



UNIVERSIDADE FEDERAL DO CEARÁ
CAMPUS DE RUSSAS
GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

JOÃO VICTOR BIANA SANTIAGO LOPES

PROJETO PRELIMINAR DE EIXO CARDAN PARA BAJA SAE 4X4

RUSSAS

2024

JOÃO VICTOR BIANA SANTIAGO LOPES

PROJETO PRELIMINAR DE EIXO CARDAN PARA BAJA SAE 4X4

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado ao curso de Engenharia Mecânica da Universidade Federal do Ceará, Campus Russas, como requisito parcial à obtenção do título de Engenheiro Mecânico.

Orientador: Prof. Dr. Camilo Augusto Santos Costa.

RUSSAS

2024

Dados Internacionais de Catalogação na Publicação
Universidade Federal do Ceará
Sistema de Bibliotecas

Gerada automaticamente pelo módulo Catalog, mediante os dados fornecidos pelo(a) autor(a)

L853p Lopes, João Victor Biana Santiago.
Projeto preliminar de eixo cardan para BAJA SAE 4X4 / João Victor Biana Santiago Lopes. – 2024.
72 f. : il. color.

Trabalho de Conclusão de Curso (graduação) – Universidade Federal do Ceará, Campus de Russas,
Curso de Engenharia Mecânica, Russas, 2024.

Orientação: Prof. Dr. Camilo Augusto Santos Costa.

1. projeto. 2. eixo cardan. 3. métodos dos elementos finitos. 4. BAJA SAE. I. Título.

CDD 620.1

JOÃO VICTOR BIANA SANTIAGO LOPES

PROJETO DE EIXO CARDAN PARA BAJA 4X4

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado ao curso de Engenharia Mecânica da Universidade Federal do Ceará, Campus Russas, como requisito parcial à obtenção do título de Engenheiro Mecânico.

Aprovado em: 24/09/2024.

BANCA EXAMINADORA

Prof. Dr. Camilo Augustos Santos Costa (Orientador)
Universidade Federal do Ceará (UFC)

Prof. Dr. Caroliny Gomes de Oliveira
Universidade Federal do Ceará (UFC)

Prof. Dr. Ramon Rudá Brito Medeiros
Universidade Federal do Ceará (UFC)

AGRADECIMENTOS

À minha mãe e meu irmão pelo apoio durante toda a minha vida, aos meus colegas de classe e projeto que foram compreensíveis durante toda essa jornada e me ajudaram com diversas dúvidas.

À Instituição UFC campus Russas, pelo apoio concedido em todos esses anos no meu processo de graduação

Ao Prof. Dr. Camilo Augustos Santos Costa, pela excelente orientação.

Aos professores participantes da banca examinadora Caroliny Gomes de Oliveira e Ramon Rudá Brito Medeiros pelo tempo, pelas valiosas colaborações e sugestões.

RESUMO

Os veículos de competição BAJA SAE devem obedecer a diversos tipos de normas estabelecidos pela SAE, entre elas mais especificamente relacionada ao sistema de *powertrain*, torna opcional a construção de sistema de transmissão com tração nas quatro rodas, abrindo possibilidades para desenvolvimentos de projetos na área, em especial voltados para o eixo cardan. O trabalho abordado contemplará quais os tipos de juntas mais usadas neste componente, estabelecerá o sistema de *powertrain* que receberia o projeto, além de desenvolver um projeto a partir de condições estabelecidas de sistemas comuns deste meio. Abordará conceitos fundamentais de resistência dos materiais, bem como possíveis causas de falhas, estudando as diversas peças que constituem o eixo, e verificando sua resistência as cargas atuantes nas mesmas visando buscar sua validação por meio de cálculos e de método de elementos finitos através do uso de programa CAD. Selecionando o conjunto de junta de Hooke 1310 do catalogo DANA, e realizando os cálculos das dimensões para pontuva, resultando em 25mm de diâmetro da raiz do dente com 15 dentes, para o eixo tubular foi construído através do diâmetro externo mais próximo ao diâmetro do garfo de 60,5mm, resultando no tubo padrão schedule 40 de 2". O resultado das modelagens não mostraram nenhum tipo de interferência que precisasse ser modificada, mas o garfo da pontuva precisou ser modificado para realizar o cálculo do alívio de tensão. Os testes mostram que o eixo tubular mostrou ser resistente em carga estática e dinâmica, mas a pontuva falhou no teste dnâmico, resultando em uma vida útil de 620Km em carga máxima.

Palavras-chave: Projeto; Eixo Cardan; Métodos dos Elementos Finitos; BAJA-SAE.

ABSTRACT

The construction of a four-wheel drive transmission system optional, opening up possibilities for project development in the area, especially facing the cardan shaft. The work covered will consider which types of joints are most used in this component, will establish the powertrain system that would receive the project, in addition to developing a project based on established conditions of common systems in this environment. It will address fundamental concepts of material resistance, as well as possible causes of failure, studying the various parts that make up the shaft, and verifying their resistance to the loads acting on them, aiming to seek validation through calculations and the finite element method through the use of CAD program. Selecting the Hooke 1310 joint set from the DANA catalog, and carrying out the calculations of the dimensions for the point, resulting in a 25mm tooth root diameter with 15 teeth, for the tubular axle it was built using the outer diameter closest to the fork diameter 60.5mm, resulting in the standard 2" schedule 40 tube. The modeling results did not show any type of interference that needed to be modified, but the point fork needed to be modified to carry out the stress relief calculation. Tests show that the tubular axle proved to be resistant to static and dynamic loads, but the tip failed the dynamic test, resulting in a useful life of 620km at maximum load.

Keywords: Project; Cardan Shaft; Finite Element Methods; BAJA.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1	– Motor Briggs & Stratton OHV S20.....	18
Figura 2	– CVT Comet 780.....	19
Figura 3	– Vista isométrica de componentes da junta de Hooke	20
Figura 4	– a) Flange de orelha; b) Flange de acoplamento; c) Eixo tubular com garfos ..	20
Figura 5	– a) Junta deslizante; b) Luveira e pontuva	21
Figura 6	– Proteção dos sistemas rotativos do cockpit	22
Figura 7	– Diagrama geométrico de dois cardans	22
Figura 8	– Movimento rotacional não-uniforme da junta de Hooke	23
Figura 9	– Tensões na superfície de elemento finito	26
Figura 10	– Tensões causados por momento	27
Figura 11	– Tensões de cisalhamento	28
Figura 12	– Barra redonda sem esforços atuantes	29
Figura 13	– Barra redonda sob torção	29
Figura 14	– Refinamento de malha	30
Figura 15	– Forças de atuação na junta de Hokke	31
Figura 16	– a) 95% da tensão atuante b) Área equivalente de atuação da tensão.....	34
Figura 17	– Tipos de cargas alternadas	39
Figura 18	– Estrias de cubo e eixo	42
Figura 19	– Dimensões da cruzeta	51
Figura 20	– Dimensões gerais do garfo	53
Figura 21	– Pré-projeto da pontuva	58
Figura 22	– Pré-projeto do eixo tubular com garfo	58
Figura 23	– Conexão do eixo tubular com garfo e o eixo estriado	59
Figura 24	– Montagem da conexão no eixo	59

Figura 25	– a) Projeto anterior do garfo, b) Projeto adaptado do garfo	60
Figura 26	– Projeto final da pontuva	60
Figura 27	– a) Análise visual estática da pontuva b) Análise numérica da pontuva	61
Figura 28	– a) Análise visual estática do eixo tubular b) Análise numérica do eixo tubular	62
Figura 29	– a) Análise visual de fadiga b) Análise numérica de fadiga	63
Figura 30	– a) Análise visual de fadiga eixo tubular b) Análise numérica de fadiga eixo tubular	63

LISTA DE GRÁFICOS

Gráfico 1 – Diferença na velocidade de transmissão de acordo com a angulação	24
Gráfico 2 – Fator de correção de superfície por fabricação.....	34
Gráfico 3 – Curva S-N de resistência a fadiga.....	36
Gráfico 4 – Fator de concentração de tensão em flexão eixo.....	37
Gráfico 5 – Fator de concentração de tensão em torção de eixo.....	38
Gráfico 6 – Fator de concentração de tensão em flexão de barra.....	38

LISTA DE TABELAS

Tabela 1	– Fator de correção de confiabilidade	35
Tabela 2	– Valores de A e b flexão	37
Tabela 3	– Valores de A e b torção	38
Tabela 4	– Valores de A e b para flexão de barra	38
Tabela 5	– Metodologia de desenvolvimento de produto	44
Tabela 6	– Metodologia a ser adotada	45
Tabela 7	– Designação dos materiais	46
Tabela 8	– Parâmetros gerais	49
Tabela 9	– Parâmetros da entrada do eixo	50
Tabela 10	– Parâmetros da cruzeta série 1310	50

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

AWD	All Wheel Drive
CVT	Continuous Variable Transmission
SAE	Society of Automotive Engineers

LISTA DE SÍMBOLOS

φ_1	Relação de movimento de giro em torno do arco EA
φ_2	Relação de movimento de giro em torno do arco FB
β	Diferença angular entre eixos do cardan
σ	Tensão
P	Força de atuação que causadora da tensão
A	Área de atuação da força causadora da tensão
σ_x	Tensão de flexão
M	Momento resultante responsável por flexionar uma viga
c	Distância máxima que ponto de interesse está da linha neutra
I	Inércia de área
r	Tensão de cisalhamento
V	Força de cisalhamento interno
A_t	Área da seção transversal
y	Distância que o ponto de interesse se encontra do centroide de A_t
t	Largura da seção transversal
r_m	Tensão de cisalhamento máxima
T	Torque aplicado na seção transversal do eixo
r	Distância do ponto de interesse até o centro do eixo
J	Momento polar de inércia
P_2	Componente da força na direção da abscissa do torque aplicado em uma das pontas da cruzeta e força resultante do torque de saída
Z	Força de equilíbrio
R	Força aplicada pelo torque em uma das pontas da cruzeta
h	Largura do garfo
M_1	Momento de entrada da junta de Hooke
M_2	Momento de saída da junta de Hooke
M_z	Momento de equilíbrio resultante da força Z
T_1	Torque de entrada
T_2	Torque de saída
T_z	Torque de equilíbrio
S_{ut}	Resistência a tração

S_y	Resistência ao escoamento
$S_{e'}$	Limite de fadiga estimado
S_e	Limite de fadiga corrigido
C_{car}	Fator de correção de carregamento
C_{tam}	Fator de correção em relação ao tamanho
C_{sup}	Fator de correção em relação ao acabamento
C_{tem}	Fator de correção da temperatura
C_{con}	Fator de correção da porcentagem de confiança de segurança do projeto
S_m	Resistência média em 10^3 ciclos
$S(N)$	Resistência a fadiga em qualquer N ciclos
K_t	Fator geométrico de concentração de tensão
d	Diâmetro mínimo de eixo
N_f	Coefficiente de segurança
K_f	Fator de concentração de tensão de fadiga em flexão
$T_{z,m}$	Momento médio
$T_{z,a}$	Momento médio alternado
K_{fs}	Fator de concentração de tensão de fadiga em torção
T_m	Torque médio
T_a	Torque alternado
d_i	Diâmetro interno
d_e	Diâmetro externo
M_m	Momento médio do eixo tubular
M_a	Momento alternado do eixo tubular
T_{cm}	Capacidade máxima de transmissão de torque
σ_c	Pressão de contato dos flancos
D	Diâmetro externo da estria
h_f	Altura dos flancos
i	Número de estrias
L	Comprimento útil da estria
l	Comprimento mínimo da estria
d_r	Diâmetro da raiz do dente
d_p	Diâmetro primitivo da estria

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	14
1.1	Objetivos do trabalho	16
<i>1.1.1</i>	<i>Objetivo Geral</i>	<i>16</i>
<i>1.1.2</i>	<i>Objetivo Específico</i>	<i>16</i>
2	REFERENCIAL TEÓRICO	17
2.1	Sistema de Powertrain	18
2.2	Componentes do Eixo Cardan	19
2.3	Análise cinemática	22
2.4	Análise estrutural	25
<i>2.4.1</i>	<i>Tensão</i>	<i>26</i>
<i>2.4.2</i>	<i>Flexão</i>	<i>27</i>
<i>2.4.3</i>	<i>Cisalhamento</i>	<i>28</i>
<i>2.4.4</i>	<i>Torção</i>	<i>28</i>
<i>2.4.5</i>	<i>Forças de Atuação na Junta</i>	<i>30</i>
<i>2.4.6</i>	<i>Crítérios de Falha para Projeto</i>	<i>32</i>
<i>2.4.7</i>	<i>Fatores de Concentração de Tensão</i>	<i>36</i>
<i>2.4.8</i>	<i>Eixos de Transmissão</i>	<i>38</i>
<i>2.4.9</i>	<i>Estrias</i>	<i>41</i>
3	MATERIAIS E MÉTODOS	44
3.1	Metodologia de projeto	44
3.2	Materiais	45
3.3	Forma de validação	46
4	DESENVOLVIMENTO	21
4.1	Requisitos de projeto	49
4.2	Pré projeto	50
<i>4.2.1</i>	<i>Seleção de Cruzetas</i>	<i>50</i>
<i>4.2.2</i>	<i>Cargas Atuantes na Cruzeta</i>	<i>51</i>
<i>4.2.3</i>	<i>Dimensionamento dos Garfos</i>	<i>53</i>
<i>4.2.4</i>	<i>Dimensionamento do Eixo Estriado</i>	<i>54</i>
<i>4.2.5</i>	<i>Dimensionamento do Eixo Tubular</i>	<i>56</i>

4.3	Detalhamentos.....	57
4.3.1	<i>Modelagem</i>	57
4.3.2	<i>Redução de Concentração de Tensão</i>	59
4.4	Validação.....	61
4.4.1	<i>Análise estática</i>	61
4.4.2	<i>Análise de Vida Útil</i>	62
5	DISCUSSÃO E CONCLUSÃO.....	65
	REFERÊNCIAS	66
	ANEXO A – TABELA DIN 5482 PERFIS DE DENTES PARA ESTRIAS.....	68
	ANEXO B - TABELA DE TESTES MOTOR SÉRIE 20 COM O GOVERNADOR FUNCIONADO.....	69

1 INTRODUÇÃO

Segundo a SAE BRASIL competição do BAJA SAE surgiu nos Estados Unidos, especificamente na Universidade da Carolina do Sul sendo apoiada pela Automotive Society of Engineers, conhecidos pela sigla SAE, o responsável por dirigir o projeto foi o Dr. John F. Stevens, e a primeira competição foi realizada na metade da década de 70. No Brasil as atividades da SAE começaram apenas no início da década de 90, e em 1994 foi proposto pela SAE Brasil o projeto BAJA que levava aos estudantes da engenharia o desafio de construir um veículo off-road, onde seria testado em provas práticas.

Obviamente toda competição tem uma regulamentação a ser seguida, e com o BAJA SAE não é diferente, a competição brasileira por exemplo é subdividida em etapas sul, sudeste e nordeste e todas seguem o regulamento técnico e administrativos proposto pela SAE BRASIL, este que por sua vez sofre alterações em certos períodos de tempo não definidos, buscando aumentar a segurança, competitividade e propor novos desafios de acordo com questões atuais na engenharia automobilística entre as universidades.

Requisitos que eram opcionais e passam a ser obrigatórios e cada vez mais condições são implementadas, a mais recente torna optativo, mas passivo de recebimento de pontos extras, os carros que tiverem sistema de transmissão 4x4 seja ele 4WD ou AWD, isso dentro da competição brasileira, na competição internacional que ocorre nos Estados Unidos já é obrigatório.

Seja qual for o sistema a ser utilizado será necessário o uso de algum dispositivo de transmissão entre os eixos traseiros e dianteiros das rodas, para essa tarefa o mais utilizado é o eixo cardan devido a sua natureza de transmissão contínua e fácil adaptação. Segundo o manual DANA (2013) o eixo cardan é um componente mecânico que foi inventado por Geronimo Cardano, para levar força gerada pelo motor as rodas traseiras. Desde lá continuou a ser desenvolvido para diversos outros tipos de atividades na indústria, desde a leve até as mais pesadas que exigem transmissão contínua em situações de desalinhamento, vibrações e distâncias que variam com o tempo.

É um dispositivo com alto valor agregado, mas que tem um funcionamento e fabricação relativamente simples, dependendo da função que vai exercer, se tratando de transmissão entre dois pontos fixos. Com um projeto sob medida em mãos, a equipe de manufatura aliada com o financeiro futuramente irá buscar alternativas para a viabilizar a fabricação deste importante componente, seja através da fabricação integral ou apenas algumas partes visando o melhor custo benefício para o projeto.

Além disso a oportunidade de desenvolver um projeto mecânico construindo e acoplando em sua grande maioria todos os componentes, desperta no aluno um senso crítico e tecnológico, de desenvolvimento de projetos, qualificado e experimentado, capacitando assim este a participar de projetos futuros nas demais empresas do setor.

1.1 Objetivos do trabalho

1.1.1 Objetivo Geral

O presente trabalho tem como objetivo projetar um eixo cardan para um veículo BAJA SAE com sistema de transmissão 4x4.

1.1.2 Objetivo Específico

- Realizar estudos de comportamento cinemático e de esforços na estrutura do eixo cardan.
- Fazer o dimensionamento dos componentes de acordo com tabelas, requisitos e restrições do projeto proposto.
- Modelar o projeto final de acordo com o dimensionamento.
- Validar o projeto com o auxílio de um software que faz análise por métodos de elementos finitos.

2 REFERENCIAL TEÓRICO

Projetar e construção de um mini BAJA é um grande desafio, principalmente quando é proposto uma configuração 4x4 AWD, esse tipo de sistema necessita que o torque gerado no motor chegue de maneira uniforme nas quatro rodas, isso significa que deve existir uma forma de transmissão contínua e relativamente estável entre os eixos traseiros e dianteiros. Essa é uma situação que requer uso de acoplamentos para grandes desalinhamentos angulares, como juntas universais, onde segundo Norton (2013), as juntas universais são de dois tipos comuns, o acoplamento de Hooke, que não possui velocidade constante na transmissão, e o acoplamento de Rzeppa que possui.

Ainda Norton (2013) acoplamentos de Hooke são usados em pares para cancelar seu erro de velocidade. Ambos os tipos podem lidar com desalinhamentos angulares grandes, e em pares permitem desalinhamentos paralelos grandes também. Eles são usados em eixos motores em automóveis, um par de acoplamentos de Hooke no eixo motor de tração traseira e um par de acoplamentos Rzeppas, chamadas de junta CVT, em automóveis de tração dianteira.

Os dois acoplamentos devem ser conectados para que funcionem de maneira correta, geralmente é utilizado um eixo tubular para essa finalidade, esse conjunto é o que vai caracterizar o eixo cardan, que para ser utilizado em automóveis apresenta pontas estriadas, que permitem variação no comprimento.

As dimensões vão ser baseadas na gaiola em posse do projeto e no sistema de suspensão para determinar angulações de trabalho. Mas os testes de resistência são feitos pensando nos piores cenários, mesmo que sejam praticamente impossíveis de acontecer, além disso, a aplicação de coeficientes de segurança visando englobar fenômenos de aumento de tensão vão ser utilizados. Ao fim dos testes será feito um estudo evidenciando torques e limites de resistência, para determinar a vida útil do eixo cardan.

Após esse levantamento de dados uma análise técnica das forças que normalmente atuam em um eixo cardan é feita no contexto de uso de um BAJA 4x4, aplicando conhecimentos de mecânica dos sólidos, resistência dos materiais e dinâmica, juntamente a requisitos e restrições estabelecidos pela SAE-Brasil no Informativo 35 para projetar um eixo cardan, utilizando método dos elementos finitos como forma de validação.

Para o desenvolvimento do projeto é utilizado alguns conceitos importantes que vão ser apresentados a seguir, como as partes que formam todo o mecanismo bem com seu funcionamento mecânico e forças que atuam sobre a mesma, também é valido ressaltar o uso de metodologia de projeto.

2.1 Sistema de Powertrain

O powertrain é o conjunto de peças responsável pela tração do veículo, compreendendo motor, sistemas de transmissão por correntes e correias, diferenciais, tulipas até as rodas traseiras e/ou dianteiras, é de grande importância que seja conhecido as configurações de trabalho do mesmo, como velocidade e torque, já que são essas variáveis que vão servir de parâmetros base para o projeto realizado neste trabalho.

Normalmente o motor escolhido é o modelo 19 ou 20 da marca Briggs & Stratton de 10HP, para o projeto foi escolhido o Briggs & Stratton 10HP OHV S20, como mostrado na Figura 2.

Figura 1 - Motor Briggs & Stratton OHV S20



Fonte: Briggs & Stratton (2013).

Que de acordo com trabalhos realizados pelo Instituto Mauá de Tecnologia (2019) pode atingir torques máximos de 21,64 N.m em velocidades de rotação de 2900RPM.

Aliado ao motor é bastante comum usar o CVT (Continuous Variable Transmission), apesar de seu uso não ser obrigatório, é praticamente unânime na competição devido as diversas vantagens deste sistema em cima do sistema de câmbio manual, como melhor aproveitamento de potência, menos cargas repentinas sobre os componentes, e principalmente a facilidade de instalação devido ao seu funcionamento simples.

O mais comum de ser usado é o CVT Comet 780, mostrado na Figura 3, que possui redução mínima e máxima de velocidades iguais à 3.41:1 em 750RPM e 0.68:1 em 3750RPM respectivamente.

Figura 2 - CVT Comet 780



Fonte: Comet Clutches (2017)

Geralmente o sistema de powertrain também conta com um sistema de redução fixo, como pinhão e coroa com corretes, responsável por aliviar as tensões do CVT, evitando a quebra desse componente considerado caro. O sistema de transmissão fixo que suporte essas configurações é com redução de 5,5:1 esse valor será considerado nos cálculos do torque de entrada.

Finalizando com o diferencial que terá contato direto com o eixo cardan através das cruzetas, esse componente em específico não terá nenhum tipo de redução e não será considerado a perda de potência em todos os componentes citados anteriormente, pois isso agrega no fator de segurança do produto.

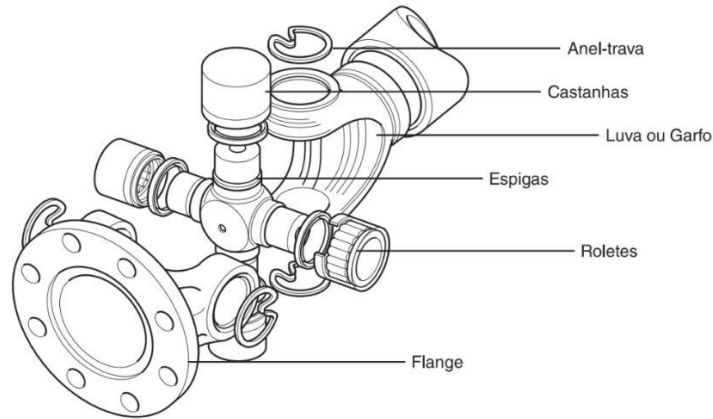
2.2 Componentes do Eixo Cardan

É um dispositivo composto por inúmeros componentes, mas que pode ser facilmente dividido para o melhor entendimento, como é dito no manual DANA (2013) um eixo cardan é composto geralmente de flange, cruzeta, luva, ponteira, tubo e garfo. Sendo assim é importante levar em conta o que cada uma dessas peças são responsáveis por fazer além de levar em consideração sob quais esforços elas se encontram para que durante a elaboração do dispositivo exista uma sequência de prioridades entre os mesmos, referente a sequência com que devem ser projetados.

A cruzeta é uma das peças mais importantes segundo Vesali, Rezvani e Kashfi (2012), por conta disso pode ser dado como ponta de partida do projeto, e segundo DANA (2013) as cruzetas são as responsáveis por transmitir a força de dois eixos em ângulos, onde o corpo principal é formado por dois eixos em forma de cruz, suas pontas são chamadas de espigas e

servem para que possam ser facilmente encaixadas nas luvas, que serão apresentadas posteriormente, e também para servirem como base de encaixe dos rolamentos. Logo abaixo é possível visualizar uma imagem da cruzeta desmontada, com outros inúmeros componentes.

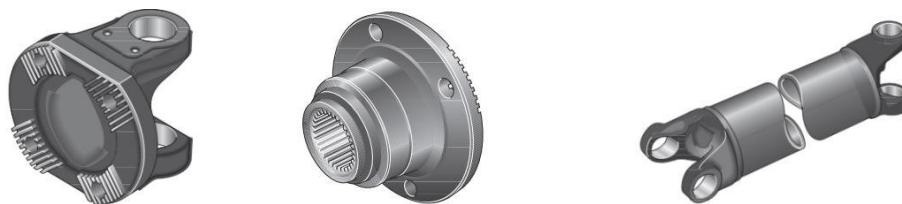
Figura 3 – Vista isométrica de componentes da junta de Hooke



Fonte: DANA (2013).

Existem dois tipos de flange que compõe o eixo, a imagem acima mostra um deles, chamado comumente de flange de orelha que é o responsável por fazer o acoplamento entre a cruzeta e o flange de acoplamento ou entrada de câmbio, são projetados comumente com estrias para melhorarem a transmissão de força e diminuïrem a carga sobre os elementos de fixação evitando a falha por fadiga nas conexões. Pode ser destacado o fato de o flange de orelha possuir outra peça muito importante que é o garfo ou luva que é encontrado no eixo tubular no lado oposto da cruzeta.

Figura 4 - a) Flange de orelha; b) Flange de acoplamento; c) Eixo tubular com garfos



Fonte: DANA (2013).

Outras partes importantes do funcionamento que podem ser destacados ainda segundo DANA (2013) são as juntas deslizantes que permite a variação do comprimento do eixo sem interferi no movimento, mas existe outro sistema com a mesma função que dependendo do projeto pode ser mais indicado que é o de luveira e pontuva, segue abaixo imagens de cada um dos sistemas.

Figura 5 - a) Junta deslizante; b) Luveira e pontuva

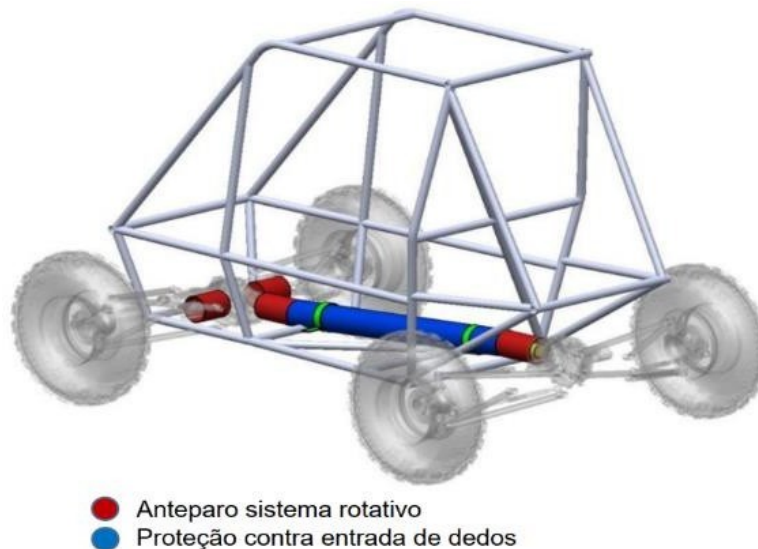


Fonte: DANA (2013).

Em veículos com mais de um cardan é comumente encontrado uso de ponteira fixa, terminais e cavaletes com rolamentos, todos eles são utilizados para conectarem uma serie de eixos evitando assim o uso de um único cardan que por conta de sua geometria apresentaria menos resistência, e maior custo de manutenção em caso de falha.

Existem outros componentes que não são ligados diretamente ao eixo mas que tem importantes funções como a de proteção, que podem ou não serem exigidos por algum tipo de norma, sendo esse o caso do BAJA, segundo o informativo 35 do BAJA-SAE (2022), Os componentes de transmissão rotativos/móveis localizados dentro do cockpit devem ser protegidos, sejam com anteparos ou contra a entrada de dedos.

Figura 6 – Proteção dos sistemas rotativos do cockpit



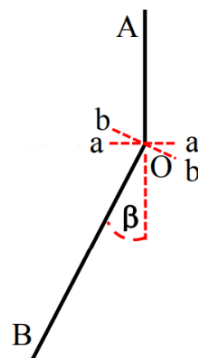
Fonte: Informativo 35 BAJA-SAE (2022).

2.3 Análise cinemática

Segundo Norton (2010) um dos principais objetivos da cinemática é criar e/ou projetar movimentos desejados de elementos mecânicos e então calcular as posições, velocidades e acelerações que esses movimentos irão gerar nos respectivos componentes. Isso também é verdade para entender as causas e consequências de certos fenômenos que podem impactar negativamente um mecanismo, conforme Souza (2014) comenta em seu trabalho, a junta universal de Hooke possui algumas características cinemáticas e dinâmicas muito peculiares. Onde o principal problema é a diferença da velocidade de transmissão do eixo de entrada e o de saída causados pela mudança de ângulo entre os garfos conectados pela cruzeta.

Conforme a Figura 7 demonstra existem dois planos de giro no mesmo ponto, são eles aOa e bOb, quando esse movimento é observado na direção de AO nota-se que no plano aOa é formado um círculo enquanto no bOb se forma uma elipse, onde o contrário acontece na direção BO, na realidade segundo Simonato (2022) os braços da cruzeta conectados ao eixo motor vão realizar um movimento circular, enquanto os braços do eixo movido serão elípticos, alterando sua posição entre os planos duas vezes a cada ciclo completo do eixo. Causando aceleração e desaceleração do garfo de saída resultando na diferença de velocidade na transmissão.

Figura 7 – Diagrama geométrico de dois cardans

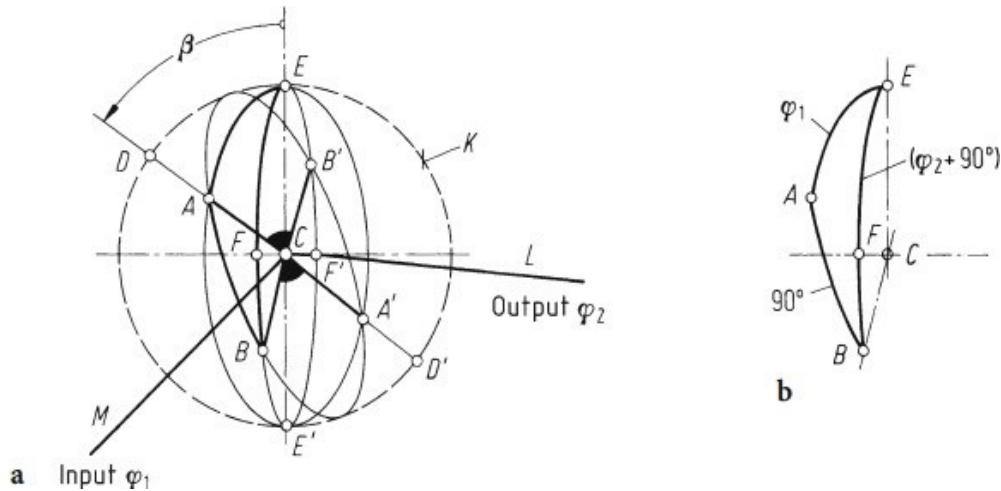


Fonte: Souza (2014).

Esse problema não será um grande empecilho no projeto já que o uso de duas juntas de Hooke vai anular a diferença de velocidade na saída do eixo, mas ainda vai ser fundamental no dimensionamento do eixo tubular tendo em vista que o mesmo poderá estar sob condição de vibração e/ou fadiga.

Segundo Seherr-Thoss, Schmelz e Aucktor (2010) a Figura 9 mostra que a relação entre os movimentos de giro do eixo CM em torno do arco EA é ϕ_1 enquanto o eixo CL tem o movimento de giro ao redor do arco FB igual a ϕ_2 logo de acordo com a equação 1

Figura 8 – Movimento rotacional não-uniforme da junta de Hooke



Fonte: Universal Joints and Driveshafts (2006).

$$\cos 90^\circ = \cos\varphi_1 \cos(90^\circ + \varphi_2) + \operatorname{sen}\varphi_1 \operatorname{sen}(90^\circ + \varphi_2) \cos\beta \quad (1)$$

Como $\cos 90^\circ = 0$ e dividindo tudo por $\cos\varphi_1 \operatorname{sen}\varphi_2$ obtemos:

$$\tan\varphi_2 = \cos\beta \tan\varphi_1 \quad (2) \text{ ou } \varphi_2 = \arctan(\cos\beta \tan\varphi_1) \quad (2)$$

Agora para posição inicial de fase deve ser considerado uma adição de 90° nos arcos, da seguinte maneira:

$$\tan(\varphi_2 + 90^\circ) = \cos\beta \tan(\varphi_1 + 90^\circ) \Rightarrow \cot\varphi_2 = \cos\beta \cot\varphi_1 \quad (3)$$

ou

$$\frac{1}{\tan\varphi_2} = \cos\beta \frac{1}{\tan\varphi_1} \Rightarrow \tan\varphi_2 = \frac{\tan\varphi_1}{\cos\beta} \quad (4)$$

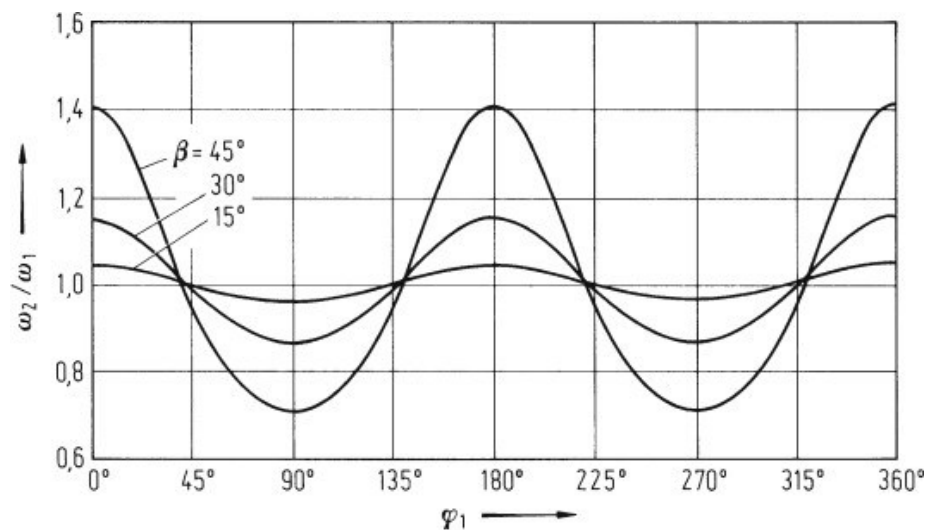
Essa é a equação que relaciona a posição angular de entrada e saída da junta, é através dela que vamos encontrar a relação da velocidade e aceleração angular através da primeira e segunda derivada respectivamente.

$$\frac{d\varphi_2}{dt} = \frac{1}{1 + \tan^2\varphi_1 \cos^2\beta} \frac{\cos\beta}{\cos^2\varphi_1} \frac{d\varphi_1}{dt} = \frac{\cos\beta}{\cos^2\varphi_1 + \sin^2\varphi_1(1 - \sin^2\beta)} \frac{d\varphi_1}{dt} \quad (5)$$

$$\frac{d\varphi_2}{dt} = \frac{\cos\beta}{1 - \sin^2\varphi_1 \sin^2\beta} \frac{d\varphi_1}{dt} \Rightarrow \omega_2 = \frac{\cos\beta}{1 - \sin^2\varphi_1 \sin^2\beta} \omega_1 \quad (6)$$

Através da equação 5 é possível estabelecer um gráfico com a diferença de velocidade de transmissão pela angulação da entrada e saída, estabelecidos em 15°, 30° e 45°.

Gráfico 1 – Diferença na velocidade de transmissão de acordo com a angulação



Fonte: Universal Joints and Driveshafts (2006).

A mudança na velocidade não impacta no desenvolvimento do projeto, mas pode se apresentar útil em casos de fenômenos causados por desbalanceamento em grandes máquinas que vão necessitar de eixo com diâmetros maiores. O que realmente vai importar é a mudança na aceleração, que influencia diretamente na mudança de torque, o que significa uma situação de fadiga, que será um fator essencial a ser levado em conta no projeto do eixo tubular que conectará as duas juntas de Hooke e nas cruzetas que também será impactada por essa mudança constante.

A partir da segunda derivada da equação (3) podemos obter:

$$\frac{d^2\varphi_2}{dt^2} = \frac{d^2\varphi_1}{dt^2} \frac{\cos\beta}{1 - \sin^2\beta \sin^2\varphi_1} \quad (7)$$

Fazendo a substituição de $\sin\beta = u$ e $\cos\beta = du$ temos a equação 8.

$$\frac{d\varphi_2}{dt} = \frac{u'}{1-u^2\text{sen}^2\varphi_1} \quad (8)$$

Que com respeito ao tempo a equação 9 pode ser utilizada para relacionar a mudança de torque no tópico de análise estrutural apresentado posteriormente.

$$\begin{aligned} \alpha_2 = \frac{d^2\varphi_2}{dt^2} &= \frac{d\varphi_1}{dt} k' \frac{0(1 - k^2\text{sen}^2\varphi_1) - 1(-k^2\text{sen}\varphi_1 \cos\varphi_1)}{(1 - k^2\text{sen}^2\varphi_1)^2} \frac{d\varphi_1}{dt} \\ &= \left(\frac{d\varphi_1}{dt}\right)^2 \frac{k'k^2 \text{sen}\varphi_1 \cos\varphi_1}{(1 - k^2\text{sen}^2\varphi_1)^2} = \omega^2 \frac{\cos\beta \text{sen}^2\beta \text{sen}2\varphi_1}{(1 - \text{sen}^2\beta \text{sen}^2\varphi_1)^2} \end{aligned} \quad (9)$$

2.4 Análise estrutural

Forças de atuação em um projeto não é estudado apenas para determinar o quão resistente devem ser as peças que o compõem, mas também para realizar a correta previsão da transformação dessas forças, resultando em componentes que são mais fáceis de serem colocados em análise, também vale citar que previsão de falhas são importantes na avaliação de qualidade de um produto evidenciando aspectos como cargas máximas suportadas, frequências de trabalho e limite de vida.

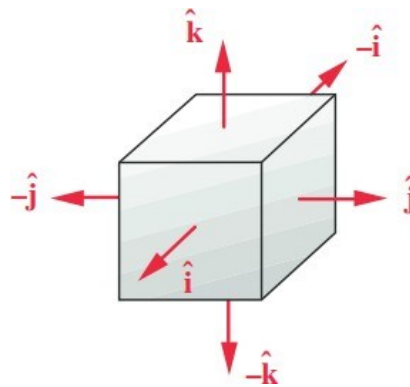
Segundo Seherr-Thoss, Schmelz e Aucktor (2010) a durabilidade de uma junta pode ser determinada por equipamentos de testes e pura aproximação matemática e mesmo assim continuar inadequada, a única junta que pode ser determinada com boa segurança é a junta de Hokke.

Isso implica que o projeto do eixo cardan pode ser feito com boa precisão apenas de forma analítica, sem necessitar submeter a testes protótipos do projeto para se ter uma boa qualidade no produto final, o que favorece o objetivo de se atingir um custo de produção menor que os encontrados no mercado, para que isso aconteça é necessário levar em conta diversos parâmetros, além do torque diretamente atuando é importante considerar como a vibração e a mudança de angulação influenciam nessa transformação de forças.

2.4.1 Tensão

Toda força aplicada em um corpo qualquer que possua volume não desprezível gera uma distribuição na área da seção transversal do mesmo, essa distribuição é o que pode ser chamada de tensão, uma forma bem comum de se ilustrar essa situação é através de elementos infinitesimais do corpo em formato de cubo.

Figura 9 – Tensões na superfície de elemento finito



Fonte: Norton (2013)

Segundo Norton (2013) as tensões normais atuam em cada face desse cubo, podendo estica-los caracterizando uma tensão de tração ou comprimi-los caracterizando uma tensão de compressão. E apesar de tensão ter uma maior atuação em certos locais do corpo ela acontece em todas as partes diferenciando-se apenas a pelo módulo de tensão.

Ela pode ser descrita praticamente da mesma forma que a pressão, ou seja, uma força P atuando em uma certa área A como mostra a fórmula abaixo:

$$\sigma = \frac{P}{A} \quad (10)$$

É medida na unidade Pa (Pascal) onde cada unidade de medida equivale a 1N atuando em uma área de 1m².

2.4.2 Flexão

Quando um momento é aplicado em uma barra surge uma situação um pouco diferente da tensão pura, onde parte do corpo será submetido a tensão de compressão, enquanto outra parte estará submetida a tensão de tração, a transição entre esses dois tipos de tenção é chamada

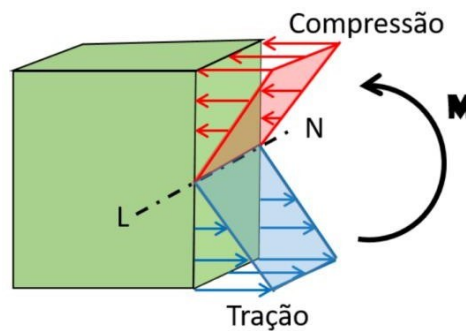
de linha neutra, e quanto mais distante a parte do corpo da barra estiver dela maior será a tensão, seja ela tração ou compressão.

Nesse caso é mais útil analisar todo o corpo ao invés de um elemento finito, pois dessa forma será mais fácil a visualização da transição.

Na Figura 11 é possível observar como esse processo ocorre de maneira mais clara, e como a tensão pode ser dimensionada através do momento resultante em torno de um eixo (M) e da distância que o mesmo ocorre da linha neutra (y ou c caso seja a distância máxima), também é necessária o conhecimento da inercia de área (I) da seção em que o ponto que se deseja calcular está, assim temos:

$$\sigma_x = \frac{Mc}{I} \quad (11)$$

Figura 10 – Tensões causados por momento

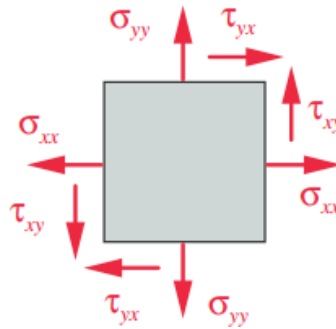


Fonte: <https://pt.linkedin.com/pulse/flex%C3%A3o-pura-carolina-grossi> (03/03/2024).

2.4.3 Cisalhamento

Tensões de cisalhamento pode ser analisada de forma semelhante as tensões de tração e compressão, é possível visualizar sua atuação de forma mais pontual, como vemos na Figura 12.

Figura 11 – Tensões de cisalhamento



Fonte: Norton (2013).

As tensões de cisalhamento podem ser identificadas com a letra τ , podendo ser facilmente percebido que ao contrário das tensões de tração e compressão ela acontece paralela as faces do elemento finito., o que gera em muitos casos uma comparação com corte, por isso é também conhecida como força cortante.

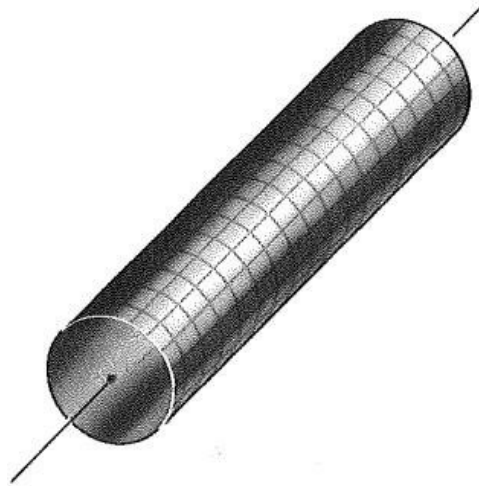
É determinada pela força de cisalhamento interno (V), a área da seção transversal (A_t), a distância que o ponto de determinação se encontra do centroide de A_t , identificado por y , o momento de inércia da área (I) e a largura da seção transversal (t) da seguinte forma:

$$r = \frac{VA_t y}{It} \quad (12)$$

2.4.4 Torção

Segundo Hibbeler (2010) a torção é causada por torques que tendem a torcer elementos em torno do seu próprio eixo longitudinal, uma melhor visualização desta ação é imaginar um eixo com diversos círculos ao longo do seu corpo igualmente espaçados, e linhas paralelas ao eixo longitudinal distribuídas igualmente ao redor de sua circunferência de forma que fiquem perpendicular aos círculos como ilustrado na Figura 13.

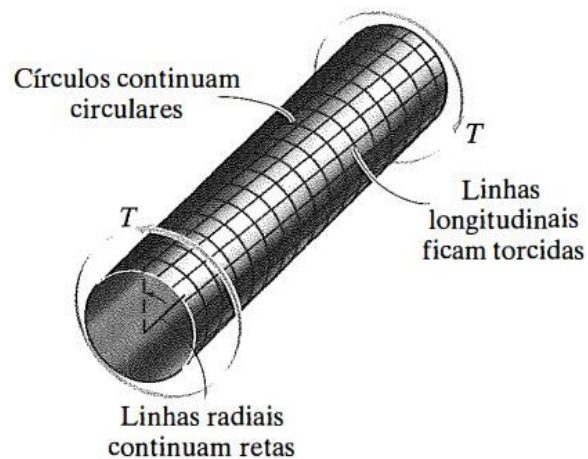
Figura 12 – Barra redonda sem esforços atuantes



Fonte: Hibbeler (2010).

Ao aplicar o torque, com uma das extremidades estáticas, ao longo do eixo longitudinal, de forma que o elemento se deforme, seria possível visualizar os círculos ao longo do corpo praticamente intactos enquanto as linhas mudariam seus ângulos em relação aos mesmos, deixando de serem linhas retas e tomando forma de um helicóide como ilustra a Figura 14.

Figura 13 – Barra redonda sob torção



Fonte: Hibbeler (2010).

Isso forma uma tensão de cisalhamento máxima (τ_m) que dependerá do torque interno aplicado na seção transversal do corpo do eixo (T), a distância do centro do eixo até o ponto de

interesse podendo ser o próprio raio externo (r), e o momento polar de inércia da seção transversal (J).

$$r_m = \frac{Tr}{J} \quad (13)$$

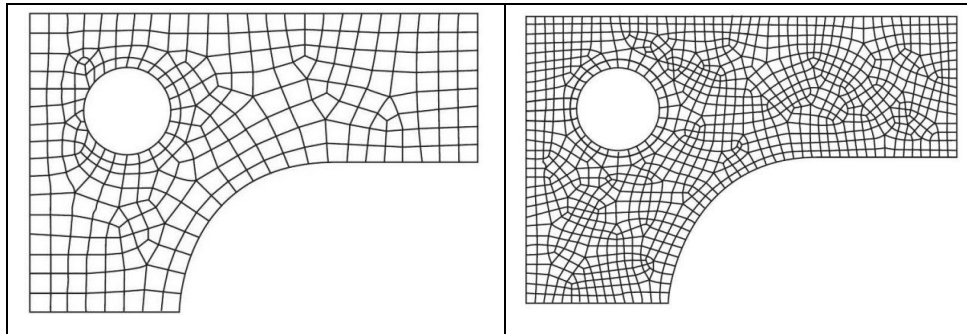
2.4.5 *Método dos Elementos Finitos*

A análise de elementos finitos é baseada na resolução por métodos de elementos finitos, que foi criado para auxiliar na resolução de problemas de engenharia de maneira mais rápida, garantindo a segurança dos resultados. Consiste na separação de um problema grande e complexo em pequenos problemas mais fáceis de serem analisados, voltado para uma peça por exemplo, seria como dividi-la em pequenos elementos, como um cubo, e fosse feito uma análise estática em cada um dos mesmos, onde o resultado pode ser usado como um parâmetro de entrada para o próximo, todas as operações são feitas na forma de matrizes, com algumas técnicas de interpolação para minimização de erros.

Segundo Shigley (2011), como esse método discretiza um domínio de uma estrutura contínua erros acabam sendo inevitáveis. Erros computacionais acontecem de arredondamentos causados por cálculos em pontos flutuantes e pelo método de integração utilizado por cada programa. E erros de discretização acontecem pela transformação dos elementos contínuos em elementos aproximados causando pequenos erros durante as operações em relação a peça real.

Todos os erros citados acima podem ser diminuídos através do refinamento da malha como mostra a figura 19, diminuindo o erro, porém aumentando o tempo de processamento devido a quantidade de elemento e nódulos, tornando necessário o estabelecimento de uma malha otimizada, sendo mais refinada em pontos de grandes tensões e menos refinada em locais mais estáveis.

Figura 14 – Refinamento de malha



Fonte: Shigley (2011).

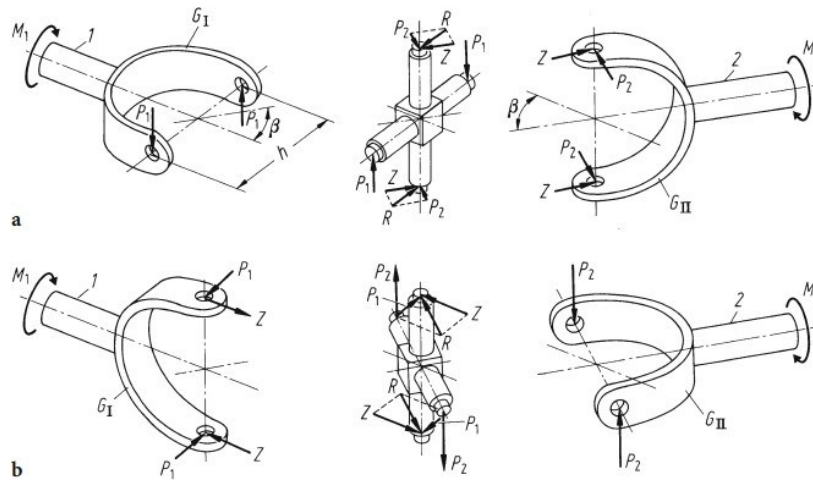
Quanto a aplicação de carga, podem ser de dois tipos, aplicação nodal, onde se leva em consideração que não existe uma preocupação em relação a tensões próximas do ponto de aplicação da carga. A outra que seria aplicação de cargas de elementos, que leva em consideração desde cargas devido ao próprio peso do elemento até expansão do mesmo devido a cargas térmicas, no geral é possível aplicação de cargas de maneira pontual sem muita diferença nos resultados finais, mas depende do programa utilizado.

2.4.6 Forças de atuação na junta

Como dito anteriormente quando uma junta de Hokke está em uma angulação maior que 0° ela se transforma em um mecanismo que modifica o torque contínuo em um torque cíclico, compreender como essa mudança acontece e principalmente a relação entre as forças de entrada e saída vai possibilitar uma precisão maior no dimensionamento das cruzetas e no eixo tubular que conecta as duas juntas. Levando em consideração a junta de Hokke como um mecanismo isolado e o separando em três peças, garfo de entrada, cruzeta e garfo de saída.

Seherr-Thoss, Schmelz e Aucktor (2010) associa o torque de entrada M_1 com o torque de saída M_2 através das forças que atuam na cruzeta P_1 causada por M_1 atuando em hastes opostas uma da outra, e P_2 a força que causa M_2 atuando em hastes perpendiculares a de P_1 . Começando por $M_1 = P_1 \cdot h$ que é a equação de entrada, e $R \cdot h = M_2$ que é a equação de saída, R é por causa da angulação da junta maior que 0° onde uma força de reação Z perpendicular a P_2 surgirá criando uma soma de forças equivalente a R dependendo do ângulo de inclinação β .

Figura 15 – Forças de atuação na junta de Hokke



Fonte: Seherr-Thoss, Schmelz e Aucktor (2010).

Como R é resultante de P_2 e Z podemos separar a análise em duas onde:

$$P_2 = R \cos \beta \quad (14)$$

$$Z = R \sin \beta \quad (15)$$

Para a posição angular do garfo de entrada igual a 0° é possível estabelecer uma relação com o toque de entrada e saída através da análise individual de cada uma das forças estabelecidas anteriormente P_2 e Z , e a largura do garfo (h). Começando pelo componente do torque de saída M_2 se tem:

$$M_2 = P_2 h = (R \cos \beta) h \quad (16)$$

Com a mesma ideia aplicada a força de equilíbrio Z :

$$M_z = Z h = (R \sin \beta) h \quad (17)$$

Para que essas forças possam ser relacionadas ao torque de entrada é necessário o uso da equivalência da força de entrada $P_1 = R$, o que resulta na relação com as forças P_2 e Z :

$$P_2 h = (P_1 \cos \beta) h \Rightarrow M_2 = M_1 \cos \beta \quad (18)$$

$$Z h = (P_1 \sin \beta) h \Rightarrow M_z = M_1 \sin \beta \quad (19)$$

As equações acima podem ser resumidas em forma de torque para melhor entendimento como:

$$T_2 = T_1 \cdot \cos\beta \quad (20)$$

$$T_z = T_1 \cdot \sen\beta \quad (21)$$

Onde T_2 é torque do componente maior do segundo garfo, T_z correspondente ao componente menor do segundo garfo, quando o plano de trabalho da cruzeta for correspondente a 0° e 180° .

Para o plano a 90° e 270° temos:

$$T_2 = \frac{T_1}{\cos\beta} \quad (22)$$

$$T_z = T_1 \times \tg\beta \quad (23)$$

2.4.7 Critérios de falha para projeto

Segundo Norton (2013) existem três modelos de falha por fadiga em uso, atualmente, e cada um possui uma área de aplicação e um propósito. Um dos primeiros a serem usados foi relacionar a tensão por número de ciclos, onde é utilizado em situações que o ciclo das tensões é bem conhecido, e seja voltado principalmente para fadigas de alto-ciclo, ou seja com mais de 10^3 ciclos de tensão. É um modelo que busca determinar a resistência e o limite de fadiga para que a peça seja dimensionada de acordo com a resistência a fadiga do material buscando manter as tensões baixas e impedindo a criação de trincas.

Ao invés do uso da tensão como parâmetros para previsão de falha por fadiga o segundo modelo faz uso da deformação por número de ciclos o que faz dele mais preciso para determinar quando será o início do estágio de iniciação da trinca, também abra a possibilidade de incluir efeitos de combinação de cargas e temperaturas. É mais recomentado em falhas por fadiga de baixo ciclo e tensões suficientes para deformar plasticamente o material, por ser muito complicada de ser aplicado requer o auxílio soluções por computadores.

Já a abordagem por mecânica da fratura linear-elástica é um modelo voltado para o estágio da propagação de trinca, serve principalmente na determinação da vida restante de uma peça já em uso, assim como o modelo de deformação-número de ciclos, é usado para regimes

de fadiga de baixo-ciclo e problemas de vida finita e também apresenta muita complicação em ser aplicado.

Fazendo todas essas considerações sobre as formas de determinar a falha por fadiga o modelo de tensão-número de ciclos se apresenta como o mais promissor pois além do projeto ser de um eixo de mini BAJA que estará submetido em um regime de alto-ciclo, também apresenta facilidade de determinar as forças atuantes sobre o mesmo.

Para a aplicação mais prática é necessário que seja determinado qual o tipo de material a ser utilizado, como um dos objetivos do projeto é buscar economia para o projeto do Iaguary-BAJA como um todo, é indispensável o uso de materiais que possam apresentar um limite de resistência a fadiga, como aços e ferro, onde será feita uma estimativa para o limite de fadiga de acordo com diversos fatores como efeito de sollicitação, tamanho, superfície do material, temperatura e confiabilidade buscando um dimensionamento que proporcione as peças uma “vida infinita”, mas antes de tudo é necessário ter as informações de resistência a tração S_{ut} e resistência ao escoamento S_y .

Partindo de S_{ut} a primeira estimativa de acordo com o material para determinar o limite de fadiga estimado $S_{e'}$ que segundo Norton (2013) são iguais a:

$$S_{e^f} \cong 0,5S_{ut} \text{ para } S_{ut} < 1400MPa \quad (24)$$

$$S_{e'} \cong 700MPa \text{ para } S_{ut} \geq 1400MPa \quad (25)$$

Essas relações apresentadas nas equações 17a e 17b são válidas apenas para aços.

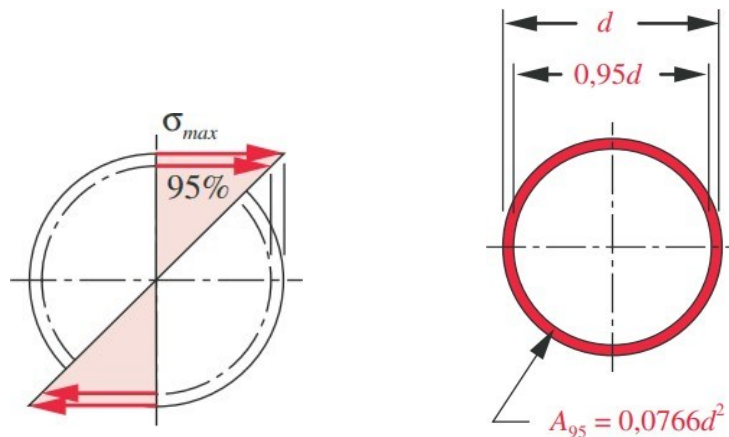
Para ferros temos:

$$S_{e^f} \cong 0,4S_{ut} \text{ para } S_{ut} < 400MPa \quad (26)$$

$$S_{e'} \cong 160MPa \text{ para } S_{ut} \geq 400MPa \quad (27)$$

Após isso o primeiro efeito a ser corrigido será o de sollicitação que vai ser definido de acordo com que tipo de força a peça está lidando seja ele flexão ou força normal, no caso em específico será utilizados os dois $C_{car}=1$ para o eixo e $C_{car}=0,7$ para cruzetas e garfos. Em seguida será levado em consideração o tamanho em relação a falha por torção que segundo Norton (2013) 95% acontece nas bordas de um corpo cilíndrico.

Figura 16- a) 95% da tensão atuante b) Área equivalente de atuação da tensão



Fonte: Norton (2013)

E relacionar o fator de correção da seguinte maneira:

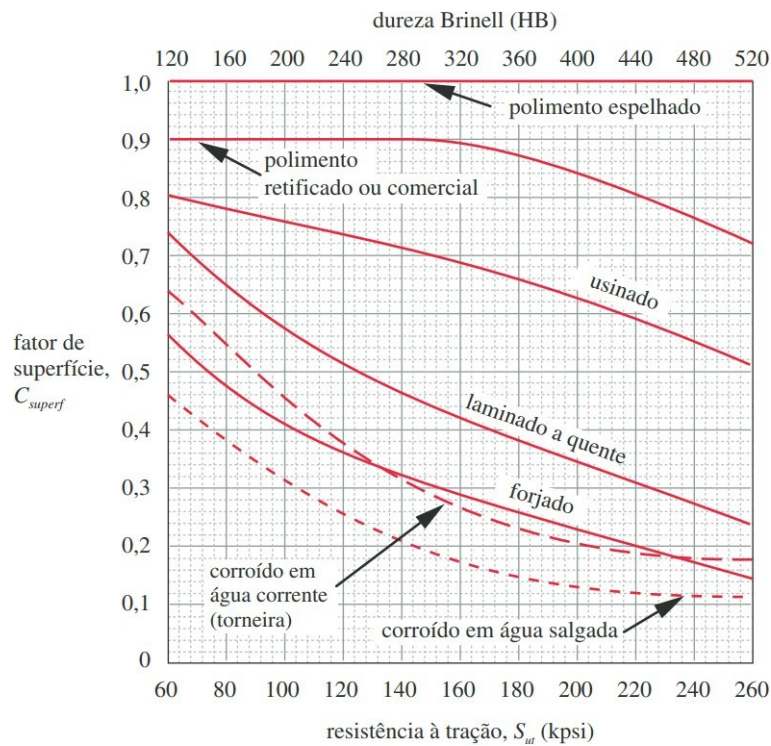
$$C_{tam} = 1 \text{ para } d \leq 8\text{mm} \quad (28)$$

$$C_{tam} = 1,189d^{-0,097} \text{ para } 8\text{mm} < d \leq 250\text{mm} \quad (29)$$

$$C_{tam} = 0,6 \text{ para } d > 250\text{mm} \quad (30)$$

Também é importante levar em consideração o estado da superfície da peça, quanto maior a qualidade de acabamento de uma peça maior será sua resistência devido as poucas concentrações de tensão, mas como não é muito praticável na realidade e necessário fazer a correção através do fator de superfície que pode ser determinado por dureza de Brinell (HB) ou resistência a tração (S_{ut}) pelo processo de acabamento realizado na superfície analisando o Gráfico 2:

Gráfico 2 – Fator de correção de superfície por fabricação



Fonte: Norton (2013).

Temperatura não é um fator relevante pois segundo Shigley e Mitchell sugerem que apenas para temperaturas maiores que 450°C devemos aplicar fatores de correção de temperatura $C_{tem} < 1$. Também será relevante a confiabilidade na resistência a falha que é um fator de correção, mas diferente de todos os outros será estabelecido de acordo com o próprio projetista seguindo a Tabela 1:

Tabela 1 – Fator de correção de confiabilidade

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: Norton (2013).

Os fatores de correção apresentados na tabela 3 estão relacionados principalmente a tendência de desvio padrão de resistência a fadiga nos aços que não excedem 8% de valores médios.

Após a determinação de todos os coeficientes de projeto é possível determinar o limite de fadiga corrigido:

$$S_e = C_{car}C_{tam}C_{sup}C_{tem}C_{con}S_{e'} \quad (31)$$

Na plotagem do diagrama S-N estimado em escala log-log o resultado da equação 20 será realizado apenas para a faixa de 10^3 até 10^6 através de S_m estimado, que vai ser relacionado ao tipo de força atuando na peça.

$$S_m = 0,9S_{ut} \text{ para flexão} \quad (32)$$

$$S_m = 0,75S_{ut} \text{ para força normal} \quad (33)$$

Para determinar a equação da reta entre 10^3 ciclos e 10^6 ciclos utilizamos a equação 22

$$S(N) = aN^b \quad (34)$$

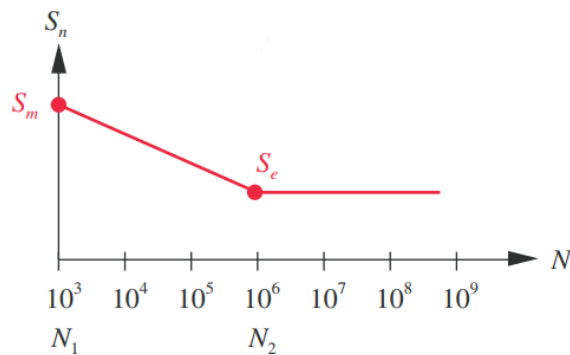
Onde N será o número de ciclos, a e b constantes adimensionais determinados por condições de contorno, como o projeto será trabalhado em cima de materiais com limite de fadiga, de acordo com Norton (2013) as equações 23 e 24 podem ser utilizadas para determiná-las:

$$b = \frac{1}{-3} \log\left(\frac{S_m}{S_e}\right) \quad (35)$$

$$\log(a) = \log(S_m) - 3b \quad (36)$$

Após a determinação dos dois pontos me $N_1=10^3$ e $N_2=10^6$ é possível estabelecer uma reta que representa a queda da resistência ao longo do uso da máquina até se estabilizar e estabelecer um limite de vida infinito como mostrado no Gráfico 3.

Gráfico 3 – Curva S-N de resistência a fadiga



Fonte: Norton (2013).

A partir disso é possível determinar se o projeto de cada componente pode ser considerado com vida infinita dentro do contexto de fadiga, facilitando no dimensionamento dos componentes do projeto buscando sempre um valor abaixo de S_e.

2.4.8 Fatores de concentração de tensão

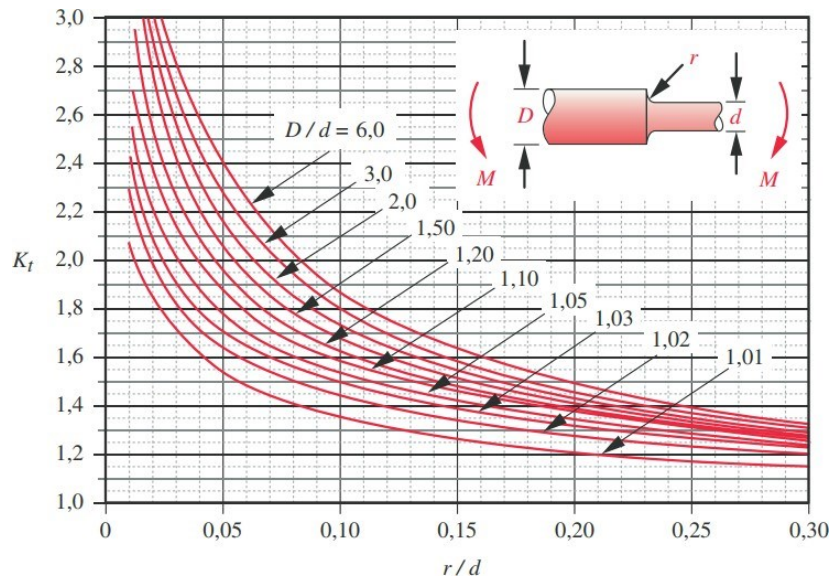
Quando peças mecânicas são projetadas geralmente deve ser evitado que cantos muito retos apareçam, geralmente é necessário que seja feito um arredondamento do local para que seja evitado um encolhimento muito abrupto de área de atuação das forças resultando em pontos muito elevados de tensão.

Então para se obter o fator geométrico de concentração de tensão, podemos usar:

$$K_t = A \left(\frac{r}{d}\right)^b \quad (37)$$

Essa equação será utilizada tanto em momento de flexão quanto de torção, o que vai mudar será os parâmetros dos gráficos e tabelas utilizadas onde A e b serão determinados.

Gráfico 4 – Fator de concentração de tensão em flexão eixo



Fonte: Norton (2013).

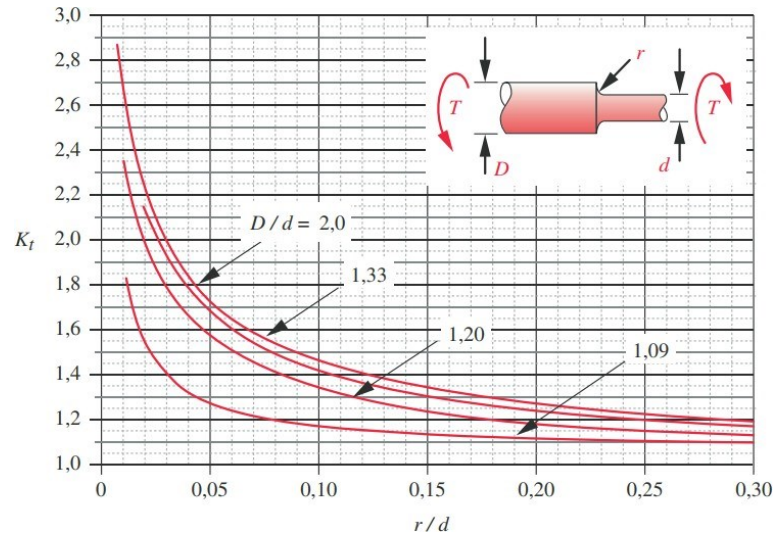
Tabela 2 – Valores de A e b flexão

D/d	A	b
6,00	0,87868	-0,33243
3,00	0,89334	-0,30860
2,00	0,90879	-0,28598
1,50	0,93836	-0,25759
1,20	0,97098	-0,21796
1,10	0,95120	-0,23757
1,07	0,97527	-0,20958
1,05	0,98137	-0,19653
1,03	0,98061	-0,18381
1,02	0,96048	-0,17711
1,01	0,91938	-0,17032

Fonte: Norton (2013).

Os gráficos 4 e 5, são relacionadas a flexão de um eixo com dois diferentes diâmetros, podendo ser aplicado em forças de atuação radial, como a parte externa e interna de uma luveta e pontuva.

Gráfico 5 – Fator de concentração de tensão em torção de eixo



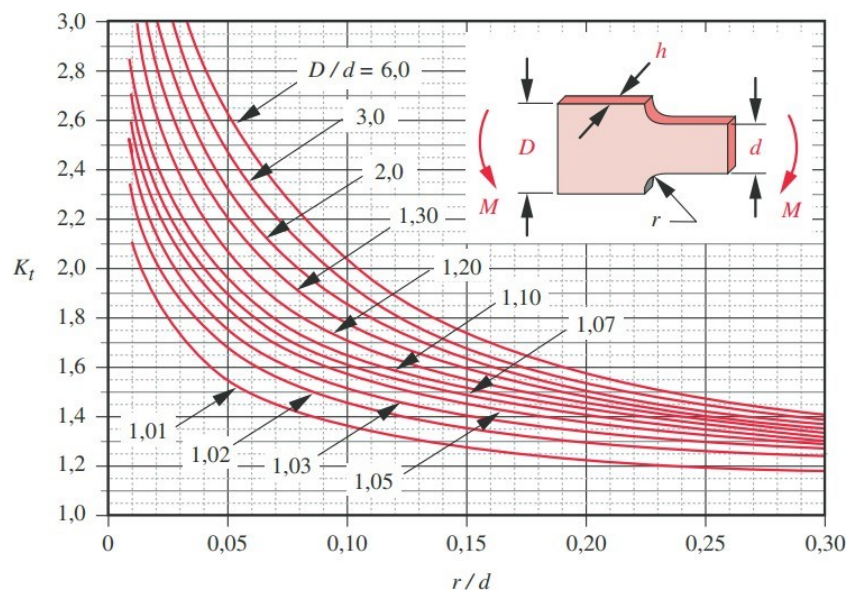
Fonte: Norton (2013).

Tabela 3 – Valores de A e b torção

D/d	A	b
2,00	0,86331	-0,23865
1,33	0,84897	-0,23161
1,20	0,83425	-0,21649
1,09	0,90337	-0,12692

Fonte: Norton (2013).

Gráfico 6 – Fator de concentração de tensão em flexão de barra



Fonte: Norton (2013).

Tabela 4 – Valores de A e b para flexão de barra

D/d	A	b
6,00	0,89579	-0,35847
3,00	0,90720	-0,33333
2,00	0,93232	-0,30304
1,30	0,95880	-0,27269
1,20	0,99590	-0,23829
1,10	1,01650	-0,21548
1,07	1,01990	-0,20333
1,05	1,02260	-0,19156
1,03	1,01660	-0,17802
1,02	0,99528	-0,17013
1,01	0,96689	-0,15417

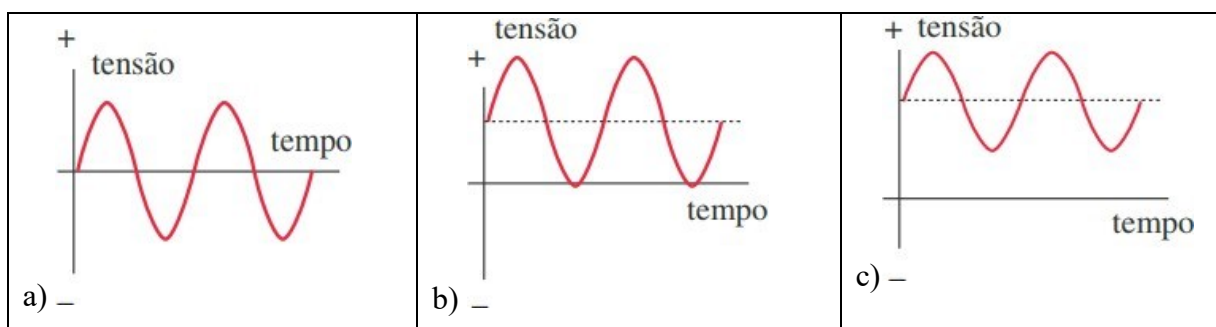
Fonte: Norton (2013)

2.4.9 Eixos de transmissão

Segundo Norton (2013) a maior parte das cargas atuantes em eixo são torção, devido a transmissão de torque na maioria dos casos, e flexão por causa de cargas transversais, muitas vezes esses dois tipos de cargas atuam em conjunto. Além disso o módulo da força atuante pode ser estático ou dinâmico, se alterando conforme o tempo, que é o caso tratado neste trabalho.

As forças dinâmicas se dividem em três tipos distintos, como mostra a figura 17.

Figura 17 – Tipos de cargas alternadas



Fonte: Norton (2013)

O primeiro tipo que seria alternada é uma situação onde um eixo rotativo sofre com tensões de forma alternada, onde os elementos de sua superfície experimentam tanto tração quanto compressão.

A carga do tipo repetida faz o eixo sofrer apenas tensão de tração ou compressão, onde a cada certo período de tempo ele zera.

E o último tipo, é o pulsante que assim como a carga repetida tensiona o eixo em apenas tração ou compressão, mas apenas apresenta valores máximo e mínimos maiores que zero.

Máquinas ou componentes que sofrem esforços dinâmicos não podem ser projetados apenas com teorias de resistência estática, qualquer peça que esteja sob forças cíclicas deve ser projetada visando uma possível falha por fadiga, de forma que possa ser eliminada completamente, mas caso não seja possível deve ser atrasada o máximo possível, isso se deve aos mecanismos de falha por fadiga que aparecem sob essas circunstâncias.

Esse problema sempre terá início através de uma trinca ou descontinuação da microestrutura metálica, que será aumentada ao longo do tempo pelas mudanças repentinas nas forças que agem sobre a peça, até o momento de ruptura completa e repentina. É praticamente impossível evitar que isso aconteça devido principalmente ao fato que defeitos de fabricação que geram descontinuidade sempre estão presentes.

O crescimento das trincas é devido a um ciclo de tração e compressão onde a cada momento tracionado haverá um pequeno aumento na direção normal a força que quando estiver no ciclo de compressão facilitará ainda mais para a propagação da trinca no próximo ciclo de tração. Isso não é particularmente um problema no projeto de um eixo, devido as forças serem sempre de compressão, porém a corrosão do material ainda pode contribuir nesse aspecto devido ao fenômeno de corrosão sob tensão, que está relacionado principalmente a solicitações cíclicas, isso é diretamente aplicado a eixos e deve ser um dos focos durante o desenvolvimento do projeto.

Todas as situações mencionadas anteriormente caracterizam um componente que está sob o perigo de falhar por fadiga, por isso é importante que se tenha um critério para o cálculo do diâmetro mínimo do eixo que englobe essas situações e que ao mesmo tempo seja confiável, por isso será usado o critério de falha por fadiga de energia de distorção de Soderberg apresentado na equação 36.

$$d = \left\{ \frac{32 \times N_f}{\pi} \times \left[K_f^2 \times \left(\frac{T_{z,m}}{S_y} + \frac{T_{z,a}}{S_e} \right)^2 + K_{fs}^2 \times \left(\frac{T_m}{S_y} + \frac{T_a}{S_e} \right)^2 \right] \right\}^{\frac{1}{3}} \quad (38)$$

Onde:

d – Diâmetro mínimo do eixo

N_f – Coeficiente de segurança

K_f – Fator de concentração de tensão de fadiga em flexão

$T_{z,m}$ – Momento médio

$T_{z,a}$ – Momento médio alternado

S_y – Resistência ao escoamento

S_e – Limite de fadiga corrigido

K_{fs} – Fator de concentração de tensão de fadiga em torção

T_m – Torque médio

T_a – Torque médio alternado

A equação 38, é apenas para eixos completos, para eixos tubulares é necessário a introdução do fator k , que relaciona o diâmetro interno com o externo, como pode ser visto na equação 39.

$$k = \frac{d_i}{d_e} \quad (39)$$

Onde d_i será o diâmetro interno e o d_e o diâmetro externo, tornando a equação 39 igual à:

$$d \times (1 - k^4)^{\frac{1}{3}} = \left\{ \frac{32 \times Nf}{\pi} \right. \quad (40)$$

$$\left. \times \left[K_f^2 \times \left(\frac{T_{z,m}}{S_y} + \frac{T_{z,a}}{S_e} \right)^2 + K_{fs}^2 \times \left(\frac{T_m}{S_y} + \frac{T_a}{S_e} \right)^2 \right]^{\frac{1}{3}} \right\}$$

Antes da utilização destas equações também é necessário que se conheça as cargas de flexão e torção tanto média quanto alternada.

Para cargas de flexão e torção média temos:

$$M_m = \frac{M_{m\acute{a}x} + M_{m\acute{i}n}}{2} \quad (41)$$

$$T_m = \frac{T_{m\acute{a}x} + T_{m\acute{i}n}}{2} \quad (42)$$

E para cargas de flexão e torção alternada:

$$M_a = \left| \frac{M_{m\acute{a}x} - M_{m\acute{i}n}}{2} \right| \quad (43)$$

$$T_a = \left| \frac{T_{m\acute{a}x} - T_{m\acute{i}n}}{2} \right| \quad (44)$$

2.4.10 Estrias

Quando temos uma situação onde os elementos são muito pequenos e existe a impossibilidade do uso de chavetas para transmissão, segundo Norton (2013) as estrias podem muito bem cumprir esse papel de elemento de transmissão assim como as chavetas, a grande diferença seria a quantidade e a forma que será feita, as estrias são basicamente chavetas esculpidas no eixo, a grande vantagem delas é a economia de espaço e uma melhor distribuio das forças.

Elas podem ter um perfil mais quadrado ou em formas de involuta, segundo Lucas Souza de Oliveira (2018) obedecem a um padrão de dentes geralmente 6, 8, 10, 16 ou 20, onde a capacidade de transmissão de torque do perfil quadrado é dada pela equao 45.

$$T_{cm} = 0,75 \times \sigma_c \times h_f \times i \times \left(\frac{D - h}{2} \right) \times L \quad (45)$$

Onde:

T_{cm} – Capacidade máxima de transmissão de torque

σ_c – Pressão de contato dos flancos

D – Diâmetro externo da estria

h_f – Altura dos flancos

i – Número de estrias

L – Comprimento útil da estria

Como o projeto prevê deslizamento sobre cargas normais devemos usar valores de 100  500Kg/cm² para a pressão de contato dos flancos.

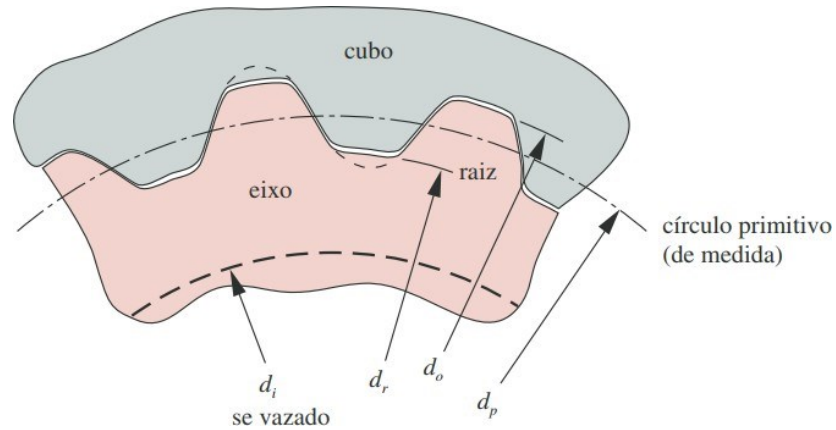
Para calcular o comprimento mínimo da estria Norton (2013) sugere:

$$l \cong \frac{d_r^3 \left(\frac{1 - d_i^4}{d_r^4} \right)}{d_p^2} \quad (46)$$

Onde:

- l – Comprimento mínimo da estria
 d_r – Diâmetro da raiz do dente
 d_i – Diâmetro interno em caso de tubular
 d_p – Diâmetro primitivo da estria

Figura 18 – Estrias de cubo e eixo



Fonte: Norton (2013).

Todos os cálculos servirão como base para selecionar o perfil mais adequado de estria, onde as equações 45 e 46 desempenharão o papel de validação de resistência mínima exigida, no Anexo I é possível visualizar a tabela da norma para eixos estriado DIN 5482, encontrada em anexo.

3 MATERIAIS E VALIDAÇÃO

3.1 Metodologia de projeto

A metodologia de projeto é uma forma de tentar prever o que vai acontecer com o desenvolvimento de um produto, pensando desde o problema a ser enfrentado até a fabricação dos componentes deste produto, se tornando indispensável em qualquer processo de desenvolvimento seja ele grande ou pequeno.

Tabela 5 - Metodologia de desenvolvimento de produto

1	Identificação da necessidade
2	Pesquisa de suporte
3	Definição dos objetivos
4	Especificação de tarefas
5	Síntese
6	Análise
7	Seleção
8	Projeto detalhado
9	Protótipo e teste
10	Produção

Fonte: Adaptado de Norton (2013).

Com base na metodologia apresentada anteriormente é possível um corte ou modificação das etapas desnecessária tornando a o desenvolvimento do produto mais eficientes para um projeto de menor complexidade, que é o caso de um dispositivo mecânico, tendo em vista que as necessidades e conceitos do projeto já estão bem definidos, é possível juntar todas elas em uma única etapa que consiste em procurar os requisitos a serem atendidos juntamente as restrições para a limitação no número de possíveis soluções.

Para a segunda etapa será utilizado tudo o que for obtido na etapa anterior para o desenvolvimento do pré-projeto, onde os primeiros dimensionamentos devem ser feitos. Após isso será o projeto executivo na terceira etapa, onde será detalhado os encaixes dos elementos dimensionados na etapa anterior. Por fim será a etapa de validação, onde será utilizado o método por elementos finitos com o auxílio de um software apropriado. Na tabela 2 é mostrado a metodologia a ser seguida pelo projeto.

Tabela 6 - Metodologia a ser adotada

ETAPA	OBJETIVO
1	Obtenção de requisitos e restrições
2	Início do pré-projeto com base na etapa anterior
3	Projeto executivo, realizando um detalhamento do pré-projeto
4	Validação dos principais componentes do projeto

Fonte: elaborado pelo autor.

3.2 Materiais

Antes que qualquer tipo de dimensão seja calculado para as peças de um projeto, é necessário na maioria das vezes conhecer as propriedades do material, principalmente o limite de escoamento e ruptura. Muitas vezes a escolha do material é o primeiro passo no desenvolvimento do projeto, sempre visando a situação da qual o componente está submetido.

Na indústria automobilística existem alguns tipos de aço que são mais empregadas, geralmente normalizados pela SAE ou pela DIN, os que mais se destacam para o projeto de um eixo cardã são, DIN ST 52.3, que possui granulação fina tendo um alto limite de escoamento, alta soldabilidade e segundo Sacchelli (2023) é indicado para componentes tubulares. Já o aço SAE 4140, sendo indicado para situações severas de fadiga, impacto, tensões e altas temperaturas. SAE 4340 que possui uma boa resistência sendo muito tenaz, tanto o SAE 4140 quanto o SAE 4340 possuem uma boa temperabilidade, atingindo por esse processo grandes profundidades de camada e elevada dureza respectivamente, e por último o SAE 8640, que se destaca pela boa usinabilidade, forjamento e temperabilidade, sendo mais empregado em eixos, pinos, bielas, e peças mais robustas.

O projeto pode ser separado em duas luveiras e duas pontuvas soldadas no eixo tubular, por esse motivo a escolha do material para o desenvolvimento do projeto pode vista na tabela 7.

Tabela 7 – Designação dos materiais

MATERIAL	PEÇA	MOTIVO DA ESCOLHA
SAE 8640		<p>Como a luveira é fabricada com um eixo entalhado acoplado a ela, o material pode proporcionar uma boa resistência a fadiga é facilitar a fabricação.</p> <p>Tem 715Mpa de escoamento</p>
SAE 1020		<p>Já para a bucha estriada e para o eixo tubular que serão soldados em uma única peça o material vai proporcionar a facilidade de soldagem e resistência de componentes vazados.</p> <p>350Mpa de escoamento</p>

Fonte: elaborado pelo autor.

3.3 Validação

A etapa de validação é de extrema importância na garantia da qualidade e cumprimento dos requisitos solicitados do produto, o memorial de cálculos pode garantir que geometrias bem definidas possam resistir aos esforços solicitados, mas analisar uma barra reta com uma seção transversal constante é diferente de analisar uma geometria mais complexa com diversos elementos em sua composição para serem levados em consideração, como por exemplo, concentradores de tensão, mudanças do tipo de geometria, pontos de contato, diversas forças de atuação e assim por diante.

Certamente realizar cálculos analíticos pode ser uma alternativa, porém quanto maior a complexidade maior será o tempo de desenvolvimento, o que torna essa uma opção inviável para a indústria no cenário atual, por isso são utilizadas algumas ferramentas computacionais que possuam CAD (Desenho Auxiliado por Computador) e FEA (Análise de Elementos Finitos), que auxiliam tanto na modelagem e desenhos quanto na análise estática e dinâmica respectivamente.

4 DIMENSIONAMENTO MECÂNICO

4.1 Requisitos do projeto

Antes do início do desenvolvimento de qualquer projeto é necessário que se compreenda quais requisitos mínimos o produto sendo desenvolvido deve atender, geralmente deve atingir dois pontos principais:

- Resistência as forças atuantes.
- Dimensões adequadas dos componentes.

No caso do eixo cardan é necessário que seja conhecido o torque e rotação de entrada, para selecionar uma cruzeta resistente o suficiente, em seguida os garfos serão projetados com base na cruzeta selecionada, visando principalmente atender ao encaixe, e após isso serão desenvolvidos a luveira, pontuva, eixos estriados e tubulares. A tabela 8 mostra um resumo de todos os requisitos e restrições.

Tabela 8 – Parâmetros gerais

Parâmetro	Quantidade	Unidade
MOTOR Brings & Straton OHV S20		
Rotação máxima	3800	RPM
Torque máximo	21,64	N.m
Velocidade em torque máximo	2900	RPM
CVT Comet 780		
Redução mínima	3,41:1	Adimensional
Redução máxima	0,68:1	Adimensional
Rotação mínima	750	RPM
Rotação máxima	3750	RPM
Redução fixa		
Redução pinhão e coroa	5,5:1	Adimensional

Fonte: elaborado pelo autor.

Todos os dados obtidos sobre o motor foram baseados nos testes realizados pelo Instituto Mauá de Tecnologia, do motor de série 20 da curva 3, os estudos podem ser visualizados pelo anexo B.

A través da tabela 8 é possível deduzir todos os parâmetros necessário para o início do projeto do eixo, vale lembrar que a distância entre os diferenciais traseiro e dianteiro variam entre 0,8m e 1,1m de comprimento, a tabela 9 apresenta os parâmetros mais importantes, Como o torque máximo que será calculado pelo produto do torque máximo do motor 21,64 N.m pela redução máxima 20,4:1. E a rotação máxima de entrada, que é calculada a partir da divisão entre a rotação máxima do motor 3800 RPM pela redução mínima 3,74:1.

Considerando um desalinhamento máximo de 125mm entre os eixos das rodas, temos que a angulação de trabalho será de 8,9°, mas será considerado 9°.

Tabela 9 – Parâmetros da entrada do eixo cardan

Parâmetro	Quantidade	Unidade
Redução máxima	20,4:1	Adimensional
Redução mínima	3,74:1	Adimensional
Torque máximo de entrada	441,46	N.m
Rotação máxima de entrada	1000	RPM
Distância mínima	800	mm
Distância máxima	950	mm

Fonte: elaborado pelo autor.

4.2 Pré projeto

4.2.1 Seleção de cruzeta

A cruzeta é a peça mais importante no projeto de um eixo cardan, pois é ela que permite que a junta de Hooke trabalhe de forma correta, sem travamentos ou rupturas, e apesar de ser perfeitamente possível ser projetada do zero, o mais indicado, levando em consideração o objetivo do trabalho, seja selecionar uma já catalogada.

Olhando no catálogo DANA, foi selecionado uma cruzeta da série 1310, pois segundo Lucas Souza de Oliveira (2018) a cruzeta dessa série possui os seguintes parâmetros apresentados na tabela 10.

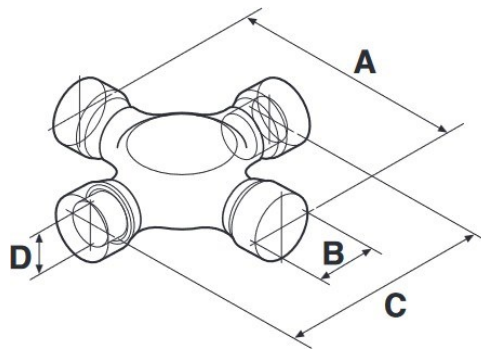
Tabela 10 - Parâmetros da cruzeta série 1310

Torque de curta duração	Mínimo limite elástico	Ângulo máximo
1084 N.m	2169 N.m	30°

Fonte: Adaptado de Lucas Souza de Oliveira (2018).

A cruzeta escolhida possui código de 5-768X no catálogo, onde suas dimensões podem ser vistas na figura 20.

Figura 19 – Dimensões da cruzeta



Fonte: Catálogo Spicer de cardans (2016)

A dimensão de cada letra pode ser conferida logo abaixo:

- A = 81,8mm
- B = 27mm
- C = 75,4mm
- D = 16,6mm

4.2.2 Cargas atuantes na cruzeta

Por meio das equações 20 e 21 e da tabela 9 é possível determinar quais as forças atuantes de forma separada em T_2 e T_z . Onde o torque de entrada será T_1 441,46 N.m, e a variação do ângulo de trabalho máxima é de 9°, onde o plano da cruzeta está posicionada a 0° do seu próprio centro, onde T_2 é:

$$T_2 = T_1 \times \cos(\beta)$$

$$T_2 = 441,46 \text{ N.m} \times \cos(9^\circ)$$

$$T_2 = 436,03 \text{ N.m}$$

Para o T_z , temos:

$$\begin{aligned} T_z &= T_e \times \text{sen}(\beta) \\ T_z &= 441,46\text{N.m} \times \text{sen}(9^\circ) \\ T_z &= 69,06\text{N.m} \end{aligned}$$

Esse são os torques atuantes no pior cenário de entrada onde a angulação das juntas está em 9° , após isso será determinado a carga que cada uma delas causa no garfo e além disso por conta do fenômeno causado pela junta de Hooke, também será determinado os torques de saída, que vão ser utilizados no estudo de fadiga dos componentes.

Começando pelas tensões dos garfos, são inversamente proporcionais ao tamanho dos garfos da cruzeta, precisamente na região de cisalhamento, como mostra o valor de B na figura 20, ela terá cerca de 61mm. Os valores de carga de cada um dos componentes será:

$$E_1 = \frac{T_1}{D_{cast}} = \frac{441,46\text{N.m}}{6,1 \times 10^{-2}} = 7,24\text{kN}$$

$$E_2 = \frac{T_2}{D_{cast}} = \frac{436,03\text{N.m}}{6,1 \times 10^{-2}} = 7,15\text{kN}$$

$$E_z = \frac{T_z}{D_{cast}} = \frac{69,06\text{N.m}}{6,1 \times 10^{-2}} = 1,14\text{kN}$$

Para o plano a 90° , onde possivelmente ocorrerá um aumento de torque, serão refeitos os cálculos acima para determinar as forças provenientes dessa mudança, com as equações 22 e 23:

$$T_2 = \frac{T_1}{\cos\beta} = \frac{441,46\text{N.m}}{\cos 9} = 446,96\text{N.m}$$

$$T_z = T_1 \times \text{tg}\beta = 441,46\text{N.m} \times \text{tg } 9 = 69,92\text{N.m}$$

Utilizando estes valores para calcular as cargas no garfo de saída temos:

$$S_2 = \frac{T_2}{D_{cast}} = \frac{446,96N.m}{6,1 \times 10^{-2}} = 7,33kN$$

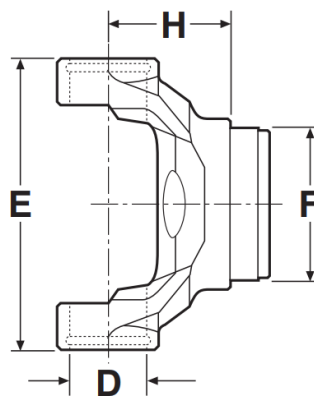
$$S_z = \frac{T_z}{D_{cast}} = \frac{69,92N.m}{6,1 \times 10^{-2}} = 1,15kN$$

Todas as forças calculadas acima serão usadas posteriormente na análise estática e principalmente de fadiga, permitindo determinar o tempo de vida de cada peça. Também é possível observar que não ocorre um grande aumento das tensões da saída em comparação com as tensões de entrada, isso se deve principalmente a pequena angulação de trabalho das cruzetas.

4.2.3 Dimensionamento dos garfos

Os garfos serão dimensionados com base no conjunto original do catálogo DANA SPICER, utilizando das dimensões gerais que fazem parte da cruzeta da série 1310 com código spicer 2-28-277, como mostra a figura 21.

Figura 20 – Dimensões gerais do garfo



Fonte: Catálogo Spicer de cardans (2016).

As dimensões são:

- D = 26,9mm
- E = 88,1mm
- F = 60,5mm
- H = 46,7mm

As forças atuantes nos garfos serão as mesmas forças máximas atuando nas cruzetas portanto as cargas serão as mesmas para determinar as outras dimensões do garfo e na análise estática da peça na fase de validação.

Como a espessura da parede onde os rolamentos da cruzeta ficam posicionados não foram informados no catálogo, será adotado como 5mm de espessura que é uma medida encontrada comumente no mercado dessas peças.

4.2.4 Dimensionamento de Eixo Estriado

Para o projeto do entalho o primeiro passo é dimensionar o diâmetro mínimo de eixo necessário para acomodar os dentes, pois a resistência será baseada no diâmetro da base deles. Mas antes será necessário a obtenção dos valores de torque médio e alternado do componente 2 e do componente Z, de acordo com as equações 42 e 44.

Para o componente 2 temos:

$$T_{m2} = \frac{T_{m\acute{a}x} + T_{m\acute{i}n}}{2} = \frac{446,96N.m + 436,03N.m}{2} = 441,5N.m$$

$$T_{a2} = \left| \frac{T_{m\acute{a}x} - T_{m\acute{i}n}}{2} \right| = \left| \frac{446,96N.m - 436,03N.m}{2} \right| = 5,47N.m$$

Para o componente Z temos:

$$T_{mZ} = \frac{T_{m\acute{a}x} + T_{m\acute{i}n}}{2} = \frac{69,92N.m + 69,06N.m}{2} = 69,49N.m$$

$$T_{aZ} = \left| \frac{T_{m\acute{a}x} - T_{m\acute{i}n}}{2} \right| = \left| \frac{69,92N.m - 69,06N.m}{2} \right| = 0,43N.m$$

Após isso será determinado o limite de fadiga estimado S_e com base na resistência do material que no caso será o SAE 8640 com 715Mpa de limite, logo com base na equação 24 temos que:

$$S_e' = 0,5S_{ut} = 0,5 \cdot 715Mpa = 357,5Mpa$$

Para determinar o S_e o primeiro passo é determinar os coeficientes de projeto conforme a equação 31, começando com o de carregamento $C_{carrega}$ que para eixos será igual a 1, o coeficiente de tamanho será calculado com base na equação 29 e d será igual a dimensão máxima do eixo de 60,5mm logo $C_{tamanho} = 0,798$.

Para o coeficiente de superfície será utilizado o gráfico 2 para determinar o C_{superf} onde para um material com S_e' de 357,5MPa convertendo fica com aproximadamente 51,85ksi, deixando o fator de superfície em torno de 0,8 devido a ser usinado.

Os últimos fatores são referentes a temperatura C_{temp} e confiança C_{conf} , onde o primeiro sempre será 1 para valores de temperatura abaixo de 450°C enquanto o de confiança dependerá da escolha do projetista, no caso será de 99% que de acordo com a tabela 1 representa um C_{conf} de 0,814.

Com todos esses coeficientes em mãos é possível calcular o limite de resistência de projeto de acordo com a equação 31:

$$S_e = C_{carreg}C_{tamanho}C_{superf}C_{temp}C_{conf}S_e' = 1 \times 0,798 \times 0,8 \times 1 \times 0,814 \times 357,5MPa$$

$$S_e = 185,7MPa$$

Para calcular corretamente o diâmetro mínimo também é necessário levar em consideração dos fatores de concentração de tensão para fadiga K_f e K_{fs} que normalmente são usados valores de 3,5 e 3 respectivamente devido ao material e os entalhes.

Usando a equação 38 com um fator de segurança de 1,5 temos que o diâmetro mínimo do eixo será de:

$$d = \left\{ \frac{32 \times N_f}{\pi} \times \left[K_f^2 \times \left(\frac{T_{z,m}}{S_y} + \frac{T_{z,a}}{S_e} \right)^2 + K_{fs}^2 \times \left(\frac{T_m}{S_y} + \frac{T_a}{S_e} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right\}^{\frac{1}{3}}$$

$$= \left\{ \frac{32 \times 1,5}{\pi} \times \left[3,5^2 \times \left(\frac{69,49N \cdot m}{715 \times 10^6} + \frac{0,43N \cdot m}{185,7 \times 10^6} \right)^2 + 3^2 \times \left(\frac{441,5N \cdot m}{715 \times 10^6} + \frac{5,47N \cdot m}{185,7 \times 10^6} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right\}^{\frac{1}{3}}$$

$$d \geq 0,02246m \text{ ou } 22,46mm$$

Segundo a tabela da norma DIN 5482 localizada no Anexo A o tamanho mínimo para o eixo estriado será o de 28x25 onde a base do dente terá 25mm de diâmetro e o dente terá 1,5mm de altura com 3,098 mm de largura, com 15 dentes.

Através dessas medidas será possível dimensionar o comprimento mínimo de contato das estrias a ser considerado através da equação 45, considerando o diâmetro da raiz d_r como 25mm e o diâmetro externo d_p como 28mm, como o eixo é maciço não existe diâmetro interno $d_i = 0$, temos então:

$$l \cong \frac{d_r^3 \left(\frac{1 - d_i^4}{d_p^4} \right)}{d_p^2} = \frac{25mm^3 \left(\frac{1 - 0}{28^4} \right)}{28mm^2} = 5 \times 10^{-5}mm$$

Esse resultado mostra que o contato precisar ser mínimo para que a transmissão ocorra sem colocar em risco o eixo, devido ao fato de ser maciço, mas para que se tenha uma margem mínima de contato para evitar o desmonte durante a operação do elemento será estabelecido em 50mm de contato mínimo, logo a haste estriada será igual a soma da variação do comprimento do eixo mais o contato mínimo, totalizando 200mm de haste.

Para o encaixe no eixo tubular, será necessário uso de uma luvas estriada com o mesmo padrão da haste estriada, que será soldado ao eixo tubular, suas dimensões são estabelecidas por esses dois elementos, então não será necessário qualquer cálculo para determinar suas medidas.

4.2.5 Dimensionamento de eixo tubular

Para o dimensionamento do tubo será utilizado a equação 40 usando como referência para o diâmetro externo a própria dimensão F do garfo, que é 60,5mm, como a maior parte dos tubos vendidos comercialmente seguem o padrão industrial ou Schedule, o cálculo da espessura mínima da parede seguirá esses mesmos padrões, a medida mais próxima seria o tubo de 2" padrão Schedule com diâmetro externo de 60,33mm, como o tubo está em contato direto com a parte estriada do garfo os torques atuantes serão os mesmos calculados no tópico anterior 4.2.4, o material utilizado será o SAE 1020, apresentado na tabela 7.

Também será necessário calcular o S_e já que o material a ser utilizado será diferente começando pelo $C_{carreg} = 1$ devido a ser um eixo, $C_{tamanho} = 1,189 \times 60,33mm^{-0,097} = 0,798$, $C_{superf} = 1$ devido ao acabamento do tubo, que são provenientes de laminação, $C_{temp} = 1$ pois a temperatura de atuação é menor que 450°C, $C_{conf} = 0,814$ para 99% de confiança.

$$S_e' = 0,5S_{ut} = 0,5 \cdot 350Mpa = 175Mpa$$

$$S_e = C_{carreg}C_{tamanho}C_{superf}C_{temp}C_{conf}S_e' = 1 \times 0,798 \times 1 \times 1 \times 0,814 \times 175MPa$$

$$S_e = 113,7 \text{MPa}$$

$$d \times (1 - k^4)^{\frac{1}{3}} = \left\{ \frac{32 \times N_f}{\pi} \times \left[K_f \times \left(\frac{T_{z,m}}{S_y} + \frac{T_{z,a}^2}{S_e} \right) + K_{fs}^2 \times \left(\frac{T_m}{S_y} + \frac{T_a^2}{S_e} \right) \right]^{\frac{1}{2}} \right\}^{\frac{1}{3}}$$

$$0,06033 \text{m} \times (1 - k^4)^{\frac{1}{3}} = \left\{ \frac{32 \times 1,5}{\pi} \times \left[3,5^2 \times \left(\frac{69,49 \text{N} \cdot \text{m}}{350 \times 10^6} + \frac{0,43 \text{N} \cdot \text{m}}{113,7 \times 10^6} \right) + 3^2 \times \left(\frac{441,5 \text{N} \cdot \text{m}}{350 \times 10^6} + \frac{5,47 \text{N} \cdot \text{m}}{113,7 \times 10^6} \right) \right]^{\frac{1}{2}} \right\}^{\frac{1}{3}}$$

Como o cálculo já foi realizado no tópico 4.2.4 é possível resumir tudo em:

$$(1 - k^4)^{\frac{1}{3}} = \frac{0,02838}{0,06033} = 0,4704$$

$$(1 - k^4) = 0,4704^3 = 0,1041$$

$$k^4 = 1 - 0,1041 = 0,8959$$

$$k = \sqrt[4]{0,8959} = 0,9729$$

Como o valor k é uma relação entre o diâmetro externo e interno do tubo temos que o valor do interno será igual ao do externo multiplicado por k de acordo com a equação 39.

$$d_i = d_e \times k = 60,33 \text{mm} \times 0,9729 = 58,69 \text{mm}$$

Por causa da alta resistência do material em relação a carga de torque a parede necessária para suportar o torque será menor que 3,91mm de espessura, que é a espessura mais fina de parede encontrada no padrão Schedule o que será suficiente para atender as solicitações de carga.

Outra preocupação que deve ser resolvida seria em relação as cargas axiais, que podem flexionar o eixo tubular causando um desbalanceamento que pode resultar em outras consequências, o que deve ser levado em consideração é o momento máximo aplicado ao eixo como um todo.

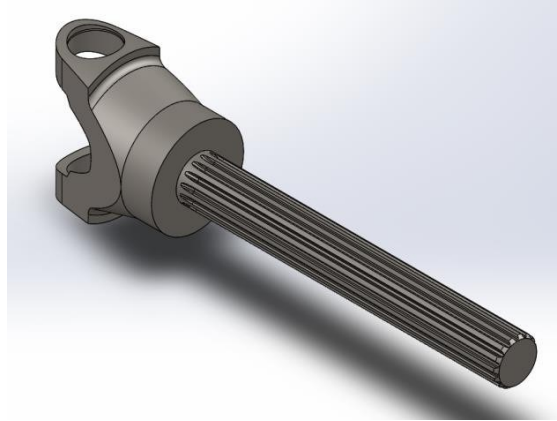
4.3 Detalhamentos

4.3.1 Modelagem

Obedecendo as dimensões estabelecidas pela tabela DANA, e pelos cálculos realizados acerca do eixo estriados é possível realizar a modelagem do protótipo da pontuiva, onde o

primeiro objetivo será encontrar possíveis defeitos que possam levar a falha no projeto, segue abaixo a figura 22 que mostra o projeto de forma isométrica.

Figura 21 – Pré-projeto da pontuva

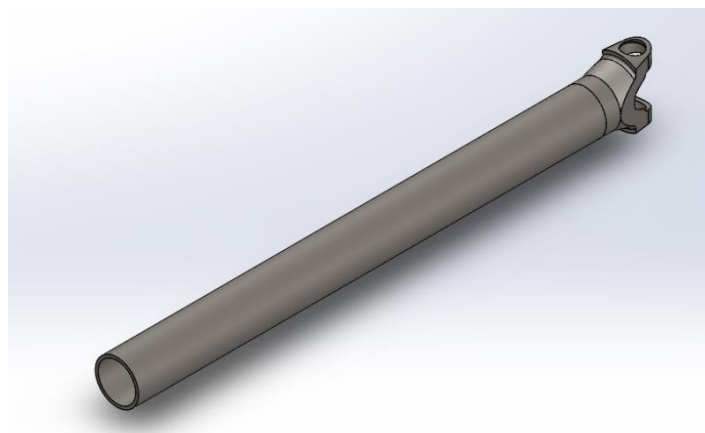


Fonte: elaborado pelo autor.

É muito claro que devido a diferença entre os diâmetros do garfo e do eixo estriado existe uma concentração de tensão, isso pode ocasionar uma falha inesperada diminuindo a vida útil da peça.

O eixo tubular com garfo seguirá uma modelagem semelhante ao da pontuva, mas que não necessitará da diminuição de concentração de tensão, devido a dimensão da geometria ser próxima ao do garfo, como mostra a figura 23.

Figura 22 – Pré-projeto do eixo tubular com garfo

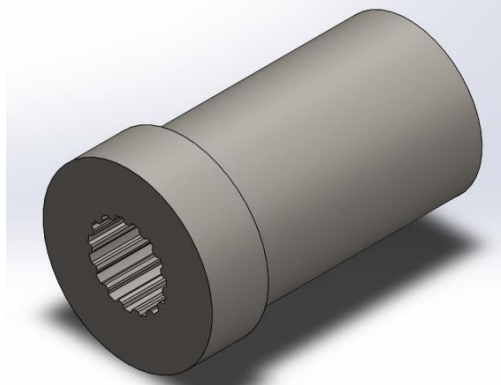


Fonte: elaborado pelo autor.

Porém será preciso uma peça para estabelecer a conexão entre o eixo com garfo e a pontuva devido a diferença nas dimensões, onde o eixo tubular tem 60,33mm de diâmetro e o

eixo estriado tem 25mm de diâmetro na base do dente, essa peça deve ter uma geometria capaz de acoplar no nas estrias do eixo, a figura 24 mostra um conceito de como seria.

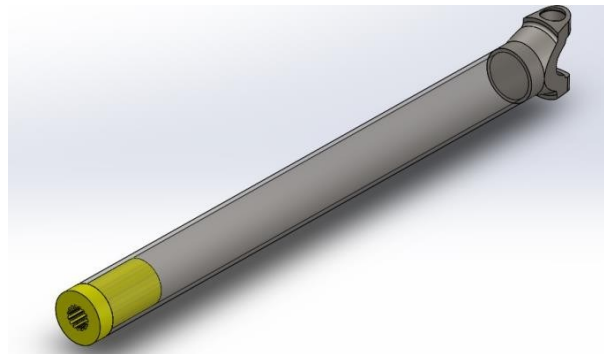
Figura 23 – Conexão do eixo tubular com garfo e o eixo estriado



Fonte: elaborado pelo autor.

Ela será posicionada na ponta do eixo tubular onde preencherá cerca de 8 cm internos do tubo para uma melhor sustentação de forças axiais caso venham a aparecer. Como mostra a figura 25 em amarelo.

Figura 24 – Montagem da conexão no eixo



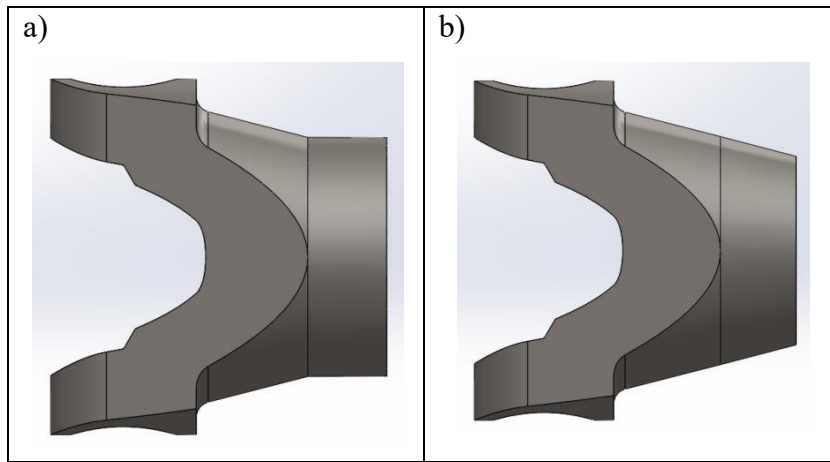
Fonte: elaborado pelo autor.

4.3.2 Redução de concentrações de tensão

Todo canto pontiagudo em uma peça pode acabar gerando trincas com mais facilidade devido à alta concentração de tensões, para evitar esse problema é comumente adotado o aumento do raio dessas partes pontiagudas, afim de distribuir melhor essas forças ao longo da transição de uma peça para outra.

A parte mais crítica a ser melhorada é a pontuva, devido a sua função de receber ou transmitir carga de ou para uma área muito menor através do eixo estriado, segundo o gráfico 5 para eixo em torção o máximo da relação entre o diâmetro maior D e o menor d, deve ser de 2, o projeto da pontuva está com uma relação de 2,42, mostrando que será necessária uma adaptação do garfo. A ideia é torna sua base cônica para que no final fique com no mínimo 50mm de diâmetro, como mostra a figura 26.

Figura 25 – a) Projeto anterior do garfo, b) Projeto adaptado do garfo



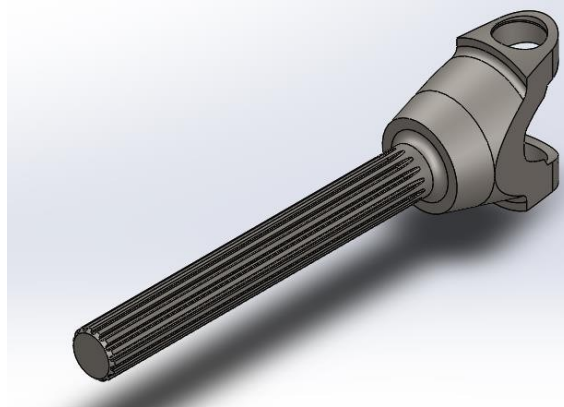
Fonte: elaborado pelo autor.

Isso permitirá determinar um raio menor para o alívio da tensão, já que a relação entre o diâmetro maior do garfo e o menor do eixo ficará em 2. Usando a equação 37 juntamente ao gráfico 5 e tabela 3 para determinar o fator de correção K_t temos que o raio com 5mm terá um fator de correção de:

$$K_t = A \left(\frac{r}{d}\right)^b = 0,86331 \left(\frac{5}{25}\right)^{-0,23865} = 1,27$$

O torque na região da transição com o eixo estriado multiplicará o torque de 441,53N.m para 560,7N.m, o projeto final é mostrado na Figura 27.

Figura 26 – Projeto final da pontuva



Fonte: elaborado pelo autor.

4.4 Simulação numérica de tensões e esforços estáticos

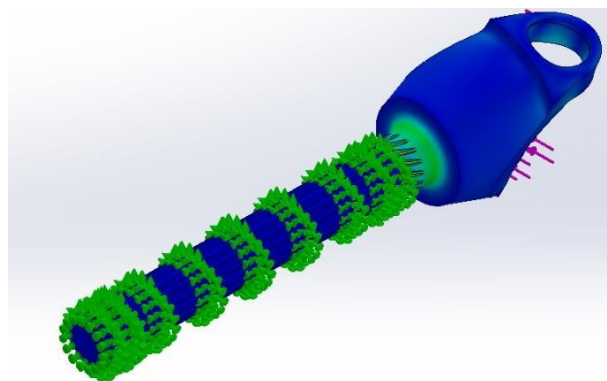
4.4.1 Análise Estática

Para a análise estática o valor adotado como força será o de carga E_1 atuante na cruzeta, que será o mesmo valor transmitido ao garfo, que foi calculado anteriormente, onde será distribuído entre os encaixes do garfo proporcional a E_s força usada na simulação.

$$E_s = \frac{E_1}{2} = \frac{16,35kN}{2} = 8,175kN$$

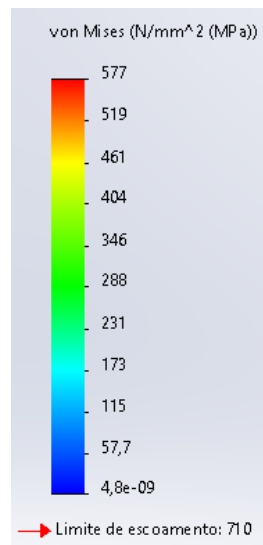
Utilizando o software de simulação SolidWorks Simulation 2023, onde será obtido os valores máximos de tensão tanto na pontuva quanto no eixo tubular com garfo. A Figura 28 mostra a análise realizada com a pontuva.

Figura 27 – a) Análise visual estática da pontuva



Fonte: elaborado pelo autor.

Figura 27 - b) Análise numérica da pontuva



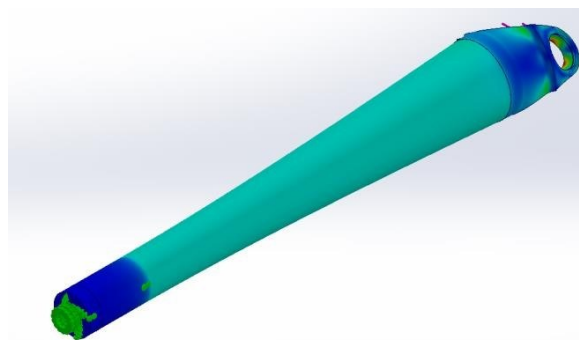
Fonte: elaborado pelo autor.

A malha gerada para o estudo foi do tipo mista para superfícies curvadas e planas, com um total de 189836 nós e 128084 elementos finitos, o cenário sendo trabalhado na simulação é onde todo o eixo estriado se encontra encaixado no eixo tubular criando uma tensão mais próxima ao raio de curvatura de transição, a escala de distorção é de 164,366.

De acordo com a simulação visual a maior tensão de von Mises acontece no eixo estriado com cerca de 577 Mpa de tensão máxima, localizado bem na transição do eixo tubular, apresentando um fator de segurança com cerca de 1,22.

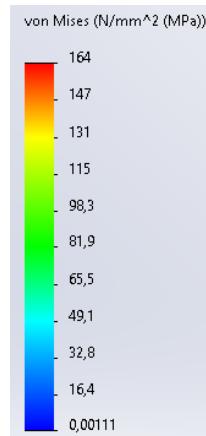
As mesmas forças serão aplicadas no eixo tubular com garfo, as geometrias de fixação serão as estrias da peça de encaixe, e a montagem será por soldagem, a figura 29 mostra os resultados visuais e numéricos.

Figura 28 – a) Análise visual estática do eixo tubular



Fonte: elaborado pelo autor.

Figura 28 – b)
Análise
numérica do
eixo tubular



Fonte: elaborado pelo autor.

Malha gerada é a do mesmo tipo do teste da pontuva, com 222786 nós, e 133190 elementos com uma escala de distorção de 199,701, os resultados mostram que caso o eixo tubular transmita o torque para a pontuva a maior tensão será de 164Mpa, localizado bem nos encaixes do garfo, com um fator de segurança de 4,32

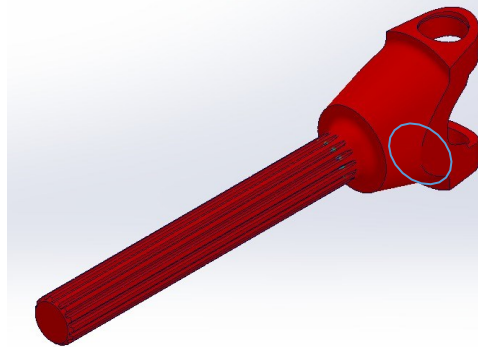
4.4.2 *Análise de vida útil*

Para a análise de fadiga será necessário o uso dos estudos estáticos anteriores, onde a carga máxima será aplicada com diferentes combinações de mínimo, para alcançar de maneira mais realista as situações diversas que o eixo cardan pode sofrer durante uma prova.

A figura 30 mostra o estudo de fadiga realizado na pontuva, onde é mostrado que quase todo o corpo da peça resiste acima de 10^6 ciclos de carga máxima, mas a região de contato entre o encaixe do eixo tubular e o eixo estriado acaba sofrendo um desgaste maior devido a sua condição de natureza abrasiva, apresentando uma resistência até cerca de 779400 ciclos, considerando rodas de 10" o carro consegue rodar durante cerca de $10" \times \pi \times 779400 = 621,9Km$.

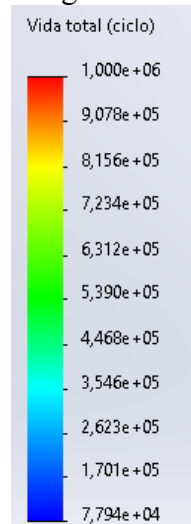
Também é importante observar que a região de contato é a que mais sofre danos ao longo do uso da pontuva, mas em condições de uso normal é possível dizer que a peça é resistente o suficiente para cumprir sua devida função.

Figura 29 – a) Análise visual de fadiga



Fonte: elaborado pelo autor.

Figura 29 - b)
Análise
numérica de
fadiga



Fonte: elaborado pelo autor.

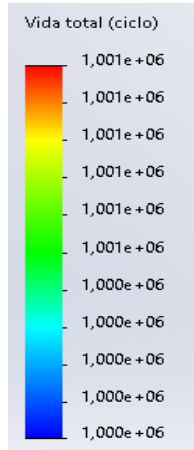
Já a Figura 30 mostra o teste realizado no eixo tubular sob as mesmas condições da análise estática.

Figura 30 – a) Análise visual de fadiga eixo tubular



Fonte: elaborado pelo autor.

Figura 30 - b)
Análise
numérica de
fadiga eixo
tubular



Fonte: elaborado pelo autor.

A estrutura não sofrerá um dano significativo por fadiga devido a seu grande diâmetro, e o dano causado é bem distribuído a todo o corpo de forma uniforme sem nenhum tipo de concentração aparente, o eixo tubular pode ser visto como uma peça de vida infinita, e pode ser eventualmente otimizado.

5 DISCUSSÃO E CONCLUSÃO

O presente trabalho teve como objetivo criar um projeto de eixo cardan, buscando estabelecer um produto que suporte as forças solicitadas pelo sistema de powertrain, mostrando onde é aplicado e quais dificuldades podem ser encontradas ao tentar se projetar.

Durante a progressão, o primeiro ponto importante que deve ser levado em conta é o erro entre velocidade de transmissão que o acoplamento de Hooke que pode gerar problemas de fadiga e vibração caso não seja levado em consideração, após determinado todas as interações, é possível iniciar o desenvolvimento do projeto.

O ponto de partida através da cruzeta se mostrou um bom caminho, já que é o componente que mais sofre variações de força durante o uso e também o que apresenta o menor tamanho, portanto seria um dos componentes frágeis e com um fator de segurança menor, onde sua resistência deve ser garantida pelo fabricante, já que ele será uma miscelânea no projeto.

O desenvolvimento do garfo apresentou alguns problemas iniciais, mas foram corrigidos eventualmente, em particular o garfo com eixo estriado, que apresentava uma grande diferença de diâmetro, e precisou ser modificado para evitar a concentração de tensão.

Quanto ao eixo tubular seu diâmetro externo que buscava acompanhar a medida mais próxima possível do garfo, mostrou uma boa resistência, com um fator de segurança acima de 1,5, porém foi necessário o desenvolvimento de uma peça para encaixe do eixo tubular ao eixo estriado do garfo devido a diferença de diâmetro.

A escolha do material com base na necessidade, pegando como referência os mais utilizados no meio automotivo se mostrou eficaz, já que não foi necessário realizar nenhum tipo de troca no decorrer do projeto, porém é evidente que existe espaço para otimização em componentes como os garfos.

Todos os componentes apresentaram resistência suficiente para suportar as forças da configuração do sistema de powertrain apresentado, quase todos apresentam vida infinita a fadiga, mas o eixo estriado da pontuva apenas de apresentar uma grande resistência a mesma ainda mostra falha após aproximadamente $7,8 \times 10^5$ ciclos, se mostrando necessário que seu diâmetro seja aumentado, ou que as estrias sejam mais largas. No geral é um projeto que pode ser avaliado como apto para uso durante 600 Km.

Para trabalhos futuros sugere-se investigar com maior acuidade as simulações numéricas utilizando softwares de simulações mais adequados com ANSYS MECHANICAL.

REFERÊNCIAS

- NORTON, Robert L. **Projeto de máquinas: uma abordagem integrada**. 4. ed. Porto Alegre: Bookman, 2013.
- SPICER, Dana Albarus S.A. Indústria e Comércio Divisão. **Eixos Cardan Industriais: catálogo técnico**. São Paulo: Dana Albarus S.A. Indústria e Comércio Divisão Spicer, 1998. Catálogo.
- HIBBELER, R. C. **Resistência dos Materiais**. 7. Ed. São Paulo: Pearson Prentice Hall, 2010.
- SEHERR-THOSS, Hans Christoph; SCHMELZ, Friedrich; AUCKTOR, Erich. **Universal Joints and Driveshafts: Analysis, Design, Applications**. 2. ed. Berlim: Springer, 2006.
- SCLATER, Neil. **Mechanisms and Mechanical Devices: sourcebook**. 5. ed. Nova Iorque: McGraw-Hill, 2011.
- NORTON, Robert L. **Cinemática e dinâmica dos mecanismos**. Porto Alegre: Bookman, 2010.
- B. Pavic, J. Rados, S. Perse. **Influence of Axial Force in The Intermediate Shaft on the Load Capacity of the Paired Cardan Mechanism**. Zagreb: [s. n.], 2001.
- LAKATOS, E. M. & MARCONI, M. A. **Metodologia do Trabalho Científico**. Ed. Atlas, São Paulo, 1995.
- DASSAULT SYSTÈMES (EUA). **SolidWorks Simulation: Training**. Waltham: Dassault Systèmes Solidworks Corporation, 2012. Apostila.
- AZEVEDO, Álvaro F. M. **Método dos elementos finitos**. 1ª. ed. Portugal: [s.n.], 2003. 258 p.
- E. SHIGLEY, Joseph ; R. MISCHKE , Charles ; G. BUDYNAS , Richard . **Projeto de Engenharia Mecânica** . 7ª edição . ed. New York: Bookman,[2005]. 960 p.
- MIRLISENNA, Giuseppe. **Método dos elementos finitos: o que é?**. 2016. Disponível em: <<https://www.esss.co/blog/metodo-dos-elementos-finitos-o-que-e/>>. Acesso em: 21 nov. 2023.
- SEHERR-THOSS, Hans Christoph; SCHMELZ, Friedrich; AUCKTOR, Erich. **Universal Joints and Driveshafts: Analysis, Design, Applications**. 2. ed. Berlim: Springer, 2006. 351 p
- DANA GWB (Alemanha). **Eixos cardan para aplicações industriais**. Essen: Dana GWB, 2013. Catálogo.
- RAO, Singiresu S. **Vibrações Mecânicas**. 4. ed. São Paulo: Pearson Prentice Hall, 2008.
- ALVES FILHO, Avelino. **Elementos Finitos: A base da tecnologia CAE**. 6. ed. São Paulo: Érica, 2013.

ALVES FILHO, Avelino. **Elementos Finitos: A base da tecnologia CAE / análise dinâmica.** 2. ed. São Paulo: Érica, 2008.

GROSSI, Carolina. FLEXÃO PURA. Publicado em:
<https://pt.linkedin.com/pulse/flex%C3%A3o-pura-carolina-grossi>. Acesso em: 03 mar.
2024.

**ANEXO B – TABELA DE TESTES MOTOR SÉRIE 20 COM O GOVERNADOR
FUNCIONADO**

Series/Curve:		S20/3			
Comments:		engine governor working			
Engine Speed	Correction Factor	Observed Torque	Observed Power	Corrected Torque	Corrected Power
[RPM]	[-]	[N.m]	[kW]	[N.m]	[kW]
1500	1,08	18,27	2,87	19,73	3,10
1700	1,08	19,37	3,45	20,92	3,72
1900	1,08	19,51	3,88	21,07	4,19
2100	1,08	19,68	4,33	21,25	4,67
2300	1,08	19,89	4,79	21,48	5,17
2500	1,08	19,77	5,18	21,35	5,59
2700	1,08	19,73	5,58	21,31	6,02
2900	1,08	20,04	6,08	21,64	6,57
3100	1,08	19,77	6,42	21,35	6,93
3300	1,08	19,36	6,69	20,91	7,23
3500	1,08	17,59	6,45	18,99	6,96
3700	1,08	7,98	3,09	8,62	3,34
3750	1,08	4,11	1,61	4,43	1,74
3800	1,08	1,20	0,48	1,29	0,51