



**INSTITUTO FEDERAL DE EDUCAÇÃO, CIÊNCIA E TECNOLOGIA DO PIAUÍ
CAMPUS TERESINA CENTRAL
CURSO ENGENHARIA MECÂNICA**

GABRIEL DUARTE DE MORAES TRINDADE

**DESENVOLVIMENTO DE UM CÓDIGO EM MATLAB PARA
DIMENSIONAMENTO DE UMA CAIXA DE DIREÇÃO DE UM VEÍCULO DO
TIPO BAJA**

**TERESINA
2022**

GABRIEL DUARTE DE MORAES TRINDADE

DESENVOLVIMENTO DE UM CÓDIGO EM MATLAB PARA DIMENSIONAMENTO DE
UMA CAIXA DE DIREÇÃO DE UM VEÍCULO DO TIPO BAJA

Trabalho de Conclusão de Curso
apresentado como exigência parcial para
obtenção do diploma do Curso de
Engenharia Mecânica do Instituto Federal de
Educação, Ciência e Tecnologia do Piauí.
Campus Teresina Central.

Orientador: Prof. Me. Ricardo
Cardoso Soares

TERESINA

2022

Dados Internacionais de Catalogação na Publicação (CIP) de acordo com ISBD

Trindade, Gabriel Duarte de Moraes

T833d Desenvolvimento de um código em MATLAB para dimensionamento de uma caixa de direção de um veículo do tipo BAJA / Gabriel Duarte de Moraes Trindade. - 2022.
66 f.: il. color.

Trabalho de Conclusão de Curso (Bacharelado em Engenharia Mecânica) - Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia do Piauí, Campus Teresina Central, 2022.

Orientador: Prof. Me. Ricardo Cardoso Soares.

1. BAJA. 2. Sistema de direção. 3. Torque de esterçamento. 4. Dimensionamento. 5. Pinhão-cremalheira. I.Título.

CDD - 620

Elaborado por Sindya Santos Melo CRB 3/1085

GABRIEL DUARTE DE MORAES TRINDADE

DESENVOLVIMENTO DE UM CÓDIGO EM MATLAB PARA DIMENSIONAMENTO DE
UMA CAIXA DE DIREÇÃO DE UM VEÍCULO DO TIPO BAJA

Trabalho de Conclusão de Curso
apresentado como exigência parcial para
obtenção do diploma do Curso de
Engenharia Mecânica do Instituto Federal de
Educação, Ciência e Tecnologia do Piauí.
Campus Teresina Central.

Aprovada em: 06 / 06 / 2022.

BANCA EXAMINADORA

Prof. Me. Ricardo Cardoso Soares (Orientador)
Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia do Piauí (IFPI)

Prof. Prof. Dr. Armyston Ferreira Gonçalves de Araújo
Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia do Piauí (IFPI)

Prof. Prof. Dr. Ayrton de Sá Brandim
Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia do Piauí (IFPI)

AGRADECIMENTOS

Agradeço primeiramente a Deus, que deu todo o apoio necessário para que eu chegasse até aqui. Agradeço ao meu Deus, que me deu força quando mais precisava.

Agradeço a minha mãe Jacira Maria de Deus Duarte que sempre fez o possível e o impossível para que conseguisse ter a melhor educação. Ao meu pai Francisco Benício Santos de Moraes Trindade, pelos conselhos que me deu durante a caminhada. Agradeço claro ao meu irmão Lucas Duarte de Moraes Trindade.

Agradeço também minha companheira durante todo o curso, minha namorada Anna Carla Silva Ferreira, que teve a paciência, empatia e me acolheu em momentos difíceis e que me apoiou durante todas as fases durante o curso.

Agradeço meus amigos que conquistei durante essa jornada de instituto federal. A minha turma 2017.1 do IFPI. A todos que me ajudaram e acreditam em mim, em especial os meus companheiros de iniciação científica Maria Beatriz Sousa Barreto e Eduardo Rodrigues do Nascimento Silva.

Por fim, agradeço a todos os professores e servidores do IFPI do Campus Teresina Central, que transmitiram seus conhecimentos me permitindo chegar até aqui.

“O sucesso não consiste em não errar,
mas em não cometer os mesmos
equívocos mais de uma vez”.
(George Bernard Shaw)

RESUMO

A Sociedade dos Engenheiros Automotivos (SAE), realiza eventos de competição entre equipes universitárias para a qualificação dos estudantes. Uma das competições promovida, é o programa Baja SAE Brasil, um desafio que consiste em competições entre equipes que projetam um veículo *off-road* para disputar as provas com o objetivo de colocar a prova a efetividade e a qualidade do projeto desenvolvido. A vista disso, este trabalho propõe a produção de códigos, utilizando o software MATLAB, para o desenvolvimento do subsistema de direção do protótipo da equipe IFPI BAJA. Mais especificamente, para a análise da dinâmica lateral em regime permanente, foi realizada uma comparação entre dados de protótipos anteriores da equipe IFPI BAJA com os dados de uma equipe do CEFET-RJ, para então fazer a análise de manobrabilidade de um possível modelo futuro. Em seguida, a definição e análise do torque de esterçamento do protótipo foi utilizado com base em uma forma equacionada para analisar o seu comportamento de acordo com valores diferentes de entrada. E por último, dimensionamento do mecanismo pinhão e cremalheira, foi realizado três códigos na forma de *functions* que realizam os processamentos dos códigos enquanto operador fornece os dados de entrada, em seguida foram modificados os valores de carregamentos seguindo os dados encontrados na análise do torque de esterçamento. Sendo assim, os modelos desenvolvidos tiveram êxito, pois conseguiram obter resultados satisfatórios, sendo o primeiro uma relação de massa e comprimento que permita melhor manobrabilidade, obtenção de possíveis combinações para definição de menos esforço exercido pelo sistema de direção, além de coeficientes de segurança e módulos similares aos utilizados nos trabalhos de referência.

Palavras-chave: BAJA. Sistema de Direção. Regime Permanente. Torque de Esterçamento. Dimensionamento. Pinhão-Cremalheira.

ABSTRACT

The Society of Automotive Engineers (SAE), promotes events in that university teams participate in order to encourage qualifications in the students. One of the events is related to an off-road competition, BAJA SAE Brasil is a challenge that consists of some championships between teams who design an off-road vehicle, in the championship, there are many trials that the team will participate in order to get, the victory and the qualification for the international championship. Regarding that, this work proposes the design codes using the software MATLAB, for the steady-state lateral dynamics analysis, a design and analysis of the steering torque and how this affects the steering system design and the design of the rack and pinion mechanism to the IFPI Baja SAE team. The first analysis was executed by comparing the data of previous prototypes and a model from a team from Rio de Janeiro, for then analyzing the driveability and which parameters are crucial for the design. For the second objective, the analysis of the steering torque was defined with different input data and how they relate to each other. For the third objective of this work, was produced three codes in a function mode that execute the calculation and the processing with regard to the input parameters introduced by the usuary. In this way, the models designed made satisfactory results, compared with another work that did all the calculations without the "functions".

Keywords: Baja. Steering System. Steady-State. Steering-Torque. Design. Rack and Pinion.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1	– Sistema de coordenadas do carro	23
Figura 2	– Ângulo de deriva segunda os eixos de coordenadas da SAE	24
Figura 3	– Distribuição de carga da força lateral, da trilha pneumática para uma curva com um ângulo de deriva positivo	25
Figura 4	– Tipos de curvas para diferentes tipos de carregamentos	25
Figura 5	– Força lateral em função do ângulo de deriva para um carregamento vertical constante	26
Figura 6	– Componentes da força lateral, curva e arrasto	26
Figura 7	– Realização da curva com o modelo bicicleta	27
Figura 8	– Gradiente de subesterçamento	29
Figura 9	– Relação entre velocidade crítica e característica com o gradiente de subesterçamento	30
Figura 10	– Ângulo de deriva do veículo em função da velocidade	30
Figura 11	– Movimento do pneu durante do esterçamento	31
Figura 12	– Posicionamento do braço de alavanca	32
Figura 13	– Relação entre μ e e/b	33
Figura 14	– Tipos de projetos mecânicos de sistemas de direção	34
Figura 15	– Vista em conta de mecanismo rolete e sem-fim	35
Figura 16	– Mecanismo de direção com sem-fim e esferas recirculantes	36

Figura 17	– Pinhão e cremalheira	36
Figura 18	– Metodologia para o dimensionamento	40
Figura 19	– Definição do coeficiente de segurança para flexão	42
Figura 20	– Definição do coeficiente de segurança para fadiga superficial	44

LISTA DE GRÁFICO

Gráfico 1	– Velocidades críticas dos modelos Antares e Zetta	49
Gráfico 2	– Velocidades críticas de Antares, Zetta e MR15	49
Gráfico 3	– Comparação dos três modelos com o protótipo sugerido	50
Gráfico 4	– Com os dados de referência com o braço de alavanca positivo	51
Gráfico 5	– Dados de referência com os valores positivos e negativos de braço de alavanca	52
Gráfico 6	– Curva do torque de esterçamento em função do braço de alavanca	52
Gráfico 7	– Curva do torque de esterçamento em função do braço de alavanca positivo	53
Gráfico 8	– Coeficiente de segurança para fadiga superficial em função do torque de esterçamento	55
Gráfico 9	– Coeficiente segurança para flexão em função do torque de esterçamento	56
Gráfico 10	– Coeficiente de segurança em função do torque de esterçamento para um valor de módulo constante	57
Gráfico 11	– Diâmetro em função do momento resultante	58
Gráfico 12	– Momento em função dos diâmetros	59
Gráfico 13	– Índice de qualidade do engrenamento	63
Gráfico 14	– Fator de Vida	65

LISTA DE QUADROS

Quadro 1	–	Varáveis para calcular o torque de esterçamento	31
Quadro 2	–	Consequências para os valores de braço de alavanca	32
Quadro 3	–	Dados de entrada para o dimensionamento para fadiga superficial ..	39
Quadro 4	–	Valores de entrada para o dimensionamento para flexão	41
Quadro 5	–	Dados de entrada para o dimensionamento para a fadiga superficial	44
Quadro 6	–	Dados de entrada para o dimensionamento do diâmetro da cremalheira	47

LISTA DE TABELAS

Tabela 1	– Valores das variáveis para definição do Torque de esterçamento	40
Tabela 2	– Valores dos entrada específicos	48
Tabela 3	– Resultados de referência obtidos	54
Tabela 4	– Valores de módulo constante para a definição do coeficiente de segurança	54
Tabela 5	– Valores dos torques de esterçamento utilizados	54
Tabela 6	– Resultados do coeficiente de segurança de acordo com o torque de esterçamento	55
Tabela 7	– Resultados e valores de referência da cremalheira	57
Tabela 8	– Torques e momentos resultantes e os diâmetros encontrados	58
Tabela 9	– Fator geométrico	63
Tabela 10	– Fatores de distribuição	64
Tabela 11	– Fatores de aplicação	64
Tabela 12	– Resistência à fadiga de flexão	65

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

AGMA	Associação de Manufatura de Engrenagens Americana
CEFET/RJ	Centro Federal de Educação Tecnológica Celso Suckow da Fonseca
IFPI	Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia do Piauí
MATLAB	Laboratório de Matriz
SAE	Sociedade dos Engenheiros Automotivos
UTFPR	Universidade Tecnológica Federal do Paraná

LISTA DE SÍMBOLOS

δ_k	Ângulo de Ackerman
L	Comprimento entre eixos
R	Raio da curva
δ	Ângulo de esterçamento não ideal
α_d	Ângulo de deriva dianteiro
α_t	Ângulo de deriva traseiro
k_U	Gradiente de Subesterçamento
M	Massa
b	Distância da roda dianteira até o centro de gravidade do veículo
c	Distância da roda traseira até o centro de gravidade do veículo
$C_{\alpha d}$	Rigidez em curvaturas dianteira
$C_{\alpha t}$	Rigidez em curvaturas traseira
μ	Coeficiente de Atrito
e	Braço de alavanca
b	Contato entre o pneu e o solo
m	Módulo
D_p	Diâmetro primitivo
Z	Número de dentes
c	Curso completo da cremalheira
N_v	Giro do volante
π	Pi
S_{fb}	Tensão de resistência a fadiga por flexão

σ_b	Tensão de flexão
N_b	Coeficiente de segurança de flexão
W_t	Força tangencial exercida no dente do pinhão
J	Fator AGMA de geometria-flexão
K_v, C_v	Fator dinâmico
K_m, C_m	Fator de distribuição de carga
K_a, C_a	Fator de aplicação
K_s, C_s	Fator de tamanho
K_B	Fator de borda
K_I	Fator de ciclo
K_L, C_L	Fator de vida
K_T, C_T	Fator de temperatura
K_R, C_R	Fator de confiabilidade
F	Largura da face
N_c	Coeficiente de segurança de contato
S_{fc}	Tensão de resistência corrigida de fadiga superficial
σ_c	Tensão superficial
C_p	Coeficiente elástico
C_H	Fator de dureza
$S_{fc'}$	Tensão de resistência não corrigida de fadiga superficial
n	Rotação
φ	Ângulo de contato
ν	Coeficiente de Poisson

E	Módulo de elasticidade
Q_v	Índice de qualidade do engrenamento
I	Fator AGMA de geometria-superfície
ρ_p, ρ_g	Raios de curvatura
N_r, N	Número de ciclos
d_i	Diâmetro inicial
A	Acabamento superficial
b	Acabamento superficial
σ_R	Tensão de resistência à tração do eixo
σ_F	Tensão de resistência à fadiga não corrigida
M_a	Momento resultante aplicado no eixo
T	Binário de força do volante
r	Raio de entalhe
a_f	Número de Neuber para flexão
K_t	Concentrador de tensão para flexão
a_t	Número de Neuber para torção
K_{ts}	Concentrador de tensão para torção
σ'_F	Tensão de resistência à fadiga corrigida
C_c	Fator de correção ao carregamento
C_{ta}	Fator de correção de tamanho
C_s	Fator de correção superficial
C_{te}	Fator de correção de temperatura
C_{co}	Fator de confiabilidade

q_f	Sensibilidade ao entalhe para flexão
q_t	Sensibilidade ao entalhe para torção
d	Diâmetro final do eixo cremalheira
N_{bc}	Coeficiente de segurança para a cremalheira

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO	20
2 OBJETIVOS	22
2.1 OBJETIVO GERAL	22
2.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS	22
3 REFERENCIAL TEÓRICO	22
3.1 MODELO DE DINÂMICA LATERAL EM REGIME PERMANENTE	23
3.1.1 Ângulo de Deriva	24
3.1.2 Equações de Dirigibilidade	27
3.1.3 Gradiente de Subesterçamento	28
3.2 TORQUE DE ESTERÇAMENTO	31
3.2.1 Braço de alavanca	31
3.2.2 Coeficiente de Atrito	33
3.3 SISTEMA DE DIREÇÃO	33
3.3.1 Sistemas Mecânicos de Direção	34
3.3.1.1 Caixa de Direção Setor com Rolete e Rosca sem Fim	34
3.3.1.2 Caixa de Direção Setor com Rolete e Rosca Sem Fim com Esferas Recirculantes	35
3.3.1.3 Sistema Pinhão e Cremalheira	36
4 METODOLOGIA	38
4.1 METODOLOGIA DA ANÁLISE EM REGIME PERMANENTE	38
4.2 ANÁLISE DO TORQUE DE ESTERÇAMENTO	39
4.3 DIMENSIONAMENTO DO PINHÃO E CREMALHEIRA	40

4.3.1 Dimensionamento do Pinhão em Relação a Fadiga por Flexão	41
4.3.2 Dimensionamento do Pinhão em Relação a Fadiga Superficial	44
4.3.3 Dimensionamento da Cremalheira	46
5 RESULTADOS E DISCURSSÃO	48
5.1 RESULTADOS DA ANÁLISE DE DINÂMICA LATERAL EM REGIME PERMANENTE	48
5.2 ANÁLISE DO TORQUE DE ESTERÇAMENTO	50
5.3 RESULTADOS DIMENSIONAMENTO DO MECANISMO PINHÃO E CREMALHEIRA	53
5.3.1 Resultados do Dimensionamento do Pinhão	53
5.3.2 Resultados do Dimensionamento da Cremalheira	57
6 CONCLUSÃO	60
REFERÊNCIAS	61
ANEXO 1 – INSTRUMENTO DE COLETA DE DADOS	63

1 INTRODUÇÃO

A partir do desenvolvimento de veículos motorizados, destacaram-se dois nomes Gottlieb Daimler e Carl Benz, sendo o primeiro preocupado com a motorização de veículos já existentes como carruagens e velocípedes, já o segundo estava preocupado em como controlar lateralmente estes veículos (Harrer, 2017).

Em vista disso, é possível destacar a preocupação com o controle direcional desde os modelos primitivos de veículos motorizados. O desenvolvimento do sistema de direção durante os séculos seguintes, foi atribuído principalmente, pelo aumento no número de profissionais especializados o que promoveu o aumento do desenvolvimento tecnológico.

Com essa premissa do desenvolvimento de tecnologias e profissionais, a Sociedade dos Engenheiros Automotivos (SAE) realiza eventos de competição entre equipes universitárias para a qualificação dos estudantes, sua inserção futura no mercado de trabalho e sobretudo a valorização do ensino e pesquisa nas universidades.

O programa Baja SAE Brasil é um desafio estudantil com o objetivo de promover aos participantes uma experiência de aplicar na prática seus conhecimentos adquiridos tecnicamente, sob a forma de um processo integrado de desenvolvimento, garantindo excelência no âmbito nacional e internacional (SAE, 2019).

Dentre esses eventos, existem as competições de veículos *off-road* (fora da estrada) do tipo Minibaja, divididas em três etapas, regional, nacional e internacional, sendo as duas primeiras qualificatórias.

Para que se alcance boas colocações nas competições, é fundamental para as equipes universitárias terem excelência no trabalho em equipe, onde há delegação de atividades, proatividade, senso de liderança, foco em resoluções de problemas sempre com objetivo de aperfeiçoar a cada protótipo desenvolvido.

Ademais, por questões organizacionais, são subdivididas de acordo com os tópicos do regulamento da competição nacional, dividida assim, em subgerências, as quais podem apresentar variações a depender da metodologia admitida pela equipe em questão. Na equipe IFPI Baja SAE, por exemplo, é

subdividida em dinâmica estrutural, direção, elétrica e eletrônica, freios, motor e transmissão e suspensão.

O foco de estudos desse trabalho é o sistema de direção veicular, que tem o propósito de promover ao piloto a possibilidade de ter controle a movimentos laterais, ou seja, influência direta na dinâmica lateral do veículo. Isto é, por meio do volante, o motorista controla o veículo e obtêm o retorno por meio da mudança a direção do automóvel (Georg, 2011).

O sucesso de um projeto de direção tem como um dos principais responsáveis a análise da dinâmica lateral do veículo. Que consiste, na análise das interações dos esforços realizado sob o automóvel e suas reações.

Como a análise é complexa deve-se começar da forma mais simples, que seria a forma em regime permanente. Sendo esse um dos objetivos desse trabalho, o início das análises da dinâmica veicular para veículos do tipo baja.

Um dos esforços estudados para o dimensionamento para o projeto de direção, é a força realizada pelo motorista que é transmitida integralmente para a caixa de direção.

Esse esforço é na verdade o torque para realizar o esterçamento, que depende de fatores geométricos do mecanismo de direção, a massa do veículo e o coeficiente de atrito da pista. Sendo, portanto, uma análise para o desenvolvimento de um projeto de direção.

Em um protótipo baja SAE, além de realizar a sua função básica, o mecanismo de direção precisa ter alta resistência para conseguir resistir as provas demandadas da competição, assim como ter uma boa relação custo-benefício.

Para tanto, a equipe organizadora restringe o uso de sistema de direção por fios (*steer-by-wire*) e sistemas operados hidraulicamente, dessa forma, apenas sistemas mecanicamente operados são permitidos (SAE, 2019).

Dentre eles, existem, a caixa de direção com rosca sem fim, com ou sem esferas reticulares, caixa com pinhão e cremalheira.

O conjunto pinhão e cremalheira, por sua vez, é o mecanismo mais simples, com menos componentes e atende melhor as necessidades da competição.

Além das suas qualidades já citadas, possuem menor custo de fabricação, além de possuir menor complexidade de manutenção, fácil operação e eficiência, sendo por isso o tipo mais utilizado pelas equipes.

Portanto, esse trabalho prevê a resolução de problema da equipe IFPI BAJA SAE do projeto da gerência de direção, que é a escassez de documentação referente ao desenvolvimento do projeto desta gerência.

A vista disto, com a produção de rotinas utilizando o software MATLAB utilizando uma das suas funções de forma que os códigos desenvolvidos possam auxiliar os cálculos de projetos futuros, para a realização de uma análise da dinâmica lateral em regime permanente, análise do torque de esterçamento e dimensionamento do conjunto pinhão e cremalheira.

Com isso, o trabalho tem como contribuir com o desenvolvimento da equipe, com a possibilidade do desenvolvimento científico, por consequência impactar positivamente no curso de engenharia mecânica do Instituto Federal do Piauí.

2 OBJETIVOS

2.1 OBJETIVO GERAL

O trabalho tem como objetivo, a produção de códigos no software MATLAB para resoluções iniciais do projeto do sistema de direção, como os efeitos de diferentes dados iniciais em uma análise da dinâmica lateral em regime permanente, definição e análise do torque de esterçamento e o dimensionamento do conjunto pinhão e cremalheira.

2.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- Analisar a dinâmica lateral em regime permanente a variação de parâmetros iniciais na dirigibilidade do sistema por meio do modelo bicicleta;
- Realizar uma rotina para definir e analisar o torque de esterçamento em função do braço de alavanca.
- Desenvolver o código para o dimensionamento do modelo de pinhão cremalheira inicial.

3 REFERÊNCIAL TEÓRICO

Como já foi abordado, esse trabalho é focado no desenvolvimento inicial do projeto do subsistema de direção para o próximo protótipo. Além disso, com

base nos códigos desenvolvidos, utilizá-los como ponto de partida para protótipos futuros.

Desse modo, deve-se apresentar conceitos, como o modelo de dinâmica em regime permanente, para que então no futuro haja trabalhos com complexidade superior na análise da dinâmica lateral.

Segundamente, para o dimensionamento e análise do projeto é necessário a obtenção do torque de esterçamento já que é o principal esforço aplicado a esse sistema do veículo.

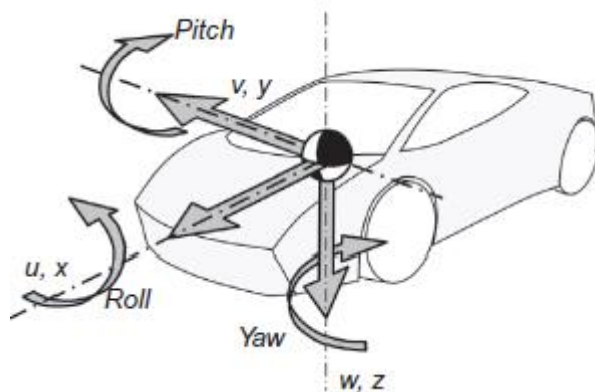
Já para o dimensionamento do mecanismo de direção utilizado, será apresentado diversos tipos de caixa de direção sendo estes os permitidos e os não permitidos de acordo com o regulamento das competições Baja SAE.

3.1 MODELO DE DINÂMICA LATERAL EM REGIME PERMANETE

Com o estudo da dinâmica lateral, é possível prevê o comportamento do veículo e suas respostas a determinados dados de entrada, sendo eles modificação das condições ambientais até mesmo valores de dimensões do próprio veículo estudado (Dixon, 1996). Essa é a importância da dinâmica lateral, fundamental para dar alicerce a análise e melhoramento do modelo ou de veículos futuros.

Para essa análise, é necessário a definição do sistema de coordenadas a partir do centro de gravidade do carro Figura 1.

Figura 1 - Sistema de coordenadas a partir do centro de gravidade do carro

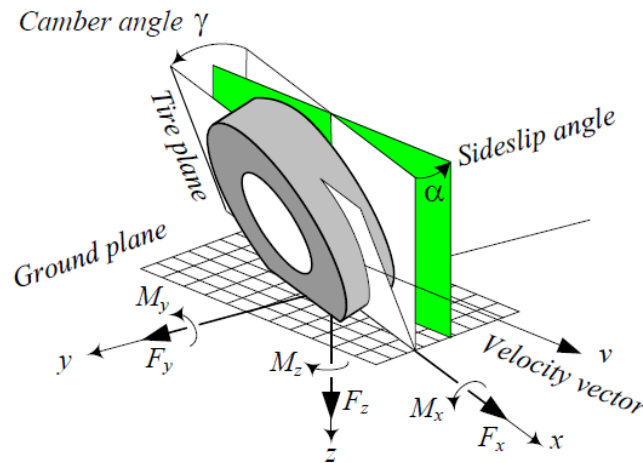


Fonte: Rill, (2011)..

Além do sistema de coordenadas globais e em relação ao centro de gravidade do veículo. Há também um sistema de coordenadas onde o referencial é o pneu, no caso desse trabalho é utilizado o sistema de coordenadas da SAE,

a qual também é utilizada nas normas ISO 8855 / DIN 70000, como descrito na Figura 2.

Figura 2 - Ângulo de Deriva segundo os eixos de coordenadas da SAE



Fonte: Jazar, (2009).

Segundo Dixon (1996), a metodologia mais simples para análise da dinâmica lateral de um veículo é a dinâmica lateral em regime permanente. Tal método, exige que a velocidade do automóvel, V , e o raio de curvatura, R , sejam constantes.

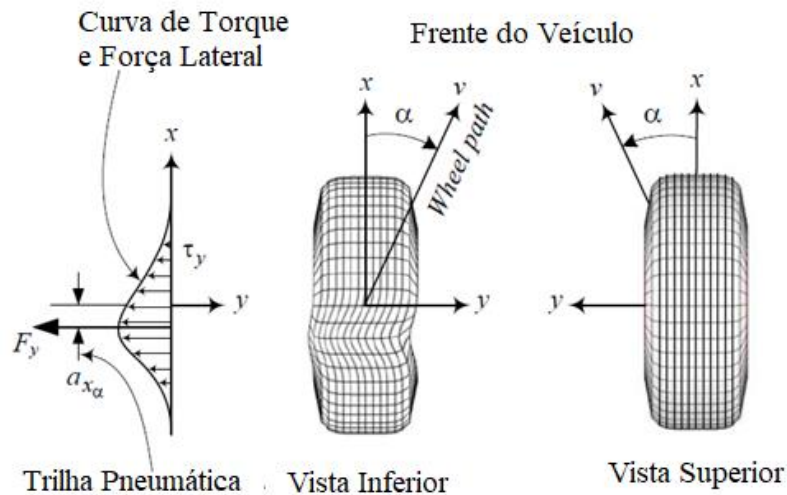
Além disso, os parâmetros de geometria do veículo utilizados são os efeitos sobre os pneumáticos, características dos pneus e dimensões estruturais do veículo, como distância entre eixos.

3.1.1 Ângulo de Deriva

Devido a ação da força lateral nos pneus com uma velocidade moderada (superior a 30 km/h) ocorre o fenômeno do ângulo de deriva (slip angle), que consiste no ângulo entre a direção apontada da frente do pneu e o vetor de velocidade.

Como ilustrado na Figura 3, para um ângulo de deriva sob uma carga lateral, que pela distorção do contato, cria por sua vez a trilha pneumática. Onde o seu valor da trilha atinge o seu pico para metade do ângulo de deriva máximo e diminui à medida que o pneu ganha aderência no solo.

Figura 3 - Distribuição de carga da força lateral, da trilha pneumática para uma curva com um ângulo de deriva positivo

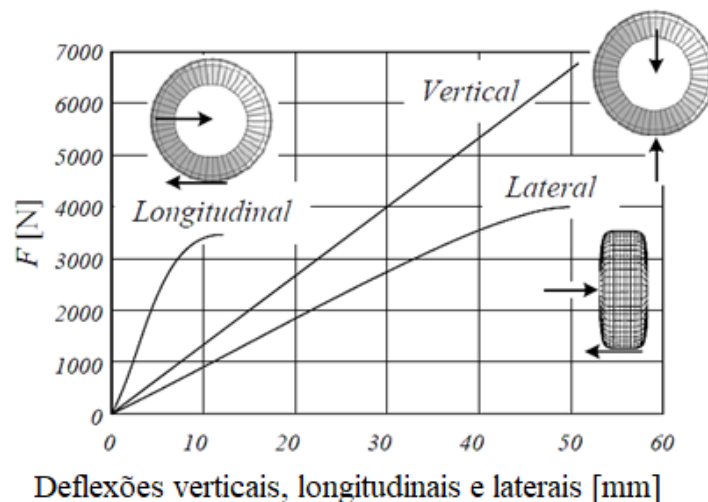


Fonte: Jazar, (2014).

De acordo com Jazar (2009), a velocidade deve gerar uma força que sobreponha o coeficiente de rigidez do pneu (*tire stiffness*). Que por sua vez, é obtido de forma experimental por meio da curva, onde a abscissa a deflexão e a ordenada é a força, sendo os valores dependes das propriedades mecânicas do pneu, assim como das características do ambiente.

Como especifica a Figura 4, com os tipos de curvas para diferentes tipos de cargas aplicadas.

Figura 4 - Tipos de Curvas para Diferentes Tipos de Carregamentos



Fonte: Jazar, (2009).

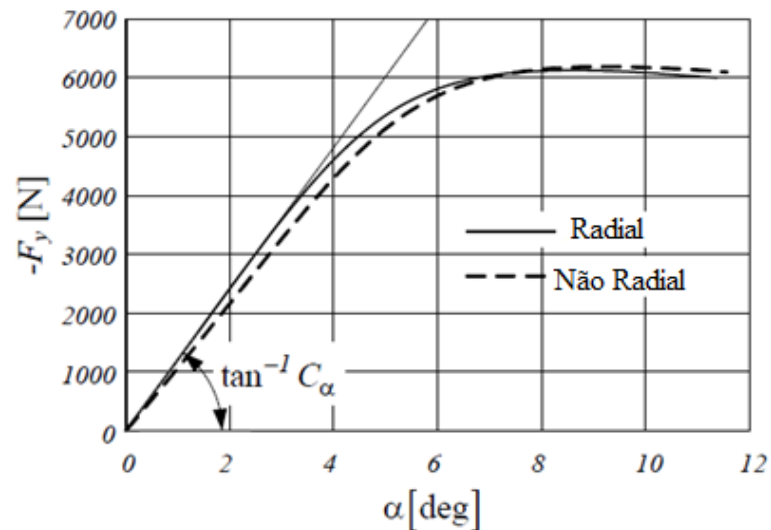
Como é possível observar na imagem acima, a curva para o coeficiente de rigidez do pneu apresenta uma fase semelhante a uma curva linear e em seguida a fase não linear. Para essa situação é aproximado a primeira fase para

uma curva linear, fazendo com que a força lateral seja obtida a partir da Equação 1.

$$F_y = C_\alpha \cdot \alpha \quad (1)$$

Sendo C_α a rigidez de curvatura e α o ângulo de deriva. Esta aproximação válida para baixos ângulos de deriva, até 5° . Ilustrado na Figura 5.

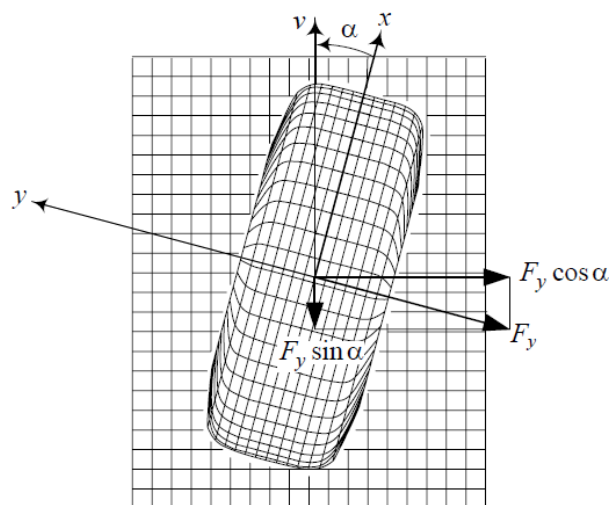
Figura 5 - Força lateral em função do ângulo de deriva para um carregamento vertical constante



Fonte: Jazar, (2009).

A força F_y , força lateral, por sua vez é decomposta em duas, em função do seno e cosseno do ângulo de deriva, como ilustrado na Figura 6. Com a componente seno chamada de força de arrasto e a componente cosseno como força de curva, como mostrado na Figura 6.

Figura 6 - Componentes da força lateral, curva e arrasto



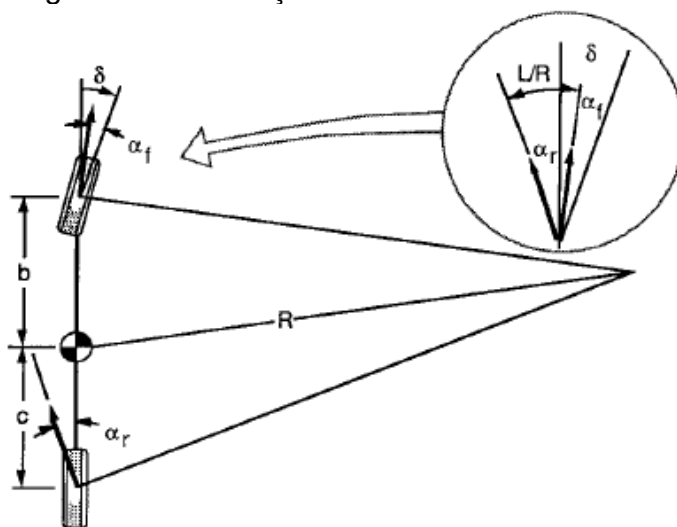
Fonte: Jazar, (2014).

3.1.2 Equações De Dirigibilidade

Como esta pesquisa concentra-se em cálculos iniciais do projeto de um sistema de direção, será isolado o seu comportamento do sistema de suspensão, sendo o modelo bicicleta mais adequado.

Segundo Macedo (2016), neste modelo, o centro de massa fica na altura do chão não havendo a transferência de carga, as propriedades do par de rodas em cada eixo são combinadas e expressadas em somente uma roda em cada eixo na linha de centro do automóvel com a geometria simplificada. Como observado na Figura 7.

Figura 7 - Realização da curva com o modelo bicicleta



Fonte: Gillespie, (1992).

Para condições de baixas velocidades, se desconsidera o ângulo de deriva, por isso, o ângulo de esterçamento é dado como ângulo de Ackerman.

$$\delta_k = \frac{L}{R} \quad (2)$$

Onde L é a distância entre eixos.

Com o aumento da velocidade do automóvel, o ângulo de deriva volta a ser considerado adicionando na Equação 2 os termos α_d e α_t , sendo respectivamente o ângulo de deriva dianteiro e traseiro.

$$\delta = \frac{L}{R} + \alpha_d - \alpha_t \quad (3)$$

A partir de então, é possível encontrar o gradiente de subesterçamento (*Understeer Gradient*), dada pela Equação 4. Podendo determinar em quais situações em que o carro irá deslizar não conseguindo realizar a curva “saindo

de dianteira” ou rotacionando sob o seu próprio eixo “saindo de traseira” pela análise do gradiente de subesterçamento (k_U).

$$k_U = \frac{M}{2L} \left(\frac{c}{C_{\alpha d}} - \frac{b}{C_{\alpha t}} \right) \quad (4)$$

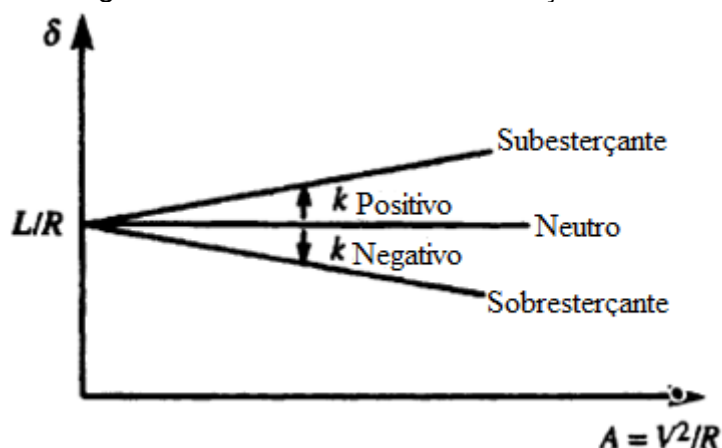
3.1.3 Gradiente de Subesterçamento

O gradiente subesterçante determina o comportamento do veículo durante a curva, mediante a sua massa, comprimento entre eixos, distâncias dos eixos dos pneus traseiros e dianteiros em relação ao centro de gravidade e as características dos pneus.

Para isso é feita análise do sinal de k_U mediante aos dados do veículo.

- Para valores positivos de k_U ($k_U > 0 \rightarrow \frac{b}{C_{\alpha d}} > \frac{a}{C_{\alpha t}} \rightarrow \alpha_d > \alpha_t$) é definido como subesterçante (*understeer*), ocorre um giro em guinada (*yaw*) em relação ao centro de massa do eixo dianteiro, devido ao aumento no ângulo de deriva dianteiro em relação traseiro, fazendo com que o carro perca instabilidade dianteira. Nessas situações o carro tende a não completar a curva, tendo um trajeto mais retilíneo.
- Para valor nulo de k_U ($k_U = 0 \rightarrow \frac{b}{C_{\alpha d}} = \frac{a}{C_{\alpha t}} \rightarrow \alpha_d = \alpha_t$) é chamado de neutro (*neutral steer*), o veículo não possui momento de guinada que possa provocar alguma instabilidade direcional.
- Para valores negativos de k_U ($k_U < 0 \rightarrow \frac{b}{C_{\alpha d}} < \frac{a}{C_{\alpha t}} \rightarrow \alpha_d < \alpha_t$) é definido como sobresterçante (*oversteer*), acontece uma instabilidade traseira, ou seja, ocorre um momento de guinada traseiro, podendo criar instabilidade ao controle do motorista. Nessas situações o carro tende a girar em volta do seu centro de gravidade sem direção definida.

Figura 8 - Gradiente de sub esterçamento



Fonte: Dixon, (1996) – Modificado pelo Autor.

As três situações do gradiente estão descritas na Figuras 8, sendo um gráfico do ângulo de esterçamento em função da aceleração. Sendo a variação do ângulo de esterçamento proporcional ao quadrado do valor da velocidade. Podendo, a partir disso, definir as relações velocidade característica e crítica com o gradiente de subesterçamento.

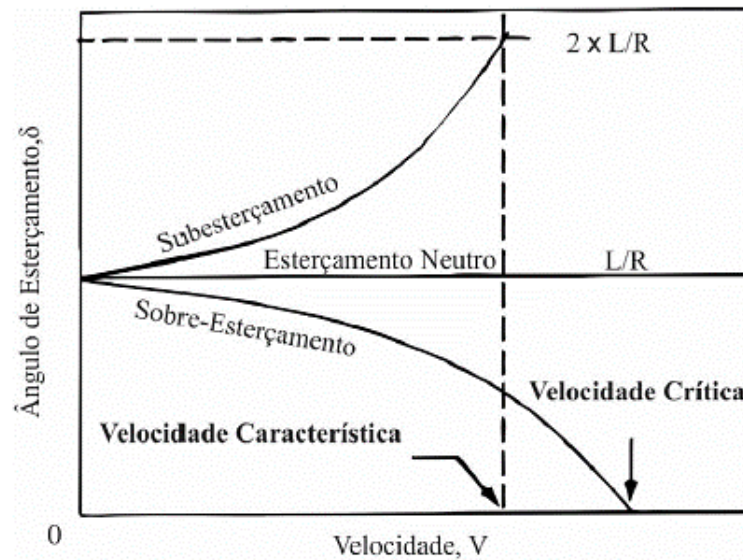
Sendo a velocidade característica, dada pela Equação 5, utilizada para veículos subesterçante, que para realizar a curva, o veículo terá que realizar o dobro do esterçamento para compensar os valores de ângulo de deriva dos pneus dianteiros.

$$V_{car} = \sqrt{\frac{L}{k_U}} \quad (5)$$

Por sua vez, para condição sobresterçante a velocidade crítica, dada pela Equação 6, que para um automóvel se tornar instável a sua velocidade tem que provocar um ângulo de esterçamento negativo.

$$V_{car} = \sqrt{\frac{-L}{k_U}} \quad (6)$$

Figura 9 – Relação entre a velocidade crítica e característica com o gradiente de subesterçamento

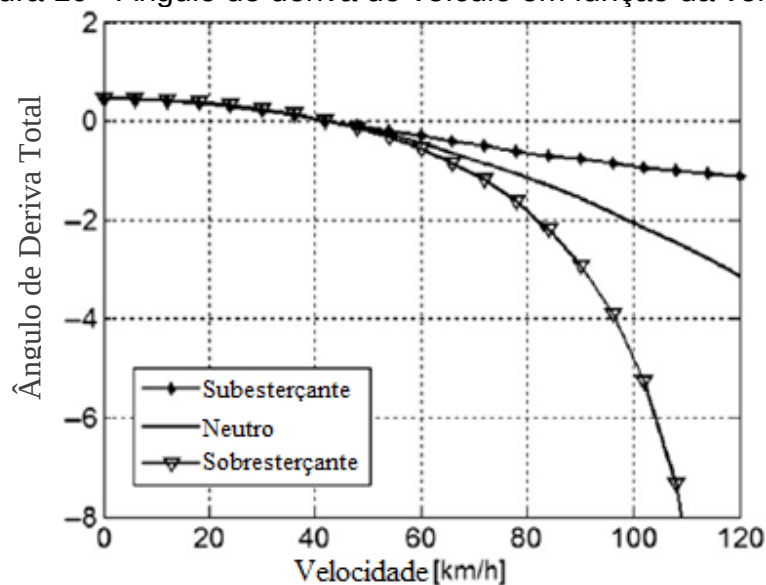


Fonte: Gillespie, (1992) – Modificado pelo Autor.

Com a relação direta do ângulo de deriva e o gradiente de esterçamento, a Figura 10 descreve a curva o ganho do ângulo de deriva em relação a velocidade. Dessa forma, corrobora com as equações e descrições das velocidades características e críticas.

Para os veículos do tipo baixa, existe uma pré-disposição para protótipos que possuam características de veículos sobreesterçantes, porém sem perder o controle lateral do veículo.

Figura 10 - Ângulo de deriva do veículo em função da velocidade



Fonte: Paulussen, (2015).

3.2 TORQUE DE ESTERÇAMENTO

O torque de esterçamento é uma variável de suma importância para a modelagem e dimensionamento das partes do mecanismo de direção. Segundo (Weinberger, 2017), as manobras em baixas velocidades possuem cargas de estresse mecânico maiores que em velocidades maiores. Portanto, são consideradas como as cargas máximas sofridas pelos componentes do sistema.

Podendo ser obtido de forma experimental como Weinberger (2017), ou de forma equacional, como proposto por Canale (1989).

$$T_s = \mu_s + W \cdot \sqrt{e^2 + \frac{b^2}{8}} \quad (5)$$

Quadro 1- Variáveis para calcular o torque de esterçamento

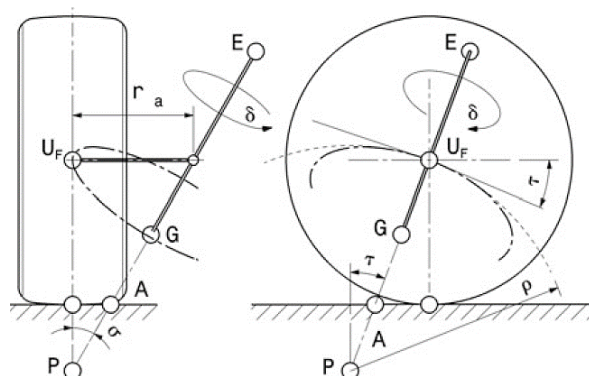
Variável	Simbologia	Unidade
Torque de esterçamento	T_s	$N \cdot m$
Coeficiente de atrito	μ_s	-
Carga radial	W	N
Braço de alavanca (<i>scrub radius</i>)	e	m
Contato do pneu com o solo (<i>Tire patch</i>)	b	m

Fonte: Autor.

3.2.1 Braço de alavanca

O pneu quando está no movimento de esterçamento não gira em torno do seu eixo, mas sim entorno no pinhão mestre (EG) (*king pin*), como descrito na Figura 11.

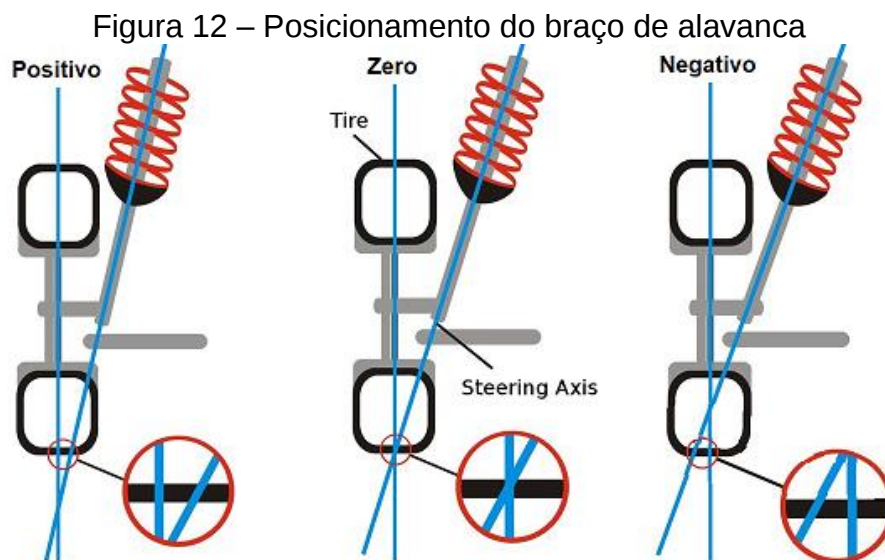
Figura 11 - Movimento do pneu durante do esterçamento



Fonte: Harrer, (2017).

O braço de alavanca ou *scrub radius*, é a distância entre a linha de centro do pneu, na vista frontal, com o ponto A da Figura 4. Sendo o ponto A projeção da inclinação do pino mestre no solo.

Os valores de braço de alavanca são preferíveis pequenos, pois grandes valores em módulo causam instabilidade, assim como igual a zero, como demonstra na Quadro 2.



Fonte: Site CarThrottle,(modificado pelo Autor)

Quadro 2 - Consequências para os valores de braço de alavanca

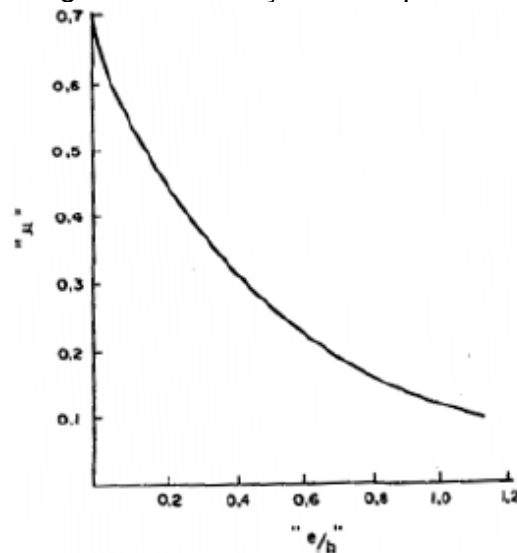
Positivo	Valores pequenos do braço de alavanca positivo, possibilita em uma melhor dirigibilidade, melhorando o feedback e o esforço durante as curvas. Grandes valores causam instabilidade durante curvas, arfagem e frenagem além do aumento de desgaste dos pneus.
Nulo	Para valores nulos, existe um efeito chamado de <i>squirm</i> , que consiste em um aumento no desgaste dos pneus e instabilidade em curvas.
Negativo	Valores pequenos de <i>scrub radius</i> negativo, possibilita que o veículo minimize o momento por yaw, ou momento de guinada e a redução de tração durante a frenagem. Altos valores negativos de braço de alavanca causam as mesmas consequências negativas do que os para altos valores positivos.

Fonte: Autor.

3.2.2 Coeficiente de Atrito

O coeficiente de atrito depende do braço de alavanca(e) e do contato do pneu com a pista (b), segundo Canale (1989), o coeficiente de atrito que imprime maior resistência é o do asfalto de 0,7.

Figura 13 - Relação entre μ e e/b



Fonte: Canale, (1989)

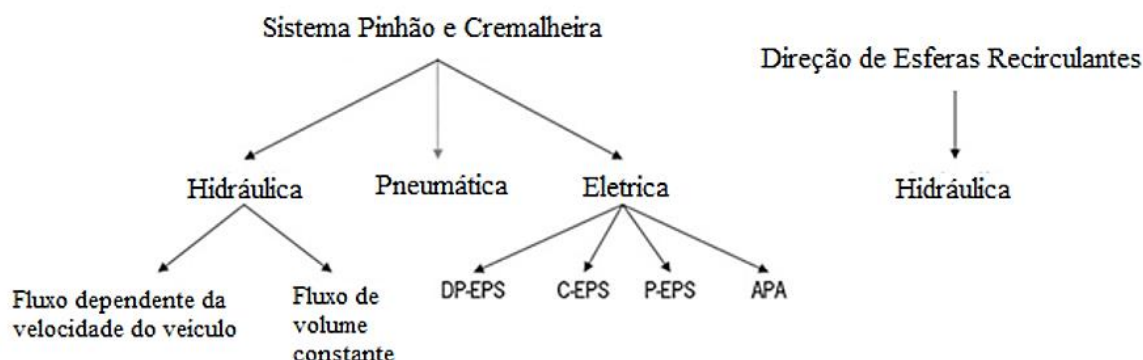
Adicionando a essa informação, Balen (2015) realizou um trabalho sobre frenagem e listou os coeficientes de atrito para diferentes tipos de terreno e dentre eles está pista de terra que é o terreno das competições dos eventos baja SAE. Valores esses que variam de 0,4 a 0,6.

3.3 SISTEMAS DE DIREÇÃO

Quanto aos tipos de mecanismos de direção, são divididos entre direção assistidas ou (*power steering*) e sistemas mecânicos (*mechanical steering systems*). Segundo Harrer (2017), mesmo com o avanço tecnológico dos dispositivos mecânicos o torque necessário para esterçar um veículo de grande porte poderia chegar em 80 N*m no concreto seco.

Com isso, houve a necessidade pelo desenvolvimento de mecanismos que diminuem o esforço do motorista facilitando a dirigibilidade do veículo desenvolvendo assim as direções assistidas, mas sempre com a base mecânica.

Figura 14 - Tipos de projetos mecânicos de sistemas de direção



Fonte: Harrer (2017) Modificado

Como destaca a Figura 14, as direções assistidas são com base em sistemas mecânicos, seja pinhão e cremalheira ou esferas recirculares como destacadas nos tópicos seguintes.

3.3.1 Sistemas Mecânicos de Direção

Para a competição a SAE Brasil, é determinado por meio do seu regulamento apenas sistemas mecânicos são permitidos pelas equipes. Dessa forma, é necessário o conhecimento das opções possíveis para compor este subsistema.

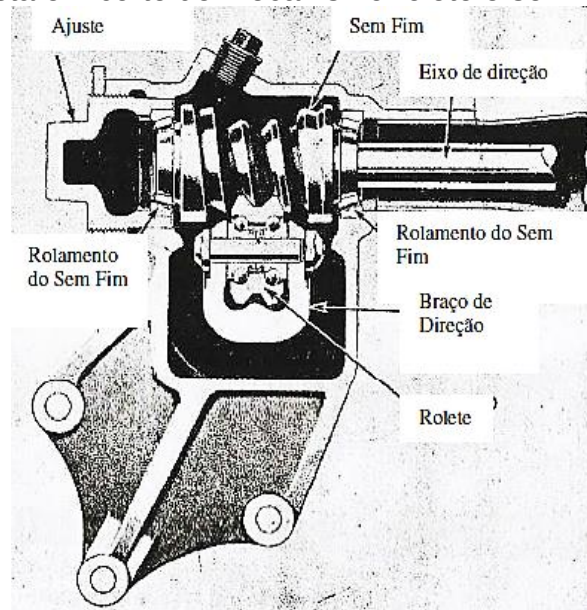
3.3.1.1 Caixa de Direção Setor com Rolete e Rosca Sem Fim

Para esse sistema, quando acionado o volante da direção gira o sem-fim, no qual transmite o movimento ao setor por meio do rolete, que faz movimento retilíneo para o braço de saída, o braço *Pitman*, que por sua vez, está ligado aos braços da direção.

Era um tipo muito utilizado de sistema mecânico, pois diminuía a força empregada principalmente em veículos grandes, além de oferecer robustez.

Porém, era comum problemas com os desgastes dos roletes com o sem fim, sendo uma troca recorrente, além de causar folgas com o desgaste.

Figura 15 - Vista em corte de mecanismo rolete e sem-fim



Fonte: (Rosa, 2010)

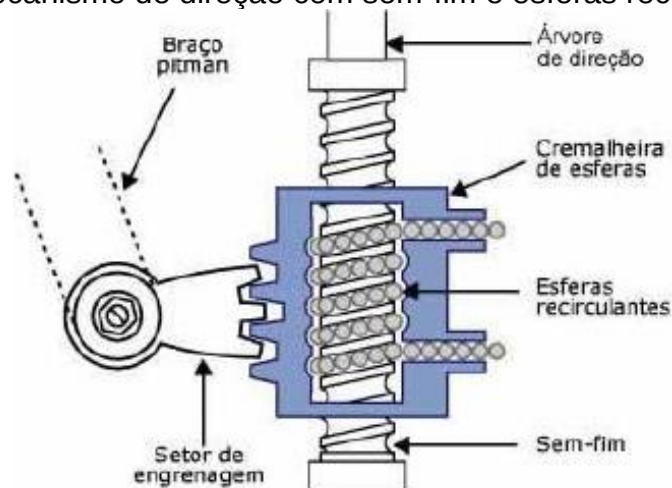
3.3.1.2 Caixa de Direção Setor Dentado e Rosca Sem Fim com Esferas Recirculantes

Devido ao problema de alto desgaste tanto em setor de rolete quanto em setor dentado, o que provocava perda de rendimento do sistema.

Com isso, houve a necessidade de resolver o problema do desgaste do rolete com o sem fim, para isso, foram adicionadas esferas recirculantes. Segundo Freitas (2020), a função primordial de diminuir o desgaste dos componentes e aumentar eficiência da transmissão de movimento.

O mecanismo funciona com uma carreira de esferas que deslizam no canal formado pela rosca sem fim e pela rosca interna da porca e retorna por canais de retorno da porca, como descrito na Figura 16. O braço do volante, eixo sem fim, engrena no setor de engrenagem pela cremalheira de esferas, girando o setor que transmite o movimento para as rodas.

Figura 16 - Mecanismo de direção com sem-fim e esferas recirculantes



Fonte: Freitas, (2020)

3.3.1.3 Sistema Pinhão e Cremalheira

O conjunto pinhão e cremalheira consiste em um eixo dentado (cremalheira), um pinhão de dentes retos ou helicoidais ligados a árvore de direção, transmite o movimento angular do volante a cremalheira a qual transforma em um movimento longitudinal.

O mecanismo é considerado um dos mais eficientes e de melhor custo-benefício dos sistemas mecânicos. Ademais, é o mais comum empregado pelas equipes nas competições SAE BAJA.

Figura 17 - Pinhão e Cremalheira



Fonte: Norton (2013).

Para a sua modelagem, é primordial considerar a cremalheira como sendo uma engrenagem de diâmetro infinito, sendo assim, o número de dentes é teoricamente também infinito. Entretanto, para que haja o encaixe da cremalheira no pinhão a lei de engrenamento precisa ser satisfeita.

Para isso, os contornos dos dentes engrenados devem ser conjugados um ao outro, ou seja, as características geométricas devem ser similares

(Norton, 2013). Como o módulo, ou passo diametral precisam ser iguais, estes valores geométricos servem como ponto inicial para o dimensionamento do mecanismo.

$$m = \frac{D_p}{Z} \quad (9)$$

Dentre esses valores, o tamanho onde a caixa de direção será acomodada no veículo, ângulo de giro do volante (N_v) para que o curso completo da cremalheira (c) seja realizado, para então se determinar o diâmetro primitivo do pinhão (D_p), que pode ser encontrado pela Equação (10), do número de dentes (Z), também são importantes (Peetz, 2018).

$$D_p = \frac{c}{\pi \cdot N_v} \quad (10)$$

Após encontrar estes valores geométricos é preciso consultar as tabelas da AGMA, *American Gear Manufactures Association* (Associação de Manufatura de Engrenagens Americana), comparar com os dados tabelados e encontrar uma combinação mais próxima possível. Em seguida, é ideal que se tenha conhecimento das cargas efetivas do pinhão aplicadas na cremalheira. Para a partir de então, seja realizado os cálculos das tensões.

Para o cálculo das tensões, é mister também o conhecimento dos modos de falha do pinhão. Segundo Norton (2013), um conjunto específico de engrenamento, as engrenagens podem falhar de duas formas diferentes, por fadiga devido às tensões de flexão, na raiz do dente e fadiga superficial das superfícies de contato dos dentes.

Para que não haja falha por flexão, deseja-se o modulo do pinhão que satisfaça o critério de flexão com o seu coeficiente de segurança maior que 1.

$$N_b = \frac{S_{fb}}{\sigma_b} \quad (11)$$

Sendo N_b o coeficiente de segurança para flexão, S_{fb} a resistência corrigida de fadiga à flexão dado pela Equação 12 e σ_b que é dado pela Equação 13 (Norton, 2013).

$$S_{fb} = \frac{K_L}{K_T \cdot K_R} \cdot S_{fb'} \quad (12)$$

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

Onde W_t é a força tangencial no dente, J o fator geométrico de resistência flexão, K_v fator dinâmico, K_m fator de distribuição de carga, K_a fator de aplicação, K_s fator de tamanho, K_B fator de borda, K_I fator de ciclo, K_L fator de vida, K_T fator de temperatura, K_R fator de confiabilidade, F é a largura da face, m é o módulo.

Já para o segundo modo de falha deseja-se o módulo do pinhão que satisfaça o critério de fadiga superficial. Sendo N_c o coeficiente de segurança para contato, S_{fc} a resistência corrigida de fadiga superficial e σ_c a tensão de resistência a fadiga (Norton, 2013). Dadas pelas equações a seguir.

$$N_c = \left(\frac{S_{fc}}{\sigma_c} \right)^2 \quad (14)$$

$$\sigma_b = C_p \cdot \sqrt{\frac{W_t \cdot C_a \cdot C_m \cdot C_s \cdot C_f}{F \cdot I \cdot D_p \cdot C_v}} \quad (15)$$

$$S_{fc} = \frac{C_L \cdot C_H}{C_T \cdot C_R} \cdot S_{fc'} \quad (16)$$

Onde I é o fator AGMA de geometria de superfície adimensional, C_f é o fator de acabamento superficial, C_p o coeficiente elástico, C_H o fator de dureza. Já os fatores os outros fatores são iguais aos de flexão com os seus respectivos subíndices, ou seja, C_L , C_T , C_R , C_a , C_m , C_s e C_v são iguais a K_L , K_T , K_R , K_a , K_m , K_s e K_v respectivamente.

4 METODOLOGIA

4.1 METODOLOGIA DA ANÁLISE EM REGIME PERMANENTE

Com o objetivo de iniciar os estudos de dinâmica lateral para o subsistema de direção, para obtenção de parâmetros que auxiliem a tomada de decisão referentes a manobrabilidade do protótipo da equipe IFPI Baja.

Dessa forma, foi desenvolvido um código no software MATLAB que compare esse aspecto de protótipos anteriores com um modelo de outra equipe

que fez uma metodologia similar. Com isso, uma possível obtenção de um novo modelo.

Os dados utilizados foram da equipe do Centro Federal de Educação Tecnológica Celso Suckow da Fonseca (CEFET/RJ), os quais auxiliaram tanto na fidelidade dos resultados quanto na comparação com os outros modelos da equipe IFPI Baja.

Por conseguinte, é possível ser verificado o gradiente de subesterçamento e as velocidades características ou críticas do veículo com base nos dados de inputs. Sendo eles divididos em inputs gerais os quais não mudam de veículo para veículo, e específicos seguem os dados fornecidos do modelo.

Quadro 3 - Inputs para definição do gradiente de Subesterçamento

Inputs Gerais	
g	Aceleração da Gravidade (m/s ²)
V	Velocidade (m/s)
C_{sd}	Coeficiente de Curva Dianteiro (/rad)
C_{st}	Coeficiente de Curva Traseiro (/rad)
R	Raio da curva (m)
A_y	Aceleração Lateral (m/s ²)
Inputs Específicos	
m	Massa do veículo (Kg)
L	Distância entre eixos (m)
a	Distância do centroide para o eixo dianteiro (m)
b	Distância do centroide para o eixo traseiro (m)

Fonte: Autor.

Para os cálculos, foram utilizadas as Equações (6) a (8), além da definição dos valores dos coeficientes de curvas iguais para todos os modelos, como forma de generalizar concentrando a análise apenas nas dimensões e na massa do protótipo.

4.2 ANÁLISE DO TORQUE DE ESTERÇAMENTO

Para o dimensionamento, definição e modelagem do mecanismo de direção, é necessário o conhecimento dos esforços que irá ser desempenhado.

Isto posto, é de fundamental importância a análise do torque de esterçamento, pois será utilizado para o dimensionamento do pinhão e cremalheira.

Sendo assim, este trabalho apresenta uma análise equacional do Torque de esterçamento, segundo a Equação 5, com o auxílio do software MATLAB.

Como apresentado no Tópico 3.3.1, os valores mais comuns de coeficiente de atrito (μ) são de 0,4 a 0,6 para estradas de terra e para asfalto de 0,7.

Sendo assim, foi realizado um código no software MATLAB para realizar a análise das curvas do torque de esterçamento em função do braço de alavanca, com a variação dos coeficientes de atrito.

Tabela 1 - Valores das variáveis utilizadas

Variável	Valor inicial	Passo	Valor final	Unidade
e	0,0013	0,0001	0,05	metros
μ	0,4	0,05	0,7	-

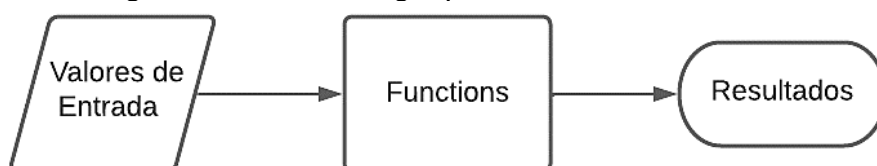
Fonte: Autor.

4.3 DIMENSIONAMENTO DO PINHÃO E CREALHEIRA

Para esta etapa do trabalho, o objetivo é apresentar a metodologia aplicada nos códigos de dimensionamento do mecanismo pinhão e cremalheira.

Além da função de dimensionar, os códigos foram realizados de modo a automatizar o processo, no formato de “function” do software MATLAB, a qual tem o papel de fazer o processamento programado com base nos valores de entradas estabelecidos por projeto.

Figura 18 - Metodologia para o Dimensionamento



Fonte: Autor.

Foram utilizados valores de entrada da equipe LondriBaja da Universidade Tecnológica Federal do Paraná (UTFPR), com o fim de testar a confiabilidade dos cálculos, já que os resultados são conhecidos.

Para essa resolução, a metodologia aplicada foi realizar os cálculos para flexão primeiro, já que sua dureza pode ser ajustada para melhorar a sua vida de desgaste sem outra mudança no projeto. Além disso, a falha por fadiga é catastrófica, ou seja, acontece de forma abrupta, já por fadiga superficial pode ser determinada devido ao aumento da vibração e ruídos podendo então fazer a troca do componente (Norton, 2013).

Portanto, as equações mencionadas a seguir estão em três *functions*, sendo uma para definição do módulo resistente a flexão, para fadiga superficial e por último o dimensionamento do diâmetro do eixo correspondente a cremalheira.

Por fim, foi realizado a análises dos diferentes coeficientes para valores de entrada de força e momentos diferentes para o pinhão. Em seguida, para o mesmo coeficiente de segurança, variação dos carregamentos atuantes na cremalheira, dando como saída diversos valores de diâmetros.

4.3.1 Dimensionamento do Pinhão em Relação a Fadiga por Flexão

Para o dimensionamento do pinhão e a obtenção dos fatores de segurança relacionados a resistência a fadiga por flexão, é preciso a definições dos valores de entrada referentes a geometria, cinemática e força tangencial. Como definido na Quadro 4.

Quadro 4 - Valores de Entrada para o Dimensionamento para Flexão

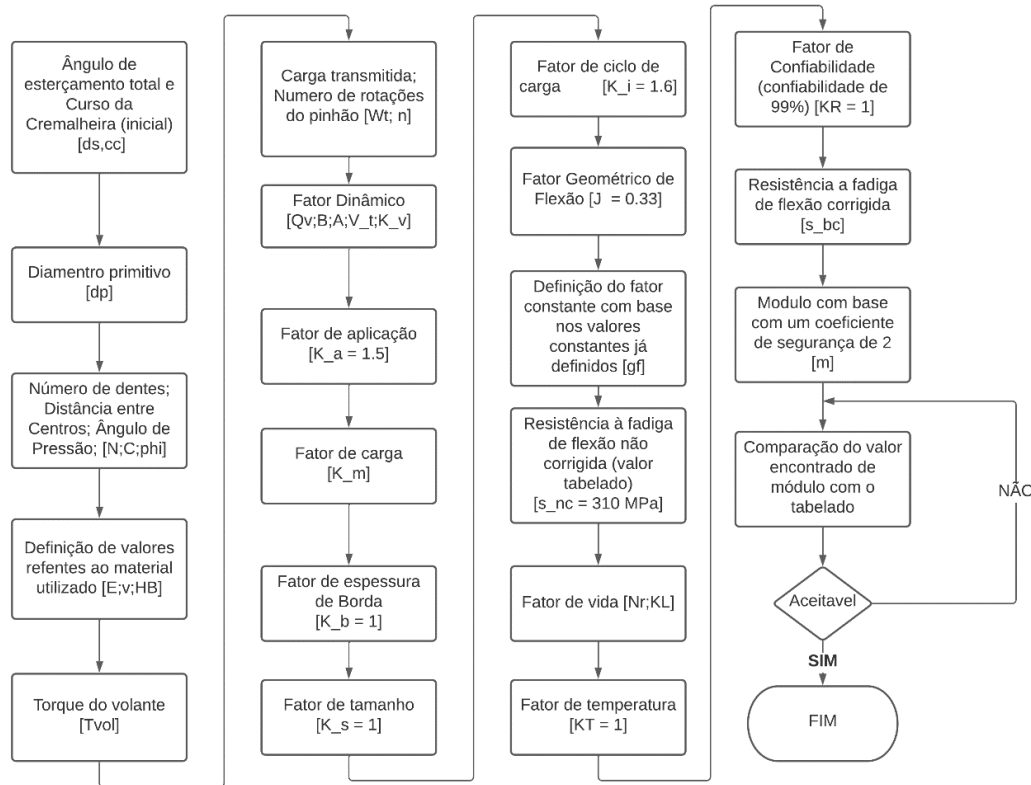
Entradas	
W_t	Força tangencial exercida no pinhão
n	Rotação
Q_v	Índice de qualidade do engrenamento
J	Fator geométrico de flexão
S_{bnc}	Tensão de resistência a flexão não corrigida
F	Largura da face

Fonte: Autor.

Contudo, é sugerido um valor para o binário de forças de $30 \text{ N} \cdot \text{m}$, sendo correspondente ao torque promovido sobre o pinhão e a resistência do solo ao movimento (Freitas, 2020).

Com a obtenção dos valores iniciais, é possível seguir com os cálculos na seguindo o fluxograma da Figura 19.

Figura 19 - Processo de Definição do Coeficiente de Segurança para Flexão



Fonte: Autor.

Primeiramente, é necessário a obtenção dos fatores para cálculo da tensão de flexão como observado na Equação 13, dentre eles, o fator dinâmico (K_v), que necessita da resolução de coeficientes referentes a qualidade do engrenamento, Q_v , a partir dele é possível calcular as constantes A, B e a velocidade tangencial, para então obter-se o fator dinâmico.

$$B = \frac{(12 - Q_v)^{2/3}}{4} \quad (17)$$

Sendo o fator Q_v é igual a 6, conforme a Gráfico 4 no Anexo 1.

$$A = 50 + 56 \cdot (1 - B) \quad (18)$$

$$V_t = \frac{\pi \cdot D_p \cdot n}{60} \quad (19)$$

Sendo D_p e n diâmetro primitivo (em metros) e a rotação (em rpm) respectivamente.

$$K_v = \left(\frac{A}{A + \sqrt{200 \cdot V_t}} \right)^B \quad (20)$$

A definição dos valores geométricos, sendo dentre eles o diâmetro primitivo, é fundamental para a obtenção do fator de carga (K_m), sendo determinado com base no valor de largura da face (F), respeitando a relação $8/p_d < F < 16/p_d$ e seguindo a Tabela 16 no Anexo 1.

Já para os fatores de tamanho, o sistema pinhão e cremalheira possui choques moderados e leves de acordo com a Tabela 17 do Anexo 1, portanto, o valor de K_a é 1,5. Para outros fatores, de espessura de borda, para disco sólido, e fator tamanho serão iguais a 1.

Após as definições das constantes, foi realizado o cálculo da tensão de flexão, Equação 13, com o valor do módulo em evidência.

Em seguida, com o valor fornecido da tensão de resistência a flexão não corrigida, é necessário a definição dos fatores de correção. Sendo eles, fator de vida K_L definido pela Equação 21, já os fatores K_T e K_R são iguais a 1.

$$K_L = 2,3194 \cdot N_r^{(-0,0538)}, N_r = 10^5 \quad (21)$$

Portanto, é obtido a tensão de resistência a flexão corrigida, seguindo a Equação 12. Fundamental para obtenção do módulo inicial, estabelecendo um valor inicial de coeficiente de segurança (N_b) de 2, para que então fosse substituído o valor de σ_b e S_{fb} na Equação 11.

Dessa forma, encontrando um valor de módulo aceitável para o respectivo N_b inicial. Em seguida, é preciso a consulta a uma tabela de módulos normatizada pela AGMA, então definido o valor mais próximo do que foi obtido. Finalmente, é realizado a substituição do valor tabelado na Equação 13 em 11 definindo o coeficiente de segurança final para flexão.

Como base na obtenção do coeficiente de segurança para flexão quanto para fadiga superficial foi realizado com os mesmos dados iniciais de geometria, materiais e cinemática com base em dados tabelados definidos pela AGMA (Norton. 2013). Sendo todos as tabelas e gráficos utilizados de contemplados em Anexo.

4.3.2 Dimensionamento do Pinhão em Relação a Fadiga Superficial

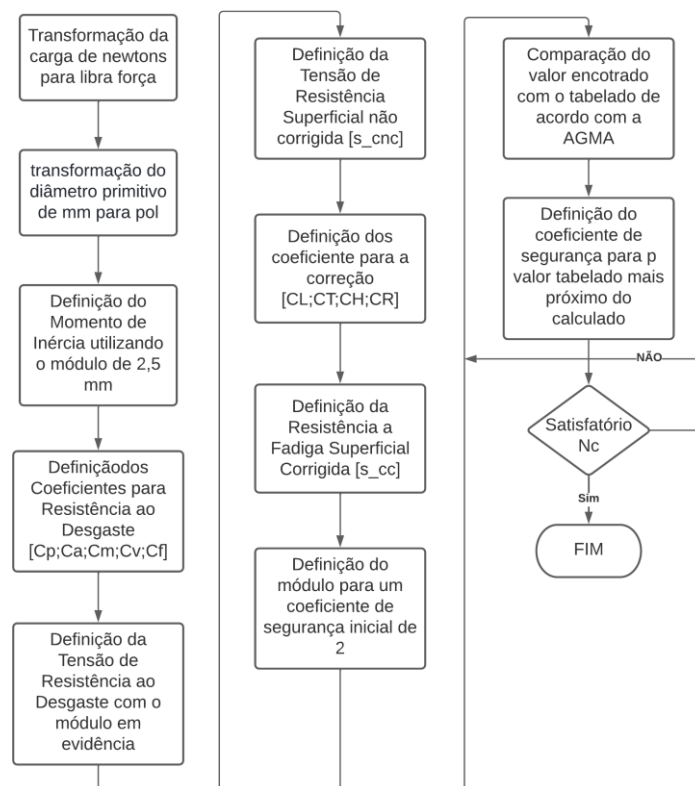
Como foi realizado para flexão, são definidos novamente os valores geométricos e de carregamento, sendo que dessa vez será transformada em unidades imperiais. Como é explicitado na Figura 20.

Quadro 5 – Dados de Entrada para o Dimensionamento para fadiga superficial

W_t	Força tangencial exercida no pinhão
N	Rotação
ϕ	Ângulo de contato
F	Largura da face
D_p	Diâmetro primitivo
m	Módulo calculado para flexão
ν	Coefficiente de Poisson
E	Módulo de elasticidade
Q_v	Índice de qualidade do engrenamento

Fonte: Autor.

Figura 20 - Definição do Coeficiente de Segurança para Fadiga Superficial



Fonte: Autor

Segundamente, a definição dos fatores para definição da tensão superficial, Equação 15, foi definido o valor do módulo obtido para flexão para a obtenção de I.

$$I = \frac{\cos \varphi}{\frac{1}{\rho_p} + \frac{1}{\rho_g} \cdot D_p} \quad (20)$$

$$\rho_p = \sqrt{\left(rp + \frac{1 + x_p}{p_d}\right)^2 - (r_p * \cos \varphi)^2} - \frac{\pi}{p_d} * \cos \varphi \quad (21)$$

$$r_p = \frac{D_p}{2} \quad (22)$$

$$p_d = \frac{0,0254}{m} [in] \quad (23)$$

$$\rho_g = C \cdot \sin(\varphi - \rho_p) \quad (24)$$

Em seguida, é definido o coeficiente elástico (C_v), com base no módulo de elasticidade (E) e coeficiente de Poisson (ν), inicialmente estabelecido no projeto pela escolha do material utilizado.

Seguidamente, os fatores de aplicação, tamanho e acabamento foram fixados com valores de 1,6; 1 e 1 respectivamente. Devido serem especificidades da aplicação no mecanismo pinhão e cremalheira.

Já para fator dinâmico (C_v), foi definido da mesma forma do K_v , assim como o fator de carga que será estabelecido pela mesma metodologia do K_m .

Dessa forma, é possível a definição da resistência a fadiga superficial com o modulo em evidência.

$$\sigma_c = C_p \cdot \sqrt{\frac{W_t \cdot C_a \cdot C_m \cdot C_s \cdot C_f}{I \cdot D_p \cdot C_v \cdot F/m}} \cdot \frac{1}{\sqrt{m}} \quad (25)$$

Para a resistência à fadiga superficial, é definida a resistência não corrigida definida inicialmente pelo projeto junto com a escolha do material. Além das definições dos fatores de vida (C_L) pela Equação 25, além os de temperatura (C_T), dureza (C_H) e confiabilidade (C_R) como 1.

$$C_L = 2,466 \cdot N^{-0,056} \quad (26)$$

Dessa forma, substituindo os valores respectivos coeficientes acima na Equação 15, obtendo o valor de S_{fc} .

Com a obtenção da tensão e da tensão de resistência a fadiga superficial, é realizado o processo da obtenção do módulo é substituído a Equação 25 na 14, sendo N_c igual a 2 como coeficiente de segurança inicial.

Com obtenção do valor calculado satisfatório, é então consultado uma tabela de módulos normalizados pela AGMA, então selecionando valor próximo ao calculado. Finalmente, é realizado a substituição do valor tabelado nas Equações 24 e substituindo o valor de σ_c na Equação 14, definindo o coeficiente de segurança final para fadiga superficial.

4.3.3 Dimensionamento da Cremalheira

A cremalheira é um eixo o qual transforma movimentos angulares, do pinhão, em lineares. Para isso, é exercido uma força em seus dentes capazes de fazer o movimento, que pela utilização em um sistema de direção tem característica alternada. Portanto, o dimensionamento consiste em um diâmetro que suporte o binário de força da entrada como definido na Tabela 4, assim como outros parâmetros de entrada.

Quadro 6- Dados de entrada para o dimensionamento do diâmetro da cremalheira

d_i	Diâmetro inicial
A	Acabamento superficial
b	Acabamento superficial
σ_R	Tensão de resistência à tração do eixo
σ_F	Tensão de resistência à fadiga
M_a	Momento resultante aplicado no eixo
T	Binário de força do volante
r	Raio de entalhe
a_f, a_t	Número de Neuber para flexão e torção

K_t, K_{ts}	Concentrador de tensão para flexão e torção
---------------	---

Fonte: Autor

Primeiramente, é necessário a correção da tensão de resistência a fadiga fornecida como evidencia a Equação 27.

$$\sigma'_F = C_c \cdot C_{ta} \cdot C_s \cdot C_{te} \cdot C_{co} \cdot \sigma_F \quad (27)$$

Sendo assim, C_c referente ao fator de correção ao Carregamento, que no caso específico para cremalheira é 1, pois sofre flexão. C_{ta} , é o fator de correção de tamanho e o seu valor está em função do diâmetro inicial fornecido. Seguindo para o fator de correção superficial, dado pela Equação 28. Sendo A e b, valores tabelados referentes a forma de acabamento e fabricação do eixo em questão.

$$C_s = A \cdot \sigma_R^b \quad (28)$$

Já para os fatores de temperatura (C_{te}) e confiabilidade (C_{co}) são definidos como sendo 1 e 0,814. Visto que, a temperatura não chegará aos 450 °C e a confiabilidade é de 99%.

Em seguida, é realizado o cálculo dos concentradores de tensão por sensibilidade ao entalhe, para flexão e cisalhamento (K_f, K_{fs}), como descrito nas Equações 29 a 32.

$$q_f = \frac{1}{1 + \frac{\sqrt{a_f}}{\sqrt{r}}} \quad (29)$$

$$K_f = 1 + q_f \cdot (K_t - 1) \quad (30)$$

$$q_t = \frac{1}{1 + \frac{\sqrt{a_t}}{\sqrt{r}}} \quad (31)$$

$$K_{fs} = 1 + q_t \cdot (K_{ts} - 1) \quad (32)$$

Finalmente, com a definição do coeficiente de segurança empregado no projeto, o diâmetro correspondente seja calculado pela Equação 33.

$$d = \left\{ \frac{32 \cdot N_f}{\pi} \cdot \left[\frac{\sqrt{(K_f M_a)^2 + \frac{3}{4} \cdot (K_{fs} T_a)^2}}{\sigma'_F} \right] \right\}^{1/3} \quad (33)$$

Para os eixos que se movem de forma longitudinal, podem ter outros formatos a não ser cilíndricos. Para transformar outros tipos de seções é preciso

utilizar o diâmetro equivalente no qual determina um diâmetro para uma área que representa 95% da real, tendo as suas propriedades mantidas.

$$A_{95} = 0,0766 \cdot d^2 \quad (34)$$

No caso pode ser substituída para a obtenção do coeficiente de tamanho, além de poder ser substituído na obtenção do diâmetro final, tendo a partir de então como definir as dimensões de acordo com a área equivalente.

$$d_{equiv} = \sqrt{\frac{A_{95}}{0,0766}} \quad (35)$$

5. RESULTADOS E DISCUSSÃO

5.1. RESULTADOS DA ANÁLISE DE DINÂMICA LATERAL EM REGIME PERMANENTE

A princípio, foi realizado o teste do código para valores já encontrados em um código similar da equipe do CEFET/RJ, cujo modelo é denominado de MR15.

Tabela 2 - Valores dos entrada Específicos

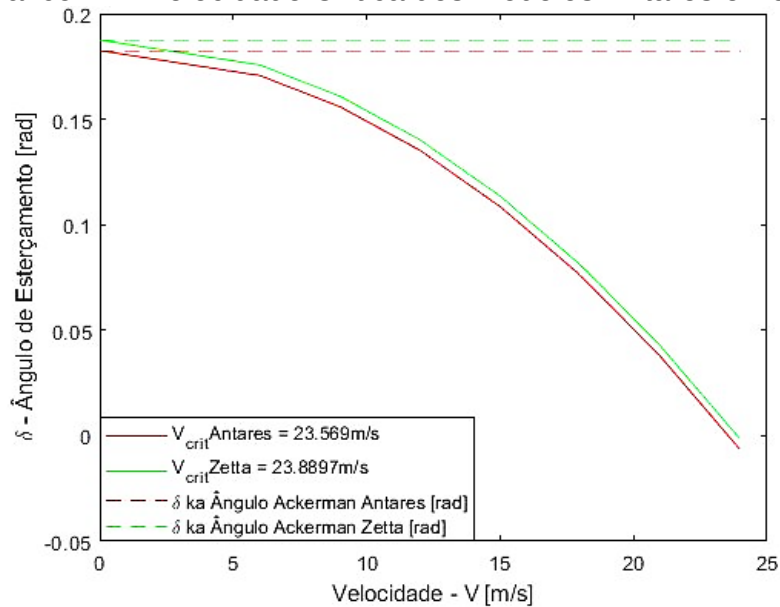
Dados	Antares	Zetta	MR-15
Massa (Kg)	250	250	299,2
L (m)	1,46	1,5	1,283
a (m)	0,803	0,825	0,717
b (m)	0,657	0,675	0,566

Fonte: Autor.

Ademais, foi pesquisado no acervo de protótipos anteriores dados que satisfizessem o código proposto. Encontrando assim, informações dos modelos de 2015, Antares, e 2017, Zetta.

Em seguida, foi realizado a comparação dos dois protótipos anteriores da equipe IFPI BAJA. Percebeu-se o comportamento das curvas similares, além dos seus valores de velocidade crítica semelhantes. Isso é devido a não variação expressiva no comprimento e na massa de ambos.

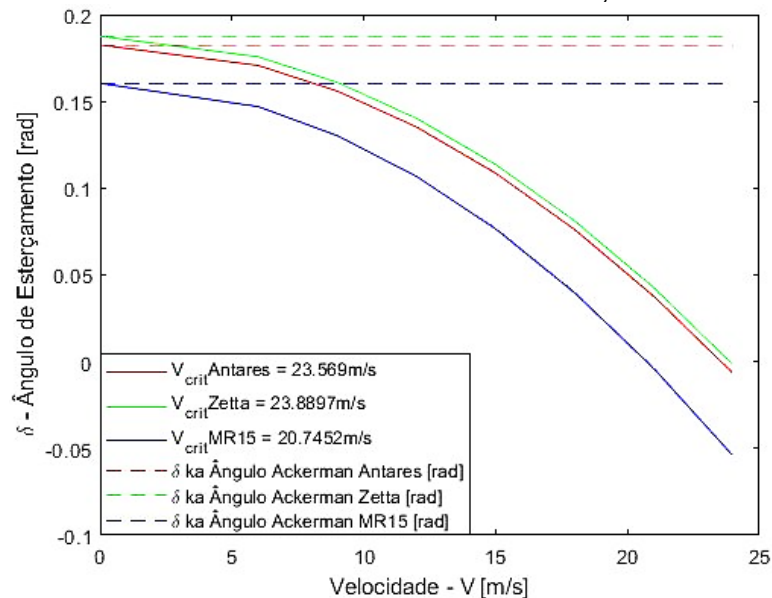
Gráfico 1 – Velocidade Crítica dos Modelos Antares e Zetta



Fonte: Autor.

Seguidamente, com a adição do modelo da equipe Fluminense é possível verificar que possui valor de velocidade crítica bem inferior aos outros dois veículos da equipe do Instituto federal do Piauí.

Gráfico 2 – Velocidades Críticas de Antares, Zetta e MR15



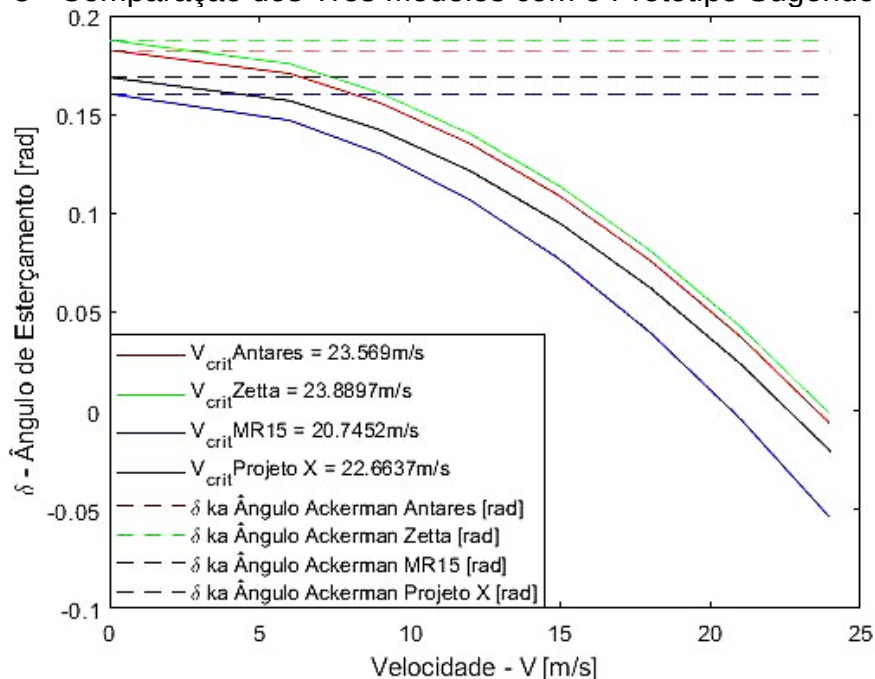
Fonte: Autor.

Por conseguinte, é possível verificar que para realização da curva nas respectivas velocidades para o modelo MR15 teve que esterçar menos para a sua realização para a mesma velocidade. Portanto, para realizar as mesmas curvas com a mesma velocidade os protótipos Antares e Zetta teriam que

esterçar mais as rodas, por consequência realizar mais força lateral para realizar a mesma ação.

A partir disso, foi realizado uma sugestão de modelo que se aproxima mais dos parâmetros de dirigibilidade da equipe do Rio de Janeiro. Sendo denominado como Projeto X, possui 10% menos massa e 10% menor em comprimento entre eixos. Sendo assim, os resultados obtidos são mais próximos aos resultados do MR15.

Gráfico 3 - Comparação dos Três Modelos com o Protótipo Sugerido



Fonte: Autor.

Com a análise dos gráficos é possível inferir que com a redução das dimensões do entre eixos do veículo já melhoraria a manobrabilidade do veículo. Essa análise não leva em consideração os fatores geométricos do sistema de direção, que auxiliam nesse requisito.

Além disso, com a redução de massa o veículo se torna mais rápido, já que a potência é a mesma consegue realizar curvas com maior precisão e velocidade, além de exercer uma menor força nos componentes do sistema de direção como explica o tópico a seguir.

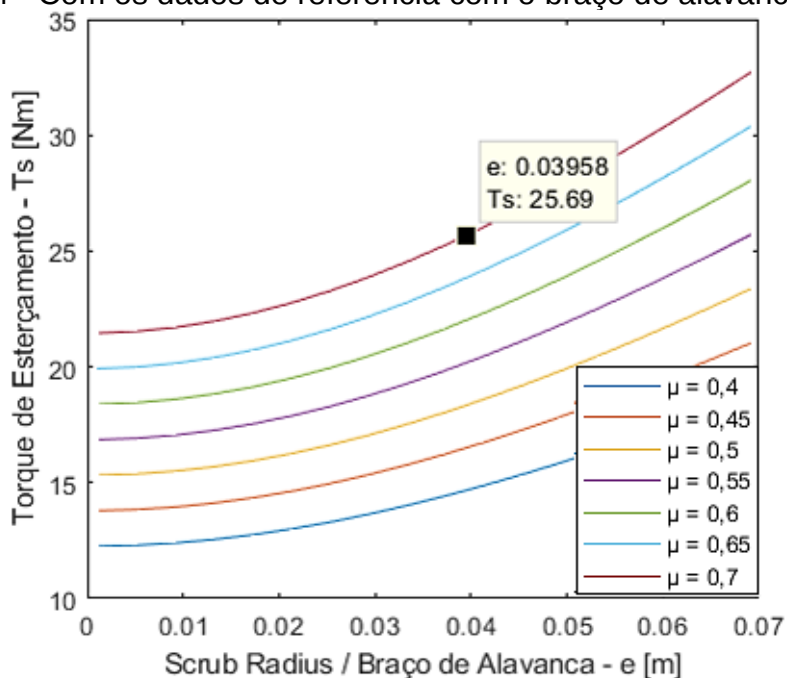
5.2. ANÁLISE DO TORQUE DE ESTERÇAMENTO

Esses são os resultados dos códigos modificando os valores de *scrub radius* de acordo com os diferentes coeficientes de atrito. Para os resultados, foi

necessário ter como referência valores de base, para se ter a confiabilidade dos cálculos.

Para tanto, foi utilizado um trabalho da equipe do Instituto Federal do Espírito Santo (IFES). Segundo Gonçalves (2021), que fez um equacionamento similar ao dessa dissertação, com o coeficiente de atrito 0,7 e um braço de alavanca de 0,03961 obteve um torque de esterçamento de 25,666 N*m. Satisfazendo assim os dados de referência, como exibido na Gráfico 4.

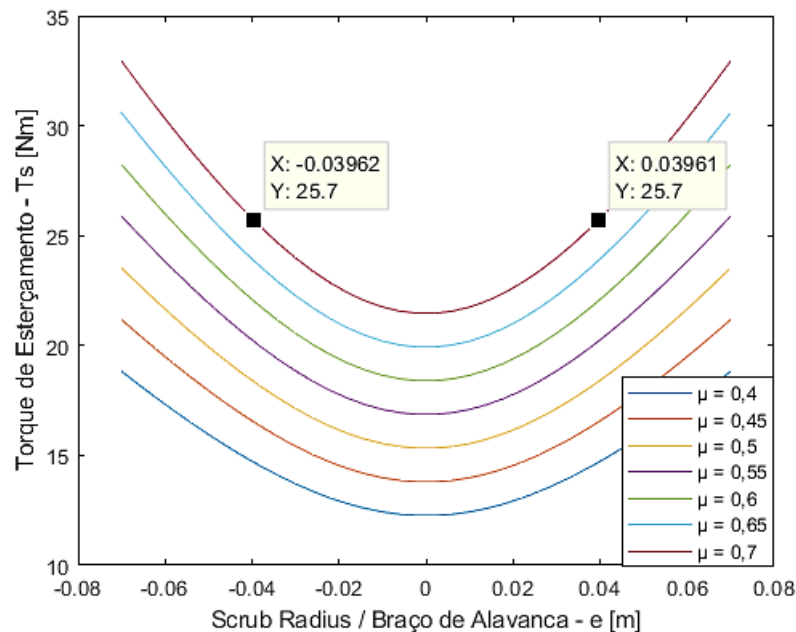
Gráfico 4 - Com os dados de referência com o braço de alavanca positivo



Fonte: Autor.

Além disso, com o mesmo valor em módulo do braço de alavanca o esforço será o mesmo, tanto sendo positivo quanto negativo. Para isso, foi modificado a variação de *scrub radius* de -0,07 a 0,07. Ademais, para todos os gráficos foram consideradas constantes os valores de massa e largura de contado do pneu no solo, sendo respectivamente 260 kg e 0,017 m.

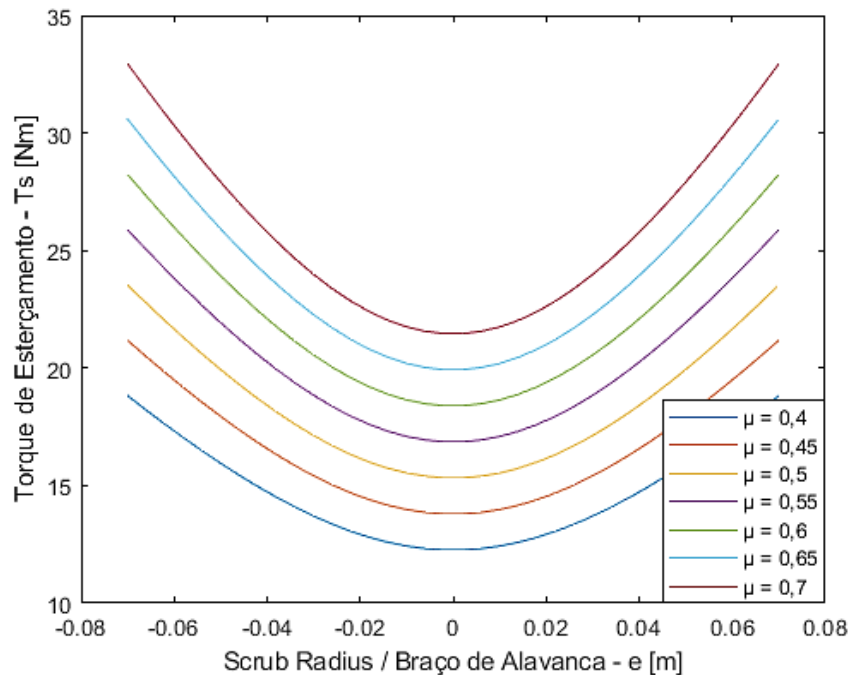
Gráfico 5 - Dados de referência com os valores positivos e negativos de braço de alavanca



Fonte: Autor.

Como demonstrado nos Gráficos de 4 a 7, a curva tem seu valor mínimo próximo a zero, sendo assim os valores de torque mínimos possíveis. Porém, como já foi discutido no Tópico 3.2, existem consequências e respostas diferentes para braço de alavanca negativo, positivo ou nulo.

Gráfico 6 - Curva do Torque de esterçamento em função do scrub radius

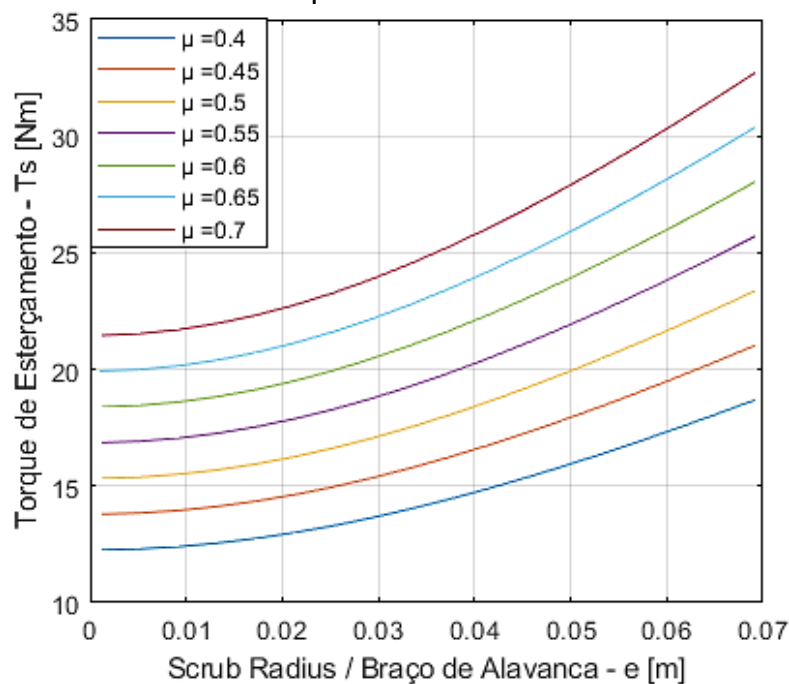


Fonte: Autor.

Sendo assim, projetado de acordo com os parâmetros iniciais do sistema de direção. Segundo (Vashist, 2021), as consequências adversas de valores em módulo muito elevado do braço de alavanca podem ser minimizadas na geometria da suspensão.

De modo geral, os projetos de veículos do tipo Baja SAE tendem a ter braço de alavanca positivo, com valores pequenos entre 0,02 a 0,04 metros. Isto é, devido aos benefícios de manobrabilidade e estabilidade, já que o veículo terá que transpor obstáculos com variações de altura do terreno, saltos, frenagens bruscas, aceleração e movimentação de cargas por guincho durante a competição.

Gráfico 7- Curva do Torque de esterçamento em função do *scrub radius* positivo



Fonte: Autor.

5.3. RESULTADOS DO DIMENSIONAMENTO DO MECANISMO PINHÃO E CREMALHEIRA

5.3.1. Resultados do Dimensionamento do Pinhão

A obtenção dos resultados foi obtida comparando os resultados com os da equipe LondriBaja, sendo os valores de referência dos resultados dos cálculos. Dessa forma, na Tabela 5 estão os valores obtidos por meio das *functions* e o valor de referência.

Tabela 3 - Resultados de referência obtidos

Variável	Referência	Obtidos
m	2,17 mm	2,4 mm
N_b	2,65	2,66
m	2,47 mm	2,0 mm
N_c	2,03	1,9754

Fonte: Autor.

Como exibido nos valores tabelados, os resultados referentes ao módulo e coeficiente de segurança para resistência a fadiga superficial tiveram resoluções destoantes.

Isso ocorreu devido a uma mudança da metodologia aplicada, já que para a tensão superficial de referência valor é diferente ao que foi obtido neste trabalho. Entretanto, a metodologia aplicada por este trabalho é fiel a literatura especializada, isto posto, foi mantido os valores destoantes aos de referência.

Utilizando as configurações de massa e área de contato do pneu iguais aos do tópico 5.2.

Sendo assim, foi determinado um valor específico para os módulos utilizados, sendo eles descritos na Tabela 10.

Tabela 4 - Tabela com os valores de módulo constante para a definição do coeficiente de segurança

Flexão	0,0025	m
Superfície	0,004	m

Fonte: Autor.

Os outros dados geométricos do mecanismo permaneceram iguais aos de referência, apenas forma modificados a carga aplicada no pinhão, sendo as correspondentes aos torques de esterçamento máximo do Gráfico 8, descritas na Tabela 11.

Tabela 5 - Valores dos torques de esterçamento utilizados

Coeficiente de Atrito (μ)	Torque de esterçamento
0,7	32,93
0,65	30,58
0,6	28,23
0,55	25,88

0,5	23,52
0,45	21,17
0,4	18,82

Fonte: Autor

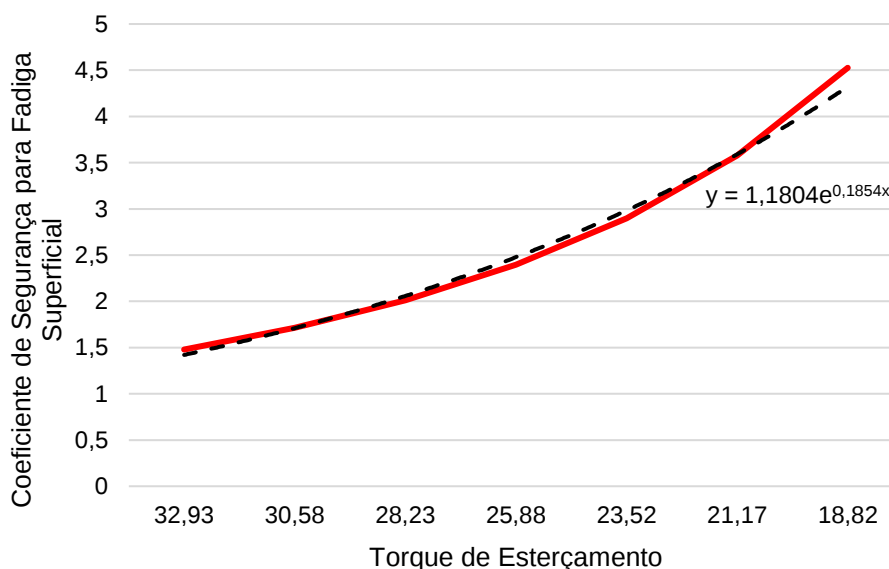
Dessa forma, foram obtidos os seguintes resultados da Tabela 6, em que os valores de coeficiente de segurança variam de forma quase parabólica enquanto para flexão de forma mais linear.

Tabela 6 - Resultados do coeficiente de segurança de acordo com o torque de esterçamento

Torque de esterçamento	Coeficiente de segurança para superfície	Coeficiente de segurança para flexão
32,93	1,4789	2,4222
30,58	1,715	2,6084
28,23	2,0125	2,8255
25,88	2,3947	3,0816
23,52	2,8982	3,3908
21,17	3,5774	3,7672
18,82	4,5265	4,2375

Fonte: Autor.

Gráfico 8 - Coeficiente de segurança para fadiga superficial em função do torque de esterçamento



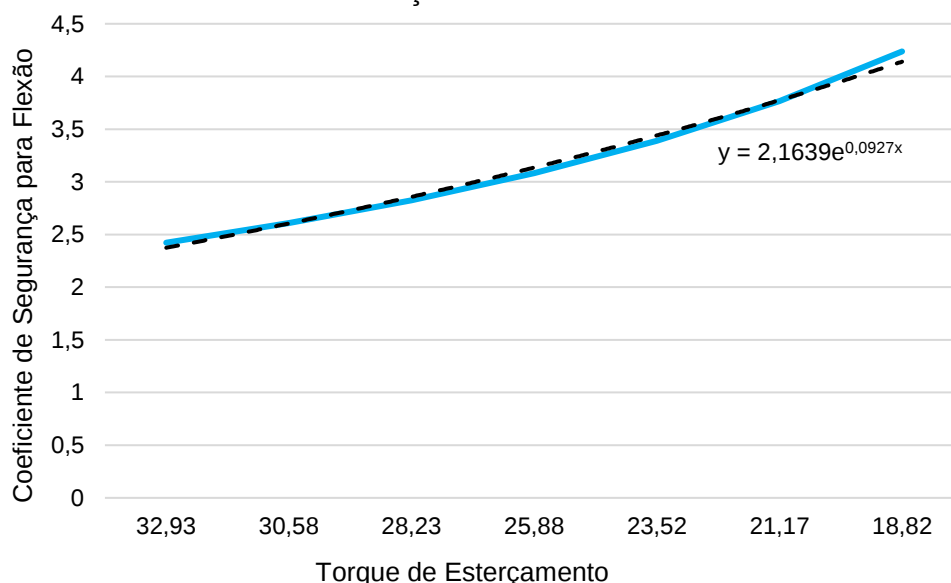
Fonte: Autor.

Como observado nos Gráficos 8 e 9, as curvas se assemelham a de uma função exponencial, devido à sua linha de tendência, porém, a curva da função

do coeficiente de segurança de superfície possui uma velocidade menor que a do Gráfico 9 de crescimento da curva.

Além disso, é possível observar a relação entre os coeficientes de segurança e os esforços aplicados no mecanismo. Quanto maior o esforço aplicado menor é o coeficiente de segurança.

Gráfico 9 - Coeficiente segurança para flexão em função do torque de esterçamento



Fonte: Autor.

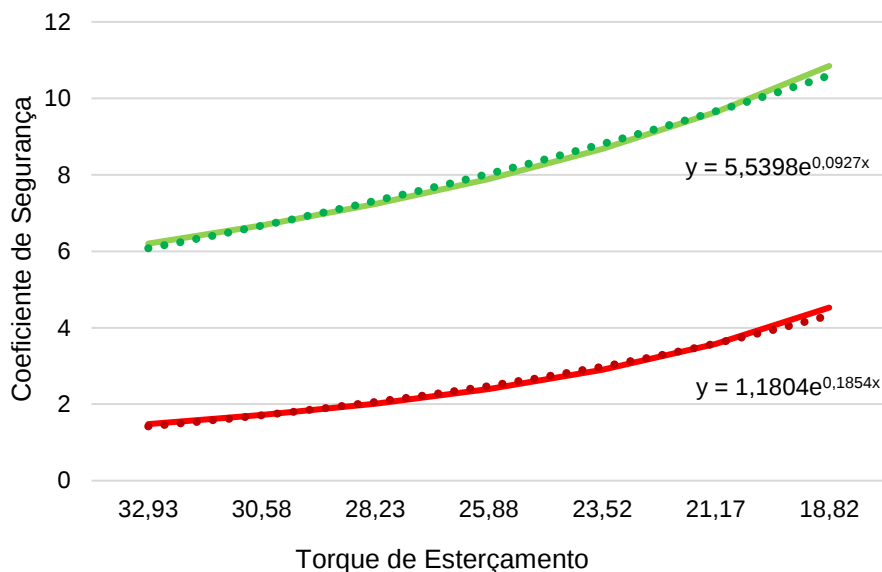
Agora realizando os mesmos cálculos só que para um valor de módulo igual tanto para as definições de segurança para flexão quanto para superfície. Há uma disparidade entre os coeficientes sendo o de flexão muito maior que o superficial.

Isso atinge as expectativas, pois segundo Norton (2014), a falha por flexão ocorre de forma catastrófica sendo assim, o coeficiente de segurança precisa ser maior.

Ademais, o desgaste superficial decorre do uso. Portanto, com os valores extremos de torque de esterçamento, estes caracterizados por um terreno que não é o especificamente projetado, não deve ganhar tanta atenção do projetista.

Essa diferença é ressoada no Gráfico 10, em a disparidade mínima é de 4,72 entre os valores.

Gráfico 10 - Coeficiente de segurança em função do torque de esterçamento para um valor de módulo constante



Fonte: Autor.

Realizando uma análise mais aprofundada sobre o desgaste superficial e a determinação de uma rotina de manutenção preditiva seria a melhor solução.

5.3.2. Resultados do Dimensionamento da Cremalheira

Para a segunda parte do mecanismo, foram utilizados os valores de referência da mesma fonte do pinhão. Porém, não houve grandes discrepâncias em relação aos valores encontrados aos de referência, como é observado na Tabela 13.

Tabela 7 - Resultados e valores de referência da cremalheira

Variável	Referência	Obtido	Unidade
d	22,17	22,20	mm
N	3	3	-

Fonte: Autor.

O valor de diâmetro não restringe que o eixo da cremalheira será circular, o projetista pode realizar uma aproximação utilizando o princípio de “diâmetro aparente”, procurar melhor no Norton na parte de fadiga.

Com o mesmo coeficiente foram realizados os cálculos para cada torque de esterçamento calculados em tópicos anteriores, como descrito na Tabela 8, com os valores obtidos de diâmetros utilizando a *function* produzida.

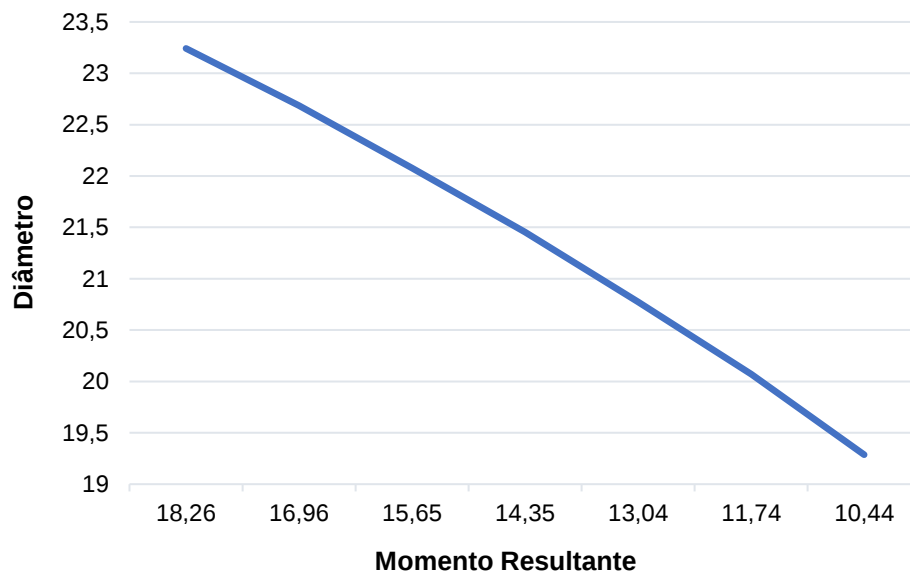
Tabela 8 - Torques e momento resultante e os diâmetros encontrados

Ts	Mo	d_3
32,93	18,26	23,242
30,58	16,96	22,685
28,23	15,65	22,077
25,88	14,35	21,454
23,52	13,04	20,776
21,17	11,74	20,072
18,82	10,44	19,287

Fonte: Autor

A partir desses dados foi possível realizar o gráfico e analisar a variação de esforços e os diâmetros respectivos. Como é possível verificar no Gráfico 11.

Gráfico 11 - Diâmetro em função do momento resultante.

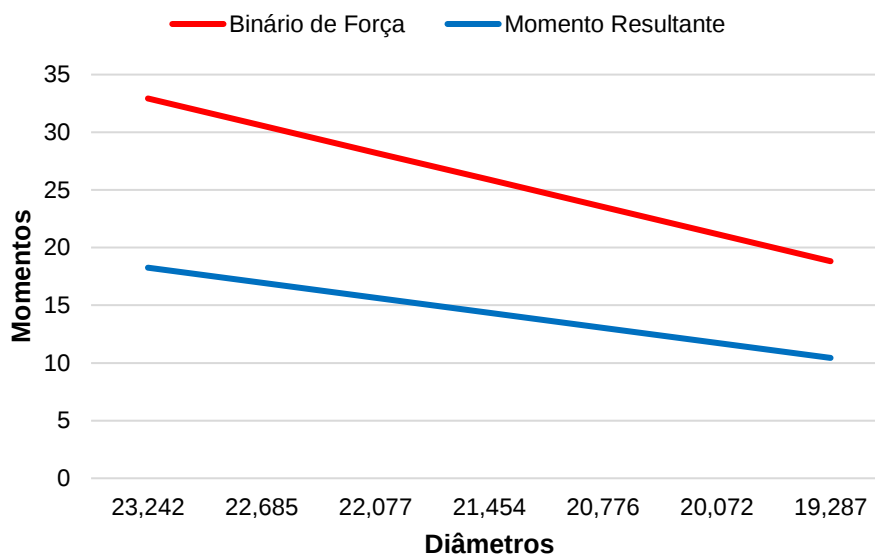


Fonte: Autor.

Com a obtenção dos diâmetros, pode-se realizar aproximações para eixos de seção retangulares e quadradas, respeitando a escolhas do material e dimensões que foram já calculados, utilizando a Equação 35.

Agora fazendo o mesmo para o momento resultante e o binário devido ao torque de esterçamento e o momento resultante, como descrito no Gráfico 12 que demonstra a disparidade dos momentos e uma certa tendência as duas curvas a se encontrar em valores menores de diâmetros seguindo o mesmo coeficiente de segurança

Gráfico 12 - Momento em função dos diâmetros



Fonte: Autor.

Podendo com isso, projetar e fabricar o próprio eixo cremalheira, ou mesmo comprar um conjunto que mais se aproxima das dimensões já obtidas e analisadas. Com isso, acelera a realização do projeto e estudo, com esforços mais direcionados e com modelos prontos para serem utilizados, no caso os códigos que foram realizados.

6. CONCLUSÃO

A fim de impulsionar e agilizar as resoluções de projeto do sistema de direção da equipe IFPI BAJA. O presente trabalho apresenta a produção de códigos no software MATLAB para resolução de problemas iniciais na análise da dinâmica lateral em regime permanente e o dimensionamento do conjunto pinhão e cremalheira com êxito, fazendo-se necessário as seguintes conclusões.

Primeiramente, a análise em regime permanente, permite a interpretação de como as dimensões e a massa do veículo impacta na performance dos protótipos durante as manobras, o que influencia diretamente na colocação na competição.

O que faz a análise dos gráficos produzidos pelos códigos, de suma importância a fim de comparar protótipos de equipes concorrentes com os objetivos de projeto inicial da equipe. Com isso, auxilia a definição das metas, diminui o tempo de decisão, aumenta-se o embasamento e justificativa para tomada de decisão.

Segundamente, além de interferir no estudo de dinâmica lateral, as alterações de massa e geométricas modificam o quanto de esforço é necessário para realizar o esterçamento do veículo. Sendo assim, pelas análises realizadas é possível concluir que foi possível realizar uma metodologia para a definição de um braço de alavanca que auxilie na diminuição dos esforços em curvas realizadas pelo motorista.

Por fim, os códigos foram desenvolvidos com o propósito de agilizar o processo de dimensionamento dos elementos de máquina pinhão e cremalheira. Por conseguinte, a otimização do tempo de execução do processo é importante para a realização de outras atividades como definição e ação das atividades para a testagem em simulações, bem como, balizamentos das metodologias para testagens práticas quando o protótipo estiver disponível.

Sendo assim, são sugeridas as seguintes propostas para trabalhos futuros a obtenção de mais dados do protótipo, realizar análises em regime transiente. Otimização do dimensionamento do conjunto pinhão e cremalheira. Testagem, simulada, dos esforços do conjunto pinhão e cremalheira bem como da definição do valor do torque de esterçamento se condiz com o valor equacionado.

REFERÊNCIAS

BALEN, Rodrigo. **Desenvolvimento do Sistema de Frenagem do Protótipo Fórmula Sae para a Equipe Fórmula Uno**. 2015. 51 p. Monografia (Graduação) – Universidade Comunitária da Região de Chapecô – UNOCHAPECÔ 2015 - <<https://docplayer.com.br/42807981-Universidade-comunitaria-da-regiao-de-chapeco-unochapeco-curso-de-engenharia-mecanica-bacharelado-rodrigo-balen.html>> Acesso em 05 março de 2022.

CARTHROTTLE, What Is Scrub Radius And Why Is It Important, c2018. Post. Disponível em: <<https://www.carthrottle.com/post/what-is-scrub-radius-and-why-is-it-important/>>. Acesso em 20 de abril de 2022.

COLGROVE, Dallin. **Steering System for SAE Baja**. 2019. 43 p. Monografia (Graduação) – Brigham Young University, Utah, 2019. Disponível em: <https://scholarsarchive.byu.edu/studentpub_uht/64 >. Acesso em 09 de setembro de 2021.

DIAS, Suliane Mühlmann. **Gestão da equipe de projeto CTJ Baja: Uma proposta de implementação com base nas metodologias ágeis**. 2020. Monografia (Graduação) – Universidade Federal de Santa Catarina – UFSC 2020 Disponível em: <<https://repositorio.ufsc.br/handle/123456789/218375> >. Acesso em 17 de janeiro de 2022.

DIXON, JOHN C., **Tires, Suspension and Handling**, SAE, Warrandale, 1996.

FREITAS, Gustavo Ferreira de. **Projeto de Sistema de Direção para Veículos Off-Road**. 2020. 33 p. Monografia (Graduação) – Instituto Politécnico de Bragança – IPB 2020 – Universidade Tecnológica Federal do Paraná – UTFP 2020. Disponível em: <<https://bibliotecadigital.ipb.pt/handle/10198/22678> >. Acesso em 09 de setembro de 2021.

GILLESPIE, T. D., **Fundamentals of Vehicle Dynamics**, SAE, Warrandale, 1992. 294 f.

HARRER, M. PFEFFER, P. **Steering Handbook**, Springer International Publishing, Switzerland, 2017.

JAZAR, R. N., **Vehicle Dynamics: Theory and Applications**, Springer Science and Business Media, LLC, New York, 2009.

JÚNIOR, Márcio Gonçalves dos Santos. **Dimensionamento cinemático do sistema de direção de um protótipo baja SAE**. 2021. 62 p. Monografia (Graduação) – Instituto Federal do Espírito Santo Campus São Mateus Curso de Engenharia Mecânica. 2021.

KIM, H D. TAK, T. O. **Evaluation and Experimental Validation of Steering Efforts Considering Tire Static Friction Torque and Suspension and Steering Systems Characteristics**. 2007. 7 p. SAE Technical Paper Series, 2007.

KLEIN, Gabriela. **Aplicação de uma metodologia de gerenciamento de projetos no desenvolvimento de um veículo BAJA** 2017. Monografia (Graduação) – Faculdade Horizontina – FAHOR 2017 Disponível em: <
https://fahor.com.br/images/Documentos/Biblioteca/TFCs/Eng_Producao/2017/GabrielaKlein.pdf >. Acesso em 17 de janeiro de 2022.

MA, Biao. YANG, Yiyong. **Analysis of vehicle static steering torque based on tire-road contact patch sliding model and variable transmission ratio**. 2016. 11 p. Advances in Mechanical Engineering, 2016.

MACEDO, Felipe Alves de Azevedo. **Dinâmica Lateral e Sistema de Direção Veicular**. 2016. 80 p. Monografia (Graduação) – Centro de Educação Tecnológica Celso Suckow da Fonseca – CEFET/RJ 2016.

MILIKEN, T. D., **Race Car Vehicle Dynamics**, SAE, Warrendale, 1995.

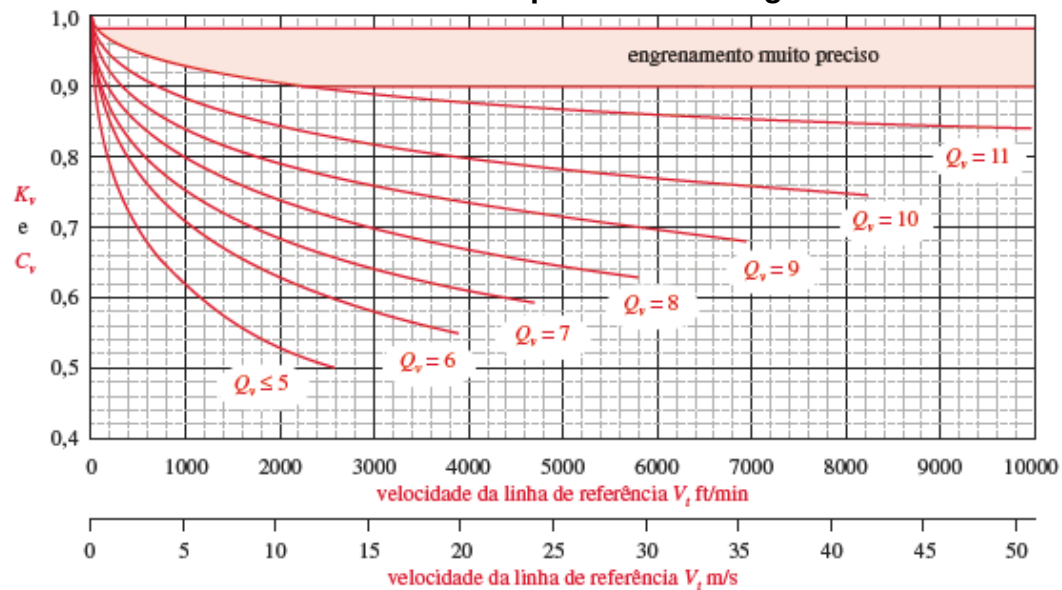
NORTON, R. L., **Projeto de Máquinas**, 4ª ed., Porto Alegre, 2013.

ROSA, M.T. M. **Sistemas de Direção**. 2010. 11 f. Monografia (Especialização). Senai Horfortec, Belo Horizonte, 2010.

SAE BRASIL. **REGULAMENTO ADMINISTRATIVO E TÉCNICO BAJA**
SAE BRASIL. São Paulo: 2018. 127 p.

WEINBERGER, Mario. **Influencing factors on steering wheel torque during the static parking manoeuvre**, Internationales Stuttgarter Symposium, 2017.

ANEXO 1 – INSTRUMENTO DE COLETA DE DADOS

Gráfico 13 - Índice de qualidade do engrenamento**Tabela 9 - Fator geométrico****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	
	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
135	U	U	U	U	U	U	0,35	0,43	0,38	0,44	0,41	0,45

Fonte: (Norton, 2013)

Tabela 10 - Fatores 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: (Norton, 2013)

Tabela 11 - 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: (Norton, 2013)

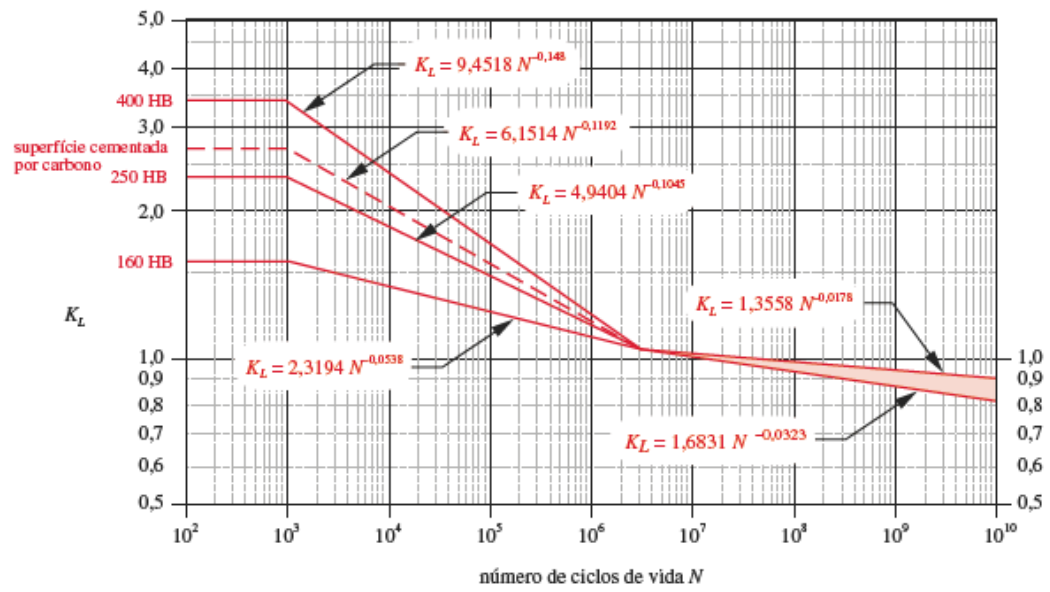
Tabela 12 - Resistência à fadiga de flexão

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
Ferro recozido	20 30 40	Classe 20 Classe 30 Classe 40	Como fundido		5 8 13	35 69 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: (Norton, 2013)

Gráfico 14 - Fator de Vida



Fonte: (Norton, 2013)