autor (2020)

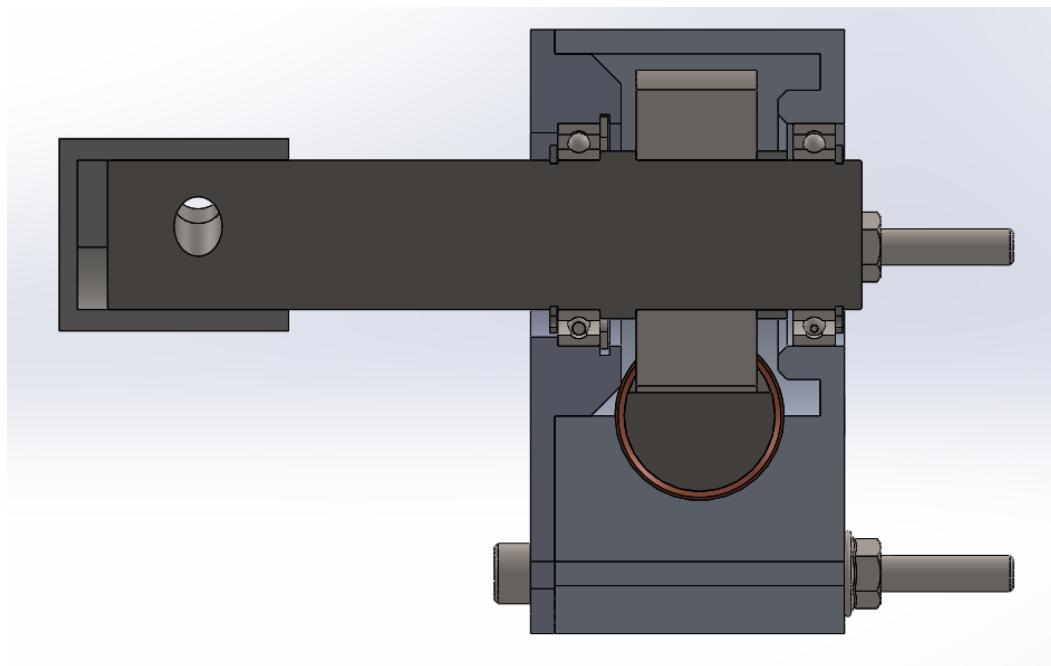


Figura 50 – Corte na vista lateral da caixa de direção. Fonte: Autor (2020)

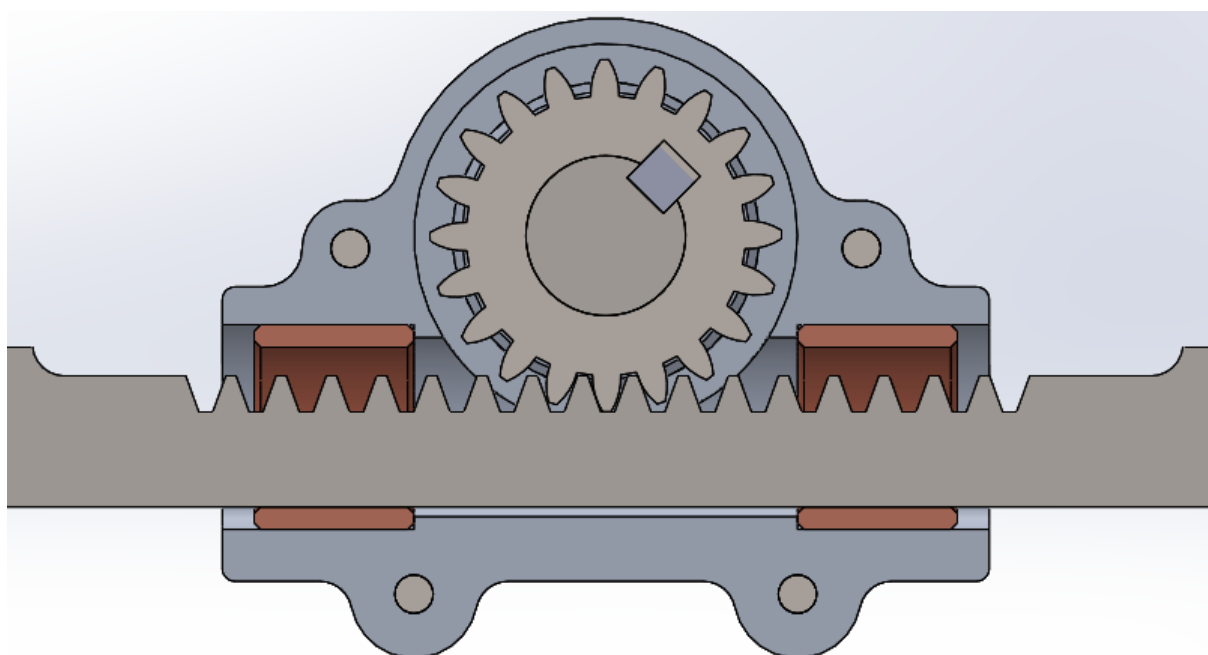


Figura 51 – Corte na vista frontal da caixa de direção. Fonte: Autor (2020)

A razão de engrenamento de um sistema pinhão e cremalheira não pode ser calculado devido ao fato de que uma cremalheira ser considerado uma engrenagem de tamanho infinito. Mas é indicado que haja o contato superior a um dente do pinhão na cremalheira (Norton, 2014). A Figura 51 permite visualizar o contato entre os componentes, onde há um dente totalmente em contato, além de um perdendo e outro começando a realizar contato com a cremalheira.

Logo, pode-se concluir que os posicionamentos estão satisfazendo a necessidade de contato superior a um dente.

3.4 Projeto Detalhado

Após finalização do projeto, com todas as características físicas e estruturais definidas e apresentada, é necessário realizar a apresentação técnica. A Figura 52 permite visualizar a sequência de montagem e detalhes da caixa de direção. Todos os componentes estão expostos e permite ao responsável pela montagem e manutenção do projeto conhecer como se dispõe os componentes.

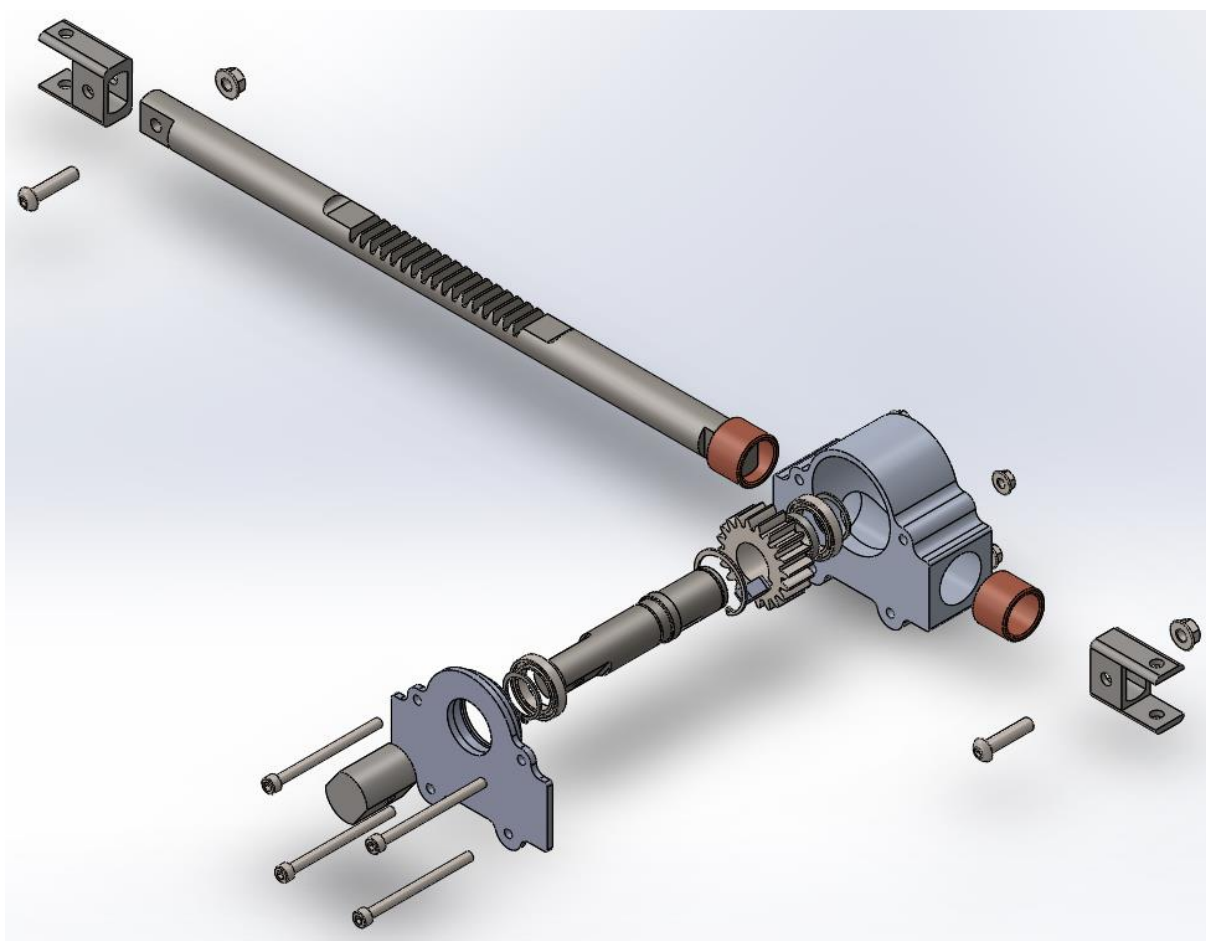


Figura 52 – Vista explodida da caixa de direção. Fonte: Autor (2020)

O projeto detalhado é a etapa final de desenvolvimento, desta forma, contém todas as dimensões e materiais de cada componente. Para este trabalho, foram elaborados os desenhos técnicos e lista de material, conforme o Apêndice C, com tolerâncias e detalhamento, de forma a permitir a fabricação e montagem.

3.5 Análise de Geometria de Direção

A análise de geometria de direção visa definir o posicionamento do braço e link de direção, de acordo com o tipo de suspensão e, ainda, posicionar a caixa de direção no veículo. Primeiramente, é definido a configuração do posicionamento da caixa de direção e a medida do link, neste estudo de caso será definido a configuração 9, representada pela Figura 71 do Apêndice A. O motivo desta escolha dá-se pelo fato de possuir um comprimento de link de direção ajustável ao tamanho da roda padrão utilizada, além de apresentar ângulos de esterçamento próximos ao necessário segundo o método de Ackerman. Após isso, é analisado o posicionamento do braço de direção, levando em consideração toda geometria da suspensão.

3.5.1 Geometrias anteriores

Com o intuito de efeito de comparação e compreensão de como pequenas alterações podem implicar em mudanças de comportamento na dinâmica veicular do protótipo *off-road* da equipe, são analisadas as geometrias utilizadas anteriormente. A Figura 53 mostra um desenho esquemático generalizado da geometria de direção e suspensão. A partir deste, serão apresentadas as dimensões referentes ao carro de 2019 e o atual (2020) pela Tabela 6, ambos com participações em competições de níveis nacionais no Brasil.

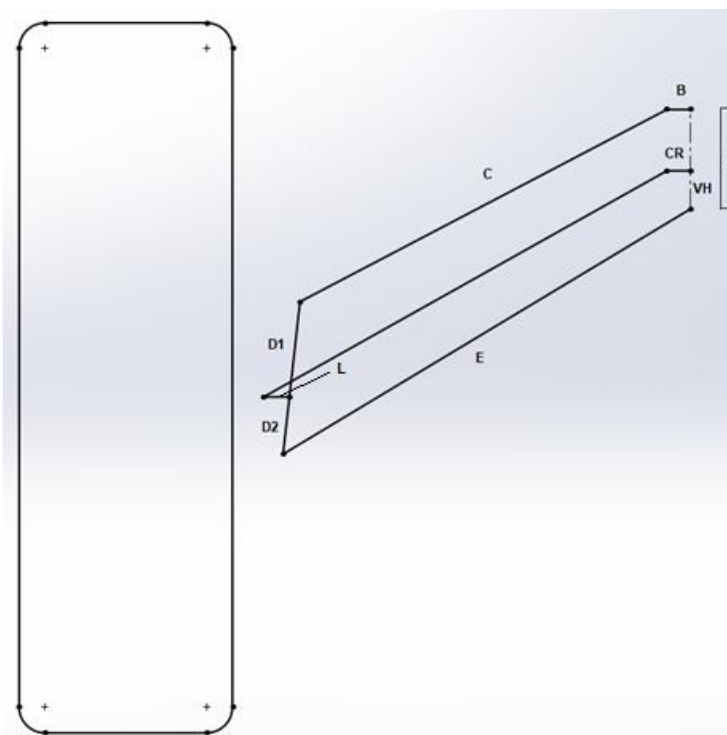


Figura 53 – Representação de geometria de direção. Fonte: Autor (2020)

Os dois protótipos possuíam o posicionamento da caixa de direção conforme a configuração 11, representada pela Figura 73 do Apêndice A.

Tabela 6 – Dimensões dos elementos da Figura 53

Elementos	Protótipo 2019	Protótipo 2020
B	0	0
C	331mm	281mm
D1	75mm	75mm
D2	45mm	45mm
E	361,87mm	313mm
VH	30mm	30mm
CR	25mm	20mm
L	20.52mm	20.52mm
A	80mm	102mm

Fonte: Autor (2020)

A partir das geometrias anteriores, é possível realizar uma análise de correções de posicionamento de modo a melhorar o comportamento dinâmico do veículo.

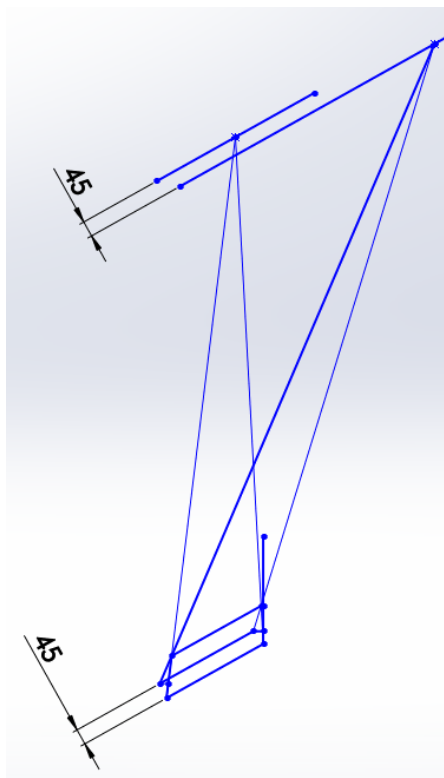


Figura 55 – Esquemático do posicionamento do braço de direção. Fonte: Autor (2020)

O destaque para as medidas propostas é que mantêm a configuração atual (2020), com bandejas paralelas e sem modificação no comprimento horizontal da geometria. Desta forma, as correções do posicionamento podem ser realizadas sem necessidades de alterações estruturais significativas, mas sim remodelando pontos de fixação e peças de baixo custo, como a bandeja superior e link de direção.

Tabela 7 – Dimensões dos elementos da Figura 53

Elementos	Protótipo 2019	Protótipo 2020	Proposta
B	0	0	28mm
C	331mm	281mm	289,5mm
D1	75mm	75mm	78,69mm
D2	45mm	45mm	41,31mm
E	361,87mm	313mm	313mm
VH	30mm	30mm	35,89mm
CR	25mm	20mm	28mm
L	20.52mm	20.52mm	23,92mm
A	80mm	102mm	107,61mm

Fonte: Autor (2020)

Por fim, com o intuito de validar as melhorias são realizadas simulações que permitam analisar o comportamento dinâmico do protótipo.

3.5.3 Análise de comportamento das geometrias

São analisados três posicionamentos da caixa de direção, a configuração 11 conforme Figura 73 do Apêndice A, sendo o posicionamento atual (2020), a versão 2019 onde se difere pelo link de direção de comprimento de 65mm e ângulo de Ackerman de 21 graus e a configuração 9, como proposto na Figura 71 do Apêndice A. Estes possuem como principais dados os representados na Tabela 8. A partir dessas informações e, com o auxílio de um algoritmo em Matlab® (Apêndice B), é gerado a Figura 56 que representa o comportamento de esterçamento de cada versão do protótipo.

Tabela 8 – Dados sobre a caixa de direção

Medidas	Protótipo 2019	Protótipo 2020	Proposta
Curso de cremalheira	30mm	30mm	39 mm
Giro máximo da roda interna	30°	31°	48°
Giro máximo da roda externa	27°	29°	34°
Raio de curva máximo	5m	4,8m	3m
Ângulo de link de direção	21°	20°	23,5°

Fonte: Autor (2020)

A partir da Figura 56 e da Tabela 8 é possível observar que, nas configurações já utilizadas pela equipe, 2019 e 2020, o giro da roda externa e interna possuem um comportamento quase linear e com pouca diferença entre elas. O que mostra que o conjunto não está seguindo a geometria de Ackerman, mesmo com um ângulo de link de direção de acordo com a metodologia. Isso se caracteriza pelo comportamento diferente de curva quando comparada com a configuração proposta. Isto pelo fato de que o posicionamento da caixa de direção não ser linear com o braço de direção.

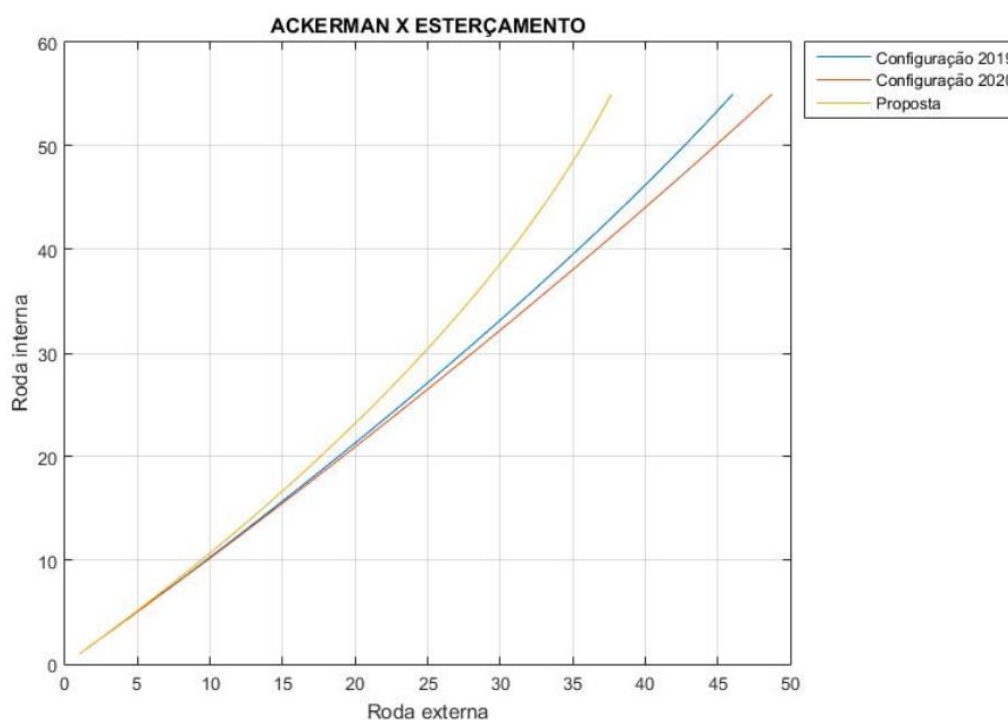


Figura 56– Ângulo de giro das rodas. Fonte: Autor (2020)

A segunda análise se relaciona ao posicionamento e comprimento do braço de direção. Com os dados apresentados pela Tabela 7 e Figura 53 é realizado simulações a partir do *software* Lotus Suspension Analysis® e obtido resultados de convergência e divergência das rodas. As simulações retratam o comportamento das rodas em *bump steer* e rolagem para os carros de 2019, 2020 e modelo proposto, respectivamente.

Segundo a Figura 57, a geometria de direção do protótipo construído pela equipe para as competições no ano de 2019 gerava grandes variações no direcionamento das rodas dianteiras. Isso resulta num veículo muito sensível ao terreno e de maior sensibilidade ao curso da suspensão. Em situações de manobra, é necessário avaliar a rolagem do veículo, desta forma, a Figura 58 expõe como a geometria utilizada influenciava. Nesta situação apresentada, a geometria tende a esterçar o veículo contra sua rolagem, podendo auxiliar numa curva ou, a princípio, compensar a variação de convergência e divergência devido ao curso de roda. Porém, também pode mudar a direção do veículo sem comando do condutor, sendo necessário um gráfico que faça combinação de rolagem e trabalho de suspensão para saber de que modo isso irá afetar o trajeto em curva.

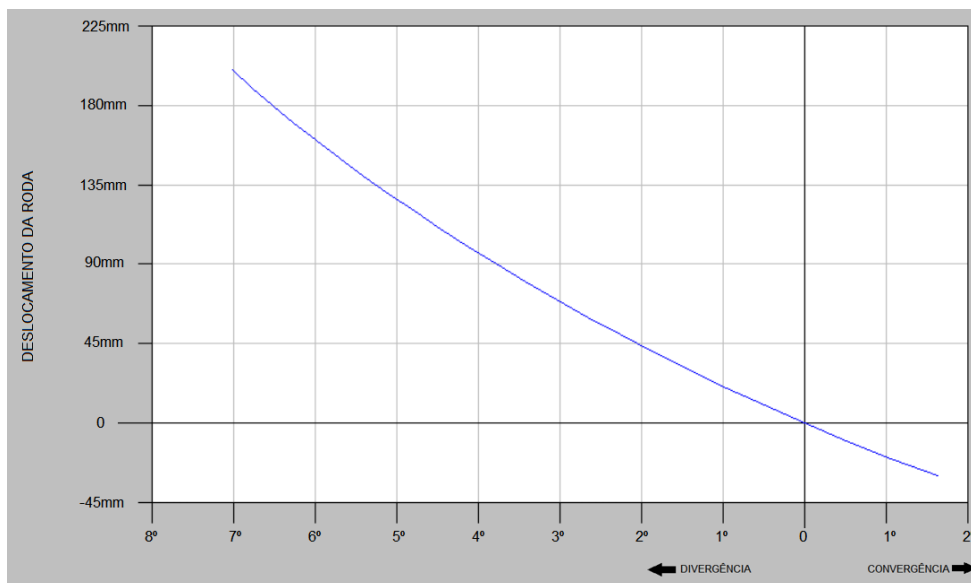


Figura 57 – Comportamento das rodas para modelo 2019. Fonte: Autor (2020)

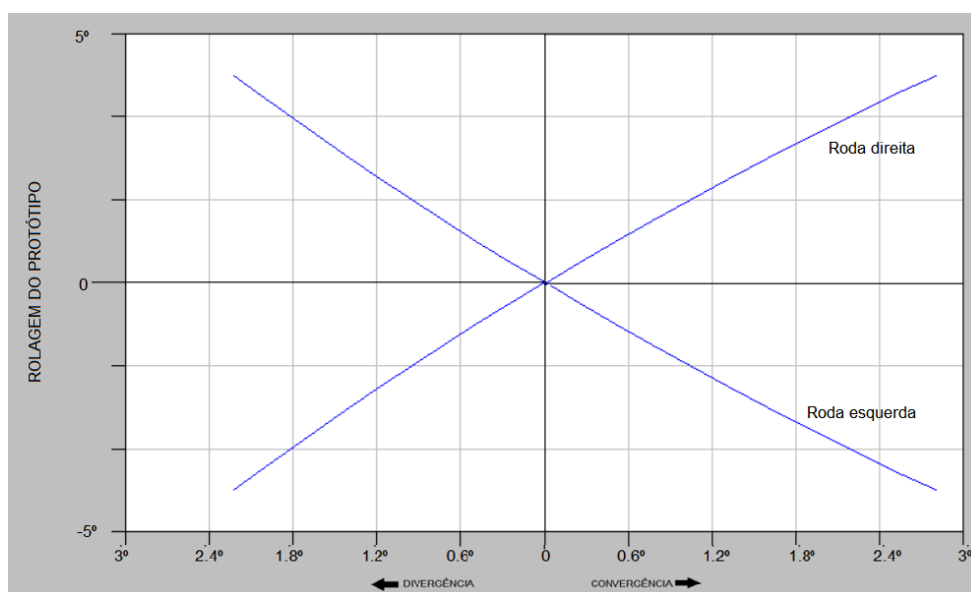


Figura 58 - Comportamento direcional a rolagem do protótipo 2019. Fonte: Autor (2020)

Contudo, o comportamento em linha reta corresponde ao relatado pela equipe. Na qual afirma que era necessário girar o volante com muita frequência mesmo em linha reta para controlar o veículo, que mudava facilmente de direção em terrenos acidentados, onde há muita variação no curso de roda. Ainda, segundo eles, o veículo tinha dificuldades em realizar manobras, principalmente em situações de baixa velocidade e com curvas de grande angulação, como de 180°.

Agora, em função da geometria do protótipo de 2020 é gerado as Figuras 59 e 60, nos quais, as curvas apresentam comportamento muito similar ao veículo anterior.

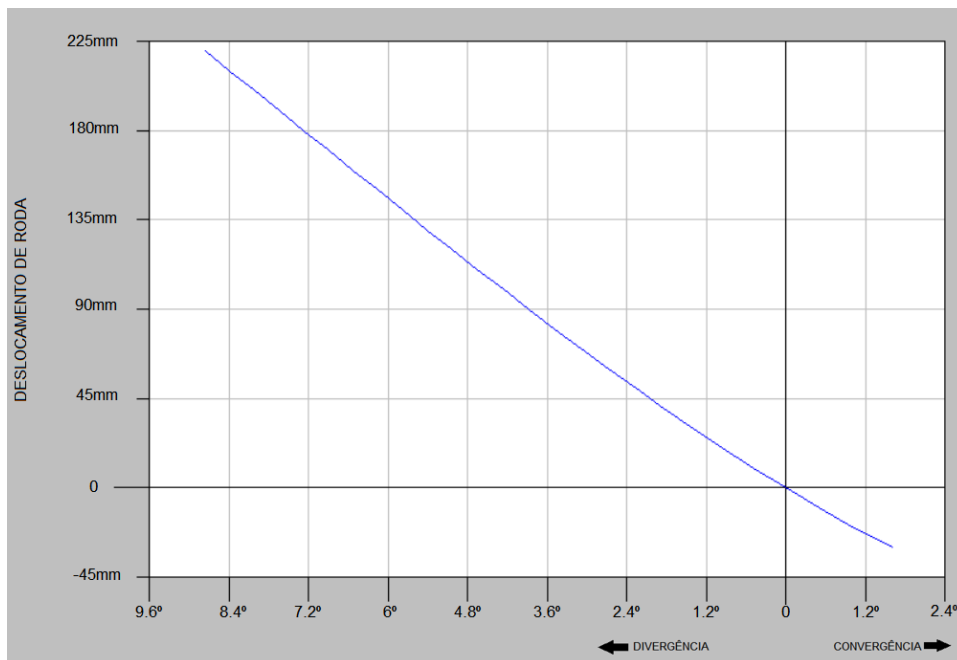


Figura 59 – Comportamento das rodas para modelo 2020. Fonte: Autor (2020)

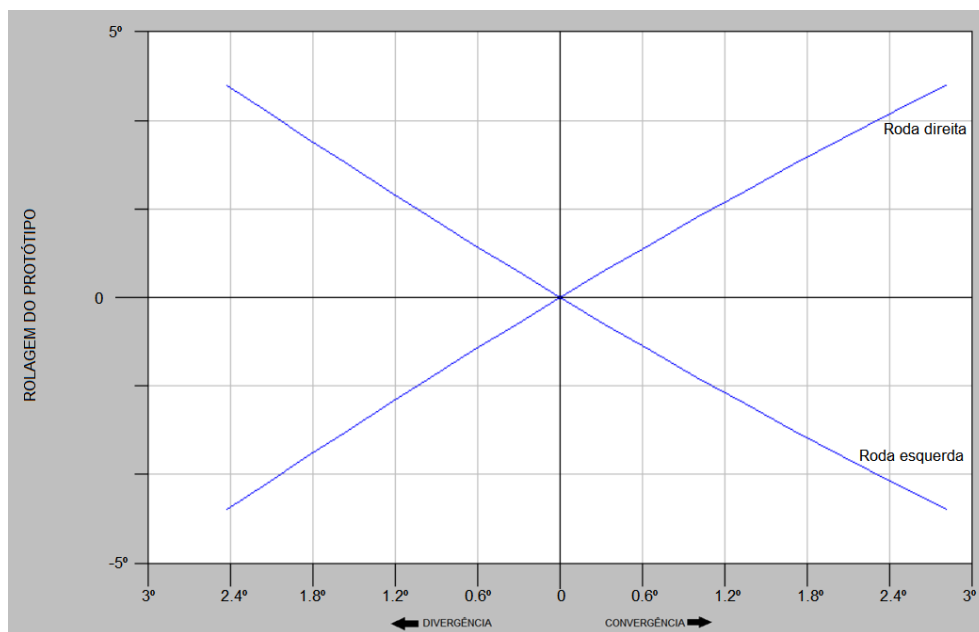


Figura 60- Comportamento direcional a rolagem do protótipo 2020. Fonte: Autor (2020)

Os dados transmitidos mostram que o comportamento de convergência e divergência continuou presente e o mesmo é válido em rolagem. Inclusive ambas as curvas possuem um pequeno aumento de intensidade, visto que a inclinação e extremos são maiores em relação aos

dados gerados para o modelo de 2019. O relato da equipe em relação a este veículo foi similar ao anterior e condiz com os resultados obtidos em simulação.

Visto que o objetivo é analisar e corrigir possíveis problemas do estudo de caso em cima do protótipo da equipe LondriBaja, foi dimensionado a geometria de direção adequada, como na Figura 55. Com essas novas dimensões, expostas na Tabela 7, foi refeito as simulações e gerado as Figuras 61 e 62. Os resultados, em ambos, são similares ao esperado, contendo apenas pequenas variações de direção nas rodas, sempre próximas a zero, como o pretendido. Os valores contidos neles são uma projeção do novo comportamento do veículo em situações de *bump steer* e rolagem. Na qual, há a perspectiva de melhoria da estabilidade e execução de curva, aumentando o desempenho, conforto e segurança.

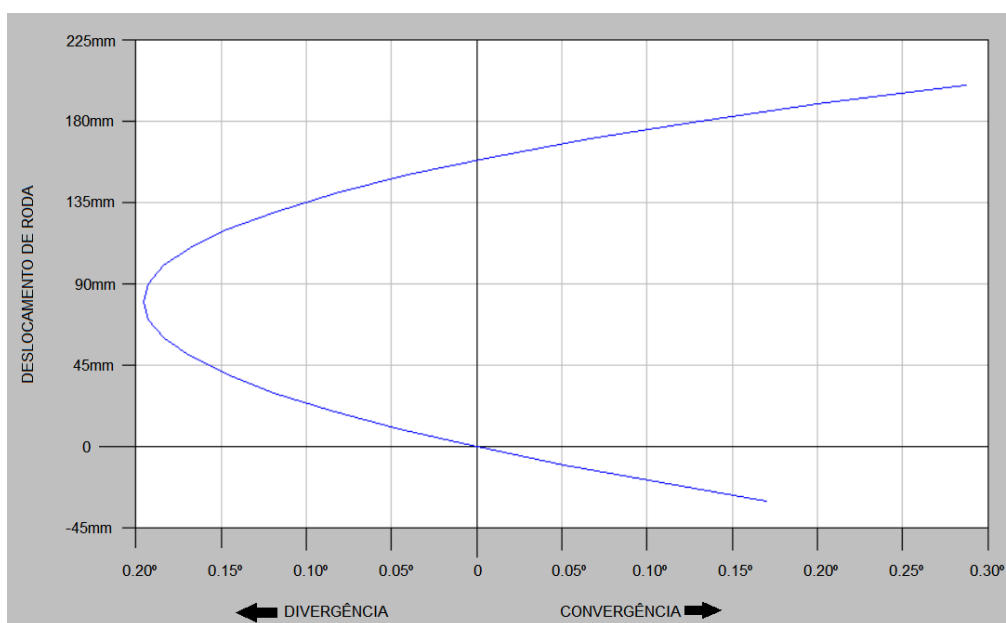


Figura 61 – Comportamento das rodas para modelo proposto. Fonte: Autor (2020)

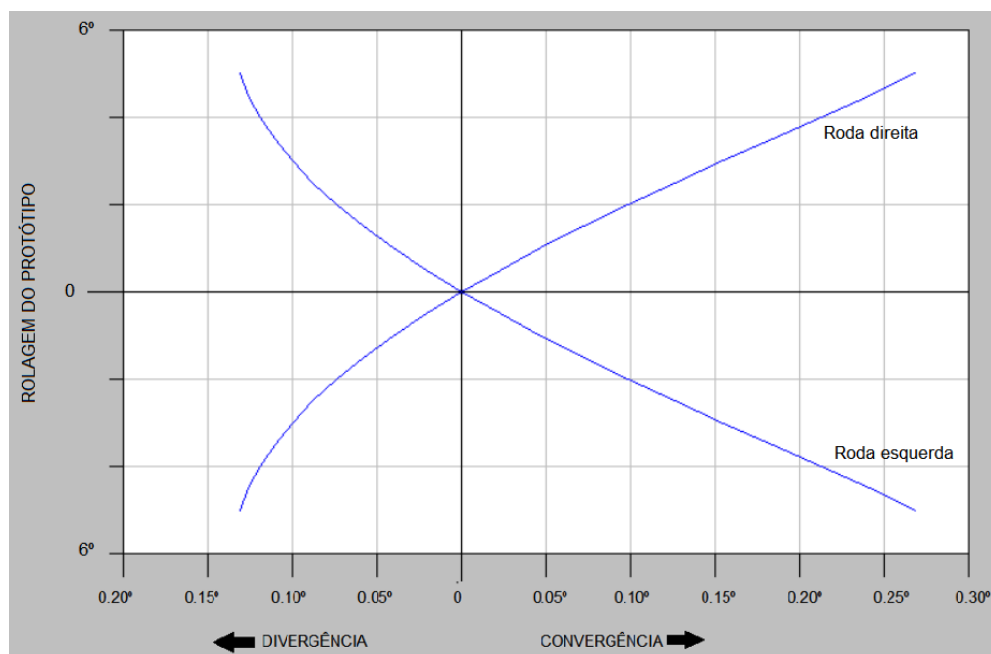


Figura 62 - Comportamento direcional a rolagem do modelo proposto. Fonte: Autor (2020)

Com isso, é possível obter um melhor desempenho, além de ter um veículo mais confiável e previsível em pista, permitindo gerar *setups* de acordo com preferências e necessidades a partir de análises gráficas. Isto tudo com pequenas correções geométricas no protótipo e geração de dados.

4 CONCLUSÃO E SUGESTÃO DE TRABALHOS FUTUROS

Analisando, primeiramente, o resultado final da caixa de direção com os dados obtidos em *benchmarking* é possível crer que os resultados são satisfatórios e estão dentro do padrão elaborado para o tipo de veículo. Ainda as perspectivas de segurança, resistência e desempenho estão dentro das especificadas em requisitos de projeto, onde a caixa de direção apresenta resultados coerentes e dentro da realidade deste tipo de projeto.

A seguir, ao analisar os estudos de geometria de direção é nítido que o protótipo apresenta instabilidade e influência direta devido ao modelo atual. O dimensionamento de geometria e posicionamento, além de apresentar resultados conforme o esperado referente ao comportamento direcional, mostra que a angulação do giro de rodas apresentará comportamento muito próximo de Ackerman. Isso tenderá a diminuir o arrasto dos pneus em linha reta e curva, melhorando o desempenho do protótipo e confiabilidade de pilotagem, além de diminuir o desgaste de pneu e perda de potência.

Ao explorar o desenvolvimento e resultados do trabalho pode-se concluir que o projeto realizado nesta dissertação atingiu os principais objetivos definidos inicialmente. Pelo fato de se desenvolver com base em aplicações de métodos matemáticos e normas de engenharia validadas e reconhecidas. Sendo capaz de provar, analiticamente, ser uma metodologia segura e baseada em fundamentos consolidados na área. Isso se reforça pelos objetivos subsequentes.

- Efetuar um levantamento de informações técnicas referente a esforços, dimensões e requisitos do projeto. Todos os dados levantados durante o projeto foram relevantes para tomadas de decisões e validação do projeto. Desta forma, ao realizar uma análise de mercado, aplicar ferramentas de qualidade e pesquisa diretamente com os utilizadores e participantes nos desenvolvimentos de viaturas concorrentes da prova Baja SAE, atingindo resultados baseados em relatos reais direto da fonte usuária dos produtos que estão no mercado garantiu atingir esta primeira meta.
- Elaborar o dimensionamento dos componentes presentes no sistema de direção. A partir de metodologias matemáticas para a obtenção de dados, agregado a modelos consolidados e validados de dimensionamento de projetos mecânicos e boas práticas de projeto, é possível concluir que se chegou ao esperado.
- A modelagem computacional 3D do projeto e especificações técnicas para manufatura era, também, um dos objetivos propostos. Este foi atingido a partir de conhecimentos anteriores relacionados a modelagem computacional, em específico ao SolidWorks®, agregado com o uso de ferramentas de criação, como o *benchmarking* e a matriz

morfológica. A partir destes, foi possível a criação de diversos modelos do produto em desenvolvimento, permitindo definir o melhor modo de disposição dos elementos, visando os requisitos de projeto.

- Elaborar uma análise de dinâmica veicular relacionada a direção do protótipo atual. Foi executado um levantamento de dados técnicos referentes à disposição de toda a suspensão e direção de modelos anteriores projetados pela equipe. Em seguida, todas as disposições dos componentes foram aplicadas em *software* Lotus Suspension Analysis®, garantindo a semelhança de dimensões entre o carro real e o virtual foi possível obter dados confiáveis do comportamento direcional do veículo. Pode-se concluir como atingido este objetivo pelo fato de que toda a análise foi realizada em um *software* específico e validado para o tipo de análise e ao relato da equipe em relação ao veículo ser o mesmo identificado ao analisar os gráficos gerados.
- Elaborar uma proposta de geometria de direção e simulação do seu comportamento dinâmico. Este foi elaborado com base em modelos geométricos utilizados na indústria automotiva e relatados no referencial teórico, buscando minimizar problemas direcionais relacionados a geometria. A nova proposta foi aplicada no *software* Lotus Suspension Analysis® e seus resultados coincidiram com o esperado pela literatura, concluindo que a geometria está correta e o objetivo atingido.

Portanto, conclui-se que todos os objetivos do trabalho foram alcançados e, no fim das etapas, obteve-se um projeto detalhado da caixa e geometria de direção, com todas as informações técnicas requeridas para sua fabricação e montagem e uma geometria de direção corrigida.

Como sugestão para trabalhos futuros, propõe-se a equipe colocar em prática o projeto aqui desenvolvido e a realizar testes práticos em pista, afim de comparar com os resultados teóricos. Por fim, indico realizar um estudo de forças dinâmicas e elaboração de uma suspensão que auxilie o desempenho dinâmico do veículo. Isso garantirá melhor desempenho do protótipo e permitirá aplicação em diversas categorias, alavancando a competitividade.

REFERÊNCIAS

- A.T.I. BRASIL. Engrenagem cilíndrica dentes retos. Acesso em abril 16, 2020. Retirado de <https://www.atibrasil.com.br/engrenagens/50-engrenagem-cilindrica-dentes-retos--401010012.html>
- BAJA NACIONAL – Cartilha do Voluntário. Acesso em março 28, 2020. De SAE BRASIL: <http://portal.saebrasil.org.br/programas-estudantis/baja-sae-brasil>
- Baja SAE. *About Baja SAE Rochester*. Retrieved April 2, 2020, from SAE International <https://www.sae.org/attend/student-events/baja-sae-rochester/about>
- Carmo, J.P., Ribeiro, J.E. (2012). *New Advances in Vehicular Technology and Automotive Engineering*. Published by Intechopen, Croatia, ISBN: 978-953-51-6225-4
- Chiamulera, F. (2018). Benchmarking como ferramenta de gestão na Administração Pública. *Revista Científica Multidisciplinar Núcleo do Conhecimento*. 03(10),131-139. ISSN: 2448-0959
- Dixon, J. C. (2009). *Suspension geometry and computation*. West Sussex, PO: John Wiley & Sons.
- Duarte, B. T., Barreto, J.R., & Amaral P.T. do. (2016). *Análise de Dinâmica Veicular do Protótipo Baja SAE* (Trabalho de conclusão de curso). Centro Federal de Educação Tecnológica Celso Suckow da Fonseca – CEFET/RJ, Rio de Janeiro, RJ, Brasil.
- Fox, S. (2010). *Cockpit Control Forces or How Robust Do Driver Controls Really Need To Be?* Michigan: FSAE.
- Gardone, A. C. J. (2016). *Processo de desenvolvimento de produto aplicado no projeto da caixa de direção para veículos fórmula SAE* (Trabalho de conclusão de curso). Universidade Federal de Juiz de Fora, Juiz de Fora, MG, Brasil.
- Gariba, M. J. (2005). *Um modelo de avaliação de cursos superiores de tecnologia baseado na ferramenta benchmarking* (Tese de doutorado). Universidade Federal de Santa Catarina – UFSC, Florianópolis, SC, Brasil. Recuperado de <https://repositorio.ufsc.br/handle/123456789/102070>
- Gillespie, T. D. (1992). *Fundamentals of Vehicle Dynamics*. Warrendale: Society of Automotive Engineers, Inc.
- Jazar, R. N. (2014). *Vehicle Dynamics: Theory and Application* (2nd ed.). New York: Springer.
- Leal, L. C. M., & Rosa, E. da. (2012). *Uma introdução à modelagem quase-estática de automóveis*. Santa Catarina: UFSC.
- Milliken, W. F., & Milliken, D. L.(1995). *Race Car Vehicle Dynamics*. Warrendale: Society of Automotive Engineers, Inc.
- Nachi (2007). *Dimensões*. São Paulo. Recuperado de http://nachi.com.br/catalogos/Rolamento_Fixo_de_Esferas.pdf

Norelem. Buchas deslizantes em bronze sintetizado cilíndricas (Mancais de deslizamento). Acesso em abril 20, 2020. Retirado de https://www.norelem.com/xs_db/DOKUMENT_DB/www/NORELEM/DataSheet/pt/23/23760_Datasheet_16522_Buchas_deslizantes_em_bronze_sinterizado_cil_ndricas_Mancais_de_de_slizamento_--pt.pdf

Norton, R. L. (2013). *Projeto de Máquinas: uma abordagem integrada* (4ª ed.). Porto Alegre: Bookman.

Reimpell, J., Stoll, H., & Betzler, W.J. (2001). *The Automotive Chassis: Engineering Principles* (2nd ed.). Warrendale: Society of Automotive Engineers, Inc.

Ribeiro, J.E. (2006). Caracterização experimental e numérica de campos de tensões residuais provocadas por processos de fabrico. Tese de Doutoramento submetida à Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto.

Ribeiro, J., Monteiro, J., Vaz, M., Lopes, H., Piloto, P. (2009). Measurement of residual stresses with optical techniques. *Strain*, Vol. 45, Issue 2, pp. 123-130.

SAE Brasil. (2019). *Regulamento Administrativo e Técnico Baja SAE Brasil (RATBSB)*. São Paulo. Recuperado de http://portal.saebrasil.org.br/Portals/0/Users/165/65/64165/RATBSB_emenda_03.pdf

SAE Brasil (2019). *26ª Competição Baja SAE Brasil 2020 – Etapa Nacional*. São Paulo. Acesso em: abril 2, 2020. De SAE Brasil <http://portal.saebrasil.org.br/programas-estudantis/baja-sae-brasil/regras>

APÊNDICE A - Configurações para análise de curso de cremalheira

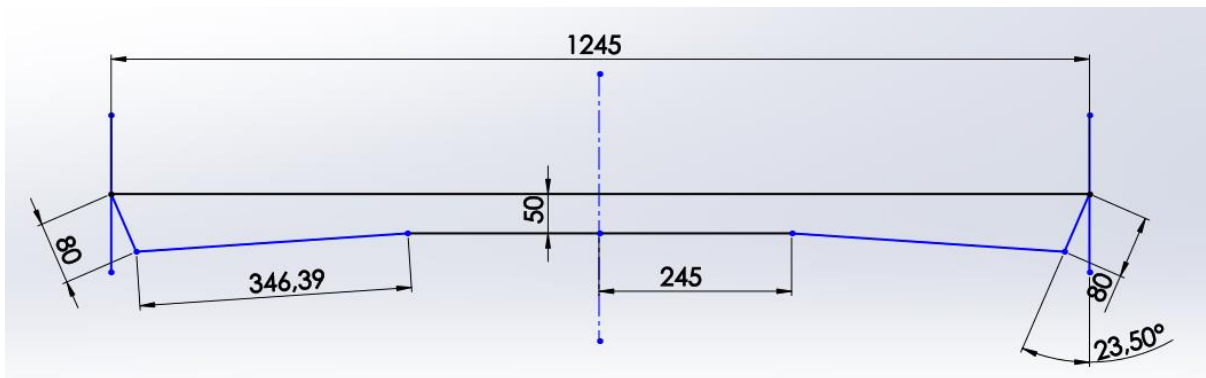


Figura 63 – Configuração 1 dos componentes de direção. Fonte: Autor (2020)

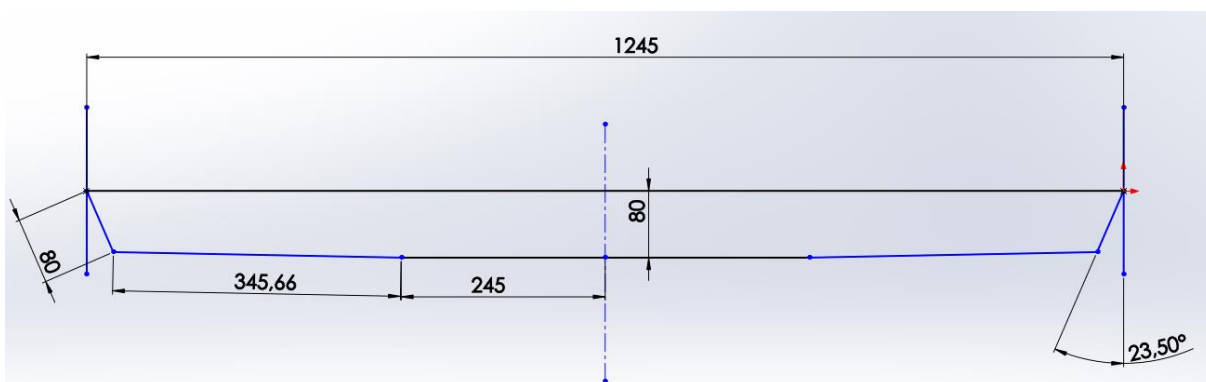


Figura 64 - Configuração 2 dos componentes de direção. Fonte: Autor (2020)

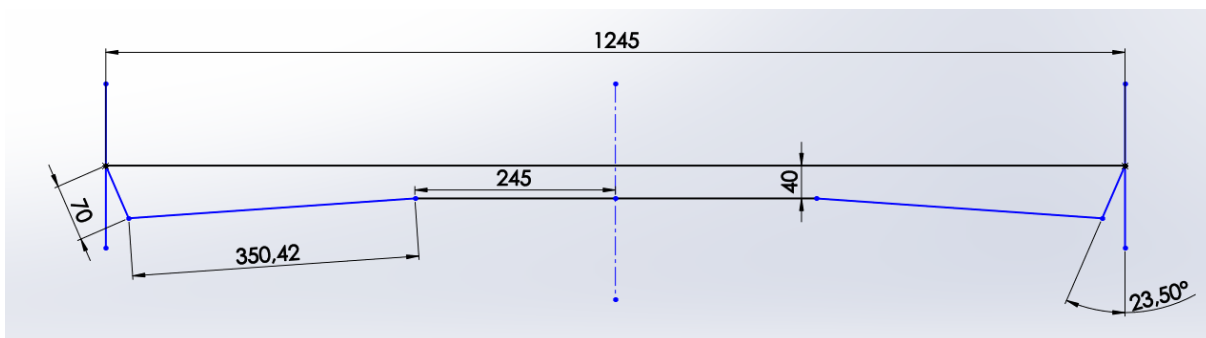


Figura 65 - Configuração 3 dos componentes de direção. Fonte: Autor (2020)

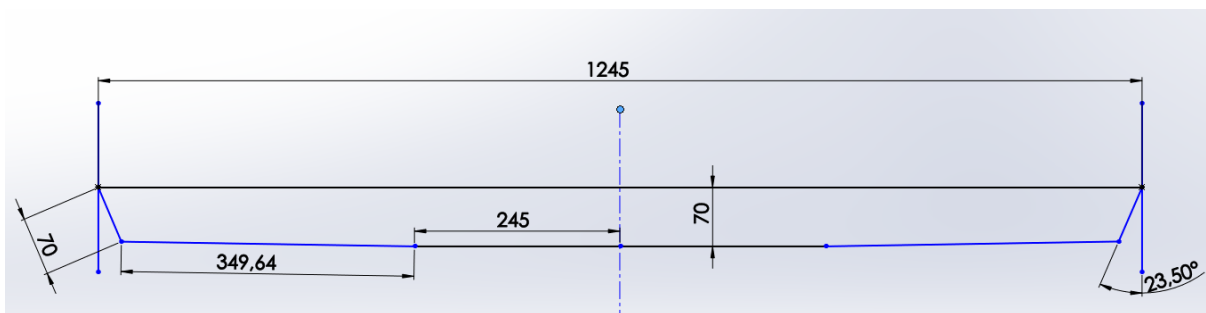


Figura 66 - Configuração 4 dos componentes de direção. Fonte: Autor (2020)

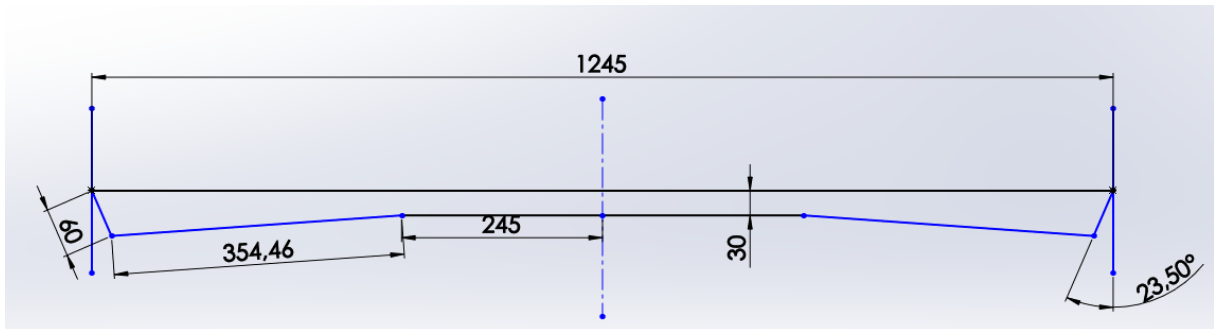


Figura 67 - Configuração 5 dos componentes de direção. Fonte: Autor (2020)

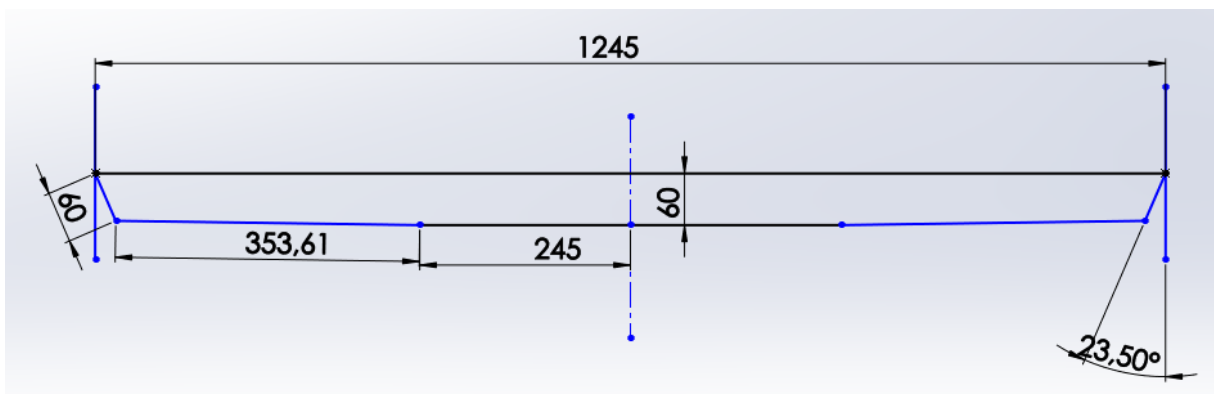


Figura 68 - Configuração 6 dos componentes de direção. Fonte: Autor (2020)

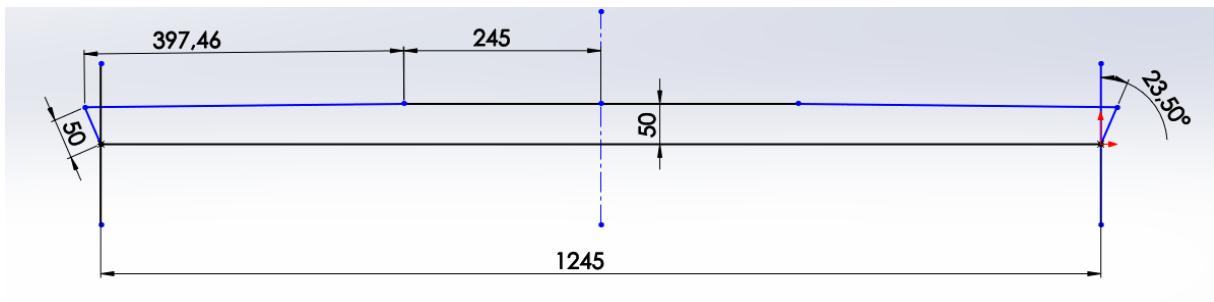


Figura 69 - Configuração 7 dos componentes de direção. Fonte: Autor (2020)

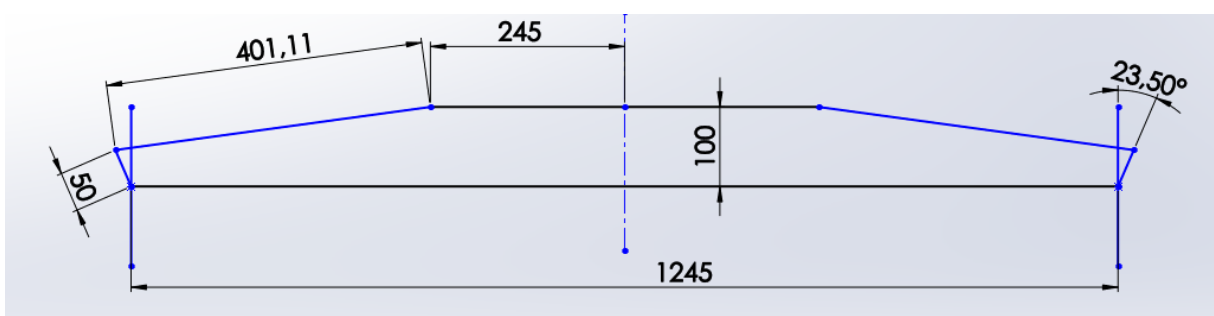


Figura 70 - Configuração 8 dos componentes de direção. Fonte: Autor (2020)

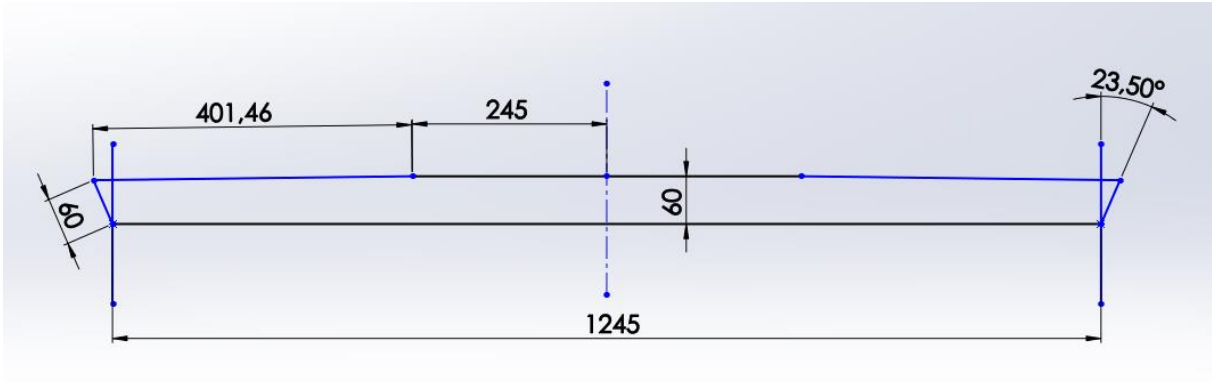


Figura 71 – Configuração 9 dos componentes de direção. Fonte: Autor (2020)

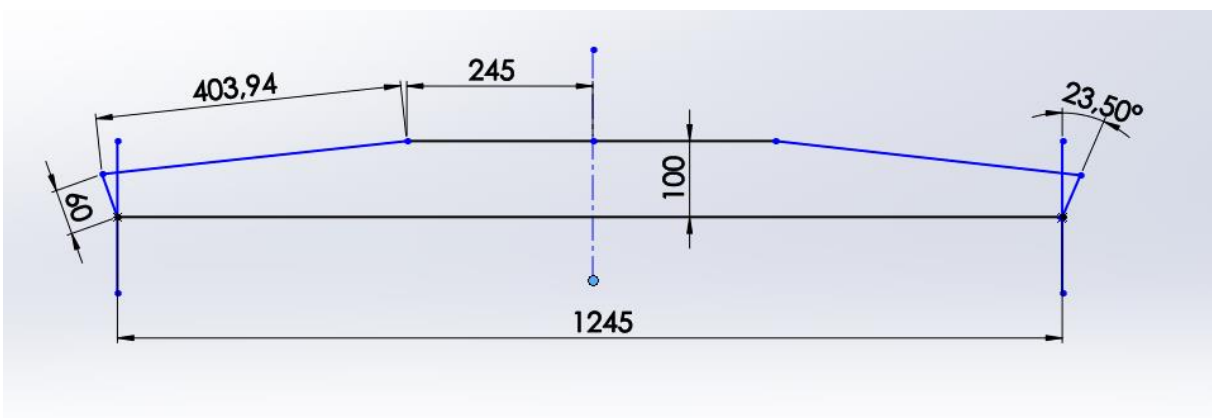


Figura 72 – Configuração 10 dos componentes de direção. Fonte: Autor (2020)

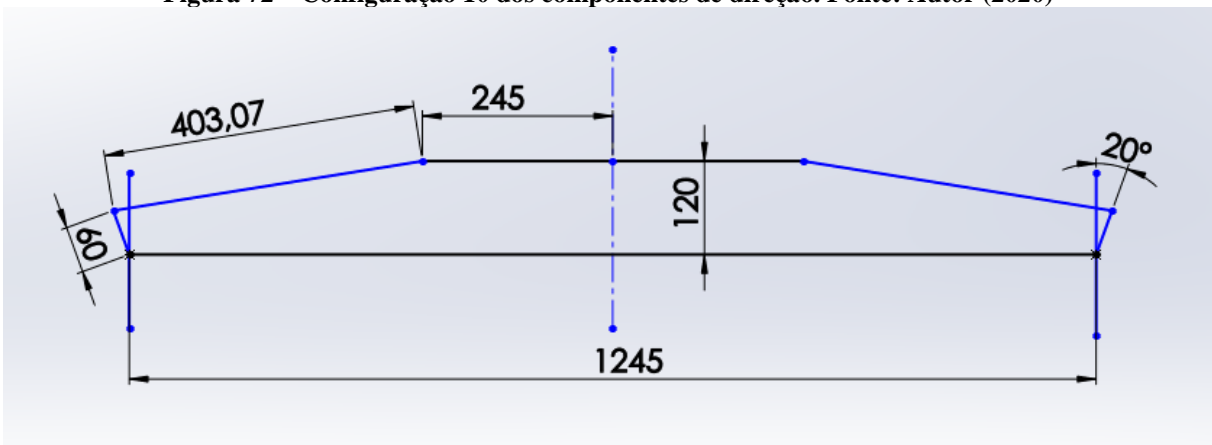


Figura 73– Configuração 11 dos componentes de direção. Fonte: Autor (2020)

APÊNDICE B - Algoritmos em Matlab

```

%POSICIONAMENTO ATRÁS DO EIXO%

clear all
clc
%Curso máximo do sistema de direção e curso necessário%
%Dados iniciais de projeto%
prompt = 'insira um valor para L='; %distância do centro da caixa ao eixo
dianteiro%
L= input(prompt);
X0=377.5 ; %Distância normal entre a ponta da cremalheira e o ponto de
fixação da manga%
prompt = 'insira o valor do ângulo de ackerman Ac='; %ângulo de Ackerman%
Ac= input(prompt);
prompt = 'insira o valor do comprimento do link de direção C='; %Tamanho do
link%
C= input(prompt);
%C=60; %Comprimento do link de direção%
K1=X0-(C*sind(Ac));
K2=(C*cosd(Ac))-L ;
A=(((K1)^2)+(K2)^2)^0.5; %Comprimento do braço de direção%
%B0=(((X0^2)+(L^2))^0.5);%
B1=(C+A);
a=asind(L/B1);
a2=(90-a-Ac);
X1=(((C+A)^2)-(L^2))^0.5);
cursom=X1-X0
X2=(X0-cursom);
BI1=(((X2)^2)+(L^2))^0.5);
ai2=acosd(((BI1)^2)+(C^2)-(A^2))/(2*BI1*C));
ai=asind(L/X2);
GE=((ai2+ai)-(90-Ac))%Giro externo%
GI=a2 %Giro interno%

%Curso necessário para atender o projeto%
prompt = 'insira um valor para esterçamento máximo interno desejado Ai=';
Ai= input(prompt);
ai=asind((L-C*cosd(Ai+Ac))/A);
curso=((C*sind(Ai+Ac))+A*cosd(ai))-X0
x2=(X0-curso);
bI1=(((x2)^2)+(L^2))^0.5);
aI2=acosd(((bI1)^2)+(C^2)-(A^2))/(2*bI1*C));
aI=asind(L/x2);
Ae=((aI2+aI)-(90-Ac))%Giro externo%
Ai %Giro interno%

if cursom>curso
    prompt = 'Sistema funcionará'
else
    prompt = 'Sistema não funcionará'
end

%Gráfico de esterçamento x Ângulo de ackerman%

for i=1:55
Ai=i;
Ac=19;
K1=X0-(C*sind(Ac));
K2=(C*cosd(Ac))-L ;
A=(((K1)^2)+(K2)^2)^0.5; %Comprimento do braço de direção%
ai=asind((L-C*cosd(Ai+Ac))/A);

```

```

Curso=((C*sind(Ai+Ac))+(A*cosd(ai)))-X0;
x2=(X0-Curso);
bI1=(((x2)^2)+(L^2))^0.5;
aI2=acosd(((bI1)^2)+(C^2)-(A^2))/(2*bI1*C);
aI=asind(L/x2);
GE20(i)=((aI2+aI)-(90-Ac));%Giro externo%
GI20(i)=Ai;%Giro interno%
end

for i=1:55
Ai=i;
Ac=21;
K1=X0-(C*sind(Ac));
K2=(C*cosd(Ac))-L;
A=(((K1)^2)+(K2)^2)^0.5;%Comprimento do braço de direção%
ai=asind((L-C*cosd(Ai+Ac))/A);
Curso=((C*sind(Ai+Ac))+(A*cosd(ai)))-X0;
x2=(X0-Curso);
bI1=(((x2)^2)+(L^2))^0.5;
aI2=acosd(((bI1)^2)+(C^2)-(A^2))/(2*bI1*C);
aI=asind(L/x2);
GE21(i)=((aI2+aI)-(90-Ac));%Giro externo%
GI21(i)=Ai;%Giro interno%
end

for i=1:55
Ai=i;
Ac=23.5;
K1=X0-(C*sind(Ac));
K2=(C*cosd(Ac))-L;
A=(((K1)^2)+(K2)^2)^0.5;%Comprimento do braço de direção%
ai=asind((L-C*cosd(Ai+Ac))/A);
Curso=((C*sind(Ai+Ac))+(A*cosd(ai)))-X0;
x2=(X0-Curso);
bI1=(((x2)^2)+(L^2))^0.5;
aI2=acosd(((bI1)^2)+(C^2)-(A^2))/(2*bI1*C);
aI=asind(L/x2);
GE22(i)=((aI2+aI)-(90-Ac));%Giro externo%
GI22(i)=Ai;%Giro interno%
end

for i=1:55
Ai=i;
Ac=25;
K1=X0-(C*sind(Ac));
K2=(C*cosd(Ac))-L;
A=(((K1)^2)+(K2)^2)^0.5;%Comprimento do braço de direção%
ai=asind((L-C*cosd(Ai+Ac))/A);
Curso=((C*sind(Ai+Ac))+(A*cosd(ai)))-X0;
x2=(X0-Curso);
bI1=(((x2)^2)+(L^2))^0.5;
aI2=acosd(((bI1)^2)+(C^2)-(A^2))/(2*bI1*C);
aI=asind(L/x2);
GE23(i)=((aI2+aI)-(90-Ac));%Giro externo%
GI23(i)=Ai;%Giro interno%
end

for i=1:55
Ai=i;
Ac=27;
K1=X0-(C*sind(Ac));

```

```

K2=(C*cosd(Ac))-L ;
A=(((K1)^2)+(K2)^2)^0.5; %Comprimento do braço de direção%
ai=asind((L-C*cosd(Ai+Ac))/A);
Curso=((C*sind(Ai+Ac))+(A*cosd(ai)))-X0;
x2=(X0-Curso);
bI1=(((x2)^2)+(L^2))^0.5;
aI2=acosd(((bI1)^2)+(C^2)-(A^2))/(2*bI1*C));
aI=asind(L/x2);
GE24(i)=((aI2+aI)-(90-Ac));%Giro externo%
GI24(i)=Ai; %Giro interno%
end

figure(1)
plot(GE20,GI20)
hold on
plot(GE21,GI21)
hold on
plot(GE22,GI22)
hold on
plot(GE23,GI23)
hold on
plot(GE24,GI24)
hold off
title('ACKERMAN X ESTERÇAMENTO')
legend('19','21','Ackerman','25','27')
xlabel('Roda externa')
ylabel('Roda interna')

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%

%POSICIONAMENTO A FRENTE DO EIXO%

clear all
clc
%Curso máximo do sistema de direção e curso necessário%
%Dados iniciais de projeto%
prompt ='insira um valor para L='; %distância do centro da caixa ao eixo
dianteiro%
L= input(prompt);
X0=377.5 ; %Distância normal entre a ponta da cremalheira e o ponto de
fixação da manga%
prompt ='insira o valor do ângulo de ackerman Ac=';%ângulo de Ackerman%
Ac= input(prompt);
prompt ='insira o valor do comprimento do link de direção C=';
C= input(prompt); %Comprimento do link de direção%
B=(X0+(C*sind(Ac)));
l=(L-(C*cosd(Ac)));
A=(((B)^2)+(l)^2)^0.5 ; %Comprimento do braço de direção%
Xf=(((A^2)-(L^2))^0.5);
Xi=(Xf-C);
Cursom=X0-Xi
GI=90-Ac
B2=(((L)^2)+((X0+Cursom)^2))^0.5;
a3=acosd(((B2)^2)+(C^2)-(A^2))/(2*B2*C));
a1=acosd((X0+Cursom)/B2);
a2=(90-a3-a1);
GE=a2+Ac

%Curso necessário para atender o projeto%
prompt ='insira um valor para esterçamento máximo interno desejado Ai=';

```

```

Ai= input(prompt);
ai=asind((L-C*cosd(Ai+Ac))/A);
l1=(L-(C*cosd(Ai+Ac)));
Bf=(((A)^2)-(l1^2))^0.5;
f=Bf-(C*sind(Ai+Ac));
curso=(X0-f)
XI2=X0+curso ;
b2=(((L)^2)+(XI2^2))^0.5;
ai3=acosd(((b2)^2)+(C^2)-(A^2))/(2*b2*C);
aI2=acosd((X0+curso)/b2);
GE2=((90+Ac)-(ai3+aI2))%Giro externo%
GI2=Ai %Giro interno%

if Cursom>curso
    prompt ='Sistema funcionará'
else
    prompt ='Sistema não funcionará'
end

%Gráfico de esterçamento x Ângulo de ackerman%

for i=1:55
Ai=i;
Ac=19;
B=(X0+(C*sind(Ac)));
l=(L-(C*cosd(Ac)));
A=(((B)^2)+(l)^2)^0.5 ; %Comprimento do braço de direção%
ai=asind((L-C*cosd(Ai+Ac))/A);
l1=(L-(C*cosd(Ai+Ac)));
Bf=(((A)^2)-(l1^2))^0.5;
f=Bf-(C*sind(Ai+Ac));
curso=(X0-f);
XI2=X0+curso ;
b2=(((L)^2)+(XI2^2))^0.5;
ai3=acosd(((b2)^2)+(C^2)-(A^2))/(2*b2*C);
aI2=acosd((X0+curso)/b2);
GE20(i)=((90+Ac)-(ai3+aI2));%Giro externo%
GI20(i)=Ai; %Giro interno%
end

for i=1:55
Ai=i ;
Ac=21;
B=(X0+(C*sind(Ac)));
l=(L-(C*cosd(Ac)));
A=(((B)^2)+(l)^2)^0.5 ; %Comprimento do braço de direção%
ai=asind((L-C*cosd(Ai+Ac))/A);
l1=(L-(C*cosd(Ai+Ac)));
Bf=(((A)^2)-(l1^2))^0.5;
f=Bf-(C*sind(Ai+Ac));
curso=(X0-f);
XI2=X0+curso ;
b2=(((L)^2)+(XI2^2))^0.5;
ai3=acosd(((b2)^2)+(C^2)-(A^2))/(2*b2*C);
aI2=acosd((X0+curso)/b2);
GE21(i)=((90+Ac)-(ai3+aI2));%Giro externo%
GI21(i)=Ai; %Giro interno%
end

```

```

for i=1:55
Ai=i ;
Ac=23.5;
B=(X0+(C*sind(Ac)));
l=(L-(C*cosd(Ac)));
A=(((B)^2)+(l)^2)^0.5 ; %Comprimento do braço de direção%
ai=asind((L-C*cosd(Ai+Ac))/A);
l1=(L-(C*cosd(Ai+Ac)));
Bf=(((A)^2)-(l1^2))^0.5;
f=Bf-(C*sind(Ai+Ac));
curso=(X0-f);
XI2=X0+curso ;
b2=(((L)^2)+(XI2^2))^0.5;
ai3=acosd(((b2)^2)+(C^2)-(A^2))/(2*b2*C);
aI2=acosd((X0+curso)/b2);
GE22(i)=((90+Ac)-(ai3+aI2));%Giro externo%
GI22(i)=Ai; %Giro interno%
end

```

```

for i=1:55
Ai=i ;
Ac=25;
B=(X0+(C*sind(Ac)));
l=(L-(C*cosd(Ac)));
A=(((B)^2)+(l)^2)^0.5 ; %Comprimento do braço de direção%
ai=asind((L-C*cosd(Ai+Ac))/A);
l1=(L-(C*cosd(Ai+Ac)));
Bf=(((A)^2)-(l1^2))^0.5;
f=Bf-(C*sind(Ai+Ac));
curso=(X0-f);
XI2=X0+curso ;
b2=(((L)^2)+(XI2^2))^0.5;
ai3=acosd(((b2)^2)+(C^2)-(A^2))/(2*b2*C);
aI2=acosd((X0+curso)/b2);
GE23(i)=((90+Ac)-(ai3+aI2));%Giro externo%
GI23(i)=Ai; %Giro interno%
end

```

```

for i=1:55
Ai=i ;
Ac=27;
B=(X0+(C*sind(Ac)));
l=(L-(C*cosd(Ac)));
A=(((B)^2)+(l)^2)^0.5 ; %Comprimento do braço de direção%
ai=asind((L-C*cosd(Ai+Ac))/A);
l1=(L-(C*cosd(Ai+Ac)));
Bf=(((A)^2)-(l1^2))^0.5;
f=Bf-(C*sind(Ai+Ac));
curso=(X0-f);
XI2=X0+curso ;
b2=(((L)^2)+(XI2^2))^0.5;
ai3=acosd(((b2)^2)+(C^2)-(A^2))/(2*b2*C);
aI2=acosd((X0+curso)/b2);
GE24(i)=((90+Ac)-(ai3+aI2));%Giro externo%
GI24(i)=Ai; %Giro interno%
end

```

figure(1)

```

plot(GE20,GI20)
hold on
plot(GE21,GI21)
hold on
plot(GE22,GI22)
hold on
plot(GE23,GI23)
hold on
plot(GE24,GI24)
hold off
title('ACKERMAN X ESTERÇAMENTO')
legend('19','21','Ackerman','25','27')
xlabel('Roda externa')
ylabel('Roda interna')

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%

%ESTUDO DE POSICIONAMENTO%

clear all
clc

%CAIXA A FRENTE DO EIXO%
%VERSÃO 2019%
L=120; %distância do centro da caixa ao eixo dianteiro%
X0=325 ; %Distância normal entre a ponta da cremalheira e o ponto de
fixação da manga%
Ac=21 ;%ângulo de Ackerman%
C=65; %Comprimento do link de direção%
B=(X0+(C*sind(Ac)));
l=(L-(C*cosd(Ac)));
A=(((B)^2)+(l)^2)^0.5 ; %Comprimento do braço de direção%
Xf=(((A^2)-(L^2))^0.5);
Xi=(Xf-C);
Cursom=X0-Xi;
GI=90-Ac;
B2=(((L)^2)+((X0+Cursom)^2))^0.5);
a3=acosd(((B2)^2)+(C^2)-(A^2))/(2*B2*C));
a1=acosd((X0+Cursom)/B2);
a2=(90-a3-a1);
GE=a2+Ac;

for i=1:55
Ai=i;
B=(X0+(C*sind(Ac)));
l=(L-(C*cosd(Ac)));
A=(((B)^2)+(l)^2)^0.5 ; %Comprimento do braço de direção%
ai=asind((L-C*cosd(Ai+Ac))/A);
l1=(L-(C*cosd(Ai+Ac)));
Bf=(((A)^2)-(l1^2))^0.5);
f=Bf-(C*sind(Ai+Ac));
curso=(X0-f);
XI2=X0+curso ;
b2=(((L)^2)+(XI2^2))^0.5);
ai3=acosd(((b2)^2)+(C^2)-(A^2))/(2*b2*C));
aI2=acosd((X0+curso)/b2);
GE20(i)=((90+Ac)-(ai3+aI2));%Giro externo%
GI20(i)=Ai; %Giro interno%

```

```
end
```

```
%CAIXA A FRENTE DO EIXO%
%VERSÃO 2020%
L=120; %distância do centro da caixa ao eixo dianteiro%
X0=280 ; %Distância normal entre a ponta da cremalheira e o ponto de
fixação da manga%
Ac=20;%ângulo de Ackerman%
C=65; %Comprimento do link de direção%
B=(X0+(C*sind(Ac)));
l=(L-(C*cosd(Ac)));
A=(((B)^2)+(l)^2)^0.5 ; %Comprimento do braço de direção%
Xf=(((A^2)-(L^2))^0.5);
Xi=(Xf-C);
Cursom=X0-Xi;
GI=90-Ac;
B2=(((L)^2)+((X0+Cursom)^2))^0.5);
a3=acosd(((B2)^2)+(C^2)-(A^2))/(2*B2*C));
a1=acosd((X0+Cursom)/B2);
a2=(90-a3-a1);
GE=a2+Ac;

for i=1:55
Ai=i;
B=(X0+(C*sind(Ac)));
l=(L-(C*cosd(Ac)));
A=(((B)^2)+(l)^2)^0.5 ; %Comprimento do braço de direção%
ai=asind((L-C*cosd(Ai+Ac))/A);
l1=(L-(C*cosd(Ai+Ac)));
Bf=(((A)^2)-(l1^2))^0.5);
f=Bf-(C*sind(Ai+Ac));
curso=(X0-f);
XI2=X0+curso ;
b2=(((L)^2)+(XI2^2))^0.5);
ai3=acosd(((b2)^2)+(C^2)-(A^2))/(2*b2*C));
aI2=acosd((X0+curso)/b2);
GE21(i)=((90+Ac)-(ai3+aI2));%Giro externo%
GI21(i)=Ai; %Giro interno%
end
```

```
%CAIXA A FRENTE DO EIXO%
%VERSÃO PROPOSTA%
L=60; %distância do centro da caixa ao eixo dianteiro%
X0=280 ; %Distância normal entre a ponta da cremalheira e o ponto de
fixação da manga%
Ac=23.5 ;%ângulo de Ackerman%
C=60; %Comprimento do link de direção%
B=(X0+(C*sind(Ac)));
l=(L-(C*cosd(Ac)));
A=(((B)^2)+(l)^2)^0.5 ; %Comprimento do braço de direção%
Xf=(((A^2)-(L^2))^0.5);
Xi=(Xf-C);
Cursom=X0-Xi;
GI=90-Ac;
B2=(((L)^2)+((X0+Cursom)^2))^0.5);
a3=acosd(((B2)^2)+(C^2)-(A^2))/(2*B2*C));
a1=acosd((X0+Cursom)/B2);
```

```



a2=(90-a3-a1);
GE=a2+Ac;

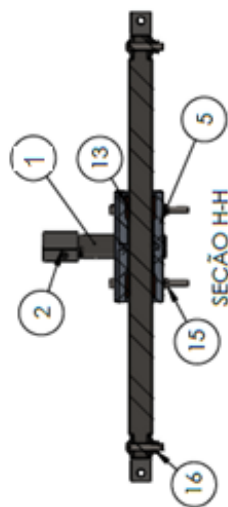
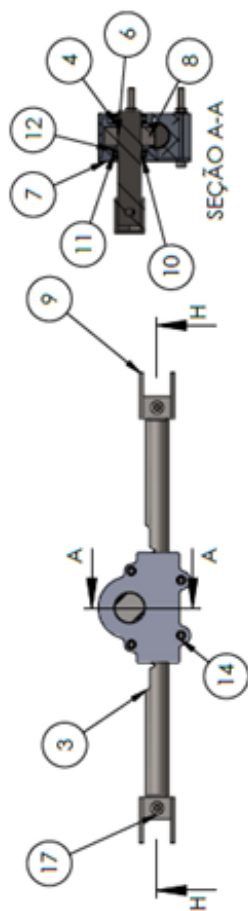
for i=1:55
Ai=i ;
B=(X0+(C*sind(Ac)));
l=(L-(C*cosd(Ac)));
A=(((B)^2)+(l)^2)^0.5 ; %Comprimento do braço de direção%
ai=asind((L-C*cosd(Ai+Ac))/A);
l1=(L-(C*cosd(Ai+Ac)));
Bf=(((A)^2)-(l1^2))^0.5);
f=Bf-(C*sind(Ai+Ac));
curso=(X0-f);
XI2=X0+curso ;
b2=(((L)^2)+(XI2^2))^0.5);
ai3=acosd(((b2)^2)+(C^2)-(A^2))/(2*b2*C));
aI2=acosd((X0+curso)/b2);
GE22(i)=(90+Ac)-(ai3+aI2));%Giro externo%
GI22(i)=Ai; %Giro interno%
end

figure(1)
plot(GE20,GI20)
hold on
plot(GE21,GI21)
hold on
grid on
plot(GE22,GI22)
hold off
title('ACKERMAN X ESTERÇAMENTO')
legend('Configuração 2019','Configuração 2020','Proposta')
xlabel('Roda externa')
ylabel('Roda interna')

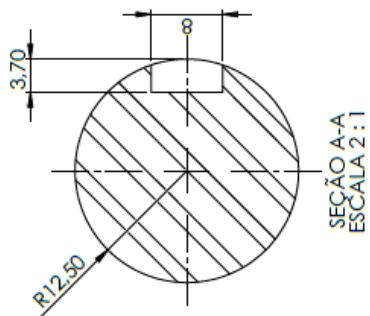
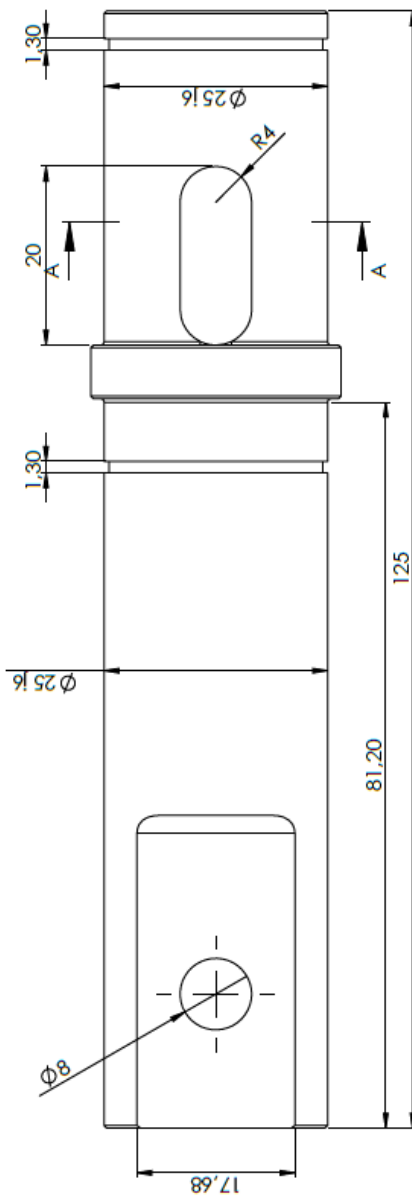
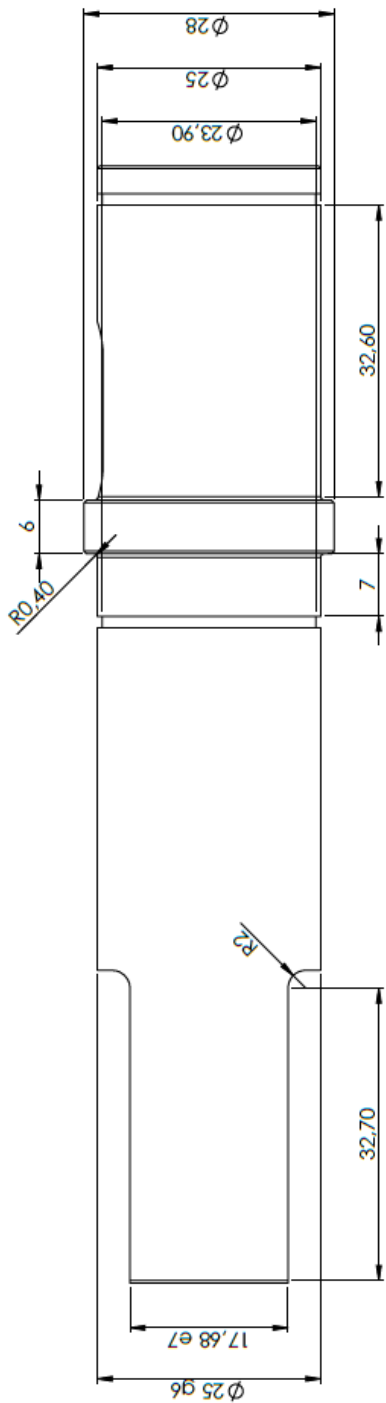
```

APÊNDICE C - Desenho técnico dos componentes

Nº DO ITEM	Nº DA PEÇA	DESCRIÇÃO	QTD.
1	CDN01.01	BARRA RED. AÇO 1045 LF Ø1. 1/4"X125mm	1
2	CDN02.01	BARRA RED. AÇO 1045 LF Ø32mmX38mm	1
3	CDN03.01	BARRA RED. Ø 1"X460mm AÇO CLASSE AGMA A1-A5 DE DUREZA TIPO A PADRONIZADO 50-55 HRC	1
4	CDN04.01	ESPAÇADOR AÇO 1045 LF	1
5	CDN05.01	ALUMÍNIO SÉRIE 3XXX OU ACIMA	1
6	CDN06.01	CHAVETA PARALELA 8X7X20_ SAE 1045	1
7	CDN07.01	ALUMÍNIO SÉRIE 3XXX OU ACIMA	1
8	CDN08.01	ENGRANAGEM AÇO CLASSE AGMA A1-A5 DE DUREZA TIPO A PADRONIZADO 50-55 HRC_m=2,5 E Z=20	1
9	CDN09.01	FIXADOR AÇO 1045_LF	2
10	DIN 471-501.025	ANEL ELÁST. EXTERNO DIN471 Ø25mm	2
11	NACHI 680SZZE	ROLAM. RIG. ESFERA NACHI 680SZZE BLINDADO	2
12	DIN 472-502.039	ANEL ELÁST. INTERNO DIN 472 Ø39mm	1
13	NORELEM 23760-02503225	BUCHA DESLIZANTE EM BRONZE	2
14	DIN EN ISO 4762_M6X80	PARAF. ALLEN_CABECA CILINDRICA M6X1X80 CLASSE 8.8	4
15	DIN 982_M6	PORCA SEXTAVADA AUTO TRAVANTE_CLASSE 8	4
16	DIN982_M8	PORCA SEXTAVADA AUTO TRAVANTE_CLASSE 8	2
17	DIN EN ISO 7380-1 M8X35	PARAF. ALLEN_CABECA ABAULADA M8X1.25X35 CLASSE 8.8	2
LISTA DE COMPONENTES DO PROJETO: CAIXA DE DIREÇÃO			
			
PROJETO: CAIXA DE DIREÇÃO			
DESEN: CDN00.01			
ESCALA: 1:5			
DESEN: GUSTAVO FREITAS			
DATA: 04/05/2020			
			
			UNIDADE: MM
			ESCALA: 1:5
			FOLHA: 1/1
			TÍTULO: A



3.2/

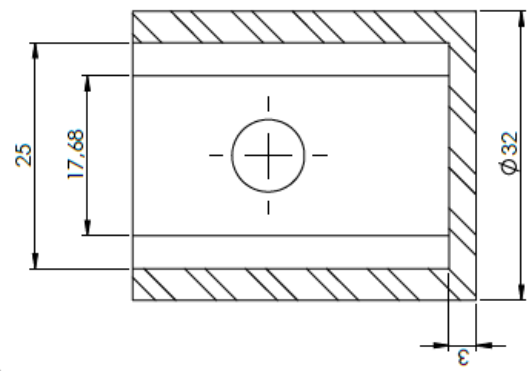
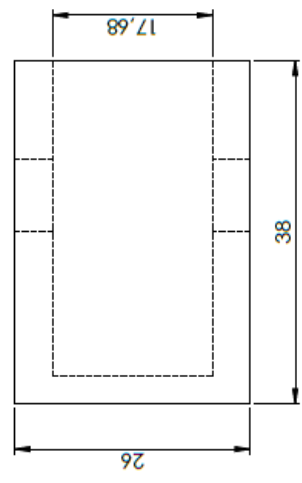
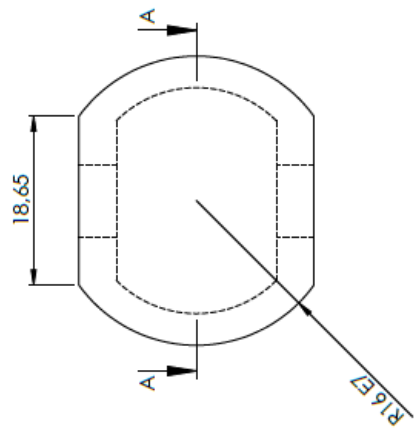


QUEBRA DE CANTOS VIVOS

DESCRIÇÃO: EIXO-BARRA RED. AÇO 1045LF 1.1/4"X125MM	UNIDADE: MM
PROJETO: CAIXA DE DIREÇÃO	ESCALA: 2:1
DESENHO: CDND1.01	PRIMEIRA: 1/1
DESENHADOR: GUSTAVO FREITAS	REVISÃO: A
DATA: 04/05/2020	
	ZINCADO



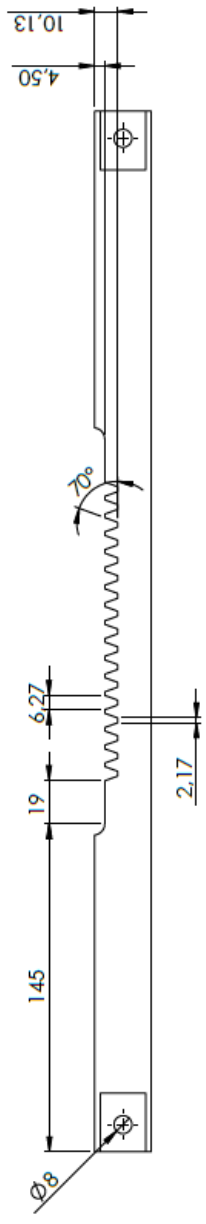
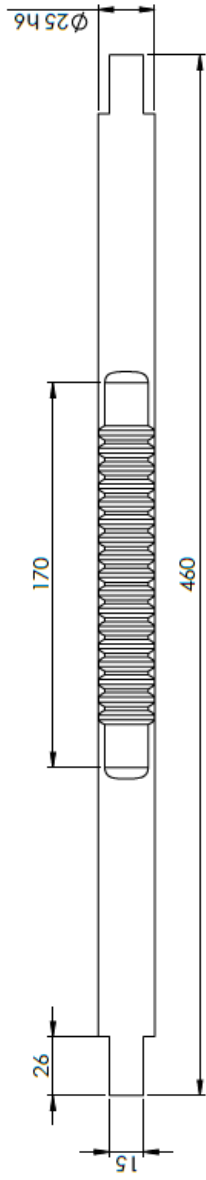
3.2/



SEÇÃO A-A
ESCALA 2:1

ESPECIFICAÇÃO: BARRA RED. AÇO 1045 LF Ø 32mm X 38mm	UNIDADE: MM	
PROJETO: CAIXA DE DIREÇÃO	ESCALA: 2:1	
DESENHO: CDN02.01	PRIMEIRA: 1/1	
DATA: 04/05/2020	DE: ZINCADO	A
DESENHADO POR: GUSTAVO FREITAS		

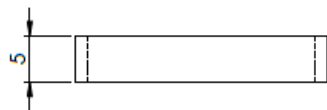
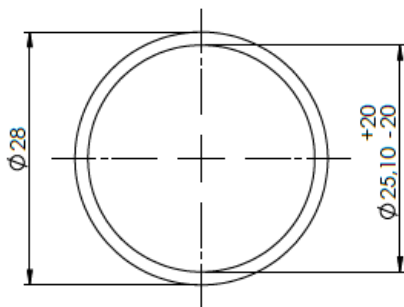
3.2



CREMALHEIRA DE DENTES RETOS
 $Z = 16$
 $m = 2,5$

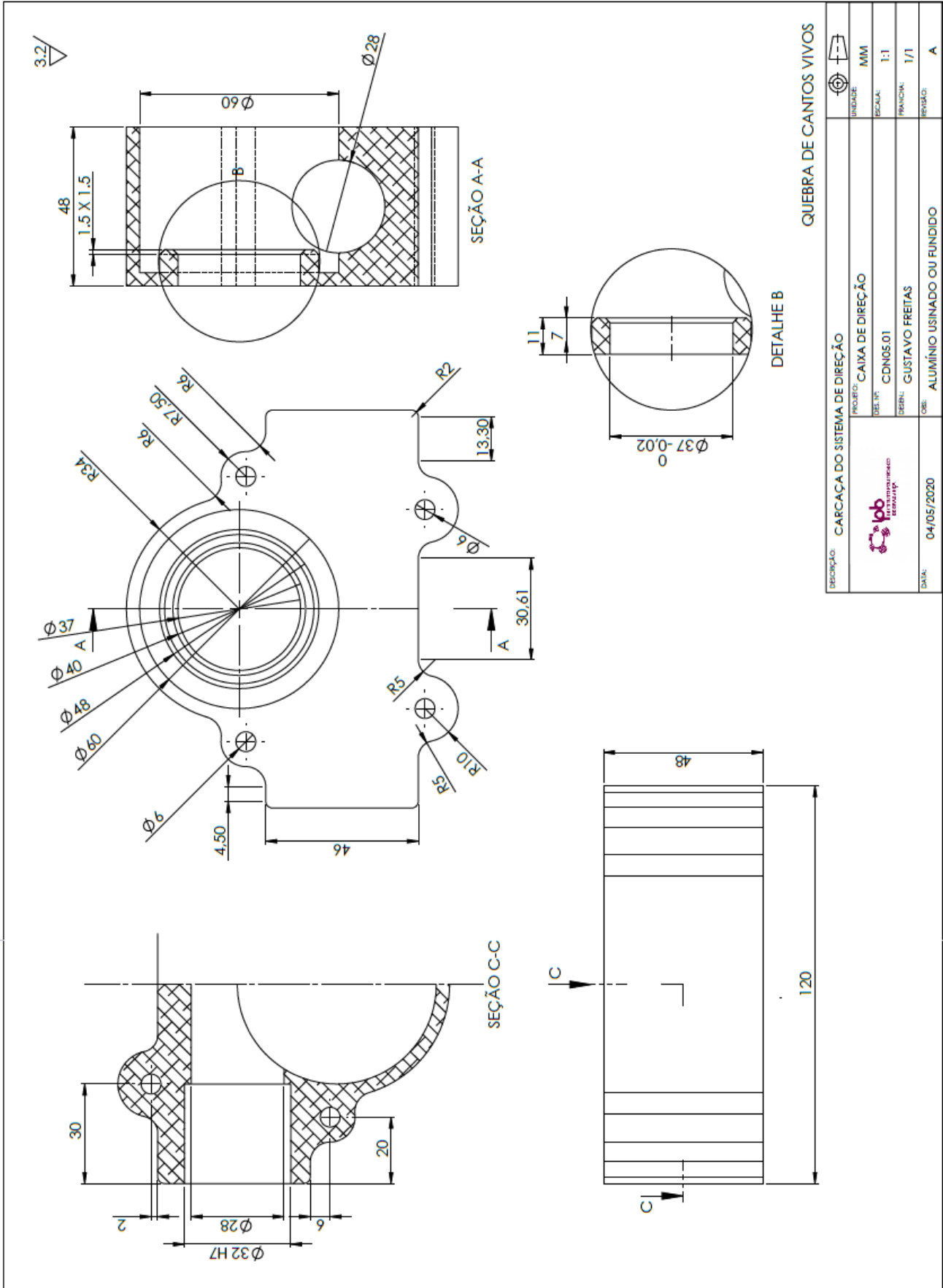
DESCRIÇÃO: BARRA RED. Ø 1"X460mm AÇO CLASSE AGMA A1-AS: S0-55HRC	UNIDADE: MM
PROJETO: CAIXA DE DIREÇÃO	ESCALA: 1:2
DES. TP: CDN03.01	PRINCIPAL: 1/1
DESENH: GUSTAVO FREITAS	REVIZÃO: A
DATA: 04/05/2020	QTD: ZINCADO

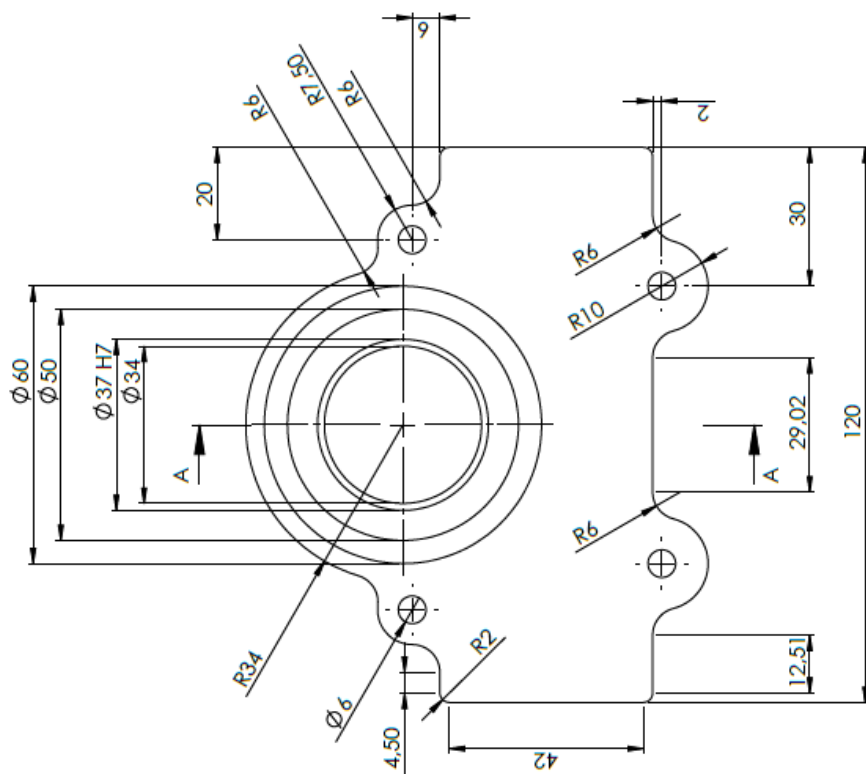
3.2/



DESCRIÇÃO: ESPAÇADOR AÇO 1045 LF		UNIDADE:	
PROJETO:	CAIXA DE DIREÇÃO	UNIDADE:	MM
DES. TP:	CDN04.01	ESCALA:	2:1
DESEN:	GUSTAVO FREITAS	FRACION:	1/1
DATA:	05/04/2020	OBS:	ZINCADO
			REVISO:
			A





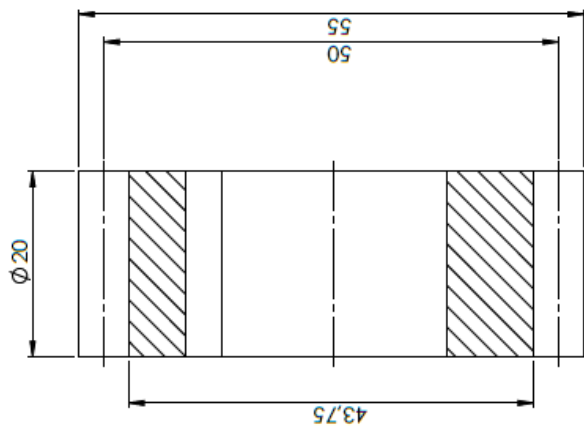
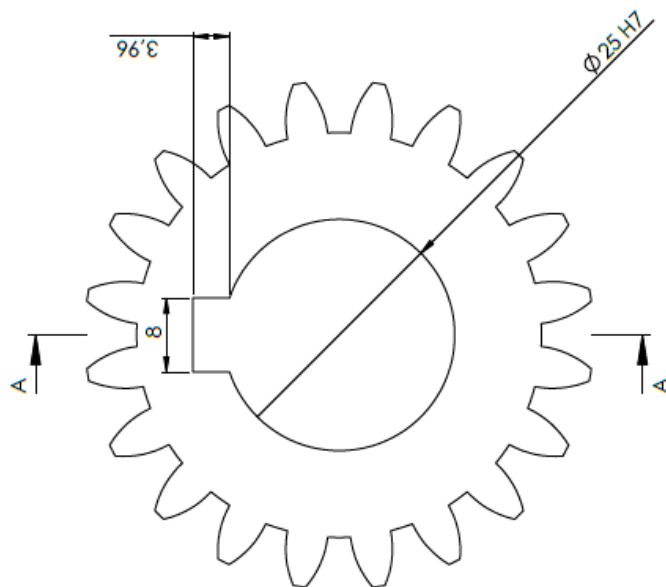


SEÇÃO A-A

QUEBRA DE CANTOS VIVOS

DESCRIÇÃO: TAMPA DA CARÇA DA DIREÇÃO	UNIDADE: MM
PROJETO: CAIXA DE DIREÇÃO	ESCALA: 1:1
DES. Nº: CDN07.01	PLANCHA: 1/1
DESENH.: GUSTAVO FREITAS	REVISÃO: A
DATA: 04/05/2020	MATERIAL: ALUMÍNIO USINADO OU FUNDIDO

3.2/



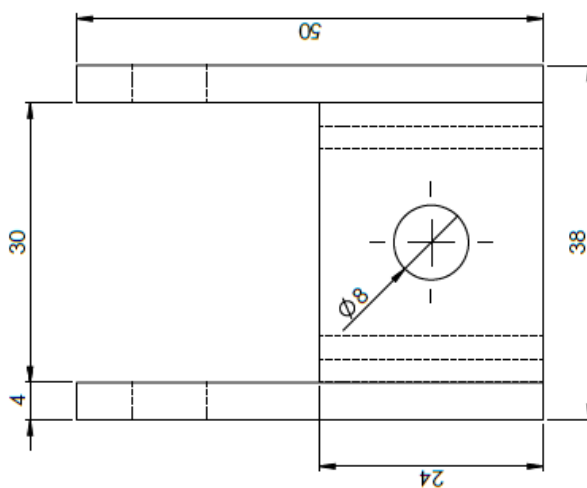
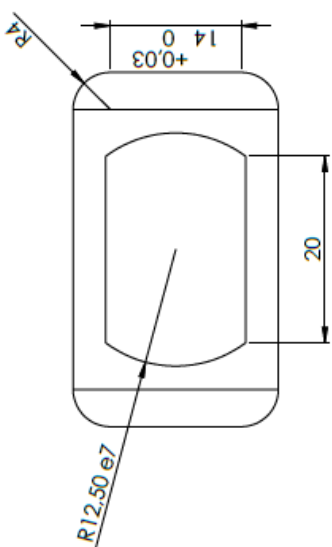
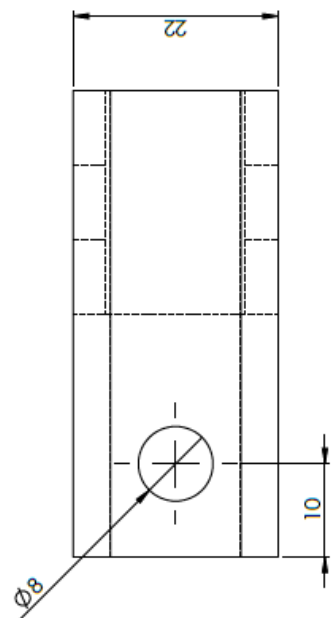
SEÇÃO A-A

Parâmetros da engrenagem:
 $Z = 20$
 $m = 2,5$

QUEBRA DE CANTOS VIVOS

DESCRIÇÃO:	ENGRENAGEM AÇO CLASSE AGMA A1-A5 DE 50-55HRC	UNIDADE:	MM
PROJETO:	CAIXA DE DIREÇÃO	ESCALA:	2:1
DES. Nº:	CDN08.01	PLANCHA:	1/1
DESEN.	GUSTAVO FREITAS	REVISÃO:	A
DATA:	04/05/2020	OBJ:	ENDURECIDO POR CHAMA OU INDUÇÃO

3.2/



QUEBRA DE CANTOS VIVOS

DESCRIÇÃO: FIXADOR AÇO 1045_LF	PROJETO: CAIXA DE DIREÇÃO	UNIDADE: MM
	DES. Nº: CDN09.01	ESCALA: 2:1
	DESEN: GUSTAVO FREITAS	FRANCHA: 1/1
DATA: 04/05/2020	OBJ: ZINCADO	REVISO: A



ANEXO A - Tabelas para cálculo de modo de falha de tensão por fadiga

Tabela 9 - Fator geométrico de flexão J com carregamento HPSTC

Tabela 12-9 Fator geométrico de flexão J da AGMA para 20°, dentes de profundidade completa com carregamento HPSTC

Dentes da engrenagem	Dentes do pinhão															
	12		14		17		21		26		35		55		135	
	P	G	P	G	P	G	P	G	P	G	P	G	P	G	P	G
12	U	U														
14	U	U	U	U												
17	U	U	U	U	U	U										
21	U	U	U	U	U	U	0,33	0,33								
26	U	U	U	U	U	U	0,33	0,35	0,35	0,35						
35	U	U	U	U	U	U	0,34	0,37	0,36	0,38	0,39	0,39				
55	U	U	U	U	U	U	0,34	0,40	0,37	0,41	0,40	0,42	0,43	0,43		
135	U	U	U	U	U	U	0,35	0,43	0,38	0,44	0,41	0,45	0,45	0,47	0,49	0,49

Fonte: Projeto de máquinas: Uma abordagem integrada (Norton, 2013, p.712)

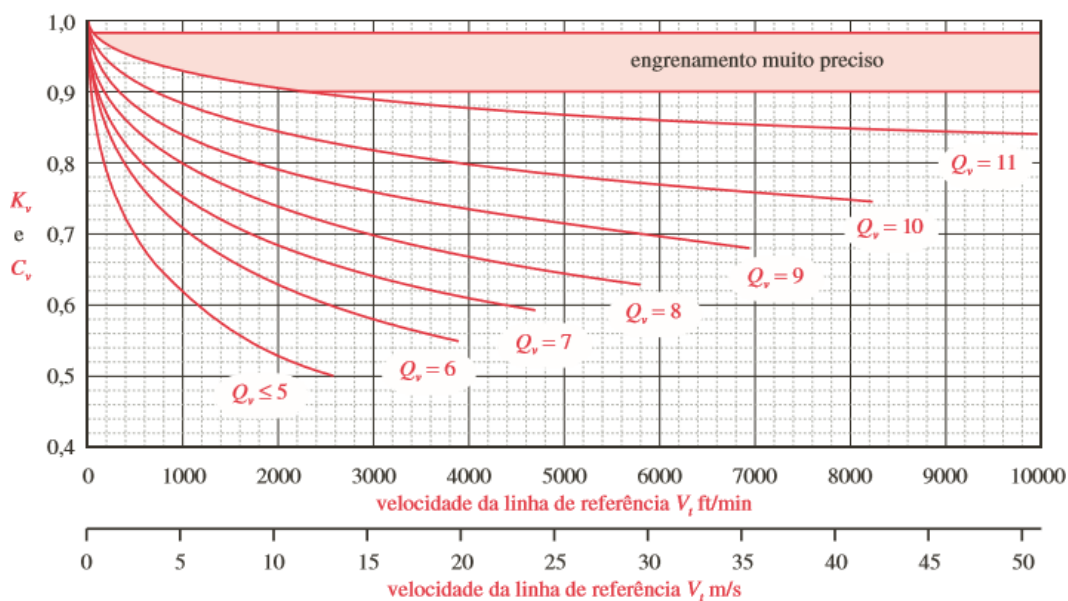


Figura 74 - Índice de qualidade de engrenamento. Fonte: Norton (2013)

Tabela 10- Fatores de aplicação

Tabela 12-17 Fatores de Aplicação K_a

Máquina motora	Máquina movida		
	Uniforme	Choque moderado	Choque severo
Uniforme (motor elétrico, turbina)	1,00	1,25	1,75 ou mais
Choque leve (motor multi-cilindros)	1,25	1,50	2,00 ou mais
Choque médio (motor de um único cilindro)	1,50	1,75	2,25 ou mais

Fonte: Projeto de máquinas: Uma abordagem integrada (Norton, 2013, p.715)

Tabela 11 - Fator de distribuição de carga

Tabela 12-16
Fatores de distribuição de carga K_m

Largura da face		
in	(mm)	K_m
< 2	(50)	1,6
6	(150)	1,7
9	(250)	1,8
≥ 20	(500)	2,0

Fonte: Projeto de máquinas: Uma abordagem integrada (Norton, 2013, p.715)

Tabela 12 - Resistência à fadiga de flexão AGMA para seleção de materiais para engrenagens

Tabela 12-20 Resistências à fadiga de flexão S_{fb} da AGMA para seleção de materiais para engrenagem*

Material	Classe AGMA	Designação do material	Tratamento térmico	Dureza superficial mínima	Resistência à fadiga de flexão		
					psi x 10 ³	MPa	
Aço	A1-A5		Endurecimento completo	≤ 180 HB	25-33	170-230	
			Endurecimento completo	240 HB	31-41	210-280	
			Endurecimento completo	300 HB	36-47	250-325	
			Endurecimento completo	360 HB	40-52	280-360	
			Endurecimento completo	400 HB	42-56	290-390	
			Endurecimento por chama ou indução	Tipo A padronizado 50-55 HRC	45-55	310-380	
			Endurecimento por chama ou indução	Tipo B padronizado	22	150	
			Cementação por carbono e endurecimento superficial	55-64 HRC	55-75	380-520	
			AISI 4140	Nitretado	84,6 HR15N [†]	34-45	230-310
			AISI 4340	Nitretado	83,5 HR15N	36-47	250-325
	Nitroliga 135M	Nitretado	90,0 HR15N	38-48	260-330		
	Nitroliga	Nitretado	90,0 HR15N	40-50	280-345		
	2,5% Cromo	Nitretado	87,5-90,0 15N	55-65	380-450		
Ferro recozido	20	Classe 20	Como fundido		5	35	
	30	Classe 30	Como fundido	175 HB	8	69	
	40	Classe 40	Como fundido	200 HB	13	90	
Ferro nodular (dúctil)	A-7-a	60-40-18	Recozido	140 HB	22-33	150-230	
	A-7-c	80-55-06	Revenido e temperado	180 HB	22-33	150-230	
	A-7-d	100-70-03	Revenido e temperado	230 HB	27-40	180-280	
	A-7-e	120-90-02	Revenido e temperado	230 HB	27-40	180-280	
Ferro maleável (perlítico)	A-8-c	45007		165 HB	10	70	
	A-8-e	50005		180 HB	13	90	
	A-8-f	53007		195 HB	16	110	
	A-8-i	80002		240 HB	21	145	
Bronze	Bronze 2	AGMA 2C	Molde de areia	40 ksi resistência de tração mínima	5,7	40	
	Al/Br 3	ASTM B-148 78 liga 954	Tratado termicamente	90 ksi resistência de tração mínima	23,6	160	

Fonte: Projeto de máquinas: Uma abordagem integrada (Norton, 2013, p.726)

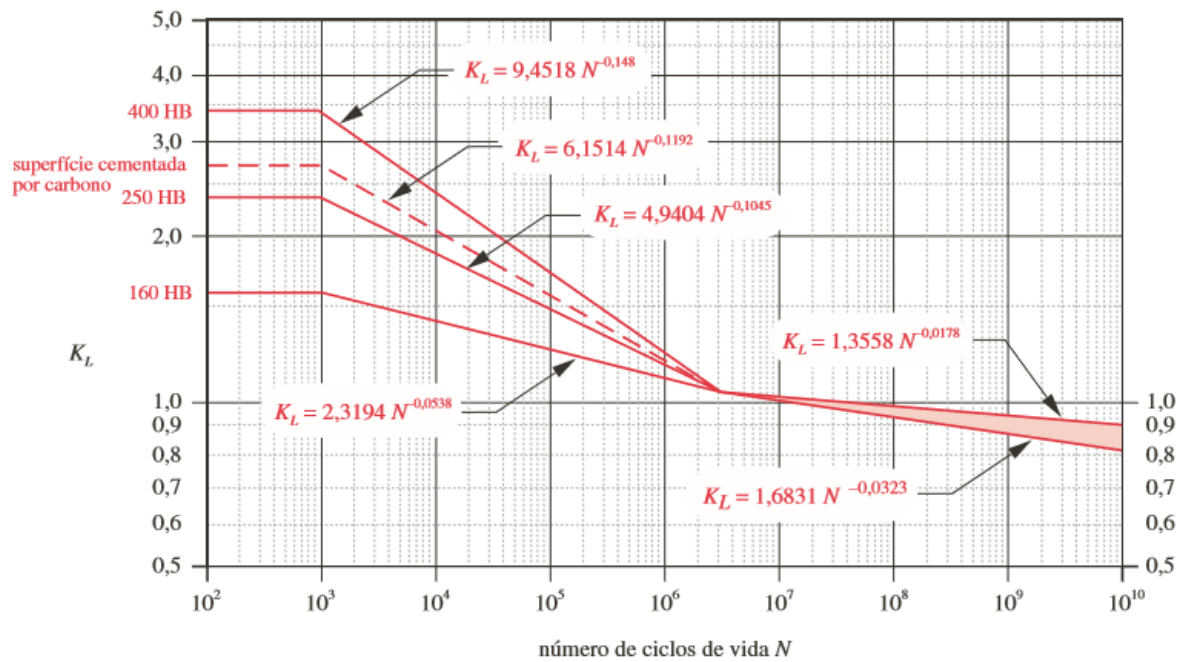


Figura 75 - Fator de vida à flexão da AGMA. Fonte: Norton (2013)

Tabela 13 - Fator de confiabilidade AGMA

Tabela 12-19
Fator K_R da AGMA

Confiabilidade %	K_R
90	0,85
99	1,00
99,9	1,25
99,99	1,50

Fonte: Projeto de máquinas: Uma abordagem integrada (Norton, 2013, p.725)

ANEXO B - Tabelas para cálculo de modo de falha de tensão por fadiga

Tabela 14 - Coeficiente elástico da AGMA

Tabela 12-18 O coeficiente elástico C_p da AGMA em unidades de (psi) 0,5 ([MPa]0,5)* †

Material pinhão	E_p psi (MPa)	Material da engrenagem					
		Aço	Ferro maleável	Ferro nodular	Ferro fundido	Alumínio bronze	Estanho bronze
Aço	30E6 (2E5)	2300 (191)	2180 (181)	2160 (179)	2100 (174)	1950 (162)	1900 (158)
Ferro maleável	25E6 (1,7E5)	2180 (181)	2090 (174)	2070 (172)	2020 (168)	1900 (158)	1850 (154)
Ferro nodular	24E6 (1,7E5)	2160 (179)	2070 (172)	2050 (170)	2000 (166)	1880 (156)	1830 (152)
Ferro fundido	22E6 (1,5E5)	2100 (174)	2020 (168)	2000 (166)	1960 (163)	1850 (154)	1800 (149)
Alumínio bronze	17,5E6 (1,2E5)	1950 (162)	1900 (158)	1880 (156)	1850 (154)	1750 (145)	1700 (141)
Estanho bronze	16E6 (1,1E5)	1900 (158)	1850 (154)	1830 (152)	1800 (149)	1700 (141)	1650 (137)

Fonte: Projeto de máquinas: Uma abordagem integrada (Norton, 2013, p.720)

Tabela 15 - Resistência à fadiga de superfície da AGMA para seleção de materiais

Tabela 12-21 Resistências à fadiga de superfície S_{fc}' da AGMA para seleção de materiais para engrenagem*

Material	Classe AGMA	Designação do material	Tratamento térmico	Dureza superficial mínima	Resistência à fadiga de flexão	
					psi x 10 ³	MPa
Aço	A1-A5		Endurecimento completo	≤ 180 HB	85-95	590-660
			Endurecimento completo	240 HB	105-115	720-790
			Endurecimento completo	300 HB	120-135	830-930
			Endurecimento completo	360 HB	145-160	1000-1100
			Endurecimento completo	400 HB	155-170	1100-1200
			Endurecimento por chama ou indução	50 HRC	170-190	1200-1300
			Endurecimento por chama ou indução	54 HRC	175-195	1200-1300
			Cementação por carbono e endurecimento superficial	55-64 HRC	180-225	1250-1300
		AISI 4140	Nitretado	84,6 HR15N [†]	155-180	1100-1250
		AISI 4340	Nitretado	83,5 HR15N	150-175	1050-1200
Ferro fundido	20	Classe 20	Como fundido		50-60	340-410
			Como fundido	175 HB	65-70	450-520
			Como fundido	200 HB	75-85	520-590
			Como fundido			
Ferro nodular (dúctil)	A-7-a	60-40-18	Recozido	140 HB	77-92	530-630
			Revenido e temperado	180 HB	77-92	530-630
			Revenido e temperado	230 HB	92-112	630-770
			Revenido e temperado	230 HB	103-126	710-870
Ferro maleável (perlítico)	A-8-c	45007		165 HB	72	500
				180 HB	78	540
				195 HB	83	570
				240 HB	94	650
Bronze	Bronze 2	AGMA 2C	Molde de areia	40 ksi resistência de tração mínima	30	450
			Tratado termicamente	90 ksi resistência de tração mínima	65	450
	Al/Br 3	ASTM B-148 78 liga 954				

Fonte: Projeto de máquinas: Uma abordagem integrada (Norton, 2013, p.728)

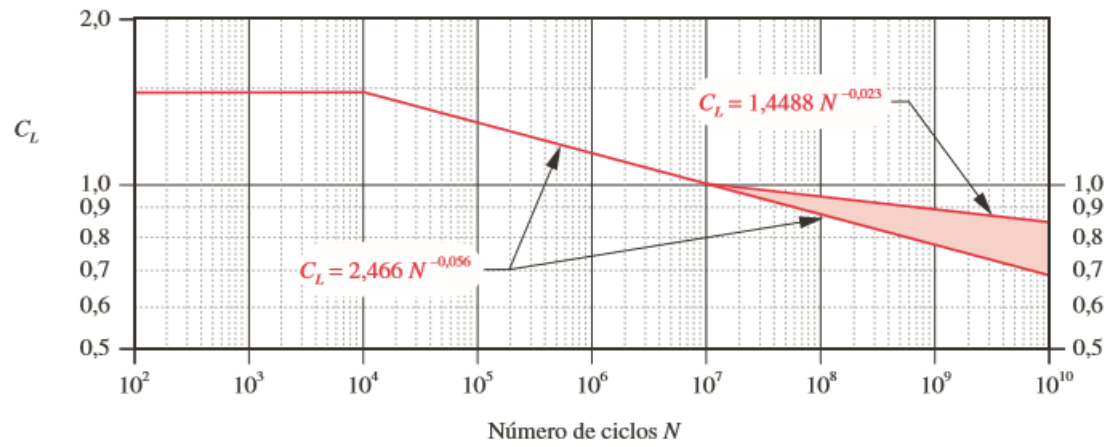


Figura 76 - Fator de vida para Resistencia a fadiga de superfície da AGMA. Fonte: Norton (2013)

ANEXO C - Tabelas para dimensionamento do eixo e chavetas

Tabela 16 - Fator de confiabilidade

Tabela 6-4Fatores de confiabilidade para $S_d = 0,08\mu$

Confiabilidade %	C_{conf}
50	1,000
90	0,897
95	0,868
99	0,814
99,9	0,753
99,99	0,702
99,999	0,659
99,9999	0,620

Fonte: Projeto de máquinas: Uma abordagem integrada (Norton, 2013, p.335)

Tabela 17 – Propriedades de materiais

Tabela A-9 Propriedades mecânicas de alguns aços-carbono

Dados de várias fontes.* Valores aproximados. Consulte os fabricantes de materiais para informações mais precisas

Número SAE / AISI	Condição	Resistência de escoamento em tração (0,2% de deformação)		Resistência máxima em tração		Elongação do corpo de ensaio de 2 in (%)	Dureza Brinell -HB
		kpsi	MPa	kpsi	MPa		
1010	laminado a quente	26	179	47	324	28	95
	laminado a frio	44	303	53	365	20	105
1020	laminado a quente	30	207	55	379	25	111
	laminado a frio	57	393	68	469	15	131
1030	laminado a quente	38	259	68	469	20	137
	normalizado a 1650°F	50	345	75	517	32	149
	laminado a frio	64	441	76	524	12	149
	temperado e revenido a 1000°F	75	517	97	669	28	255
	temperado e revenido a 800°F	84	579	106	731	23	302
	temperado e revenido a 400°F	94	648	123	848	17	495
1035	laminado a quente	40	276	72	496	18	143
	laminado a frio	67	462	80	552	12	163
1040	laminado a quente	42	290	76	524	18	149
	normalizado a 1650°F	54	372	86	593	28	170
	laminado a frio	71	490	85	586	12	170
	temperado e revenido a 1200°F	63	434	92	634	29	192
	temperado e revenido a 800°F	80	552	110	758	21	241
	temperado e revenido a 400°F	86	593	113	779	19	262
1045	laminado a quente	45	310	82	565	16	163
	laminado a frio	77	531	91	627	12	179
1050	laminado a quente	50	345	90	621	15	179
	normalizado a 1650°F	62	427	108	745	20	217
	laminado a frio	84	579	100	689	10	197
	temperado e revenido a 1200°F	78	538	104	717	28	235
	temperado e revenido a 800°F	115	793	158	1 089	13	444
	temperado e revenido a 400°F	117	807	163	1 124	9	514
1060	laminado a quente	54	372	98	676	12	200
	normalizado a 1650°F	61	421	112	772	18	229
	temperado e revenido a 1200°F	76	524	116	800	23	229
	temperado e revenido a 800°F	97	669	140	965	17	277
	temperado e revenido a 400°F	111	765	156	1 076	14	311
1095	laminado a quente	66	455	120	827	10	248
	normalizado a 1650°F	72	496	147	1 014	9	13
	temperado e revenido a 1200°F	80	552	130	896	21	269
	temperado e revenido a 800°F	112	772	176	1 213	12	363
	temperado e revenido a 400°F	118	814	183	1 262	10	375

Fonte: Projeto de máquinas: Uma abordagem integrada (Norton, 2013, p.992)

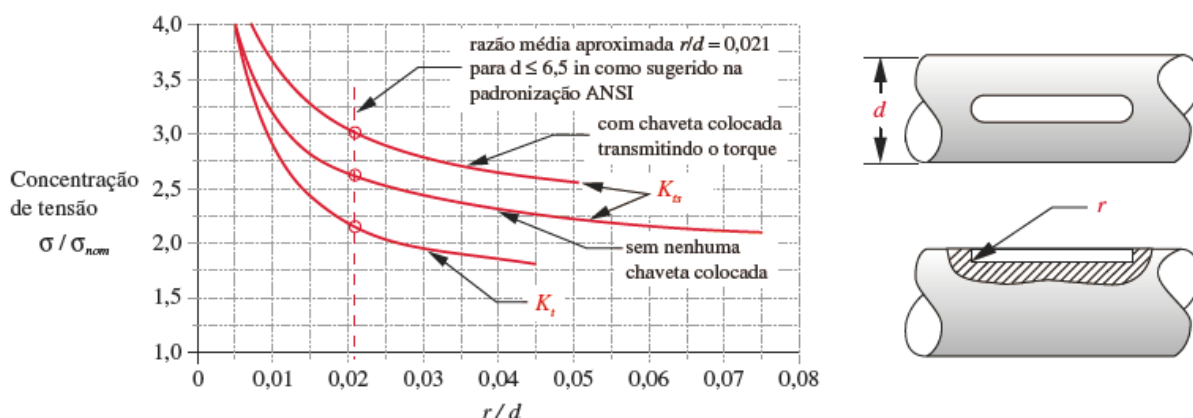
Figura 77 - Fatores de concentração de tensão para um assento de chaveta produzido por fresa de topo em flexão (K_t) e torção (K_s). Fonte: Norton (2013)

Tabela 18 - Constante de Neuber para aços

Tabela 6-6

Constante de Neuber para aços

S_{ut} (ksi)	\sqrt{a} (in ^{0,5})
50	0,130
55	0,118
60	0,108
70	0,093
80	0,080
90	0,070
100	0,062
110	0,055
120	0,049
130	0,044
140	0,039
160	0,031
180	0,024
200	0,018
220	0,013
240	0,009

Fonte: Projeto de máquinas: Uma abordagem integrada (Norton, 2013, p.346)

Tabela 19 - Chavetas padronizadas

Tabela 10-2 Chavetas padronizadas e tamanhos de parafusos para eixos com dimensões US e métricas

Diâmetro do eixo (In)	Largura nominal da chaveta (In)	Diâmetro do parafuso (In)	Diâmetro do eixo (mm)	Largura x altura da chaveta (mm)
$0,312 < d \leq 0,437$	0,093	#10	$8 < d \leq 10$	3 × 3
$0,437 < d \leq 0,562$	0,125	#10	$10 < d \leq 12$	4 × 4
$0,562 < d \leq 0,875$	0,187	0,250	$12 < d \leq 17$	5 × 5
$0,875 < d \leq 1,250$	0,250	0,312	$17 < d \leq 22$	6 × 6
$1,250 < d \leq 1,375$	0,312	0,375	$22 < d \leq 30$	8 × 7
$1,375 < d \leq 1,750$	0,375	0,375	$30 < d \leq 38$	10 × 8
$1,750 < d \leq 2,250$	0,500	0,500	$38 < d \leq 44$	12 × 8
$2,250 < d \leq 2,750$	0,625	0,500	$44 < d \leq 50$	14 × 9
$2,750 < d \leq 3,250$	0,750	0,625	$50 < d \leq 58$	16 × 10
$3,250 < d \leq 3,750$	0,875	0,750	$58 < d \leq 65$	18 × 11
$3,750 < d \leq 4,500$	1,000	0,750	$65 < d \leq 75$	20 × 12
$4,500 < d \leq 5,500$	1,250	0,875	$75 < d \leq 85$	22 × 14
$5,500 < d \leq 6,500$	1,500	1,000	$85 < d \leq 95$	25 × 14

Fonte: Projeto de máquinas: Uma abordagem integrada (Norton, 2013, p.571)