

**UNIVERSIDADE DO ESTADO DO AMAZONAS
ESCOLA SUPERIOR DE TECNOLOGIA
CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA**

LUCAS SOUZA DE OLIVEIRA

**DIMENSIONAMENTO E METODOLOGIA DE PROJETO PARA SEMI ÁRVORES
DE TRANSMISSÃO E JUNTAS UNIVERSAIS APLICADAS AO PROJETO BAJA
SAE DA UEA.**

MANAUS

2018

LUCAS SOUZA DE OLIVEIRA

**DIMENSIONAMENTO E METODOLOGIA DE PROJETO PARA SEMI-ÁRVORES
DE TRANSMISSÃO E JUNTAS UNIVERSAIS APLICADAS AO PROJETO BAJA
SAE DA UEA.**

Trabalho de Curso apresentado como requisito parcial à obtenção do título de bacharel em Engenharia Mecânica da Universidade do Estado do Amazonas (UEA).

Orientador: Prof. MSc. Marcos Dantas dos Santos

MANAUS

2018

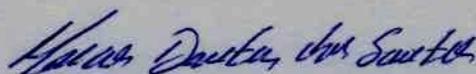
LUCAS SOUZA DE OLIVEIRA

**DIMENSIONAMENTO E METODOLOGIA DE PROJETO PARA SEMI-ÁRVORES
DE TRANSMISSÃO E JUNTAS UNIVERSAIS APLICADAS AO PROJETO BAJA
SAE DA UEA.**

Trabalho de Curso apresentado como requisito
parcial à obtenção do título de bacharel em
Engenharia Mecânica da Universidade do
Estado do Amazonas (UEA).

Manaus, 07 de Junho de 2018.

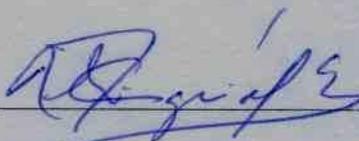
Banca examinadora:



Orientador: Prof. MSc. Marcos Dantas dos Santos



Dr. Gabriel Federico Rivero Llerena



Dr. Roberto Andres Estrada Cinguabres

*Dedico esta monografia aos meus pais
que sempre me apoiaram e sempre me
incentivaram pela busca do conhecimento.*

AGRADECIMENTOS

Para elaboração e apresentação deste trabalho várias pessoas me ajudaram e me apoiaram de forma incondicional, e agradecer é o mínimo que eu posso fazer para demonstrar minha gratidão. Então, agradeço primeiramente a Deus, por estar sempre comigo me dando a força necessária para seguir sempre pelo caminho correto e honesto da vida.

Agradeço também a todas as pessoas e entidades que contribuíram para que eu pudesse desenvolver e concluir este trabalho. E foram muitos os que, de alguma forma, direta ou indireta, deram essa contribuição.

Não posso furtar-me a registrar o meu agradecimento aos professores, a todos os funcionários e a Coordenação e aos meus colegas de curso, com os quais pude estabelecer uma convivência pessoal e intelectual ao longo de todo esse tempo.

Agradeço ainda a todas as pessoas que, na UEA, tornaram possível que eu pudesse fazer esse curso e realizar o meu trabalho de pesquisa.

Agradeço ainda aos meus familiares e a minha namorada, obrigados a conviver com as tensões, incertezas, angústias, momentos de frustração e de desânimo, sucedendo-se ao longo de meses e meses de estudo, e, por certo, afetando-os de algum modo. A eles dedico a minha alegria por chegar ao fim deste percurso.

A todos estes (e a todos aqueles que, por falha minha, não foram mencionados) o meu muito obrigado.

RESUMO

As juntas universais são largamente utilizadas nos mais diversos setores, uma vez que somente com sua utilização é possível a transmissão de potência e torque sob condições de desalinhamento entre os eixos-árvores. No setor automobilístico destacam-se três principais tipos de juntas, são eles: Junta Cardan, Junta Rzeppa e Junta tripoide. Este trabalho contempla o dimensionamento através da aplicação de uma metodologia de projeto das juntas universais e semi-árvore de transmissão aplicada a um veículo do tipo Baja. Para se obter a melhor solução de projeto dividiu-se em etapas cada parte do dimensionamento, sendo elas: projeto conceitual, projeto preliminar, projeto detalhado e simulações. Através deste processo foi selecionado o sistema mais adequado para o veículo Baja, estudado os principais componentes do sistema escolhido, calculado as cargas atuantes no sistema, dimensionado cada componente, modelado em CAD cada componente e foram feitas as simulações estáticas paramétricas e de fadiga. Desta forma, gerar um sistema confiável, único e capaz de atender as solicitações exigidas na competição.

Palavras-chave: Juntas Universais Baja; Semi-árvores; Análise de fadiga; Junta Cardan.

ABSTRACT

The universal joints are widely used in the most diverse sectors, once that their use is it possible to transmit power and torque under misalignment conditions between the axles. In the automotive sector, three main types of joints stand out: Cardan joint, Rzeppa joint and Tripoid joint. This work contemplates the dimensioning through the application of a methodology of design of the universal joints and driveshaft applied to a Baja vehicle. In order to obtain the best design solution, each part of the design was divided into stages: conceptual design, preliminary design, detailed design and simulations. Through this process, the most appropriate system for the Baja vehicle was selected, the main components of the system were studied, the loads acting on the system were calculated, each component was dimensioned, each component was CAD-modeled and parametric static simulations and fatigue simulations were performed. In this way, generate a reliable system, unique and able to meet the requests required in the competition.

Key words: Universal Joint BAJA; Driveshafts; Fatigue Analysis;Cardan Joint.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1. Junta do tipo Rzeppa automotiva.	1
Figura 2. Metodologia para definição do tema.	4
Figura 3. Falha ocorrida na base de uma junta Cardan.	5
Figura 4. Sistema de transmissão BAJA 2016.	5
Figura 5. Powertrain de um veículo tração dianteira.	7
Figura 6. Powertrain de um sistema de tração traseira.	8
Figura 7. Par de engrenagem.	9
Figura 8. Semi-árvore automotiva.	11
Figura 9. Diferentes geometrias de semi-árvore.	12
Figura 10. Diferentes geometrias de semi-árvores.	13
Figura 11. Junta Homocinética do Tipo Rzeppa.	14
Figura 12. Comportamento das juntas universais.	14
Figura 13. Diferentes tipos de juntas internas.	15
Figura 14. Junta Cardan (Hooke).	16
Figura 15. Junta de Hooke (Cardan), em um ângulo de 30°.	16
Figura 16. Comportamento dinâmico da junta Cardan simples.	17
Figura 17. Configuração em Z das Juntas de Hooke (Cardan).	17
Figura 18. Junta elástica (deslizante).	18
Figura 19. Forças atuantes na junta G1 a 0°.	18
Figura 20. Forças atuantes na junta G1 a 90°.	19
Figura 21. Descolamento axial da Junta Cardan.	20
Figura 22. Junta do tipo Rzeppa.	21
Figura 23. Tensão normal em uma barra.	22
Figura 24. Flexão.	23
Figura 25. Cisalhamento.	24
Figura 26. Torção.	24
Figura 27. Gráfico Tensão x Deformação.	26
Figura 28. Gráfico Tensão x Deformação de um material não dúctil.	26
Figura 29. Variação da deformação conforme a % de C.	27
Figura 30. (a) Tensão alternada. (b) Tensão Repetida. (c) Tensão Pulsante ou Variável 28	28
Figura 31. Fator concentração de tensão para flexão estática.	30
Figura 32. Fator concentração de tensão torção estático.	30
Figura 33. Sensibilidade ao entalhe flexão.	31
Figura 34. Sensibilidade ao entalhe torção.	31
Figura 35. Limite de resistência de espécime.	33
Figura 36. Parâmetros fator de condição de superfície.	33
Figura 37. Fator modificação de tamanho.	34
Figura 38. Fator de modificação de carga.	34
Figura 39. Fator de confiabilidade.	35
Figura 40. Fatores diversos: Corrosão.	36
Figura 41. Eixo árvore e chaveta.	37

Figura 42. Chavetas de perfil paralelo.....	39
Figura 43. . Estrias de perfil involuta.....	40
Figura 44. Estria de perfil evolvente (involuta).....	41
Figura 45. Metodologia do projeto.....	43
Figura 46. Fluxograma de continuidade de concepção.....	46
Figura 47. Componentes do sistema.....	49
Figura 48. A. Ponteira e luva. B. luveira e pontuva.....	50
Figura 49. Conjunto montado.....	54
Figura 50. Cruzeta escolhida SPICER SERIE 1310.....	56
Figura 51. Gráfico das Forças atuantes nas Juntas Interna e Externa. Ângulo de trabalho: 27°	59
Figura 52. Forças atuantes nas Juntas Interna e Externa. Ângulo de trabalho: 10°	59
Figura 53. Gráfico das Forças atuantes nas Juntas Deslizante e Semi-árvore. Ângulo de trabalho: 27°	60
Figura 54. Forças atuantes nas Juntas Deslizante e Semi-árvore. Ângulo de trabalho: 10°	61
Figura 55. Tensões de Von Mises junta interna.....	63
Figura 56. Área de maiores tensões junta interna.....	63
Figura 57. Gráfico Tensão x Raio de alívio junta interna e externa.....	64
Figura 58. Convergência de Von Mises junta externa.....	64
Figura 59. Tensões de Von Mises Junta Interna.....	65
Figura 60. Tensão x Raio de Alívio Junta Interna.....	66
Figura 61. Convergência de Von Mises Junta Interna.....	66
Figura 62. Tensões de Von Mises Junta deslizante - com estrias.....	71
Figura 63. Tensão de Von Mises em função do raio de alívio.....	72
Figura 64. Tensões de Von Mises Semi-Árvore.....	72
Figura 65. Tensão máxima x Raio de Alívio.....	73
Figura 66. Vida útil Junta interna. 27° e Torque máx.....	75
Figura 67. Vida útil para Junta Interna. 0 grau Torque máx.....	76
Figura 68. Vida útil Junta deslizante - 27° - Torque máx.....	76
Figura 69. Vida útil Junta deslizante - 0 graus - Torque máx.....	77
Figura 70. Vida útil Junta deslizante - 14° - Torque médio.....	77
Figura 71. Porcentagem de dano - 27° - Torque máx.....	78
Figura 72. Cálculo de comprimento mínimo da estria - Junta Deslizante.....	85
Figura 73. Curva de torque e potência do veículo BAJA UEA.....	85
Figura 74. Forças atuantes na juntas Externa e Interna.....	86
Figura 75. Restrições (em azul) adotadas nas juntas Interna e Externa.....	87
Figura 76. Forças atuantes na Junta Deslizante.....	87
Figura 77. Restrições adotadas (em azul) na Junta Deslizante e Componente de força axial.....	88
Figura 78. Forças atuantes na Semi-árvore.....	88
Figura 79. Restrições (em azul) na Semi-árvore.....	89
Figura 80. Desenho Junta Interna - Junta Externa.....	90
Figura 81. Desenho Junta Deslizante.....	91
Figura 82. Desenho Semi-árvore.....	92
Figura 83. Conjunto montado distância máxima.....	93

Figura 84. Conjunto montado distância mínima.	93
Figura 85. Conjunto montado - ângulo de 27° distância máxima.	94

LISTA DE TABELAS

Tabela 1. Materiais utilizados nas Juntas e Semi-Árvores.	27
Tabela 2. Tipos de juntas e suas aplicações.....	46
Tabela 3. Vantagens e desvantagens de cada sistema.	47
Tabela 4. Descrição de cada subsistema.....	49
Tabela 5. Descrição do subsistema: Cruzeta.	50
Tabela 6. Descrição do subsistema: Junta interna.	51
Tabela 7. Descrição do subsistema: Junta interna.	51
Tabela 8. Descrição do subsistema:Semi-árvore.....	52
Tabela 9. Descrição do subsistema junta externa.	53
Tabela 10. Matriz morfológica de seleção dos subsistemas.....	53
Tabela 11. . Especificações do motor Briggs & Stratton.....	55
Tabela 12. Especificações do sistema de transmissão veículo do veículo Baja.....	55
Tabela 13. Parâmetros de RPM e Torque do veículo Baja.....	55
Tabela 14. Parâmetros da Cruzeta Série 1310.....	56
Tabela 15. Parâmetros fundamentais do projeto.	56
Tabela 16. Especificações do aço AISI 8630.	61
Tabela 17. Especificações do aço AISI 8630	62
Tabela 18. Forças atuantes nas análises. Junta interna e externa.	62
Tabela 19. Torques atuantes nas juntas delizante e semi-árvore.....	67
Tabela 20. Parâmetros da estria ISO 4156. 34x2x16	69
Tabela 21. Torques aplicados, ângulos de trabalho e tempo.	74
Tabela 22. Tipos de Torques aplicados para fadiga.	74

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

FSF= Fator de segurança de fadiga

i_T = relação de transmissão global

ω = velocidade angular

n_1, n_2, \dots, n_n = rotação para enésimo elemento

$z_1, z_2 \dots z_n$ = número de dentes da enésima engrenagem

F = Força

T = Torque

r = raio

V = velocidade escalar linear

i_S = Relação dos elementos de deslocamento (transmissão secundária)

i_T = Relação da caixa de transmissão

i_F = Relação final (geralmente do diferencial)

β = Ângulo de inclinação entre as juntas

P = Força aplicadas na junta Cardan

d = diâmetro de eixos-árvores

μ = coeficiente de atrito

ν = Coeficiente de Poisson

σ = tensão normal

A = É a área da seção transversal.

τ = Tensão de cisalhamento

I = Momento de inercia da área da seção transversal.

$Q = \bar{y}'A'$ = onde A' é a parte superior da área da seção transversal

J = Momento polar de inercia da área da seção transversal.

E = módulo de elasticidade de primeira ordem (Módulo de Hooke)

ϵ = Deformação linear

S_y = Tensão de Escoamento do material

S_u = Tensão última do material

n = Coeficiente de segurança.

K_f = Fator de concentração de tensão em fadiga para flexão.

$T_{z,m}$ = Momento de flexão médio.

$T_{z,a}$ = Momento de flexão alternado.

K_{fs} = Fator de concentração de tensão em fadiga para torção.

T_m = Torque médio.

T_a = Torque médio alternado

k = relação entre o diâmetro interno pelo diâmetro externo

d_e = Diâmetro externo

d_i = Diâmetro interno

q = Sensibilidade ao entalhe

M_m = momento de flexão médio

M_a = momento de flexão alternado

S_e = Tensão limite de resistência à fadiga

k_a = fator de modificação de condição de superfície.

k_b = fator de modificação de tamanho.

k_c = fator de modificação de carga.

k_d = fator de modificação de temperatura.

k_e = fator de confiabilidade.

k_f = fator de modificação por efeitos variados.

S'_e = limite de resistência de espécime de teste do tipo viga rotativa.

z_a = Variante de transformação

T_F = Temperatura de trabalho.

w = Largura da chaveta.

t = Altura da chaveta.

σ_c = Pressão de contato nos flancos

h = altura dos flancos

l = Comprimento mínimo da estria

d_{raiz} = Diâmetro da raiz do dente

$d_{interno}$ = Diâmetro interno (caso o eixo seja oco)

$d_{primitivo}$ = Diâmetro primitivo da estria

CR = Cruzeta

JI = Junta interna

JD = Junta deslizante

SA = Semi-árvore

JE = Junta externa

SUMÁRIO

1. INTRODUÇÃO	1
1.1 PROBLEMATIZAÇÃO E HIPÓTESES	3
1.2 DELIMITAÇÃO DO ESTUDO.....	3
1.3 JUSTIFICATIVA	4
1.4 OBJETIVO	6
1.4.1 OBJETIVOS GERAIS.....	6
1.4.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS.....	6
2. REFERENCIAL TEÓRICO	7
2.1 TRANSMISSÃO AUTOMOTIVA	7
2.1.1 VISÃO GERAL	7
2.1.2 RELAÇÃO DE TRANSMISSÃO	9
2.2 EIXOS-ÁRVORES.....	11
2.2.1 SEMI-ÁRVORES AUTOMOTIVAS	11
2.2.2 TIPOS DE SEMI-ÁRVORES.....	12
2.3 JUNTAS UNIVERSAIS	14
2.3.1 TIPOS DE JUNTAS.....	14
2.3.2 JUNTA DE CARDAN.....	16
2.3.3 JUNTAS DO TIPO RZEPPA.....	21
2.4 CONCEITOS FUNDAMENTAIS.....	21
2.4.1 TENSÃO UNIFORME.....	21
2.4.2 FLEXÃO.....	22
2.4.3 CISALHAMENTO	23
2.4.4 TORÇÃO	24
2.4.5 PROPRIEDADES DOS MATERIAIS	25
2.5 ELEMENTOS DE MÁQUINAS	28
2.5.1 ÁRVORES DE TRANSMISSÃO.....	28
2.5.1.1 FATOR DE CONCENTRAÇÃO DE TENSÃO EM FADIGA PARA FLEXÃO E TORÇÃO	30
2.5.1.2 CARGAS DE FLEXÃO E TORÇÃO MÉDIA E ALTERNADA	32
2.5.1.3 TENSÃO LIMITE DE RESISTÊNCIA À FADIGA	32
2.5.1.4 FATOR DE MODIFICAÇÃO DE CONDIÇÃO DE SUPERFÍCIE.....	33
2.5.1.5 FATOR DE MODIFICAÇÃO DE TAMANHO	33
2.5.1.7 FATOR DE MODIFICAÇÃO DE CARGA	34
2.5.1.7 FATOR DE MODIFICAÇÃO DE TEMPERATURA.....	34
2.5.1.8 FATOR DE CONFIABILIDADE	35
2.5.1.9 FATOR DE MODIFICAÇÃO POR EFEITOS VARIADOS.	35
2.5.2. CONSIDERAÇÕES GERAIS PARA DIMENSIONAMENTOS DE ÁRVORES DE TRANSMISSÃO.....	37
2.5.3 CHAVETAS.....	37
2.5.4 ESTRIAS.....	38
2.6 ELEMENTOS FINITOS.....	41

3. METODOLOGIA	42
3.1 MÉTODO	42
3.2 TÉCNICA	42
3.3 PROCEDIMENTO	42
4. ANÁLISE E INTERPRETAÇÃO DOS DADOS	44
4.1 DEFINIÇÃO DOS PROBLEMAS	44
4.2 ESPECIFICAÇÕES DO PROJETO	45
4.3 PROJETO CONCEITUAL	45
4.4 PROJETO PRELIMINAR	54
4.4.2 <i>PARÂMETROS INICIAIS DE PROJETO</i>	54
4.4.2 <i>SELEÇÃO DA CRUZETA</i>	55
4.4.3 <i>CARGAS APLICADAS NO SISTEMA</i>	56
4.4.4 <i>MATERIAL UTILIZADO</i>	61
4.4.5 <i>ANÁLISE ESTÁTICA PARÂMETRICA JUNTA EXTERNA</i>	62
4.4.9 <i>ANÁLISE ESTÁTICA PARÂMETRICA JUNTA INTERNA</i>	65
4.4.6 <i>DIMENSIONAMENTO DO DIÂMETRO DA JUNTA DESLIZANTE</i>	67
4.4.7 <i>DIMENSIONAMENTO DO DIÂMETRO DA SEMI-ÁRVORE</i>	68
4.5.1 <i>DIMENSIONAMENTO DAS ESTRIAS E DIÂMETRO DAS ÁRVORES</i>	69
4.4.9 <i>ANÁLISE ESTÁTICA PARÂMETRICA JUNTA DESLIZANTE</i>	70
4.4.10 <i>ANÁLISE ESTÁTICA PARÂMETRICA SEMI-ÁRVORE</i>	72
4.5 ANÁLISE DE VIDA ÚTIL	73
5.5.1 <i>VIDA ÚTIL JUNTA INTERNA</i>	75
5.5.2 <i>VIDA ÚTIL JUNTA DESLIZANTE</i>	76
5.5.3 <i>VIDA ÚTIL SEMI-ÁRVORE</i>	78
5.5 SÍNTESE CONCLUSIVA	79
5.1 CONCLUSÃO	79
5.2 SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS	81
6. REFERÊNCIAS	82
ANEXO A	85

1. INTRODUÇÃO

Com revolução industrial do século XVIII as atividades que eram realizadas de maneira artesanal passaram a ser realizadas por máquinas, aumentando assim a produção de bens industriais. Na Grã-Bretanha houve um enorme desenvolvimento industrial citando, por exemplo: em 1712 James Watt aperfeiçoou a máquina a vapor e Richard Trevithick criou a primeira locomotiva a vapor. Todo esse avanço tecnológico só foi possível graças ao estudo da mecânica como um todo: os materiais a serem utilizados, o dimensionamento dos componentes de uma máquina, a transmissão do movimento e os processos termodinâmicos foram sendo cada vez mais aperfeiçoados. Concomitantemente a indústria automotiva crescia cada vez mais, a necessidade de se escoar os bens produzidos levou a criação de locomotivas a vapor, mais adiante na metade do século XIX surgiram os primeiros motores de combustão interna.

Conforme o passar do tempo foram surgindo sistemas mais complexos, a necessidade de peças mais confiáveis e bem dimensionadas era primordial para a realização de determinada tarefa. Os automóveis também foram recebendo um aporte cada vez maior de tecnologia. Eixos e juntas universais sempre foram utilizados e ainda são nas mais diversas áreas além das citadas.

Os semi árvores e juntas universais são elementos de máquina largamente utilizados em sistemas automotivos e também nas indústrias em geral. Estes dois componentes são peças fundamentais para a transmissão de movimento. A Figura 1 mostra uma junta universal automotiva do tipo Rzeppa automotiva.

Figura 1. Junta do tipo Rzeppa automotiva.



Fonte: HEAVNBON

Semi árvores transmitem torque até as rodas, isto só é possível graças às juntas universais que são capazes de transmitir torque e movimento rotacional entre os eixos mesmo que haja um ângulo entre eles.

“O eixo é um membro rotativo, geralmente de secção transversal circular, utilizado para transmitir potência ou movimento” (SHIGLEY, 2005, p.864), também chamado de semi árvore, eixo árvore. Sua função é transmitir torque de determinado componente para outro, nos carros o torque da caixa de mudanças é transmitido para as rodas por auxílio dos semi árvores.

“As juntas universais são utilizadas quando o movimento é transmitido entre dois eixos podendo ser paralelos ou possuindo certa angulação entre si” (RISITANO, 2011, p.491 ‘tradução nossa’). Há uma série de tipos de juntas, cada uma com sua particularidade de funcionamento, as principais são: Junta de Hooke, Tracta, Weiss, Rzeppa e Tripoide. Estes componentes são fundamentais para qualquer sistema tipo de sistema mecânico, seja ele automotivo, naval, industrial e aeronáutico.

Com o intuito de agregar conhecimento a equipe BAJA UEA, mas precisamente na área de *powertrain* (trem de força), equipe está que participa anualmente da competição BAJA SAE Brasil, SAE (Sociedade dos engenheiros da Mobilidade) órgão que regulamenta tudo que diz respeito a mobilidade e que também é realizadora da competição BAJA SAE Brasil, onde estudantes de engenharia tem como objetivo construir um carro do tipo off-road, monoposto e que atenda as regulamentações da competição, seja capaz de superar os mais difíceis obstáculos e terrenos a que são submetidos. O projeto BAJA tem como intuito promover a aplicação da engenharia na prática, de forma a expandir o conhecimento do aluno além da sala de aula. Esta monografia irá mostrar primeiramente o que já se tem feito atualmente em relação aos semi árvores e juntas, a tecnologia aplicada que existe no meio automotivo, também fará uma breve revisão de mecânica dos sólidos e dimensionamento de elementos de máquinas (assuntos pertinentes ao projeto), então através de uma metodologia de projeto irá se dimensionar as juntas e semi árvores.

1.1 PROBLEMATIZAÇÃO E HIPÓTESES

- A frequente quebra ou deterioração desses componentes (eixos de transmissão e juntas universais) na competição BAJA SAE ocorreria pela falta de um adequado dimensionamento e metodologia do projeto nesta área?
- A aplicação de determinadas configurações estariam sendo feitas de forma correta?
- Seria viável a aplicação de sistemas de transmissão automotivos, sendo adaptados e/ou modificados para funcionamento no veículo do projeto BAJA SAE?

Hipótese 1:

É fundamental o conhecimento sobre estes componentes e seus modos de falhas, assim o projetista deve dimensionar e projetar os componentes (eixos de transmissão) e selecionar o tipo de junta através de uma forma metodológica e assim ter uma solução numérica que permita evitar falhas ou deterioração precoce.

Hipótese 2:

Existem vários arranjos para este sistema de transmissão, porém devem-se delimitar certos parâmetros de trabalho e condições favoráveis, a fim de obter uma maior vida útil dos componentes.

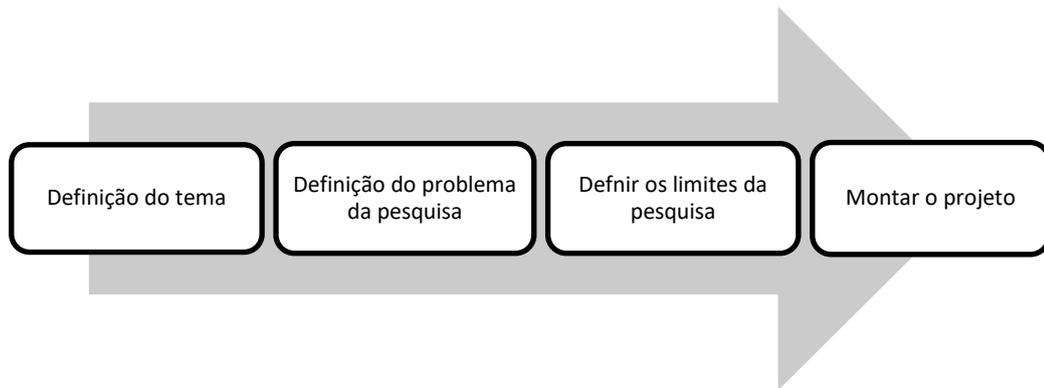
Hipótese 3:

É viável a aplicação, desde que se tenha um conhecimento sobre o funcionamento do sistema. De forma a evitar sistemas pesados, complexos e caros, sem muitas vezes ter a necessidade para tal.

1.2 DELIMITAÇÃO DO ESTUDO

A fim de delimitar o assunto a ser abordado utilizou-se, conforme Figura 2:

Figura 2. Metodologia para definição do tema.



Fonte: Própria (2018).

- **Definição do tema:** Juntas Universais e Semi-árvores.
- **Definição do problema:** Dimensionamento e metodologia
- **Definição dos limites:**
 - **Juntas:** As juntas a serem estudadas serão as do tipo Cardan.
 - **Limites do estudo:** aplicadas ao projeto BAJA SAE da UEA.
- **Montagem:** Dimensionamento e metodologia de projeto para semi-árvores e juntas homocinéticas do tipo Cardan aplicadas ao projeto BAJA SAE da UEA.

1.3 JUSTIFICATIVA

Após a participação na competição BAJA SAE onde equipes do Brasil inteiro disputam uma corrida off-road, notou-se um grande problema entre as mesmas, ao que se refere aos semi-árvores e juntas. Algumas equipes (cerca de 10%) tiveram que abandonar provas e até mesmo correr com apenas uma roda sendo tracionada devido a problemas nestes sistemas (BARBOSA, 2014).

Os problemas mais vistos foram: quebra de semi-árvore ou árvore de transmissão entre as juntas, uma vez que algumas peças seriam soldadas, falhas nas juntas homocinéticas devido a entrada de terra, lama ou pedra ocasionando sérios problemas no sistema. Através da Figura 3 pode-se ter uma noção do tipo de falha que ocorrem na junta Cardan.

Figura 3. Falha ocorrida na base de uma junta Cardan.

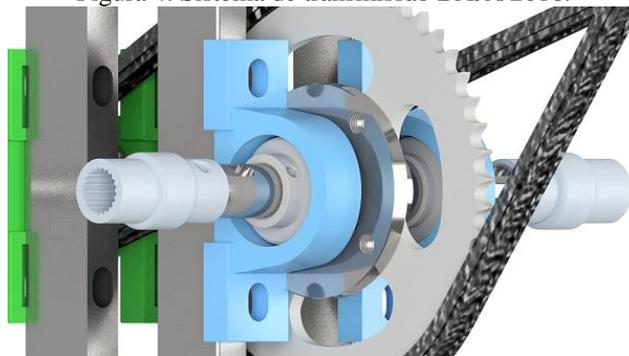


Fonte: ResearchGate.

A falta de um bom dimensionamento do semi-árvore seja ele de própria manufatura ou de uso comercial pode colocar todo um projeto em sérios riscos, tão quanto à má escolha do tipo de junta universal a ser usada no protótipo, deve-se ter extremo cuidado no projeto e seleção destes componentes.

O atual sistema de transmissão final do BAJA Figura 4 consiste de: uma luva de engate onde a junta homocinética do tipo Rzeppa de uso em veículos ATV (*All terrain vehicle*) e semi-árvore de ATV são acopladas. Tal sistema é funcional, porém deixa a desejar em vários quesitos tais como: comprimento exagerado do semi-árvore, luva de engate entre eixo e junta homocinética sujeito a falhas após horas de uso.

Figura 4. Sistema de transmissão BAJA 2016.



Fonte: BAJA UEA

O dimensionamento e metodologia de projeto de semi-árvores têm por objetivo facilitar a compreensão do funcionamento do sistema, tornando o processo de projeto mais dinâmico.

O estudo destes sistemas de semi-árvore e juntas universais do tipo tem por objetivo iniciar a busca por conhecimento nesta área em específico para equipe BAJA UEA, de forma

a contribuir com o desenvolvimento da equipe, fazendo com que a mesma se desenvolva cada vez mais.

Esta pesquisa visa analisar o funcionamento das juntas, permitindo conhecer como ocorre a transmissão de torque entre os componentes, as forças que os componentes principais são submetidos, caracterização dos tipos de juntas e semi-árvores, a importância do alinhamento entre os componentes de transmissão, a interação entre a transmissão e a suspensão, as forças em que estrias e eixos são submetidos, alinhamento entre as juntas e etc.

Desta forma esta pesquisa será de grande contribuição tanto para a comunidade acadêmica quanto para os projetos de extensão da universidade. Além de também contribuir para a sociedade como um todo, devido a grande importância destes componentes para um funcionamento seguro e confiável, podendo ser aplicado o dimensionamento e metodologia de projeto aos transportes terrestres, marítimos e aéreos até mesmo à diversos arranjos para equipamentos na indústria. Portanto é imprescindível o estudo das juntas e eixos motores.

1.4 OBJETIVO

1.4.1 OBJETIVOS GERAIS

Desenvolver de forma clara e objetiva uma metodologia de projeto dos eixos e juntas, de forma a analisar aspectos primordiais tais como: tensões, manufatura e arranjo no sistema.

1.4.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- Compreender a transmissão automotiva, conhecendo as relações de transmissão, como é a transmissão de torque desde o motor até as rodas;
- Conhecer os aspectos mecânicos, funcionamento, forças atuantes nos sistemas e nas juntas homocinéticas, Cardan e Semi árvores;
- Analisar e comparar sistemas preexistentes, *benchmarking* dos componentes;
- Identificar os componentes específicos e estudá-los;
- Calcular e modelar os componentes dos dois sistemas (semi árvore e junta) levando em conta todos os parâmetros de projeto;
- Analisar os arranjos possíveis e viáveis para a aplicação do sistema;
- Simular através de softwares as tensões admissíveis no projeto;

2. REFERENCIAL TEÓRICO

2.1 TRANSMISSÃO AUTOMOTIVA

2.1.1 VISÃO GERAL

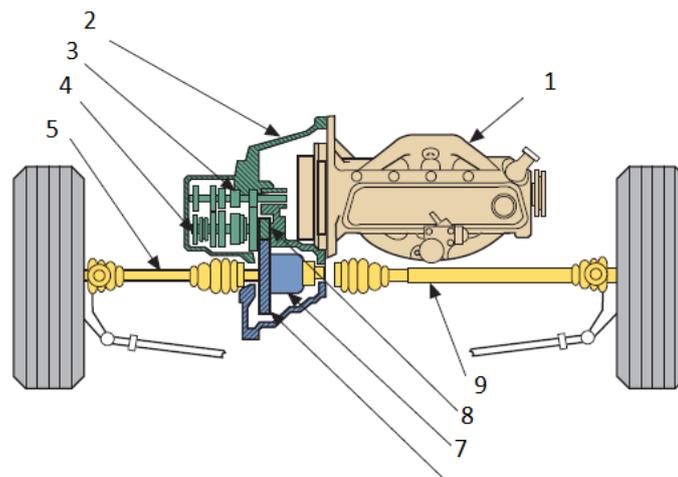
“A função da transmissão é converter a tração disponível da unidade motora, satisfazendo os requisitos de desempenho adotados pelo projetista, até as rodas.” (NAUNHEIMER *et al.*, 2011, p.3, ‘tradução nossa’).

Desta forma a transmissão é quem faz o papel de intermediária entre o motor (unidade motora) até as rodas possibilitando o descolamento do veículo. As transmissões automotivas devem atender as seguintes premissas:

- Converter da melhor maneira possível o torque advindo do motor em força disponível para as rodas.
- Ser capaz de atender a uma ampla faixa de velocidades, vencer inclinações e ter um bom desempenho em acelerações e retomadas.
- Ter confiabilidade, vida útil considerável e que a manutenção possa ser feita da maneira mais prática.

Existem vários tipo de arranjos do sistema motor transmissão, porém serão apresentados dois dos principais arranjos mais comuns. Na Figura 5 tem-se o sistema FWD.

Figura 5. Powertrain de um veículo tração dianteira.



Fonte: (ERJAVEC, 2009)

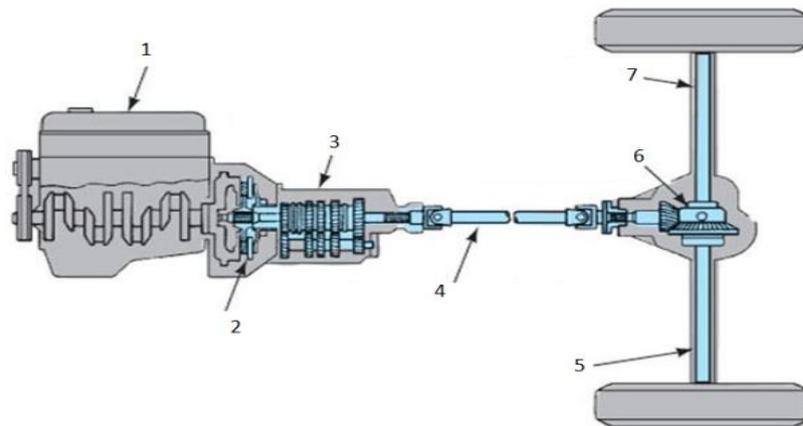
O arranjo acima é chamado de FWD (*Front-wheel-drive*) ou carros de tração dianteira, que transferem o torque fornecido pelo motor para a transmissão até as rodas dianteiras, este

sistema é predominante utilizado em veículos nacionais. (ERJAVEC, 2009). E é composto das seguintes partes:

- 1) Motor – Gerar torque e potência para o movimento do veículo.
- 2) Transmissão – Selecionar as relações de marcha de acordo com a necessidade.
- 3) Eixo de entrada – Eixo logo após a embreagem.
- 4) Eixo principal – Eixo intermediário por onde ocorre à saída do torque.
- 5) Semi árvore menor – Eixo-árvore que transmite o movimento para a junta e posteriormente para as rodas.
- 6) Coroa – Engrenagem de saída.
- 7) Diferencial – Dispositivo mecânico que transmite o torque entre aos semi árvores. Que possibilita a roda girar a diferentes velocidades em uma curva.
- 8) Pinhão – Engrenagem de entrada.
- 9) Semi árvore maior – Eixo-árvore que transmite o torque para as rodas.

Outro arranjo Figura 6 cujo nome é RWD (*Rear-wheel drive*) também chamado de carros de tração nas rodas traseiras. (ERJAVEC, 2009). Este arranjo é mais comum em Pick-ups (caminhonetes) e em carros de passeio nacionais podendo citar: Chevette e Opala.

Figura 6. Powertrain de um sistema de tração traseira.



Fonte: (ERJAVEC, 2009)

O trem de força de um carro de tração traseira tem os seguintes componentes:

- 1) Motor.
- 2) Embreagem, componente mecânico que faz a ligação entre o eixo de saída do motor com a transmissão.
- 3) Transmissão

- 4) Juntas Cardan e semi-árvore.
- 5) Proteção do eixo motor
- 6) Diferencial
- 7) Árvore de transmissão. Em alguns sistemas este componente pode ser composto por um par de juntas homocinéticas, ou juntas Cardan.

2.1.2 RELAÇÃO DE TRANSMISSÃO

A relação de transmissão i_T é a relação entre a velocidade angular do eixo de entrada (onde está o pinhão) e o eixo de saída (onde está a coroa). (NAUNHEIMER *et al.*, 2011). Ou seja:

$$i_T = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1} \quad \text{Equação 1}$$

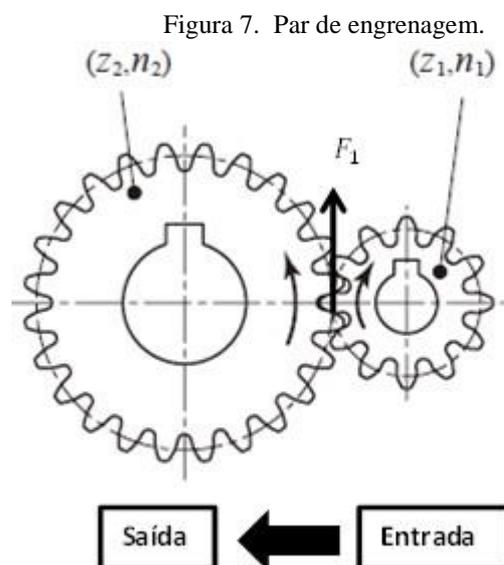
Onde:

ω = Velocidade angular do pinhão ou coroa.

n = Rotação em RPM do pinhão ou coroa.

z = Número de dentes do pinhão ou da coroa.

A compreensão deste tópico é fundamental uma vez que as relações de transmissão de um veículo impactam diretamente no dimensionamento dos semi-árvores e juntas homocinéticas. Através da Figura 7 é possível compreender as relações de transmissão.



Fonte: (KHK, 2015)

Pode-se dizer então que:

$$T_1 = F_1 r_1 \quad \text{Equação 2}$$

$$T_2 = F_1 r_2 \quad \text{Equação 3}$$

Substituindo tem-se:

$$\frac{T_2}{T_1} = \frac{r_2}{r_1} \quad \text{Equação 4}$$

Logo:

$$T_2 = T_1 \frac{r_2}{r_1} \quad \text{Equação 5}$$

Segundo (SHIGLEY, MISCHKE, BUDYNAS, 2005), A velocidade na linha de passo é determinada por:

$$V = |r_1 \omega_1| = |r_2 \omega_2| \quad \text{Equação 6}$$

$$\left| \frac{\omega_1}{\omega_2} \right| = \frac{r_2}{r_1} = i_T \quad \text{Equação 7}$$

Então pode-se falar que para este par de engrenagens em uma situação ideal:

$$T_2 = i_T T_1 \quad \text{Equação 8}$$

E que:

$$n_2 = \frac{n_1}{i_T} \quad \text{Equação 9}$$

Onde:

$T = \acute{E}$ o torque.

“Nos veículos em geral, a relação de saída é alcançada devido à combinação de uma série de componentes no trem de força. A relação global é derivada dos elementos de deslocamento, da relação de transmissão e a relação final” (NAUNHEIMER et al. ADAPTADA, 2011, p.101). Logo:

$$i_G = i_S i_T i_F$$

Equação 10

Onde:

i_G = Relação global de transmissão.

i_S = Relação dos elementos de deslocamento (embreagens, CVT's, conversores de torque).

i_T = Relação da transmissão.

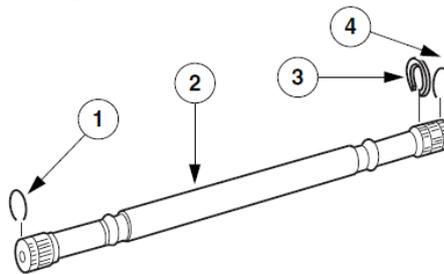
i_F = Relação final (em geral é a do diferencial).

2.2 EIXOS-ÁRVORES

2.2.1 SEMI-ÁRVORES AUTOMOTIVAS

Carros de tração dianteira e alguns de tração traseira necessitam de eixos motores chamados de semi árvores. Os semi árvores transferem potência do diferencial (que está na caixa de transmissão) para as rodas. As semi-árvores devem ser capazes de transmitir torque durante curvas e também alterar sua posição axial durante o trabalho da suspensão. (GLOBAL, 2001). A Figura 8 permite a visualização do componente.

Figura 8. Semi-árvore automotiva.



Fonte: (Global Fundamentals, 2001)

Onde:

- 1) Anel de retenção. Retém o semi árvore preso em ambas as partes, no eixo de saída do diferencial e na junta homocinética fixa.
- 2) Semi árvore.
- 3) Anel de pressão.
- 4) Anel de retenção.

O projeto do semi árvore envolve o cálculo de vários aspectos do projeto, é necessário ter informações primordiais para seu perfeito dimensionamento. A aplicação de semi árvores

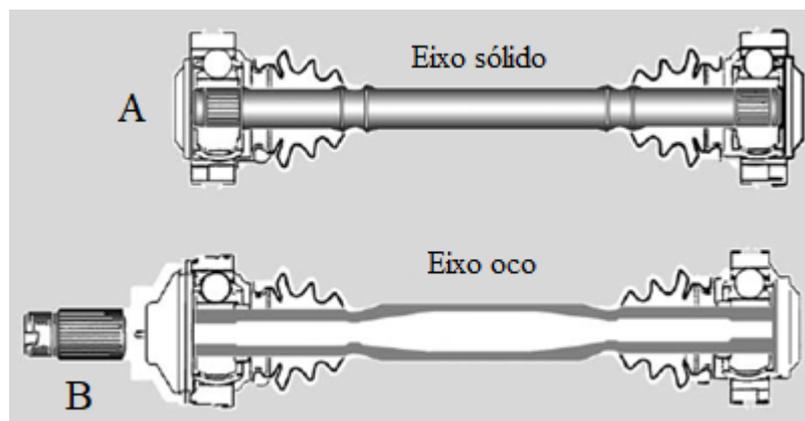
para veículos do tipo BAJA tem pontos importantes no dimensionamento do componente, são eles:

- Alta resistência
- Massa reduzida
- Comprimento limitado

2.2.2 TIPOS DE SEMI-ÁRVORES

Existem diversos tipos de semi-árvores variando em seus comprimentos, geometrias, diâmetros. O tipo de semi-árvore a ser utilizado depende da aplicação. A Figura 9 alguns exemplos de tipos de semi-árvores.

Figura 9. Diferentes geometrias de semi-árvore.



Fonte: (SEHERR-THOSS; SCHMELZ; AUCKTOR, 2006)

Em **A** tem-se um semi-árvore sólido, ainda muito utilizado principalmente em ATV (*All terrain vehicle*) em geral quadriciclos e UTV (*Utility Task Vehicle*) ou veículo utilitários para tarefas e em alguns automóveis. E em **B** tem o semi-árvore oco que é bastante utilizado em automóveis nos dias de hoje.

A - Eixo sólido

Vantagens:

- Baixo custo de manufatura.
- Baixas tensões residuais no material, pelo fato de ser sólido.

Desvantagens:

- Maior massa.

- Maior momento de inercia, em virtude da geometria.

B - Eixo oco

Vantagens:

- Massa entre 30% a 40% menor que no eixo sólido
- Menor momento de inércia
- Maior rigidez (torção e flexão).

Desvantagens

- Maior custo de manufatura.

A indústria automotiva demanda um longo serviço de vida dos componentes, um considerável ângulo de dirigibilidade nas rodas frontais, um melhor isolamento acústico e menor vibração do trem de força. (SEHERR-THOSS; SCHMELZ; AUCTION, 2006).

O desenvolvimento da tecnologia nos componentes permitiu uma maior qualidade das peças, maior precisão dos componentes proporcionando nunca antes vista. Abaixo se têm diferentes tipos de eixos ocos:

Com base na Figura 10 se pode notar a alta resistência destes componentes. O primeiro devido a sua geometria tem uma resistência à torção 160% maior, o segundo teve uma redução de 40% de sua massa total comparado a um eixo sólido e o terceiro tem uma resistência à flexão 160% maior em relação a um eixo rígido.

Figura 10. Diferentes geometrias de semi-árvores.

160% mais resistente a torção



40% menos massa



160% mais resistente a flexão

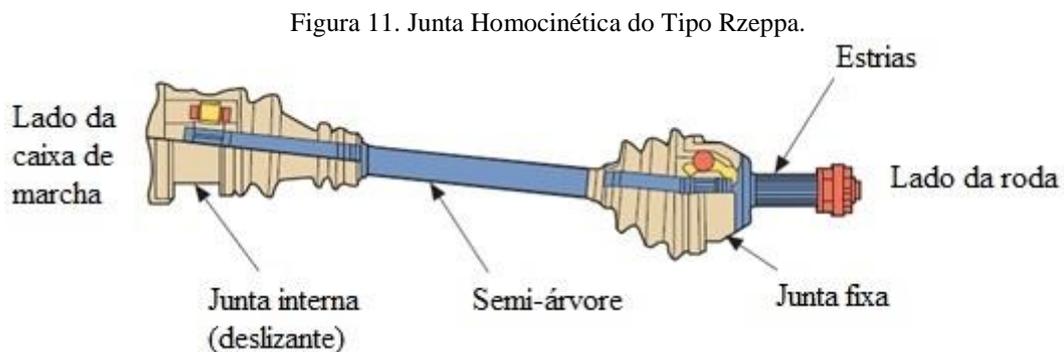


Fonte: (SEHERR-THOSS; SCHMELZ; AUCTION, 2006)

2.3 JUNTAS UNIVERSAIS

2.3.1 TIPOS DE JUNTAS

As juntas universais são necessárias para transmitir torque e movimento rotacional de um eixo para outro quando os mesmos não estão alinhados, mas se interceptam em algum ponto. Isto significa que ambos estão inclinados em relação ao outro. (HEISLER, 2002). A Figura 11 um arranjo típico de veículos.

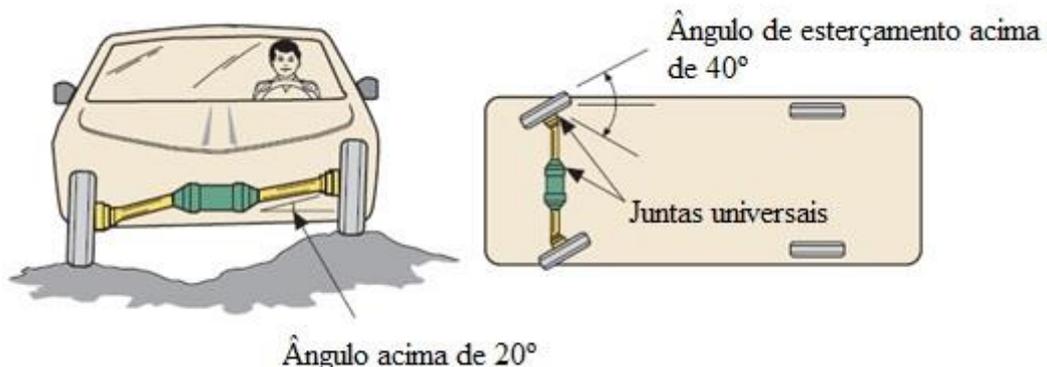


Fonte: (ERJAVEC, 2009)

As juntas são necessárias para que o sistema de transmissão continue a transmitir torque em qualquer situação, seja ela em uma curva ou quando o veículo cai em um buraco. Existem diversos tipos de juntas, cada uma com sua geometria ou parâmetros diferentes.

Na Figura 12, ângulos de trabalhos das juntas.

Figura 12. Comportamento das juntas universais.



Fonte: (ERJAVEC, 2009).

Na Figura 12 mostra-se um exemplo claro da necessidade das juntas homocinéticas, da direita pra esquerda respectivamente: Um veículo passando por um ressalto na pista fazendo

com que haja uma angulação de 20° graus, e na outra imagem ao esterçar o volante a roda faz um ângulo de 40° graus e a junta é quem torna o torque e a velocidade constantes nessas situações.

Há diversos tipos de juntas, porém serão citadas apenas as principais, e elas se dividem em duas partes, as juntas externas ou fixas (que ficam ao lado do cubo da roda) e as juntas internas (que se conectam a transmissão). A Figura 13 estabelece as características de cada uma

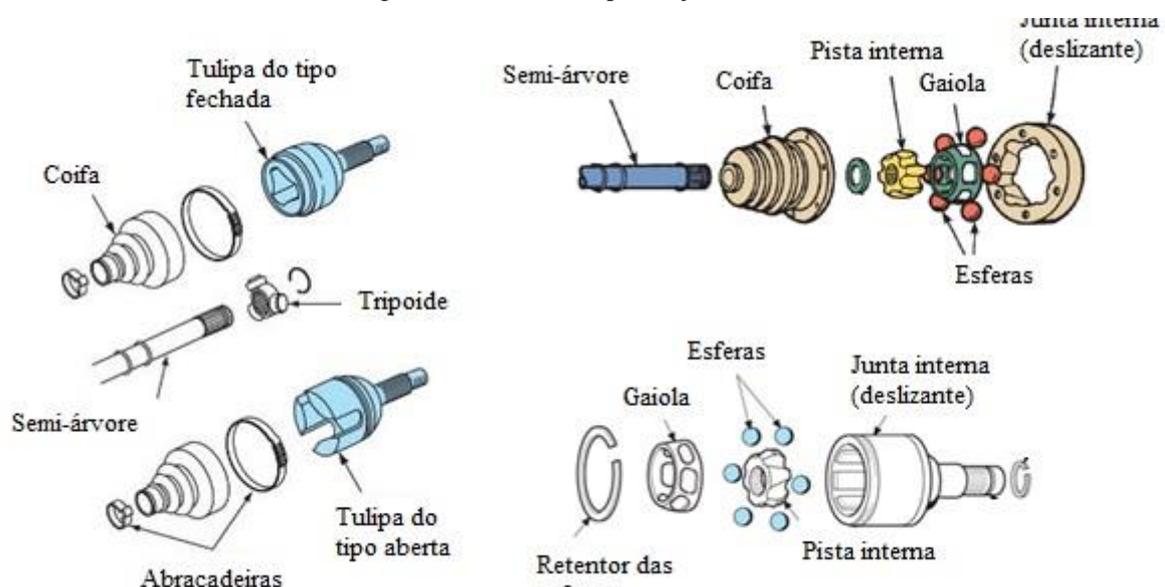
Juntas Externas, os principais tipos de juntas são:

- Juntas do tipo Tripoide Fixas:
- Juntas do tipo Rzeppa de esferas.
- Juntas Cardan (variados arranjos).

Juntas internas, as principais são:

- Juntas do tipo Tripoide, tem a tulipa maior que a junta fixa.
- Juntas de esfera (Double-Offset), variação da Rzeppa.
- Junta do tipo VL (Cross Groove), tem a pista interna cortada e a também com ângulo para melhor movimento.

Figura 13. Diferentes tipos de juntas internas.

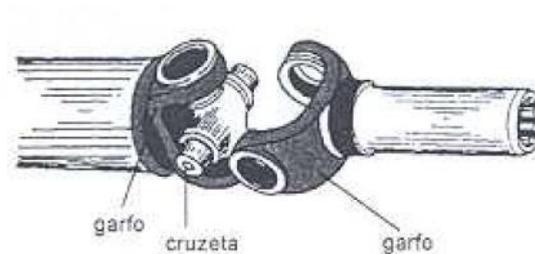


Fonte: (ERJAVEC, 2009)

2.3.2 JUNTA DE CARDAN

A junta do tipo Cardan (Junta universal de Hooke) ilustrada na Figura 14 é composta de dois braços cada um com seu “garfo”, onde entre esses dois “garfos” há um componente chamado de cruzeta que é responsável por transmitir o movimento de um braço para outro, podendo este movimento ser em ângulo ou não.

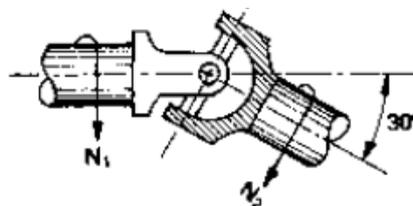
Figura 14. Junta Cardan (Hooke).



Fonte: (SENAI, 2001).

A Figura 15 fornece uma ideia do comportamento ao ser transmitido torque entre árvores Cardan desalinhadas.

Figura 15. Junta de Hooke (Cardan), em um ângulo de 30°.



Fonte: (HEISLER,2002)

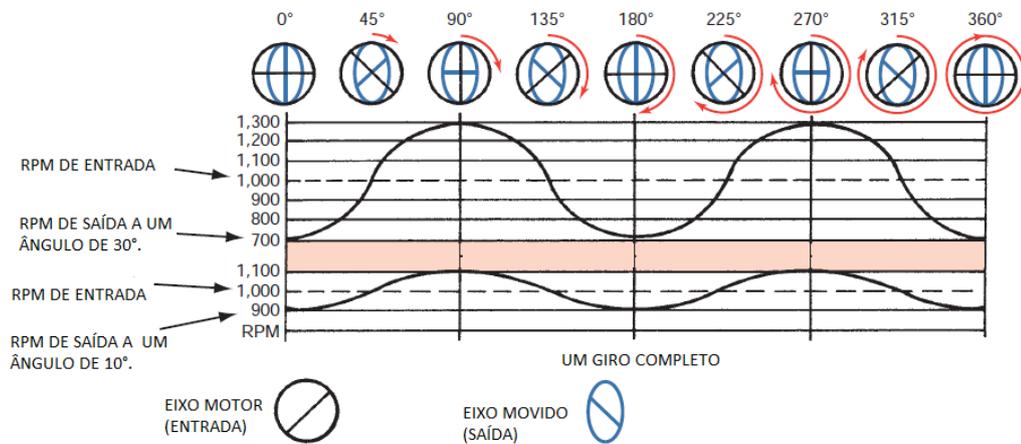
A junta Cardan simples é um sistema de transmissão espacial esférico e com uma relação de transmissão não uniforme. Quanto maior o ângulo entre o eixo de entrada e o de saídas, maiores serão as oscilações rotativas irregulares, gerando por consequência diferentes velocidades angulares.

Como resultado dessa variação de torque, há uma flutuação na velocidade angular do eixo de saída, logo ocasionando tensões severas sobre a transmissão. (HEISLER, 2002)

Na Figura 16 pode-se observar o comportamento do eixo de entrada e de saída:

Devido à variação da velocidade angular no eixo de saída nas juntas simples, o ângulo admissível entre as árvores varia entre 10° a 15°.

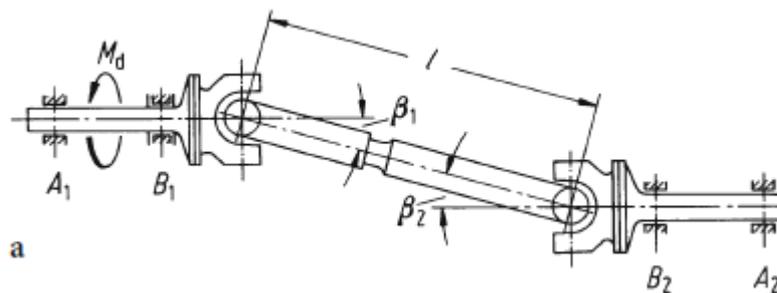
Figura 16. Comportamento dinâmico da junta Cardan simples.



Para eliminar o problema na flutuação na velocidade angular do eixo de saída adiciona-se outra junta ao sistema, de forma a árvore de saída estar na mesma fase da árvore de entrada. Conforme Figura 17.

Estando as juntas universais em fase e ângulos $\beta_1 = \beta_2$ então se tem um sistema de transmissão de velocidade constante. (SEHERR-THOSS; SCHMELZ; AUCKTOR, 2006).

Figura 17. Configuração em Z das Juntas de Hooke (Cardan).

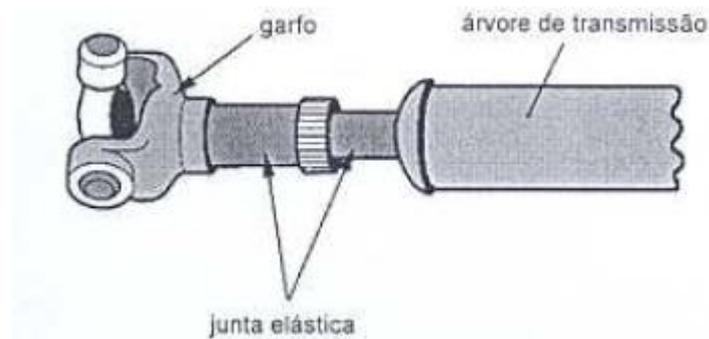


Fonte: (SEHERR-THOSS; SCHMELZ; AUCKTOR, 2006)

Neste sistema, a junta elástica ou deslizante é necessária. São as juntas elásticas que tornam possível a transmissão de rotação mesmo com variações de ângulo e do comprimento do sistema. (SENAI, 2001).

É a junta elástica quem faz a compensação axial no sistema, provocado pelo trabalho da suspensão automotiva. Na Figura 18 note-se como é a montagem da junta elástica no sistema de transmissão.

Figura 18. Junta elástica (deslizante).

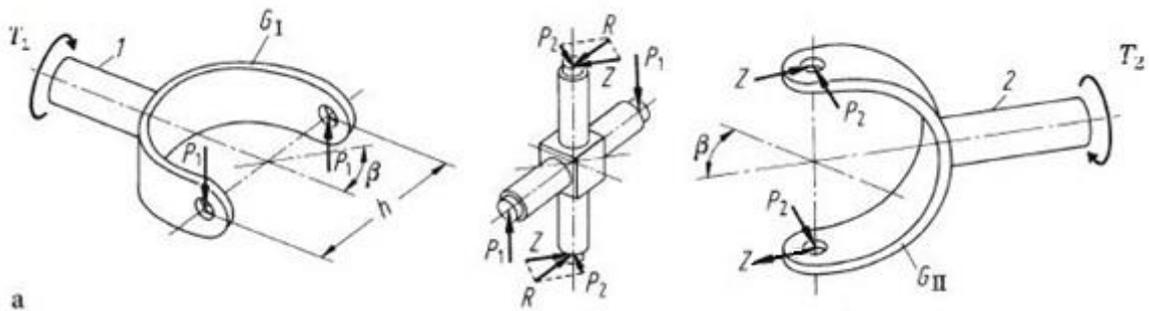


Fonte: (SENAI, 2001).

Uma vez que o ângulo $\beta \neq 0^\circ$ tem-se então ângulo entre as juntas. Isto faz com que haja oscilações de velocidade angular conforme mencionado anteriormente.

As duas juntas cardan produzem forças cíclicas e torques que são transmitidos aos rolamentos de apoio. (SEHERR-THOSS; SCHMELZ; AUCKTOR, 2006). Analisando as iterações entre as forças em cada junta individualmente temos nas Figuras 19 e 20:

Figura 19. Forças atuantes na junta G_1 a 0° .



Fonte: (SEHERR-THOSS; SCHMELZ; AUCKTOR, 2006, adaptada)

Na Figura 18 a junta G_1 está a 0° em relação ao plano de trabalho. E tem por definição que:

$$P_2 = R \times \cos \beta \quad \text{Equação 11}$$

$$Z = R \times \cos \beta \quad \text{Equação 12}$$

Ao substituir a Equação 11 tem-se que:

$$T_2 = P_2 \times h = R \times h \times \cos \beta \quad \text{Equação 13}$$

Ao substituir a Equação 12 tem-se que:

$$T_z = Z \times h = R \times h \times \text{sen } \beta \quad \text{Equação 14}$$

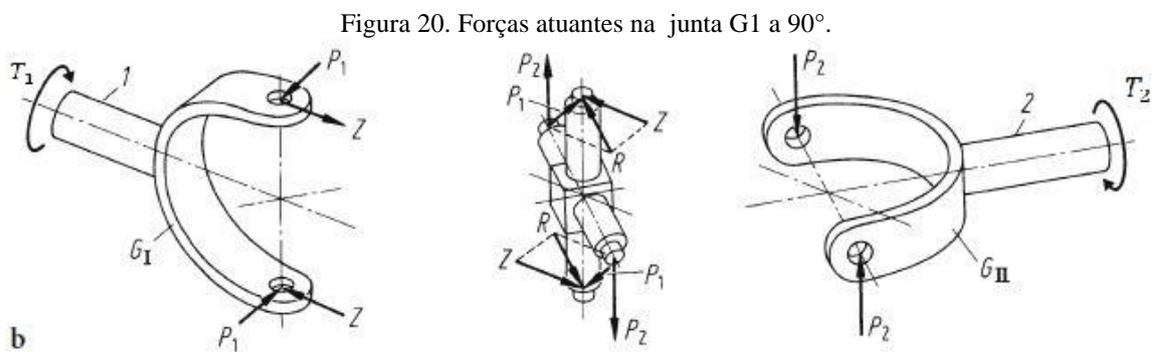
Conforme Figura 18:

$$R \times h = P_2 \times h = T_1 \quad \text{Equação 15}$$

Seguindo este raciocínio tem-se então que:

$$T_2 = T_1 \times \cos \beta \quad \text{Equação 16}$$

$$T_z = T_1 \times \text{sen } \beta \quad \text{Equação 17}$$



Fonte: (SEHERR-THOSS; SCHMELZ; AUCKTOR, 2006)

Na Figura 19 a junta G_1 está a 90° em relação ao plano de trabalho. E tem por definição que:

$$P_1 = R \times \cos \beta \quad \text{Equação 18}$$

$$Z = R \times \text{sen } \beta \quad \text{Equação 19}$$

Ao substituir a Equação 18 tem-se que:

$$T_2 = R \times h = P_1 / \cos \beta \times h \quad \text{Equação 20}$$

Uma vez que $P_1 \times h = T_1$ então:

$$T_2 = \frac{T_1}{\cos \beta} \quad \text{Equação 21}$$

Ao substituir a Equação 19 tem-se que:

$$T_2 = Z \times h = R \times h \times \text{sen } \beta \quad \text{Equação 22}$$

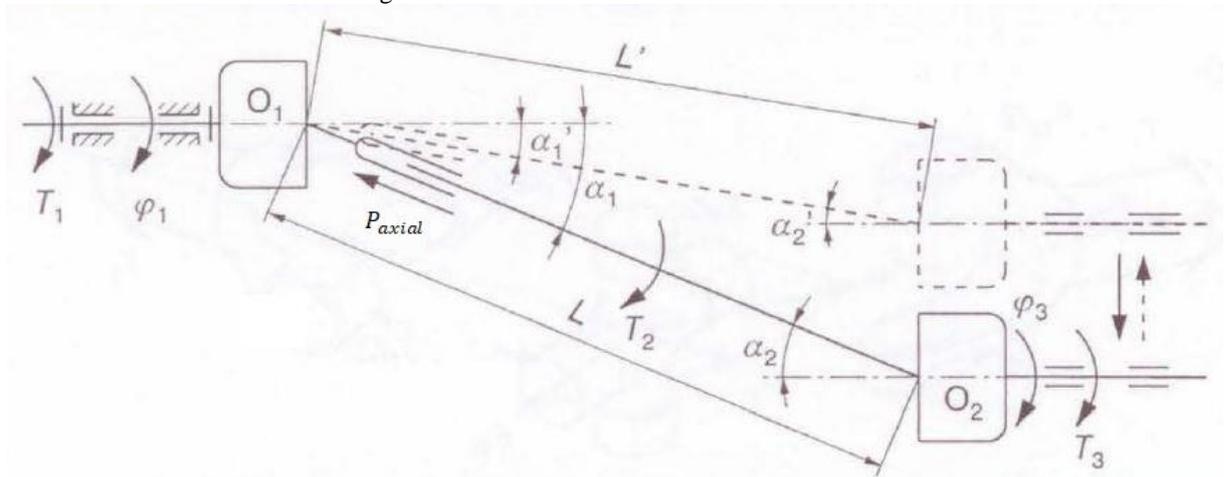
E sendo $R = P_1 / \cos \beta$ da Equação 18:

$$T_z = \frac{P_1}{\cos \beta} \times h \times \sin \beta = T_1 \times \tan \beta \quad \text{Equação 23}$$

Quando utilizadas em veículos, as juntas externas e semi-árvore se deslocam para cima e para baixo conforme as irregularidades do terreno. Então ocorrem uma compensação axial no sistema, fazendo com que a distância entre pontos de fixação das juntas internas e externas varie.

Forças axiais ocorrem quando Cardans com centros fixos e que permitem movimento axial através de estrias são submetidos à variação do ângulo β concomitante com aplicação de torque. (Pavic, Rados, Perse, 2001). A Figura 21 permite a compreensão destas forças.

Figura 21. Descolamento axial da Junta Cardan.



Fonte: (PAVIC, RADOS, PERSE, 2001)

As forças axiais atuantes variam conforme o ângulo de inclinação β , e são descritos como:

Para G_1 igual a 0° (Ver Figura 18)

$$P_{axial} = \frac{2 \times \mu}{d_{estria}} \times T_1 \times \cos \beta \quad \text{Equação 24}$$

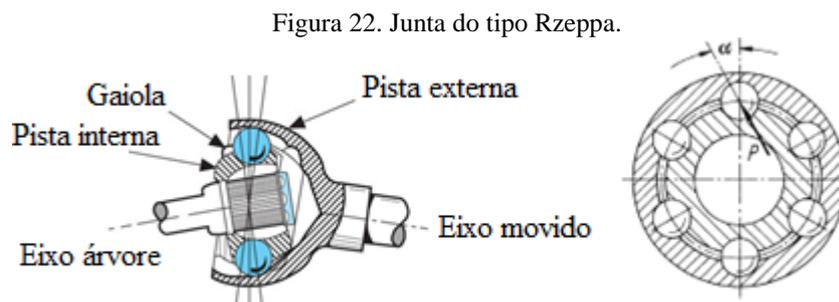
Para G_1 igual a 90° (Ver Figura 19)

$$P_{axial} = \frac{2 \times \mu}{d_{estria}} \times \frac{T_1}{\cos \beta} \quad \text{Equação 25}$$

2.3.3 JUNTAS DO TIPO RZEPPA

“Alfred Hans Rzeppa em 1926 inventou uma das primeiras juntas de velocidade constante que foi e ainda é capaz de transmitir torque em uma ampla variação de ângulos sem sofrer nenhuma variação de velocidade angular no eixo de saída” (HEISLER, 2002, ADAPTADA).

As juntas fixas funcionam da seguinte maneira, o semi árvore (*Driving shaft*) é conectado a pista interna (*Inner race*) por meio de estrias, então o torque é transmitido para as esferas que por sua vez transmite o torque para a pista externa (*Outer race*) e então levando movimento as rodas pelo eixo movido (*Driven shaft*). As gaiolas (*Cage*) fornece alinhamento central para as duas metades da Junta, ou seja, alinhamento entre das esferas entre a pista interna (*Inner race*) e a pista externa (*Outer race*). A Figura 22 permite a visualização da junta.



Fonte: (ERJAVEC, 2009)

“Os elementos de transmissão em uma junta esférica são esferas que correm independentemente ao longo de caminhos guiados. Assume-se que há uma força compressiva P e que a mesma é distribuída entre as esferas. (SEHERR-THOSS HCHR; SCHMELZ, 2006, p.153)

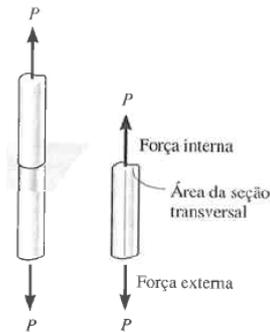
2.4 CONCEITOS FUNDAMENTAIS

2.4.1 TENSÃO UNIFORME

Tem-se uma barra de área A onde há a aplicação de uma carga axial externa P , Figura 23.

A fim de que a barra possa sofrer deformação uniforme, é necessário que P seja aplicado ao longo do eixo centróide da seção transversal e o material seja homogêneo e isotrópico (HIBBELER, 2010).

Figura 23. Tensão normal em uma barra.



Fonte: (HIBBELER, 2010).

Ao sofrer a deformação uniforme devido a força axial sendo aplicada na barra têm-se que:

$$\sigma = \frac{P}{A} \quad \text{Equação 26}$$

Onde:

σ = Tensão normal média em qualquer ponto, sua unidade é $[Pa]$.

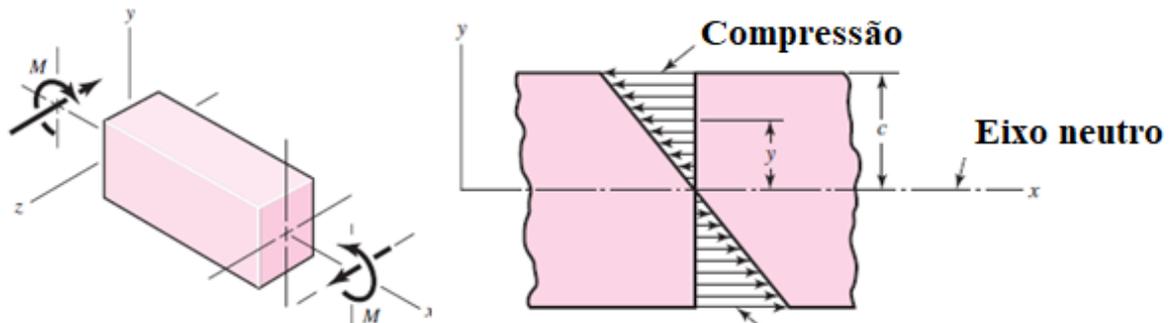
P = Força normal interna resultante, aplicada no centróide da área da seção transversal.

A = É a área da seção transversal.

2.4.2 FLEXÃO

Uma viga Figura 24 está sendo submetida à flexão pura, ou seja, não há torção nem cisalhamento e cargas axiais. O material é isotrópico, obedece a lei de Hooke e as seções transversais da viga permanecem planas durante a flexão. Tem-se por definição que:

Figura 24. Flexão.



Fonte: (SHIGLEY, MISCHKE, BUDYNAS, 2005)

$$\sigma_{FLEXÃO,máx} = \frac{Mc}{I} \quad \text{Equação 27}$$

$$\sigma_x = -\frac{My}{I} \quad \text{Equação 28}$$

Segundo (HIBBELER, 2010) qualquer das duas equações é denominada fórmula de flexão, e que estas são usadas para determinar a tensão normal em um elemento reto, com seção transversal simétrica e momento aplicado perpendicularmente a esse eixo.

Onde:

$\sigma_{FLEXÃO,máx}$ = Tensão de flexão máxima.

M = Momento interno resultante em torno do eixo neutro da seção transversal.

c = Distância perpendicular do eixo neutro a um ponto mais afastado do eixo neutro.

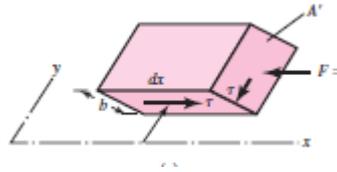
I = Momento de Inércia da área transversal calculada em torno do eixo neutro.

y = Distância intermediária y .

2.4.3 CISALHAMENTO

“O desenvolvimento de uma relação entre a distribuição da tensão de cisalhamento que age na seção transversal de uma viga e a força de cisalhamento resultante é baseado no estudo da tensão de cisalhamento longitudinal” (HIBBELER, 2010, p.263). Tem-se por definição que, conforme Figura 25.

Figura 25. Cisalhamento.



Fonte: (HIBBELER, 2010)

$$\tau = \frac{VQ}{It}$$

Equação 29

Onde:

τ = Tensão de cisalhamento no elemento no ponto localizado à distância y' do eixo neutro.

V = Força de cisalhamento interno.

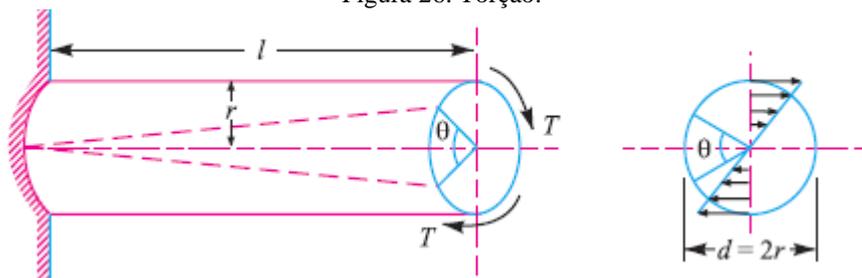
$Q = \bar{y}'A'$ = onde A' é a parte superior da área da seção transversal. E \bar{y}' é a distância até o centroide de A' , medida em relação ao eixo neutro.

I = Momento de inercia da área da seção transversal.

t = Largura da área da seção transversal.

2.4.4 TORÇÃO

Figura 26. Torção.



Fonte: (GUPTA; KHURMI,2005)

Quando determinado eixo de máquina Figura 26 é submetido à ação de duas forças iguais e opostas em um plano paralelo (Torque), o eixo então está sofrendo do que se chama de torção (KHURMI;GUPTA, 2005, p.120). A equação que descreve a tensão de cisalhamento é:

$$\tau_{MÁX} = \frac{Tr}{J} \quad \text{Equação 30}$$

Onde:

$\tau_{MÁX}$ = Tensão de cisalhamento máxima no eixo, que ocorre na superfície externa.

T = Torque interno resultante que age na seção transversal.

r = Raio externo do eixo.

J = Momento polar de inercia da área da seção transversal.

2.4.5 PROPRIEDADES DOS MATERIAIS

Com o propósito de posteriormente analisar os projetos de eixos e juntas deve-se ter uma noção das propriedades dos materiais, seu comportamento sob tensão, tratamentos térmicos e outros fatores.

Os principais materiais utilizados na engenharia segundo (KHURMI;GUPTA,2005):

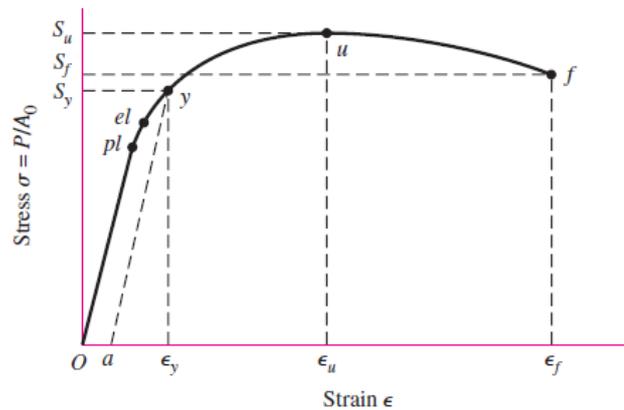
- Metais e suas ligas, tais como: o ferro, aço, alumínio, cobre e etc.
- Não-metais tais como: vidro, borracha, polímeros e etc.

A seleção dos materiais é fundamental para qualquer projeto, é necessário que haja um critério de seleção para eles. A aplicação errônea de certo material pode colocar todo o projeto em risco. Segundo (Khurmu,Gupta), os fatores são:

- Disponibilidade dos materiais.
- Custo do material.
- Material que atenda as condições solicitadas de trabalho.

Para a melhor seleção de um material deve-se conhecer seu diagrama tensão-deformação, Figura 27.

Figura 27. Gráfico Tensão x Deformação.



Fonte: (SEHERR-THOSS; SCHMELZ; AUCKTOR, 2006)

O gráfico acima é descrito como o de um material dúctil, e é composto de três zonas:

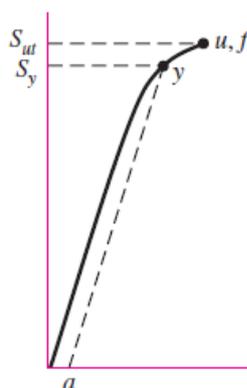
Ponto *pl*: é o limite de proporcionalidade, não nenhuma deformação permanente neste ponto se a carga for aliviada. “No intervalo linear, a relação uniaxial tensão-deformação, é fornecida pela lei de Hooke como $\sigma = E\epsilon$ ”. (SHIGLEY,2008). Onde E é o módulo de elasticidade do material.

Ponto *el*: neste ponto é o limite elástico, quando a carga for aliviada além deste ponto considera-se que haverá uma deformação permanente.

Ponto *y*: é denominado de resistência ao escoamento S_y , a partir desse ponto haverá uma deformação permanente.

Ponto *u*: chamado de Resistência a tração S_u , ponto em que ocorre a máxima tensão suportada pelo material.

Figura 28. Gráfico Tensão x Deformação de um material não dúctil.

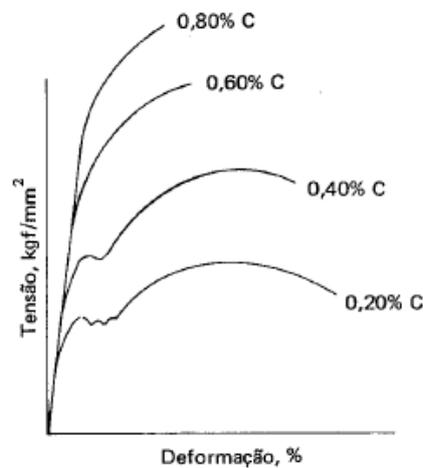


Fonte: (SEHERR-THOSS; SCHMELZ; AUCKTOR, 2006)

A Figura 28 permite analisar o comportamento de um material frágil, note-se que os pontos são os mesmos do gráfico do material dúctil. O ponto u coincide com o ponto f , logo se constata que o material dúctil absorve menos energia ao se deformar, ao contrário do material frágil.

Outro fator importante que se deve levar em conta na utilização dos aços-carbono é a porcentagem de carbono no aço, valores estes indicados na Figura 29.

Figura 29. Variação da deformação conforme a % de C.



Fonte: (CHIAVERINI, 1986).

Os principais Aços utilizados em componentes de transmissão automotiva são os aços ligas e estão na Tabela 1.

Tabela 1. Materiais utilizados nas Juntas e Semi-Árvores.

Aço	Parte
SAE 8620 (Trado termicamente)	Junta homocinética
SAE 8617 (Trado termicamente)	Junta homocinética
SAE 52100 ou DIN 100Cr6 (Trado termicamente)	Junta homocinética
SAE 4340 (Trado termicamente)	Semi-árvore

Fonte: (SEHERR-THOSS; SCHMELZ; AUCKTOR, 2006)

2.5 ELEMENTOS DE MÁQUINAS

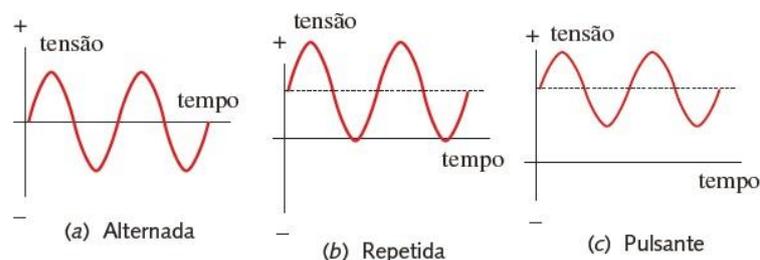
2.5.1 ÁRVORES DE TRANSMISSÃO

Eixos de transmissão, ou árvores de transmissão, são usados em praticamente todas as partes de máquinas rotativas para transmitir movimento de rotação e torque de uma posição a outra. (NORTON, 2013).

Existem diversos setores aplicações das árvores de transmissão: os rolos de moagem são tracionados para que possam moer o trigo, sistemas de transmissão dos automóveis são constituídos de árvores, turbinas aeronáuticas, sistemas de propulsão de navios e trens e etc. As aplicações são as mais diversas.

A carga em eixos de transmissão de rotação é predominantemente uma de dois tipos: torção devido ao torque transmitido ou flexão. (NORTON, 2013). Podendo uma das duas ser variáveis ou constantes. Dessa forma para o correto dimensionamento de uma árvore de transmissão devem-se conhecer as cargas aplicadas na árvore. Para a o melhor dimensionamento de árvores deve-se utilizar critérios de fadiga para dimensiona-los da forma correta. Conforme mencionado anteriormente às árvores podem estar sujeitas a cargas cíclicas, logo sujeitas a tensões cíclicas e que podem ser divididas em três tipos: alternadas, repetidas e variáveis, conforme Figura 30.

Figura 30. (a) Tensão alternada. (b) Tensão Repetida. (c) Tensão Pulsante ou Variável



Fonte: (NORTON, 2013).

Falhas por fadiga sempre são causadas por uma pequena trinca que se propagou até causar a fratura do componente, e estão geralmente localizadas na superfície da peça e pode ser originadas no processo de fabricação do componente (TAKAHASHI, 2014).

Para o dimensionamento das árvores será utilizado o modelo de falha por fadiga de energia de distorção de Soderberg por ser mais conservadora que outros critérios. (SHIGLEY, MISCHKE, BUDYNAS, 2005). Outro fator para escolha deste modelo é que o material

utilizado na confecção das árvores serão aços-liga. A equação da curva de falha para o critério de Soderberg é:

$$d = \left\{ \frac{32 \times n}{\pi} \times \left[K_f^2 \times \left(\frac{T_{z,m}}{S_y} + \frac{T_{z,a}}{S_e} \right)^2 + K_{fs}^2 \times \left(\frac{T_m}{S_y} + \frac{T_a}{S_e} \right)^2 \right]^{1/2} \right\}^{1/3} \quad \text{Equação 31}$$

Onde:

d = Diâmetro da árvore.

n = Coeficiente de segurança.

K_f = Fator de concentração de tensão em fadiga para flexão.

$T_{z,m}$ = Momento médio.

S_y = Tensão de escoamento.

$T_{z,a}$ = Momento médio alternado.

S_e = Limite de resistência no local crítico de uma peça na geometria e na condição de uso. Será explicitado mais adiante este termo.

K_{fs} = Fator de concentração de tensão em fadiga para torção.

T_m = Torque médio.

T_a = Torque médio alternado.

E para eixos vazados a equação sofre apenas o acréscimo de outro termo na equação:

$$d_e \times (1 - k^4)^{1/3} = \left\{ \frac{32 \times n}{\pi} \times \left[K_f^2 \times \left(\frac{T_{z,m}}{S_y} + \frac{T_{z,a}}{S_e} \right)^2 + K_{fs}^2 \times \left(\frac{T_m}{S_y} + \frac{T_a}{S_e} \right)^2 \right]^{1/2} \right\}^{1/3} \quad \text{Eq. 32}$$

$$k = \frac{d_i}{d_e} \quad \text{Equação 33}$$

Onde:

d_e = Diâmetro externo

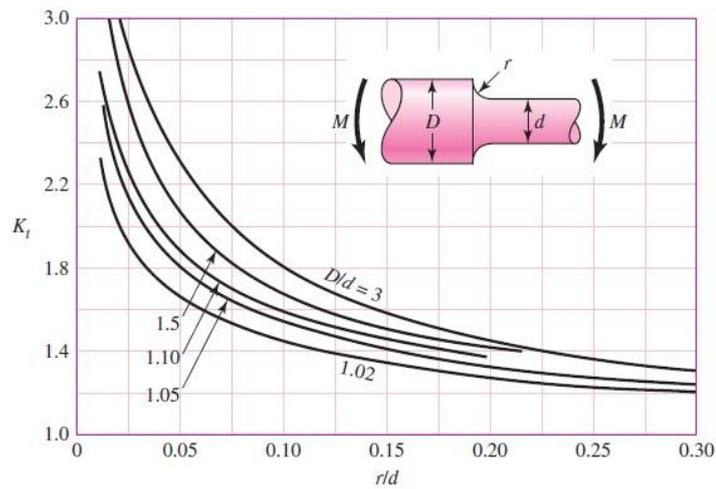
d_i = Diâmetro interno

2.5.1.1 FATOR DE CONCENTRAÇÃO DE TENSÃO EM FADIGA PARA FLEXÃO E TORÇÃO

A existência de irregularidades ou descontinuidades, tais como furos, reentrâncias ou entalhes, em uma peça aumentam as tensões teóricas significativamente na vizinhança imediata à descontinuidade. (SHIGLEY, MISCHKE, BUDYNAS, 2005).

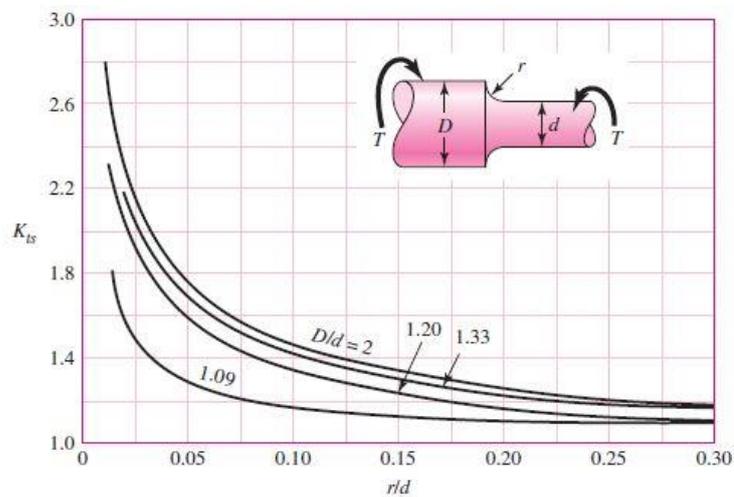
Logo para determinar o fator de concentração de tensão em fadiga tanto para flexão: quanto para torção deve-se conhecer o fator de concentração estático Figuras 31 e 32.

Figura 31. Fator concentração de tensão para flexão estática.



Fonte: (SHIGLEY, MISCHKE, BUDYNAS, 2005).

Figura 32. Fator concentração de tensão torção estático.



Fonte: (SHIGLEY, MISCHKE, BUDYNAS, 2005).

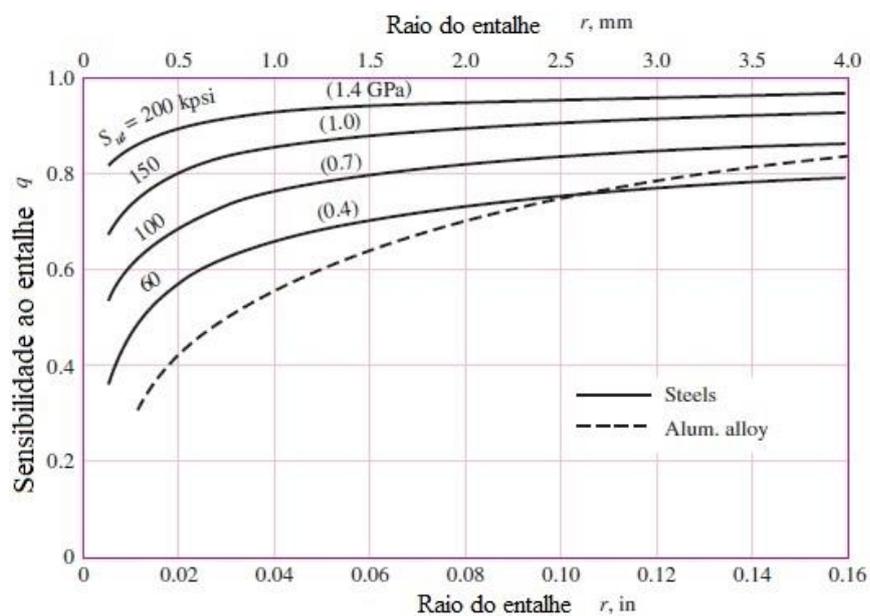
Logo, para se obter o fator de concentração de fadiga tanto para torção quanto para flexão deve-se conhecer o material e definir a sensibilidade ao entalhe q conforme equação abaixo:

$$K_f = 1 + q \times (K_t - 1) \quad \text{Equação 34}$$

$$K_{fS} = 1 + q_{\text{cisalhamento}} \times (K_{ts} - 1) \quad \text{Equação 35}$$

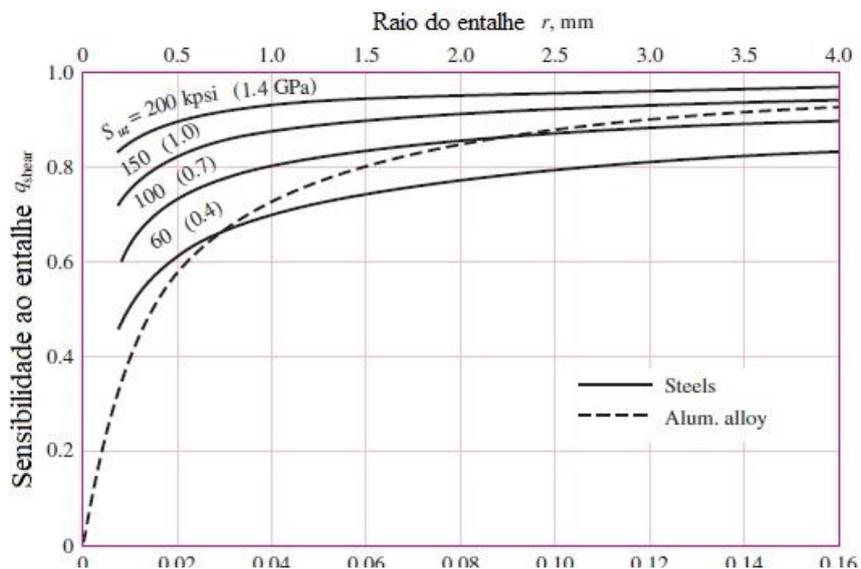
Onde q é obtido através da Figura 33 e 34.

Figura 33. Sensibilidade ao entalhe flexão.



Fonte: (SHIGLEY, MISCHKE, BUDYNAS, 2005).

Figura 34. Sensibilidade ao entalhe torção.



Fonte: (SHIGLEY, MISCHKE, BUDYNAS, 2005).

Ao utilizar esses diagramas, é importante saber que os resultados de testes reais a partir dos quais as curvas foram derivadas exibem muita dispersão. Por causa dessa dispersão, é sempre seguro utilizar $K_f = K_t$ toda vez que houver dúvida com relação ao valor real de q . (SHIGLEY, MISCHKE, BUDYNAS, 2005).

2.5.1.2 CARGAS DE FLEXÃO E TORÇÃO MÉDIA E ALTERNADA

A determinação das cargas flexão e torção média são respectivamente:

$$M_m = \frac{M_{m\acute{a}x} + M_{m\acute{i}n}}{2} \quad \text{Equação 36}$$

$$T_m = \frac{T_{m\acute{a}x} + T_{m\acute{i}n}}{2} \quad \text{Equação 37}$$

Já a determinação das cargas de flexão e torção alternadas são respectivamente:

$$M_a = \left| \frac{M_{m\acute{a}x} - M_{m\acute{i}n}}{2} \right| \quad \text{Equação 38}$$

$$T_a = \left| \frac{T_{m\acute{a}x} - T_{m\acute{i}n}}{2} \right| \quad \text{Equação 39}$$

2.5.1.3 TENSÃO LIMITE DE RESISTÊNCIA À FADIGA

É irrealista esperar que o limite de resistência de um membro mecânico ou estrutural iguale os valores obtidos em laboratório. Algumas diferenças incluem: materiais, manufatura, ambiente e projeto. (SHIGLEY, MISCHKE, BUDYNAS, 2005).

Foi então que Joseph Marin ajustou o limite de resistência adicionando diversos fatores multiplicativos. A equação de Marin ou tensão limite de resistência à fadiga é escrita como:

$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_e k_f S'_e \quad \text{Equação 40}$$

k_a = fator de modificação de condição de superfície.

k_b = fator de modificação de tamanho.

k_c = fator de modificação de carga.

k_d = fator de modificação de temperatura.

k_e = fator de confiabilidade.

k_f = fator de modificação por efeitos variados.

S'_e = limite de resistência de espécime de teste do tipo viga rotativa.

O parâmetro S'_e é definido como para aços conforme Figura 35:

Figura 35. Limite de resistência de espécime.

$$S'_e = \begin{cases} 0,504S_{ut} \text{ kpsi or MPa} & S_{ut} \leq 212 \text{ kpsi (1460 MPa)} \\ 107 \text{ kpsi} & S_{ut} > 212 \text{ kpsi} \\ 740 \text{ MPa} & S_{ut} > 1460 \text{ MPa} \end{cases}$$

Fonte: (SHIGLEY, MISCHKE, BUDYNAS, 2005).

2.5.1.4 FATOR DE MODIFICAÇÃO DE CONDIÇÃO DE SUPERFÍCIE.

O fator de modificação depende da qualidade do acabamento da superfície da peça real e da resistência à tração do material que a constitui. E é descrito como:

$$k_a = a \times S_{ut}^b \quad \text{Equação 41}$$

Onde os parâmetros a e b são evidenciados na Figura 36:

Figura 36. Parâmetros fator de condição de superfície.

Acabamento superficial	Factor a		Exponent b
	S_{ut} kpsi	S_{ut} MPa	
Retificado	1.34	1.58	-0.085
Usinado ou laminado a frio	2.70	4.51	-0.265
Laminado a quente	14.4	57.7	-0.718
Como Forjado	39.9	272.	-0.995

Fonte: (SHIGLEY, MISCHKE, BUDYNAS, 2005).

2.5.1.5 FATOR DE MODIFICAÇÃO DE TAMANHO

Fator de tamanho tanto para flexão quanto para torção são dados conforme Figura 37:

Figura 37. Fator modificação de tamanho.

$$k_b = \begin{cases} (d/0,3)^{-0,107} = 0,879d^{-0,107} & 0,11 \leq d \leq 2 \text{ in} \\ 0,91d^{-0,157} & 2 < d \leq 10 \text{ in} \\ (d/7,62)^{-0,107} = 1,24d^{-0,107} & 2,79 \leq d \leq 51 \text{ mm} \\ 1,51d^{-0,157} & 51 < d \leq 254 \text{ mm} \end{cases}$$

Fonte: (SHIGLEY, MISCHKE, BUDYNAS, 2005).

E para eixos vazados o fator pode ser descrito como:

$$k_b = 0,01046 \times d^2 \quad \text{Equação 42}$$

2.5.1.7 FATOR DE MODIFICAÇÃO DE CARGA

Os parâmetros de carregamento foram obtidos através de ensaios onde foram realizados testes com flexão rotativa, axial (de puxar e empurrar) e carregamento de torção. (SHIGLEY, MISCHKE, BUDYNAS, 2005). Figura 38:

Figura 38. Fator de modificação de carga.

$$k_c = \begin{cases} 1 & \text{flexão} \\ 0,85 & \text{axial} \\ 0,59 & \text{torção}^{19} \end{cases}$$

Fonte: (SHIGLEY, MISCHKE, BUDYNAS, 2005).

Quando há combinação de torção e flexão adota-se $k_c = 1$.

2.5.1.7 FATOR DE MODIFICAÇÃO DE TEMPERATURA

Quando a temperatura de operação do equipamento são muito altas a tensão de escoamento do material sofre variações.

Qualquer tensão induzirá fluência em um material operando a altas temperaturas, de modo que esse fator deve também ser considerado. (SHIGLEY, MISCHKE, BUDYNAS, 2005). A equação que descreve o fator de temperatura é:

$$k_d = 0,975 + 0,432 \times 10^{-3} \times T_F - 0,115 \times 10^{-5} \times T_F^2 + 0,104 \times 10^{-8} \times T_F^3 - 0,595 \times 10^{-12} \times T_F^4 \quad \text{Equação 43}$$

Onde:

T_F = Temperatura de trabalho.

2.5.1.8 FATOR DE CONFIABILIDADE

Uma vez que a maioria dos dados de resistências são relatados como valores médios, estes valores mostram desvios-padrões da resistência de menos de 8%. Dessa forma o fator modificador de confiabilidade é estabelecido. (SHIGLEY, MISCHKE, BUDYNAS, 2005).

$$k_e = 1 - 0,08 \times z_a \quad \text{Equação 44}$$

Onde z_a é a variante de transformação e é explicitado na Figura 39.

Figura 39. Fator de confiabilidade.

Confiabilidade, %	Variante de transformação z_a	Fator de confiabilidade k_e
50	0	1,000
90	1,288	0,897
95	1,645	0,868
99	2,326	0,814
99,9	3,091	0,753
99,99	3,719	0,702
99,999	4,265	0,659
99,9999	4,753	0,620

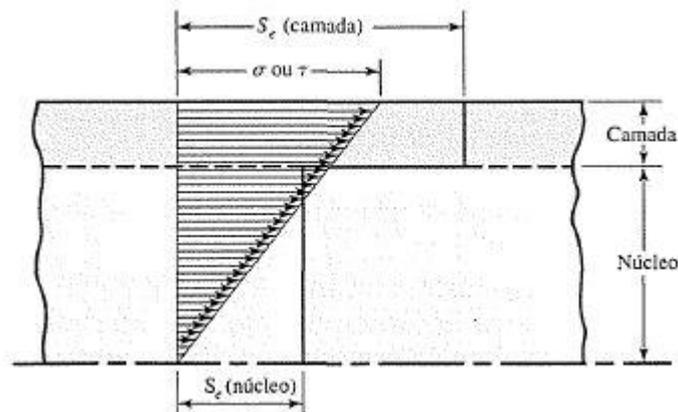
Fonte: (SHIGLEY, MISCHKE, BUDYNAS, 2005).

2.5.1.9 FATOR DE MODIFICAÇÃO POR EFEITOS VARIADOS.

Embora o fator k_f destine-se a levar em conta a redução no limite de resistência devido a todos os outros efeitos, ele realmente é tido como um lembrete de que estes devem ser considerados, uma vez que os valores reais de k_f não estão sempre disponíveis. (SHIGLEY, MISCHKE, BUDYNAS, 2005). Destacam-se:

Corrosão: peças que operam em atmosferas corrosivas tem sua resistência à fadiga reduzida em virtude da formação de asperezas ou cavitação. Acontece que a superfície corroída aumenta a tensão de flexão e a tensão de torção, conforme Figura 40.

Figura 40. Fatores diversos: Corrosão.



Fonte: (SHIGLEY, MISCHKE, BUDYNAS, 2005).

O problema do projetista é tentar minimizar os fatores que afetam a vida de fadiga, a saber: (SHIGLEY, MISCHKE, BUDYNAS, 2005).

- Tensão média ou estática,
- Tensão alternante,
- Concentração de eletrólito,
- Oxigênio dissolvido no eletrólito,
- Propriedades do material e composição
- Temperatura,
- Frequência cíclica,
- Taxa de fluxo de fluido ao redor do espécime
- Fendas locais.

Chapeamento eletrolítico: Revestimentos metálicos, tais como chapeamentos de cromo, de níquel ou de cádmio, reduzem o limite resistência em até 50%. (SHIGLEY, MISCHKE, BUDYNAS, 2005).

Pulverização de Metal: A pulverização de metal resulta em imperfeições de superfície que podem iniciar trincas. Ensaio limitados mostram redução de 14% na resistência à fadiga. (SHIGLEY, MISCHKE, BUDYNAS, 2005).

2.5.2. CONSIDERAÇÕES GERAIS PARA DIMENSIONAMENTOS DE ÁRVORES DE TRANSMISSÃO

Para o projeto de árvore de transmissão alguns pontos são importantes na hora do dimensionamento. Destacam-se:

Para minimizar as tensões e deflexões, o comprimento do eixo deve ser mantido o menor possível e os trechos em balanço, ser minimizados. (NORTON, 2013).

Um eixo vazado tem um razão melhor de rigidez/massa (rigidez específica) e frequências naturais mais altas que aquelas de um eixo comparavelmente rígido ou sólido, mas ele será mais caro e terá um diâmetro maior. (NORTON, 2013).

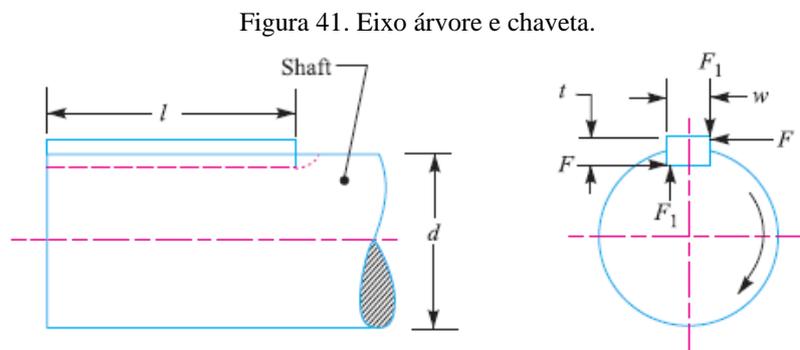
Tente colocar concentradores de tensão longe das regiões de grandes momentos fletores, se possível, e minimize seu efeito com grandes raios e aliviadores de tensão. (NORTON, 2013).

Se a principal preocupação é minimizar a deflexão, talvez o material mais indicado seja o aço de baixo carbono, porque sua rigidez é tão alta quanto aquela de aços mais caros. (NORTON, 2013).

2.5.3 CHAVETAS

Devido à necessidade de projeto deve-se atentar ao entendimento e dimensionamento dos elementos de transmissão de torque, um deles é a chaveta. Figura 41.

“As chavetas são elementos que permitem a interligação e a consequente transmissão de momento de torção, de árvores de transmissão a acoplamentos”. (CARVALHO, 1978).



Fonte: (GUPTA; KHURMI, 2005)

Onde:

t = Altura da chaveta.

F = Força tangencial atuante na superfície externa.

w = Largura da chaveta.

d = Diâmetro do eixo.

Tendo conhecimento básico da geométrica das chavetas deve-se levar em conta os seguintes fatores, a fim de padronizar e dimensionar corretamente o elemento de máquina.

- “Chavetas são utilizadas como elemento de transmissão móvel, e são submetidas a consideráveis esforços de esmagamento e cisalhamento” (KHURMU; GUPTA, 2005, p.470, ‘tradução nossa’).
- “A seção transversal ($t \times w$) são padronizados em função do diâmetro da árvore” (CARVALHO, 1978, p.272)
- Geralmente adota-se como padrão a utilização de aço carbono com 0,2% de C, porém dependendo da necessidade do projeto utilizam-se outros aços.

2.5.4 ESTRIAS

“Quando a aplicação de chavetas não é possível devido a fatores de projeto utilizam-se as estrias ou também chamadas de ranhuras. Os fatores que levam o ao uso das estrias ao invés das chavetas são vários: transmissão de momentos de torção muito elevados, de atuação cíclica ou com pesados choques” (CARVALHO;MORAES, 1978, p.281).

As estrias são usadas principalmente em máquinas industriais e na indústria automobilista, devido ao fato de sua manufatura ser viável para produção em larga escala.

Existem duas classificações para as estrias:

- Perfil paralelo;

Figura 42. Chavetas de perfil paralelo.



Fonte: (CRUZ, 2008)

Possui seus lados retos, as ranhuras são ao longo do eixo. As estrias de perfil paralelo são normalizadas de acordo com o diâmetro do eixo-árvore, DIN 5462, DIN 5463 e DIN 5464. Este tipo de estria Figura 42 é muito utilizado na indústria automobilística e em geral a quantidade de estrias tem por padrão: 6, 8, 10, 16, 20 estrias. Na Figura 41 pode-se ver que se utilizam 6 estrias. A capacidade de transmissão de torque em estrias de perfil paralelo é dada por:

$$T = 0,75 \times \sigma_c \times h \times i \times \left(\frac{D - h}{2} \right) \times L \quad \text{Equação 45}$$

Onde:

T = Capacidade de transmissão de torque

σ_c = Pressão de contato nos flancos

D = diâmetro externo das estrias

h = altura dos flancos

i = Número de estrias

L = comprimento útil das estrias

A pressão de contatos nos flancos, conforme o tipo de montagem, obedece aos seguintes valores: (CARVALHO;MORAES, 1978)

$\sigma_c = 1000 - 2000 \text{ kg/cm}^2$: Ajustagem permanente e material tratado termicamente;

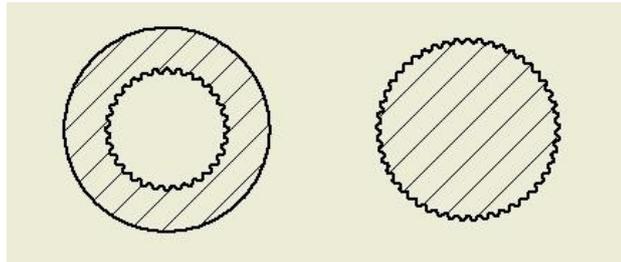
$\sigma_c = 500 - 1000 \text{ kg/cm}^2$: Ajustagem permanente e material sem tratamento térmico;

$\sigma_c = 100 - 500 \text{ kg/cm}^2$: Com deslizamento sob cargas normais;

$\sigma_c = 50 - 100 \text{ kg/cm}^2$: Com deslizamento, condições severas e materiais tratados termicamente.

- Perfil involuto, Figura 43.

Figura 43. . Estrias de perfil involuta.



Fonte: Própria (2018)

Segundo (CARVALHO, 1978) este tipo de estria possui as seguintes características:

- 1) Maior capacidade de carga.
- 2) Concentração de tensões mais reduzidas.
- 3) Tendência de auto alinhamento.
- 4) Fácil manufatura e alta precisão.

Em geral as estrias com perfil involuta são mais utilizadas em semi árvores automotivos, devido as seu melhor comportamento quando sujeita a grandes esforços.

O perfil involuta Figura 43 possui menos concentração de tensões em relação ao perfil paralelo. (NORTON, 2013). As estrias são padronizadas e tem um ângulo de pressão de 30° e têm os valores de passos diametrais padrões.

Segundo (NORTON, 2013) uma formula aproximada para o cálculo do comprimento mínimo de um eixo estriado é dado pela equação:

$$l = \frac{d_{raiz}^3 \times (1 - d_{interno}^4 / d_{raiz}^4)}{d_{primitivo}^2}$$

Equação 31

Onde:

l = Comprimento mínimo da estria

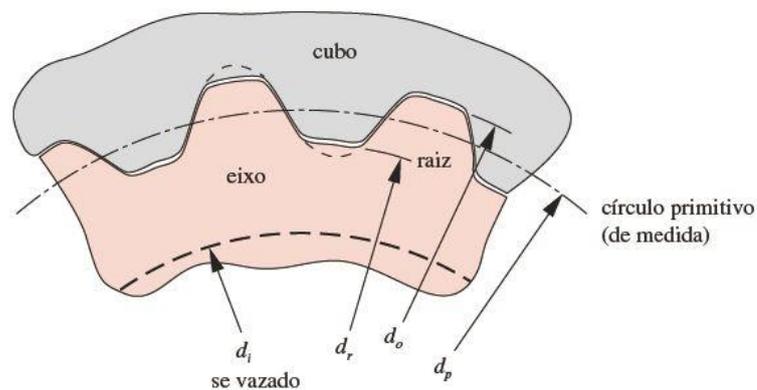
d_{raiz} = Diâmetro da raiz do dente

$d_{interno}$ = Diâmetro interno (caso o eixo seja oco)

$d_{primitivo}$ = Diâmetro primitivo da estria

A Figura 44 informa a localização dos parâmetros:

Figura 44. Estria de perfil evolvente (involuta).



Fonte: (NORTON, 2013)

2.6 ELEMENTOS FINITOS

O método dos Elementos Finitos (MEF) se apresenta atualmente em um nível de desenvolvimento que permite a sua utilização pela maioria dos projetistas. (AUTODESK, 2018)

As aplicações deste tipo de análise contemplam quase que todas as áreas das engenharias, uma vez que são possíveis análises estáticas, dinâmicas, térmicas, fadiga, não-lineares, impacto, dentre outras.

No âmbito da Engenharia, o método de Elementos Finitos (MEF) tem como objetivo a determinação do estado de tensão e de deformação de um sólido de geometria arbitrária sujeito à ações exteriores. (AUTODESK, 2018)

Seguindo o Guia de Simulação do Software Inventor 2017 define-se algumas etapas de realização para se obter os resultados de uma simulação, são eles:

- Atribuição de material: consiste em atribuir o material a ser utilizado na peça, conforme escolha do projetista.
- Definição de restrições: As restrições desempenham a função de limitar o movimento do modelo, podem ser do tipo restrição fixa, restrição sem fricção (deslizamento) ou restrição de pino
- Aplicação das cargas: As cargas podem ser força, momento, pressão. E tem suas magnitudes definidas pelo projetista.
- Geração da malha: Os elementos finitos são conectados entre si por pontos, os quais são denominados de nós. Ao conjunto de todos esses itens, elementos e nós, dá-se o nome de malha. (MIRLISENNA, 2016)

Após a realização de cada etapa então será possível obter resultados de tensão, deslocamento, coeficiente de segurança dentre outros parâmetros.

3. METODOLOGIA

3.1 MÉTODO

- Adota-se neste processo o método dedutivo que parte de uma observação geral para o particular.
- “Método é o caminho pelo qual se chega a determinado resultado ainda que esse caminho não tenha sido fixado de antemão de modo refletido e deliberado”. (LAKATOS E MARCONI, 2007, p. 44).

3.2 TÉCNICA

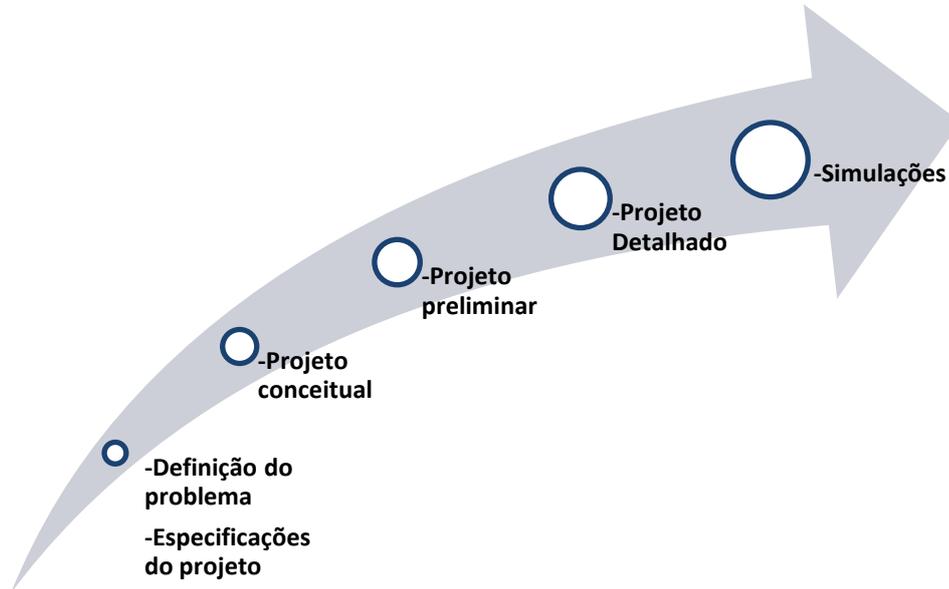
- “As técnicas de pesquisa acham-se relacionadas com a coleta de dados, ou seja, a parte prática da pesquisa.” (ANDRADE, 2006, p. 135)
- “Técnicas são conjuntos de normas usadas especificamente em cada área das ciências, podendo-se afirmar que a técnica é a instrumentação específica da coleta de dados”. (ANDRADE, 2006, p. 135).

3.3 PROCEDIMENTO

O projeto de um equipamento ou produto industrial é um processo especializado de resolução de problemas. (ANDRADE; AMORIM; MARIBONDO, 2009).

A fim de determinar um procedimento para a resolução deste problema será adotado o seguinte procedimento conforme Figura 45.

Figura 45. Metodologia do projeto.



Fonte: Própria (2018).

- Definição do problema

“Tem como principal ponto levantar informações técnicas pertinentes para o entendimento da necessidade para então obter dados das especificações de projeto”. (ANDRADE; AMORIM; MARIBONDO, 2009). É nesse ponto que deve haver uma clara abordagem da atual circunstancia do sistema de transmissão do BAJA, colhendo todos os dados para então modelar de forma correta os sistemas, evitando erros antigos.

- Projeto conceitual

“Nesta fase, busca-se visualizar a melhor solução de projeto para a necessidade atender. Procurando abstrair o problema, estabelecer princípios de solução, apresentar concepções de projeto e a que melhor atenda as especificações de projetos”. (ANDRADE; AMORIM; MARIBONDO, 2009). Nesta fase busca-se entender como funcionam os sistemas e propor um sistema que atenda as necessidades, que sejam cumpridas as especificações do projeto tais como.

- Projeto preliminar

“Busca-se dimensionar a concepção escolhida levando em consideração as especificações de projeto e normas técnicas, assegurando a confiabilidade, eficiência e eficácia”. (ANDRADE; AMORIM; MARIBONDO, 2009). No projeto preliminar faz-se um *benchmarking* nos componentes comerciais, e também em outros sistemas adotados por outras equipes, esse dimensionamento deve seguir padrões de cálculos.

Onde para dimensionar o eixo árvore ou semi árvore deve-se levar em conta diversos fatores de carga, serviço, temperatura, de acabamento, cargas cíclicas dentre outros fatores para se obter uma peça com confiabilidade, e que atenda ao solicitações exigidas em cada prova da competição.

- Projeto detalhado

“Nesta fase desenvolve-se todos os desenhos das partes, subconjuntos e conjunto informando ajustes, tolerâncias, acabamentos, pesos, materiais e etc.” (ANDRADE; AMORIM; MARIBONDO, 2009). Após o projeto preliminar essa fase é uma das fases finais, e é nela após ser finalizada é que poderá se fazer uma análise geral em relação ao projeto anterior, frisando as partes que foram otimizadas. Todos os componentes começam a serem modelados nesta fase.

- Simulações

Nesta fase após todos os componentes serem modelados serão feitas simulações nos sistemas projetados, de forma a comprovar e aprimorar se possível os sistemas já modelados. Os resultados das análises serão colocados como anexo nesta monografia.

4. ANÁLISE E INTERPRETAÇÃO DOS DADOS

4.1 DEFINIÇÃO DOS PROBLEMAS

Conforme exposto anteriormente na justificativa foram citados alguns problemas visto na competição, porém nesta etapa englobam-se todos os problemas aos quais o sistema estará sujeito. Destacam-se:

- Ângulo das juntas internas (deslizantes) são reduzidos, em determinadas situações as juntas são levadas ao extremo, ângulos permissíveis pequenos podem ocasionar empenamento da semi-árvore, ruptura da gaiola, ou até mesmo quebra da junta;

- Comprimento total do arranjo (acoplamento, juntas, semi-árvores) excessivo. De acordo com o regulamento da prova, a bitola (distância das faces externa das rodas) tem um comprimento máximo;
- Acoplamento (eixo final - junta homocinética), sujeito a falhas, devido à configuração adotada;
- Coifas de proteção deterioraram-se rapidamente comprometendo o sistema como um todo. Todos os componentes internos de uma junta homocinética por exemplo são lubrificados com graxa, uma vez que a coifa rasgue, a entrada de areia e outros matérias causam desgaste excessivo na junta;
- Juntas de quadriculo, componentes internos de complexa manufatura, tornando inviável a confecção dos mesmos pelos integrantes da equipe;
- Sistema de custo elevado;

4.2 ESPECIFICAÇÕES DO PROJETO

Após serem descritos os problemas deve-se assim determinar as especificações do projeto a fim de estabelecer restrições, para que os problemas não ocorram e sejam reduzidos:

- As juntas devem ser resistentes e serem capazes de trabalhar nas situações mais adversas sem comprometer seu funcionamento, por exemplo: em terrenos lamacentos, de barro seco ou molhado dentre outros;
- Acoplamento (eixo final – Junta) deve ter confiabilidade, e fácil de ser montado e desmontado. Deve manter o sistema o mais alinhado possível, uma vez que desalinhamentos geram perdas, desgaste e vibração;
- Deve-se evitar soldas no sistema;
- O sistema não deve ser complexo, tornando a realização da confecção e montagem possíveis aos integrantes da equipe;

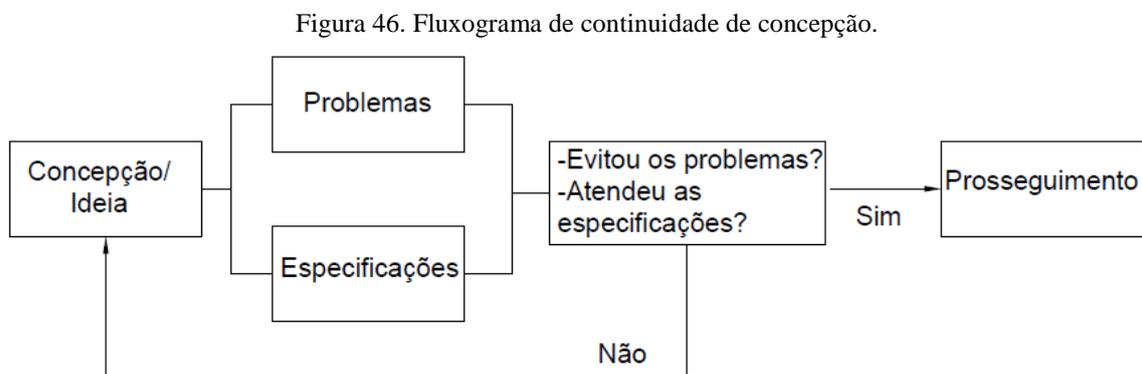
Logo, os problemas e especificações sempre serão consultados todas as vezes que uma decisão no projeto for tomada;

4.3 PROJETO CONCEITUAL

A fim de estabelecer o melhor conceito do projeto, deve-se analisar e pesquisar os tipos de sistemas de transmissão (juntas e semi-árvores) já desenvolvidas e aplicados a projetos do tipo BAJA.

Na procura de soluções ótimas, o projetista deve recorrer à abstração, ignorando o que é particular e enfatizando o que é geral e essencial. (CAPÚCIO *apud* PAHL; BEITZ, 2005).

Assim enfatizando o que é essencial e tendo como restrições os problemas e especificações anteriormente mencionados, segue-se um procedimento para determinar o melhor sistema. A Figura 46 estabelece um fluxo para tomadas de decisão.



Fonte: Própria (2018).

O sistema de transmissão automotivo é composto de determinados componentes, o tipo de junta utilizada no projeto define o nome do sistema que são divididos em três famílias: (SEHERR-THOSS HCHR; SCHMELZ, 2006).

- Juntas de Hooke.
- Juntas de esferas.
- Juntas do tipo tripode ou bipode.

Está é a primeira etapa do projeto conceitual, através dela se conhecerá primeiro as aplicações e em seguida as vantagens e desvantagens de cada sistema e sua aplicabilidade ao projeto Baja SAE, conforme Tabela 2.

Tabela 2. Tipos de juntas e suas aplicações.

Sistema	Descrição
---------	-----------

<p>Juntas de Hooke (Cardan)</p>	<p>Composta de: garfos, cruzeta, junta deslizante e semi árvore. Este sistema é amplamente utilizado em caminhões, transmitindo torque da caixa de mudança para o diferencial traseiro. É utilizado em Bajas de suspensão independente. Também utilizada nas indústrias. Podem ser confeccionadas em diversos tipos de geometrias, sendo assim, capaz de atender a necessidade de cada projeto.</p>
<p>Juntas de esferas</p>	<p>Largamente utilizada em veículos de tração dianteira, é composta de junta esférica, semi árvore. Sistema este inicialmente proposto por Alfred Rzeppa, sua aplicação automotiva é vasta, sendo utilizada em veículos leves urbanos até carros de competição de Rally. Também é utilizada em veículos do tipo Baja. Suas aplicações industriais são relativamente pequenas comparadas às juntas de Hooke.</p>
<p>Juntas tripoide ou bipoide</p>	<p>Este tipo de junta é formada por uma junta do tipo tripoide ou bipoide e semi-árvore. É utilizada principalmente em automóveis de tração dianteira e suas aplicações industriais são relevantes. Utilizada em veículo Baja e em veículo do tipo Formula SAE.</p>

Fonte: Própria (2018).

No entanto a fim de selecionar o melhor sistema devem-se levar em conta diversos parâmetros evidenciados na definição dos problemas e especificações. Então a Tabela 3 estabelece as vantagens e desvantagens de cada sistema para aplicações em veículo do tipo mini Baja.

Tabela 3. Vantagens e desvantagens de cada sistema.

Sistema	Vantagens	Desvantagens
<p>Juntas de Hooke</p>	<ul style="list-style-type: none"> • Podem operar em 	<ul style="list-style-type: none"> • Restrições a dois tipos

	<p>um elevado grau de desalinhamento.</p> <ul style="list-style-type: none"> • Suportam bem a contaminação ambiental e pouca lubrificação. • São de manufatura simples. • Aplicações de diferentes arranjos. 	<p>de configurações (Z e W).</p> <ul style="list-style-type: none"> • Arvore intermediária sempre sujeita a flutuações de velocidade angular. • Ângulos entre as duas juntas devem ser sempre iguais.
Juntas de esferas	<ul style="list-style-type: none"> • Capaz de operar em diversas configurações. • Sempre é uma junta de velocidade constante. • Baixos níveis de vibração 	<ul style="list-style-type: none"> • Ângulo de operação da junta interna restrito, cerca de 25°. • Manufatura complexa • Proteção do sistema sujeito a falha (coifas).
Juntas trípole ou bipode	<ul style="list-style-type: none"> • Capaz de operar em diversas configurações. • Atrito reduzido no deslocamento axial (Tripole e tulipa). • Sempre é uma junta de velocidade constante. • Baixos níveis de vibração 	<ul style="list-style-type: none"> • Ângulo de operação da junta interna restrito, cerca de 25°. • Manufatura complexa • Proteção do sistema sujeito a falha (coifas).

Fonte: Própria (2018).

Após expostas às vantagens e desvantagens e também a aplicação dos sistemas chegou-se a um sistema ideal para o uso em veículos Baja. Levando em conta as especificações do projeto e a aplicabilidade do sistema para o veículo o sistema a ser utilizado será o de juntas de Hooke (Cardan).

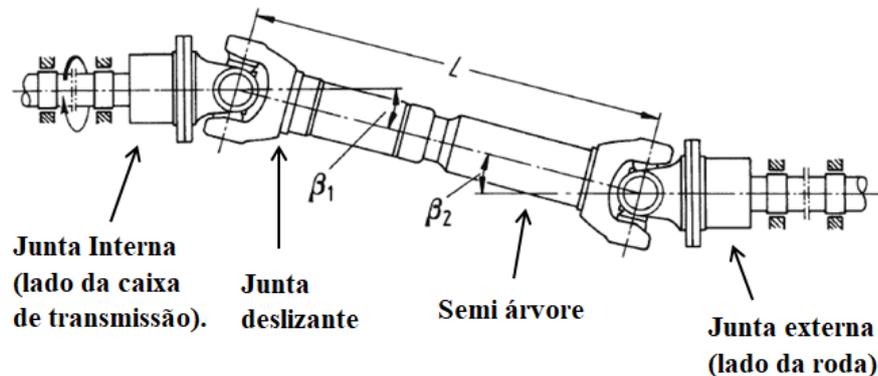
Após a definição do tipo de sistema deve-se então separá-lo em subsistemas:

- Cruzeta (CR).
- Junta interna (JI)
- Junta deslizante (JD).
- Semi árvore (SA).

- Junta externa (JE).

Conforme Figura 47:

Figura 47. Componentes do sistema.



Fonte: (SEHERR-THOSS; SCHMELZ; AUCTION, 2006)

Na Tabela 4 se evidencia as as descrições de cada componente dos subsistemas.

Tabela 4. Descrição de cada subsistema.

Subsistema	Descrição
Cruzeta (CR)	As cruzetas são responsáveis pela transmissão de força entre dois eixos em ângulo, seu corpo principal é formado por dois eixos em forma de cruz. (SPICER, 2016). Neste projeto optou-se pela seleção deste componente de acordo com catálogos de seleção.
Junta interna (JI)	Faz o acoplamento da cruzeta com flange do eixo de saída ou com o eixo de saída diretamente é denominado de flange de orelha. (SPICER, 2016). Para este subsistema existem várias formas de fazê-lo. Será utilizado informações de catálogos industriais.
Junta deslizante (JD)	É um conjunto composto de uma luva e uma ponteira deslizante, ambas se encaixam uma dentro da outra, permitindo que o cardan varie o comprimento enquanto há transmissão de torque. (SPICER, 2016). Há duas composições para a junta deslizante podendo ser: luva e ponteira ou luveira e pontuva. A Figura 48 mostra a diferença entre os dois tipos.
Semi árvore (SA)	Faz a transmissão da junta deslizante para a junta externa. Em geral sua estrutura é tubular e com um garfo no fim.
Junta externa (JE)	Faz o acoplamento da cruzeta com a roda. Pode ser do tipo

	flange, ou poderá ser integrado.
--	----------------------------------

Fonte: Própria (2018).

Figura 48. A. Ponteira e luva. B. luveira e pontuva.



A. Luva e ponteira

B. Luveira e pontuva

Fonte: (SPICER, 2016)

Então, cada subsistema é dividido de forma a descrever cada subsistema e assim selecioná-lo e dar continuidade ao projeto. No fim uma matriz morfológica será obtida, é através dessa matriz que cada componente será dimensionado ou selecionado.

Subsistema Cruzeta, a Tabela 5 descreve os tipos de cruzetas mais utilizadas, suas vantagens e desvantagens.

Tabela 5. Descrição do subsistema: Cruzeta.

Subsistema	Concepção	Descrição
CR1		<p>Esta concepção é uma cruzeta com anel trava externo, tem como função evitar que as castanhas da cruzeta saiam.</p> <p>Possui uma desvantagem uma vez que deverá ser confeccionado um rasgo no garfo para o alojamento do anel trava, porém é de melhor acesso.</p>
CR2		<p>Esta concepção é muito parecida com a anterior, porém não é necessário o entalhe no garfo para sua colocação. Tem seu acesso um não tão facilitado como na concepção CR1.</p>

Fonte: Própria (2018).

Subsistema Junta interna, a Tabela 6 descreve os tipos de juntas internas mais utilizados, suas vantagens e desvantagens.

Tabela 6. Descrição do subsistema: Junta interna.

Subsistema	Concepção	Descrição
J11		Esta concepção é do tipo flange e com um garfo em sua extremidade. Denominada como “sem pescoço” (VOITH, 2015). Vantagem: concepção de modelo padrão, suportando grande carga. Desvantagem: pesadas.
J12		Esta concepção é chamada de “com pescoço” (VOITH, 2015). Vantagem: boa redução de peso. Desvantagem: 5% a menos na capacidade de transmissão de torque.
J13		Concepção muito parecida com a J11, porém o flange tem um sobressalto, o que gera maior alinhamento e transmissão de torque, porém o aumento de peso é notório.

Fonte: Própria (2018).

Subsistema Junta deslizante, a Tabela 7 descreve os tipos de juntas deslizantes mais utilizados, suas vantagens e desvantagens.

Tabela 7. Descrição do subsistema: Junta interna.

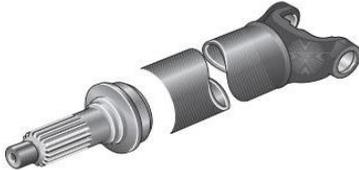
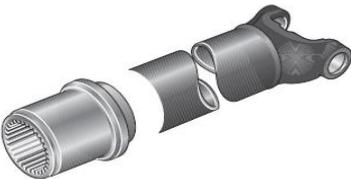
Subsistema	Concepção	Descrição
-------------------	------------------	------------------

JD1		<p>Luva e Ponteira. Essa concepção é utilizada em veículos de motor dianteiro e tração traseira. Ela é responsável pela variação do comprimento linear do sistema de transmissão, devido ao trabalho da suspensão. Nessa disposição a ponteira desliza dentro da luva. A luva tem sua estria interna, enquanto na ponteira tem a estria externa. A complexidade existente na Luva é pelo fato de haver garfos e estrias internas na mesma peça.</p>
JD2		<p>Luveira e Pontuva, concepção com o mesmo princípio de funcionamento da anterior com a diferença que, a ponteira desliza pela parte externa da luveira. Este arranjo mostra-se mais de mais fácil manufatura, uma vez que as estrias da luveira são externas.</p>

Fonte: Própria (2018).

Subsistema Semi-árvore, a Tabela 8 descreve os tipos de semi-árvores mais utilizadas, suas vantagens e desvantagens.

Tabela 8. Descrição do subsistema:Semi-árvore.

Subsistema	Concepção	Descrição
SA1		<p>Consiste de um tubo soldado ou usinado à ponteira e que na sua extremidade possui garfos que ligam a cruzeta à junta externa. A escolha do SA1 está diretamente ligada à escolha da JD1 ou JD2.</p>
SA2		<p>Consiste de um tubo soldado ou usinado à pontuva e que na sua extremidade possui garfos que ligam a cruzeta à junta externa. A escolha do SA1 está diretamente ligada a escolha da JD1 ou JD2.</p>

Fonte: Própria (2018).

Subsistema Junta externa, a Tabela 9 descreve os tipos de juntas externas mais utilizadas, suas vantagens e desvantagens.

Tabela 9. Descrição do subsistema junta externa.

Subsistema	Concepção	Descrição
JE1		Esta concepção é do tipo flange e com um garfo em sua extremidade, se diferencia da JI pelo fato de se ligar ao cubo de roda. Denominada como “sem pescoço” (VOITH, 2015). Vantagem: concepção de modelo padrão, suportando grande carga. Desvantagem: pesadas.
JE2		Esta concepção é chamada de “com pescoço” (VOITH, 2015). Vantagem: boa redução de peso. Desvantagem: 5% a menos na capacidade de transmissão de torque. Sendo ligada ao cubo de roda do veículo.
JE3		Concepção muito parecida com a JII, porém o flange tem um sobressalto, o que gera maior alinhamento e transmissão de torque, porém o aumento de peso é notório. Sendo ligada ao cubo de roda do veículo.

Fonte: Própria (2018).

A partir das concepções de cada subsistema, deve-se levar em conta os aspectos de cada um e então encontrar as concepções que mais se adequam e se aplicam ao projeto Baja, atendendo aos requisitos e evitando os problemas anteriormente mencionados. A Tabela 10 é a matriz morfológica de seleção dos subsistemas escolhidos, será com base nela que os componentes serão dimensionados.

Tabela 10. Matriz morfológica de seleção dos subsistemas.

Sistema	Subsistemas	Princípios de solução (PS) encontrados

		PS1	PS2	PS3	PS4
Juntas universais e semi árvore	Cruzeta	CR1	CR2		
	Junta interna	JI1	JI2	JI3	JI4
	Junta deslizante	JD1	JD2		
	Semi árvore	SA1	SA2		
	Junta externa	JE1	JE2	JE3	JE4

Fonte: Própria (2018).

Após a escolha dos princípios de solução, foi gerado um conjunto de cada componente, conforme Figura 49.

Figura 49. Conjunto montado.



Fonte: Própria (2018)

4.4 PROJETO PRELIMINAR

4.4.2 PARÂMETROS INICIAIS DE PROJETO

Nesta etapa do projeto devem-se explicitar as cargas que o sistema irá ser submetido, portanto para se obter estes dados iniciais deve-se analisar os parâmetros do motor e da transmissão do veículo Baja. A Tabela 11 mostra os principais parâmetros do motor

Tabela 11. . Especificações do motor Briggs & Stratton.

Motor	
Marca	Briggs & Stratton
Potência	10 CV
Torque máximo	19,66 Nm
RPM de torque máximo	2800 RPM
RPM de potência máxima	3600 RPM

Fonte: Própria (2018).

A Tabela 12 mostra as principais informações da transmissão:

Tabela 12. Especificações do sistema de transmissão veículo do veículo Baja.

Transmissão Primária	
Tipo de redução	Redução por CVT (transmissão de variação contínua)
Relação de transmissão	1: 3,71 a 0,69: 1
Transmissão Secundária	
Tipo de redução	Fixa
Relação de transmissão	1: 9,25

Fonte: Própria (2018)

Portanto as principais condições as quais o eixo final do veículo baja será submetido estarão contidas na Tabela 13:

Tabela 13. Parâmetros de RPM e Torque do veículo Baja.

Torque máximo	675 N.m
RPM em torque máximo	81,59 RPM
Torque em potência máxima	120 N.m (OBS: Este valor refere-se a uma rotação de 3600 RPM, logo a CVT estaria em sua relação mínima).
RPM em potencia máxima	564 RPM

Fonte: Própria (2018).

Somente através dos parâmetros obtidos anteriormente será possível o prosseguimento na seleção e dimensionamento de cada componente do conjunto.

4.4.2 SELEÇÃO DA CRUZETA

O primeiro item e o mais importante a ser selecionado são as cruzetas a serem utilizadas, conforme matriz morfológica o tipo de cruzeta a ser escolhido será a que tem os anéis de trava localizados na parte externa das castanhas da cruzeta. Outro parâmetro importante também é a carga máxima de trabalho que este componente irá sofrer e também seu ângulo máximo de trabalho.

Logo foi escolhido nos catálogos da marca DANA SPICER categoria serviço leve, a cruzeta é a seguinte, conforme Tabela 14.

Tabela 14. Parâmetros da Cruzeta Série 1310.

Série da Junta	Torque de curta duração	Mínimo limite elástico	Ângulo máximo
1310	1084 N.m	2169 N.m	30°

Fonte: Própria (2018).

Sendo assim, esta cruzeta atende aos requisitos mínimos de seleção, portando o modelo a ser utilizado pode-se vê-lo na Figura 50.

Figura 50. Cruzeta escolhida SPICER SERIE 1310.



Fonte: SPICER (2017)

4.4.3 CARGAS APLICADAS NO SISTEMA

Após a seleção da cruzeta a próxima etapa consiste do dimensionamento das juntas interna e externa, deslizante e semi-árvore. As duas juntas tanto a externa quanto a interna serão iguais, uma vez que o torque aplicado nas mesmas é de mesma magnitude e também pelo fato das duas serem do tipo flange. Será definido conforme Tabela 15 o ângulo máximo de trabalho, onde será através deste parâmetro que as cargas nos componentes serão aplicadas, também alguns parâmetros que são fundamentais no dimensionamento são eles:

Tabela 15. Parâmetros fundamentais do projeto.

Descrição do parâmetro	Valor do parâmetro
------------------------	--------------------

Ângulo de repouso (β) em graus	0°
Ângulo máximo de trabalho (β) em graus	27°
Diâmetro das castanhas da cruzeta (mm)	26,988
Temperatura de trabalho (°C)	25 a 29 °C

Fonte: Própria (2018)

Estes dois parâmetros são de suma importância, uma vez que o ângulo máximo determina a magnitude das forças que atuam nas juntas conforme Equação 16, 17, 21 e 23. Este angulação foi selecionada com base em uma situação crítica que o veículo BAJA poderia enfrentar durante as provas às quais será submetido, logo este ângulo não é fixo neste valor, com base em competições passadas os ângulos de trabalho variam normalmente entre 0° e 10°, somente em obstáculos de grandes proporções chega-se a este valor. O ângulo de repouso refere-se ao ângulo em que o veículo está parado, então é extremamente recomendável que este ângulo seja 0°.

O diâmetro da cruzeta é importante, pois é através dele que se baseiam as dimensões da junta.

Após estabelecidos os parâmetros fundamentais deve-se então com base nas Equações 16, 17, 21 e 23 explicitadas anteriormente, obter as cargas geradas no sistema. Para o plano a 0° (Figura 18) se tem que:

$$T_1 = 675 \text{ N.m}$$

O torque T_1 é o torque de saída do eixo final do veículo. A partir deste valor que é previamente determinado os outros valores de torque serão obtidos.

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

$$T_2 = 675 \times \cos 27$$

$$T_2 = 601,43 \text{ N.m}$$

Também se tem que:

$$T_z = T_1 \times \sin \beta$$

$$T_z = 675 \times \sin 27$$

$$T_z = 306,44 \text{ N.m}$$

Logo, com os valores de torque conhecidos e o diâmetro da castanha da cruzeta será possível determinar as forças P_1 , P_2 e P_Z . Então os valores são:

$$P_1 = \frac{T_1}{d_{castanha}} = \frac{675}{81,75 \times (10^{-3})} = 8,25 \text{ kN}$$

$$P_2 = \frac{T_2}{d_{castanha}} = \frac{601,43}{81,75 \times (10^{-3})} = 7,35 \text{ kN}$$

$$P_Z = \frac{T_Z}{d_{castanha}} = \frac{306,44}{81,75 \times (10^{-3})} = 3,7 \text{ kN}$$

Estes valores serão utilizados para o dimensionamento das juntas e sua modelagem também.

Para o plano a 90° (Figura 19) se tem que:

$$T_1 = 675 \text{ N.m}$$

O torque T_1 é o torque de saída do eixo final do veículo. A partir deste valor que é previamente determinado os outros valores de torque serão obtidos.

$$T_2 = \frac{T_1}{\cos \beta} = \frac{675}{\cos 27^\circ} = 757,57 \text{ N.m}$$

Também se tem que:

$$T_Z = T_1 \times \operatorname{tg} \beta = 675 \times \operatorname{tg} 27 = 343,92 \text{ N.m}$$

Logo, com os valores de torque conhecidos e o diâmetro da castanha da cruzeta será possível determinar as forças P_1 , P_2 e P_Z para o plano de 90° . Então os valores são:

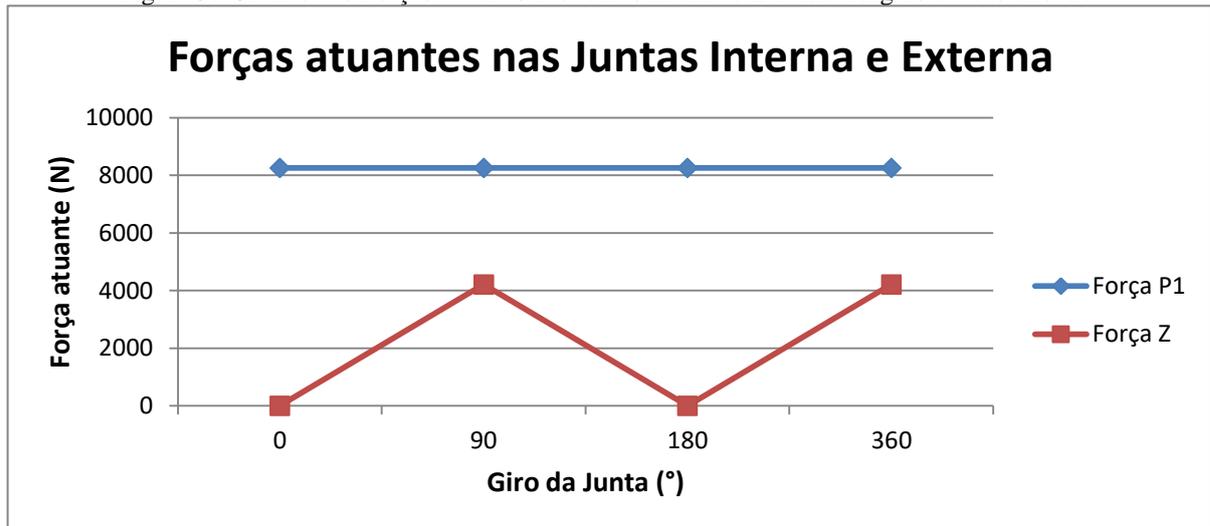
$$P_2 = \frac{T_2}{d_{castanha}} = \frac{757,57}{81,75 \times (10^{-3})} = 9,26 \text{ kN}$$

$$P_Z = \frac{T_Z}{d_{castanha}} = \frac{343,92}{81,75 \times (10^{-3})} = 4,20 \text{ kN}$$

Estes valores serão referência para os dados de entrada nas simulações computacionais para o dimensionamento correto dos componentes. Nas Figuras 49 e 50 a seguir estão plotados os valores de força em relação ao giro, de cada componente do sistema.

Nesta Figura 51, a força P1 se mantém constante, esta força é a que gera o torque na junta, enquanto a força Z é proporcional ao ângulo de inclinação entre as juntas. Uma vez que P1 não varia tanto na entrada (Junta interna) quanto na saída (Junta externa) apenas deixa claro o comportamento homocinético do sistema, não havendo variação de torque ou RPM na saída.

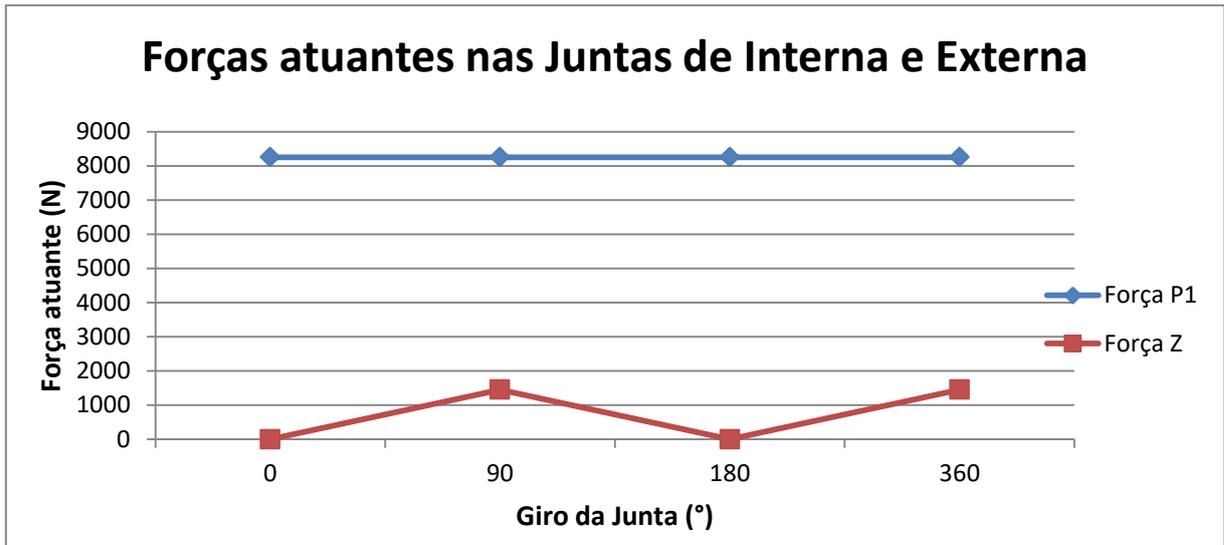
Figura 51. Gráfico das Forças atuantes nas Juntas Interna e Externa. Ângulo de trabalho: 27°



Fonte: Própria (2018).

A força Z é proporcional ao ângulo de trabalho, logo para a situação onde o ângulo seja abaixo do limite máximo estabelecido, a força Z tem seus valores reduzidos, porém a força P1 mantém seu valor. A Figura 52 apresenta esta situação.

Figura 52. Forças atuantes nas Juntas Interna e Externa. Ângulo de trabalho: 10°

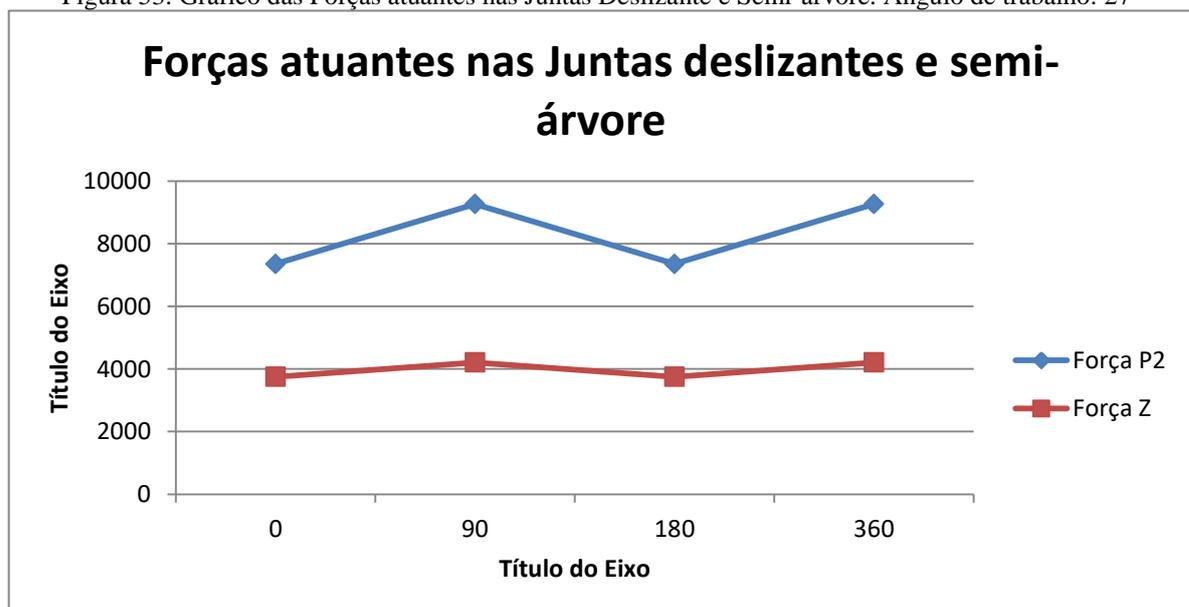


Fonte: Própria (2018).

Logo, a variação dos ângulos entre as juntas geram forças Z. Uma vez que o veículo esteja em uma situação de competição os valores de β tem seus valores variados.

Para a Junta Deslizante e Semi-árvore há uma variação tanto do torque gerado na junta força P2 quanto da força Z. Este comportamento, uma vez que o torque aplicado na junta é variável também o RPM irá variar. Este comportamento oscilante das Juntas é explicado na Figura 16. Este foi um dos principais motivos pelo qual foram escolhidos métodos de dimensionamento por fadiga, pelo fato das forças que geram torque e as forças que geram torque em Z serem variáveis. Figura 53:

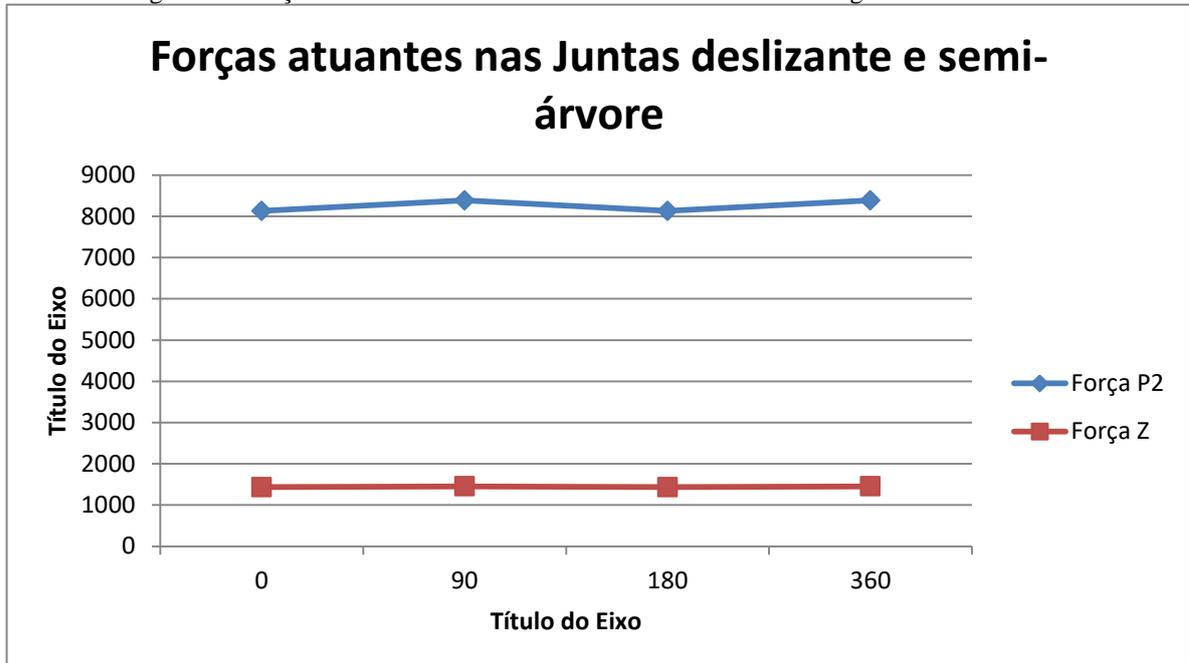
Figura 53. Gráfico das Forças atuantes nas Juntas Deslizante e Semi-árvore. Ângulo de trabalho: 27°



Fonte: Própria (2018)

Para um ângulo de trabalho menor a força P2 tem sua amplitude reduzida e a força Z também tem sua amplitude reduzida. A Figura 54 apresenta os valores:

Figura 54. Forças atuantes nas Juntas Deslizante e Semi-árvore. Ângulo de trabalho: 10°



Fonte: Própria (2018)

4.4.4 MATERIAL UTILIZADO

O material a ser utilizado deve atender a uma série de requisitos em virtude das cargas cíclicas as quais o sistema estará submetido, a vida útil, o melhor material para tratamento térmico dentre outros parâmetros.

A escolha do melhor material deu-se com base na Tabela 1 e o capítulo 2.5.2 sobre as considerações gerais para dimensionamentos de árvores de transmissão, seguindo estes critérios o material escolhido para os componentes do sistema foi o Aço AISI 8630 tratado termicamente por tempera superficial, tratamento este que é utilizado em juntas homocinéticas do tipo Rzeppa e em juntas do tipo tripoide além de algumas juntas de Hooke. As especificações deste aço estão na Tabela 16:

Tabela 16. Especificações do aço AISI 8630.

Aço AISI 8630 (Temperado)	
Densidade (g/cm³)	7,85
Dureza (HB)	293

Tensão última (MPa)	1015
Tensão de escoamento (MPa)	910
Módulo de elasticidade (GPa)	205
Coefficiente de Poisson ν	0,29

Fonte: MATWEB (2018)

Também é importante o conhecimento dos elementos de liga do material e a composição do mesmo, conforme Tabela 17:

Tabela 17. Especificações do aço AISI 8630

Fe	C	Cr	Mn	Mo	Ni	P	S	Si
97%	0,28%	0,5%	0,8%	0.2%	0,55%	0,035%	0,04%	0,23%

Fonte: Própria (2018)

4.4.5 ANÁLISE ESTÁTICA PARÂMETRICA JUNTA EXTERNA

Após conhecidas as forças atuantes no sistema, dimensões da cruzeta, material a ser utilizado, ângulos de trabalho e torque de entrada será possível modelar a junta Cardan. A modelagem foi feita no software Inventor 2017 onde foram feitas análises estáticas paramétricas. Nas análises paramétricas foram tomadas dimensões cruciais do projeto e então foram atribuídos valores em intervalos crescentes para esta dimensão, assim para cada valor escolhido obteve-se um resultado de tensão máxima de Von Mises.

Os valores de força aplicada estão de acordo com o Gráfico das Forças atuantes nas Juntas Interna e Externa. Tanto na junta externa e interna o torque gerado pelas forças P1 são constantes e cada $\frac{1}{4}$ de volta e o torque gerado pelas forças Z varia a cada $\frac{1}{4}$ de volta da junta. Para análise utilizou-se da situação mais crítica no sistema que seria, conforme Tabela 18:

Tabela 18. Forças atuantes nas análises. Junta interna e externa.

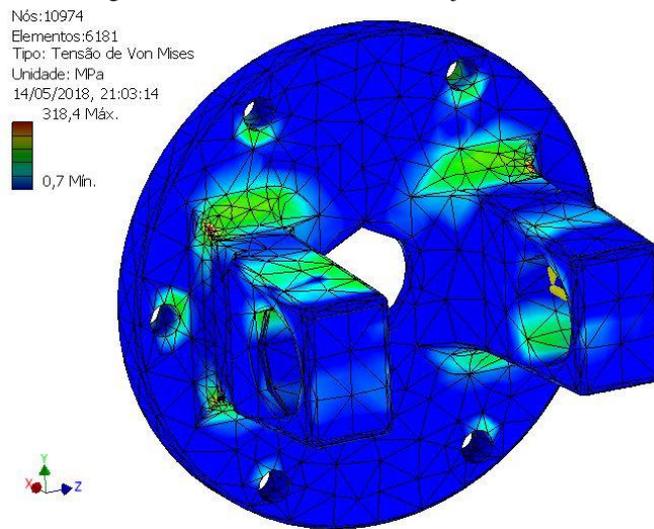
Força	Magnitude (kN)
P1	8,25
Z	4,20

Fonte: Própria (2018)

O resultado da simulação está na Figura 55:

Número de nós é igual a 10974 e número de elementos é igual a 6181 e modelo do tipo isotrópico linear elástico. Informações de restrições e cargas Anexo A.

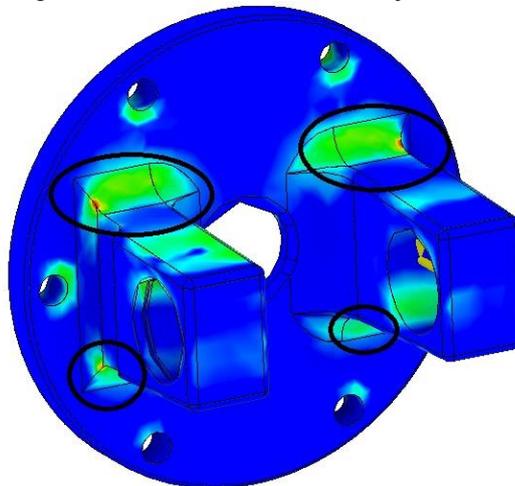
Figura 55. Tensões de Von Mises junta interna.



Fonte: Própria (2018)

Uma vez que as tensões máximas estavam localizadas na base do “garfo” era necessária a utilização de raios de alívio nas bases dos garfos. Os pontos críticos estão localizados na Figura 56.

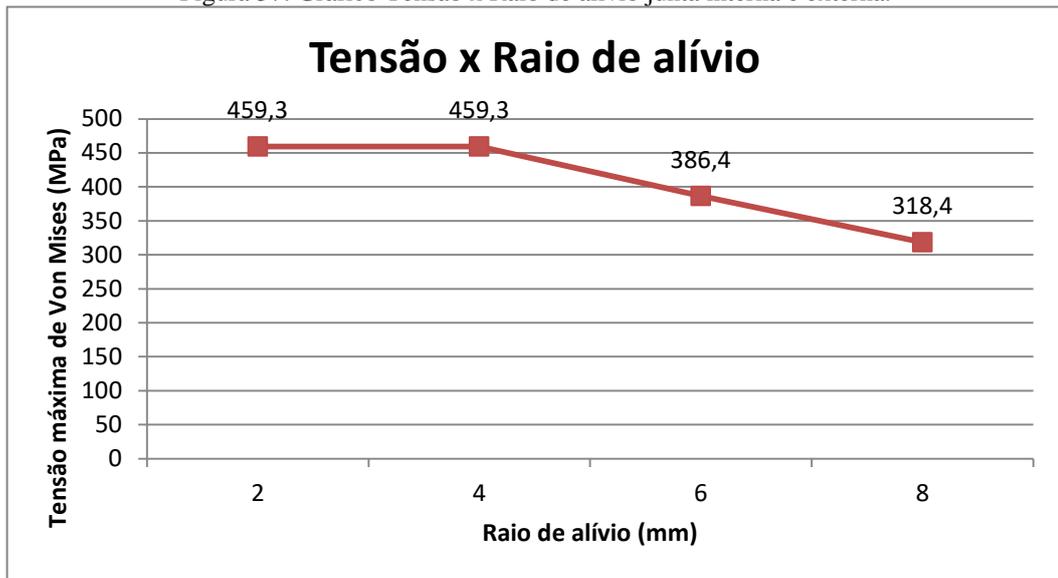
Figura 56. Área de maiores tensões junta interna.



Fonte: Própria (2018)

Para solucionar este problema foram aplicados diversos valores para estes raios, nos valores de 2, 4, 6 e 8 mm, o valor final do raio de alívio foi dimensionado com base na análise paramétrica em função da variação da tensão de Von Mises versus Raio de alívio do mesmo. Os resultados para cada raio foram plotados e estão na Figura 57.

Figura 57. Gráfico Tensão x Raio de alívio junta interna e externa.

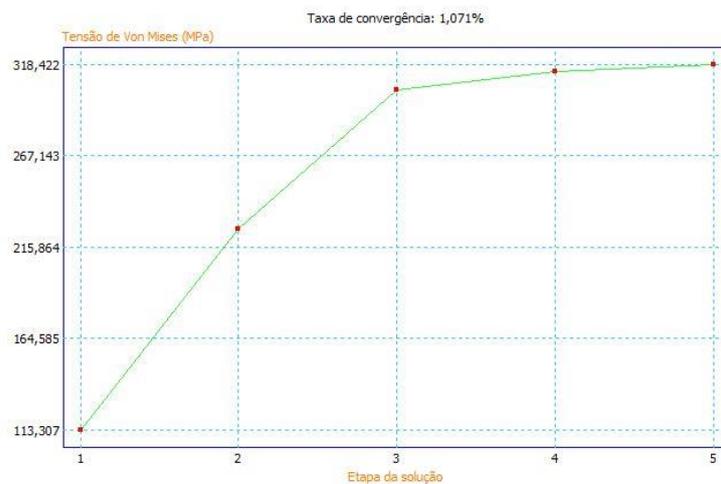


Fonte: Própria (2018).

Uma vez que com o raio de 8 mm obteve-se uma tensão máxima de 318,4 MPa, a menor dentre os outros valores de raios de alívio, foi selecionado o raio de 8 mm.

Também se utilizou da ferramenta de configuração de convergência de forma a obter os resultados mais precisos possíveis, uma vez que a execução da configuração de convergência na análise de tensão refina a malha e reduz o tamanho dos elementos, o que aumentará a precisão da seguinte iteração de resultados. Para esta peça os valores obtidos de convergência dos resultados de tensão de Von Mises foram Figura 58:

Figura 58. Convergência de Von Mises junta externa.



Fonte: Autodesk Inventor (2017)

Uma vez que o resultado convergiu e sua taxa de convergência foi de 1,071%, logo se obteve um resultado satisfatório na análise, e uma tensão máxima abaixo do limite de escoamento do material. Coeficiente de segurança estático é igual a 2,86.

4.4.9 ANÁLISE ESTÁTICA PARÂMETRICA JUNTA INTERNA

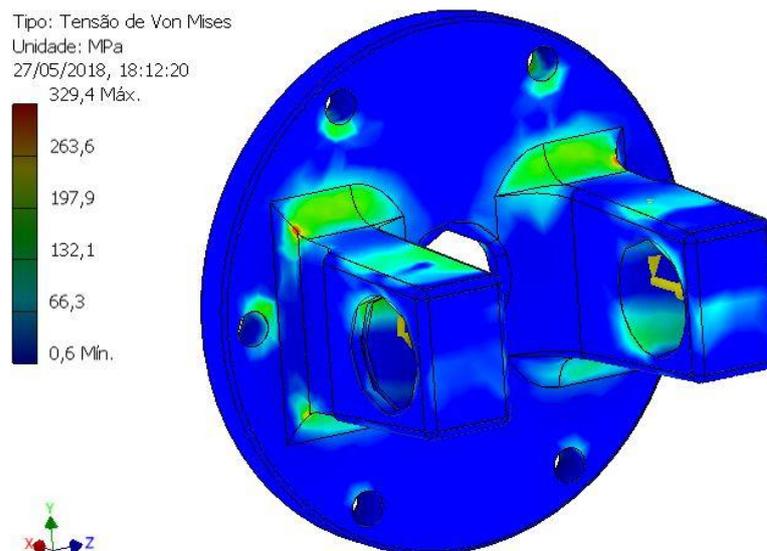
As forças atuantes na Junta Interna tem uma componente a mais do que na Junta Externa, em virtude das forças axiais geradas pelo deslocamento axial da semi-árvore sobre a Junta deslizante. Como critério adotou-se o valor máximo da força axial, sob um ângulo de 27°, e um coeficiente de atrito igual a $\mu=0,08$ (Valor referente à aplicação de um revestimento chamado de Glidecote®, que reduz folgas e 75% do atrito). Logo se tem que:

$$P_{axial} = \frac{2 \times \mu}{d_{estria}} \times T_1 \times \cos \beta = \frac{2 \times 0,08}{(34 \times 10^{-3})} \times 675 \times \cos 27 = 2830,25 \text{ N}$$

$$P_{axial} = \frac{2 \times \mu}{d_{estria}} \times \frac{T_1}{\cos \beta} = \frac{2 \times 0,08}{(34 \times 10^{-3})} \times \frac{675}{\cos 27} = 3565,03 \text{ N}$$

Para a análise estática foi selecionada a maior força axial. Então as tensões de Von Mises estão representadas na Figura 59. Número de nós igual a 11032 e número de elementos igual a 6210 e modelo do tipo isótropo linear elástico. Informações de restrições e cargas Anexo A.

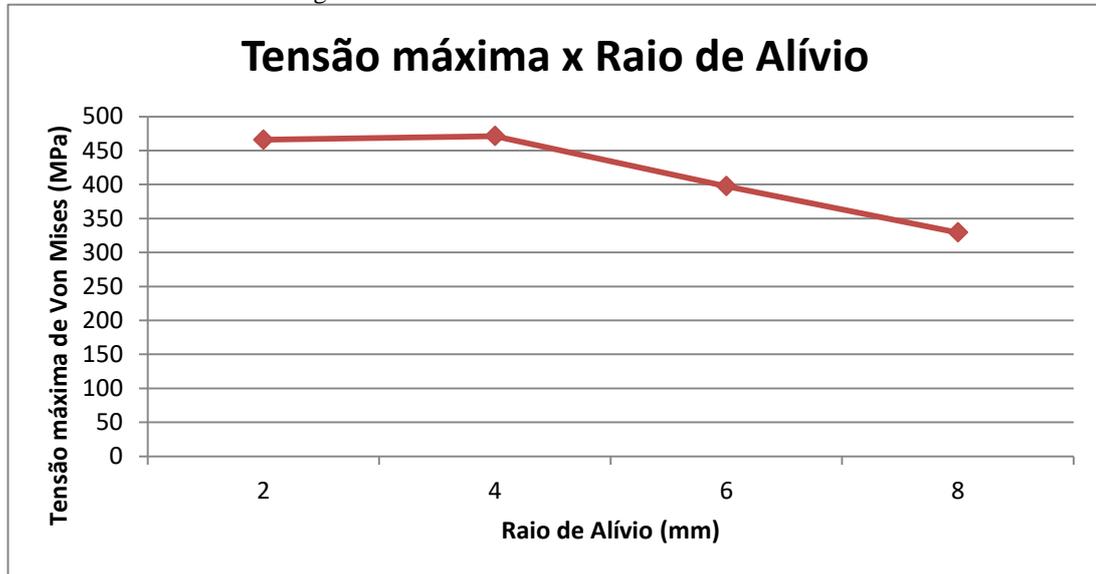
Figura 59. Tensões de Von Mises Junta Interna.



Fonte: Própria (2018)

Através da análise paramétrica foi possível encontrar o melhor raio de alívio na base do “garfo” onde as tensões são maiores, os resultados foram plotados e estão na Figura 60:

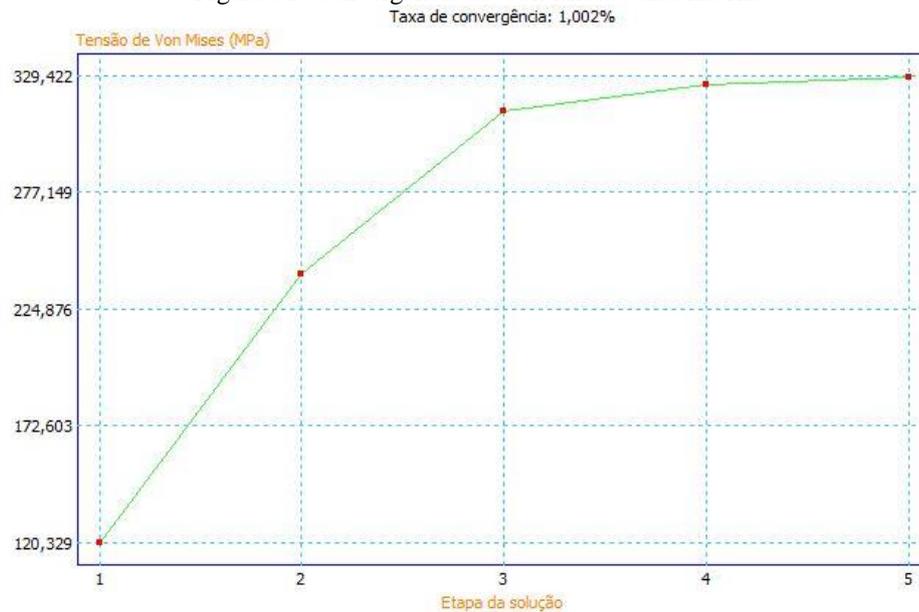
Figura 60. Tensão x Raio de Alívio Junta Interna.



Fonte: Própria (2018)

Também foram gerados dados da convergência de Von Mises da Junta interna, conforme Figura 61:

Figura 61. Convergência de Von Mises Junta Interna.



Fonte: Autodesk Inventor 2017

A taxa de convergência obtida foi satisfatória e a tensão máxima está abaixo do limite de escoamento do material. O valor do Coeficiente de Segurança estático é de 2,76.

4.4.6 DIMENSIONAMENTO DO DIÂMETRO DA JUNTA DESLIZANTE

Para o dimensionamento das juntas deslizante foram utilizadas as equações de Soderberg conforme mencionado anteriormente. Este método foi escolhido uma vez que estas duas peças: junta deslizante e semi-árvore estão sujeitas a torque variáveis gerado pelas Forças P2 e Forças Z, tornando estes componentes muito mais propícios a falharem por fadiga. Outro fator extremamente importante é a geometria, já que ambos os componentes possuem árvores circulares cilíndricas característica de eixos, sendo que na semi-árvore esta árvore é vazada.

Os torques atuantes considerados foram os seguintes, conforme Tabela 19:

Tabela 19. Torques atuantes nas juntas delizante e semi-árvore.

Torque	Magnitude (N.m)
$T_2 \text{ máx}$	757,57
$T_2 \text{ mín}$	601,43
$T_Z \text{ máx}$	343,93
$T_Z \text{ mín}$	306,44

Fonte: Própria (2018)

De posse destes valores foram calculados o torque médio e torque alternado para T_2 são:

$$T_{2m} = \frac{T_2 \text{ máx} + T_2 \text{ mín}}{2} = 679,49 \text{ N.m}$$

$$T_{2a} = \frac{T_2 \text{ máx} - T_2 \text{ mín}}{2} = 78,07 \text{ N.m}$$

O torque médio e torque alternado para T_Z são:

$$T_{Zm} = \frac{T_Z \text{ máx} + T_Z \text{ mín}}{2} = 325,18 \text{ N.m}$$

$$T_{Za} = \frac{T_Z \text{ máx} - T_Z \text{ mín}}{2} = 18,74 \text{ N.m}$$

A próxima etapa consiste em determinar o limite de resistência que é obtido pela equação de Marin ou tensão limite de resistência à fadiga é escrita como:

$$S'_e = 0,504 \times S_{ut} = 0,504 \times 1015 = 511 \text{ MPa}$$

$$S_e = 0,72 \times 0,875 \times 1 \times 1 \times 1 \times 0,814 \times 1 = 262,32 \text{ MPa}$$

A próxima etapa consiste em obter valores para os concentradores de tensão para fadiga K_f e K_{fS} . Que são:

$$K_f = 1 + q \times (K_T - 1) = 1,36$$

$$K_{fS} = 1 + q_{\text{cisalhamento}} \times (K_{TS} - 1) = 0,55$$

Uma vez que o material a ser utilizado é conhecido, logo é possível obter um valor mínimo para o diâmetro da árvore da junta deslizante, conforme Equação 31 na página 29. Utilizou-se fator de segurança $n = 2$.

$$d = 10^3 \times \left\{ \frac{32 \times 2}{\pi} \times \left[1,36^2 \times \left(\frac{325,18}{910 \times 10^6} + \frac{18,74}{262,32 \times 10^6} \right)^2 + 0,55^2 \right. \right. \\ \left. \left. \times \left(\frac{679,49}{910 \times 10^6} + \frac{78,07}{262,32 \times 10^6} \right)^2 \right]^{1/2} \right\}^{1/3}$$

$$d \geq 25,55 \text{ mm}$$

4.4.7 DIMENSIONAMENTO DO DIÂMETRO DA SEMI-ÁRVORE

Para a semi-árvore utilizou-se os mesmos critério e parâmetros utilizados para o dimensionamento da junta deslizante, porém a semi-árvore é vazada. Por conta de se tratar de um eixo vazado a equação de Soderberg é acrescida de mais um termo.

Primeiro determina-se o limite de resistência a fadiga que é obtido pela equação de Marin ou tensão limite de resistência à fadiga é escrita como:

$$S'_e = 0,504 \times S_{ut} = 0,504 \times 1015 = 511 \text{ MPa}$$

$$S_e = 0,72 \times 0,855 \times 1 \times 1 \times 1 \times 0,814 \times 1 = 256,63 \text{ MPa}$$

A próxima etapa consiste em obter valores para os concentradores de tensão para fadiga K_f e K_{fS} . Que são:

$$K_f = 1 + q \times (K_T - 1) = 1,36$$

$$K_{fS} = 1 + q_{\text{cisalhamento}} \times (K_{TS} - 1) = 1,18$$

Uma vez que o material a ser utilizado é conhecido, logo é possível obter um valor mínimo para o diâmetro da árvore da junta deslizante, conforme Equação 33 na página 29. Utilizou-se fator de segurança $n = 2$.

$$d_{ext} \times (1 - k^4)^{1/3} = 10^3 \times \left\{ \frac{32 \times 2}{\pi} \times \left[1,36^2 \times \left(\frac{325,18}{910 \times 10^6} + \frac{18,74}{262,32 \times 10^6} \right)^2 + 1,18^2 \times \left(\frac{679,49}{910 \times 10^6} + \frac{78,07}{262,32 \times 10^6} \right)^2 \right]^{1/2} \right\}^{1/3}$$

Logo:

$$d_{ext} \times (1 - k^4)^{1/3} = 30,33$$

Uma vez que $k = \frac{d_{int}}{d_{ext}}$ então se deve fixar um valor para o diâmetro interno. E então após selecionar um valor para o diâmetro externo de forma que:

$$d_{ext} \times (1 - k^4)^{1/3} \geq 30,33.$$

Os valores do diâmetro da árvore da junta deslizante e semi-árvore serão obtidos mais a frente.

4.5.1 DIMENSIONAMENTO DAS ESTRIAS E DIÂMETRO DAS ÁRVORES

A transmissão de torque da junta deslizante para a semi-árvore será feita através de estrias de perfil involuta, uma vez que este tipo de perfil permite uma distribuição mais uniforme de tensão entre os dentes, além tornar o encaixe mais alinhado.

Utilizando a biblioteca de estrias de perfil involuto (evolvental) do software Autodesk Inventor 2017 foi selecionado o perfil que mais se aproximasse das dimensões até então encontradas para as árvores de transmissão da junta deslizante e semi-árvore. Logo a estria selecionada foi norma ISO 4156 – Diâmetro externo 34 mm – Módulo 2 – 16 dentes, conforme Tabela 20:

Tabela 20. Parâmetros da estria ISO 4156. 34x2x16

Parâmetro	Dimensão (mm)
-----------	---------------

Diâmetro interno (Raiz)	28,715
Diâmetro primitivo	31,68
Diâmetro externo	34

Fonte: Própria (2018)

Pela equação para a determinação do comprimento mínimo da estria tem-se que:

$$l = \frac{28,715^3 \times (1 - 0^4/28,715^4)}{31,68^2} \cong 23,6 \text{ mm}$$

Também foi obtido resultados para a largura mínima das estrias, essas informações estão no Anexo A.

Portanto as árvores poderão ser dimensionadas, então:

- Junta Deslizante

O diâmetro mínimo calculado foi de 25,55 mm, porém após selecionada a estria o diâmetro interno tem a dimensão de 28,715 mm então por critérios de conformidade com as normas e fator de segurança será adotado o valor de **28,715** mm como diâmetro da árvore da junta deslizante.

- Semi-árvore

Para a semi-árvore o diâmetro mínimo externo é de $d_{ext} \times (1 - k^4)^{1/3} \geq 30,33$ mm. Uma vez que se tem o valor do diâmetro interno, que é de $d_{interno} = 35$ mm, uma vez que a junta deslizante irá deslizar entre a semi-árvore. Portanto basta estabelecer um valor para d_{ext} de forma que de $d_{ext} \times (1 - k^4)^{1/3} \geq 30,33$.

Para $d_{ext} = 43$ tem-se que:

$$43 \times \left(1 - \frac{35^4}{43^4}\right)^{1/3} = 35,46 \text{ mm} > 30,33 \text{ mm}$$

Portanto o diâmetro da semi-árvore será de $d_{externo} = 43$ mm e $d_{interno} = 35$ mm.

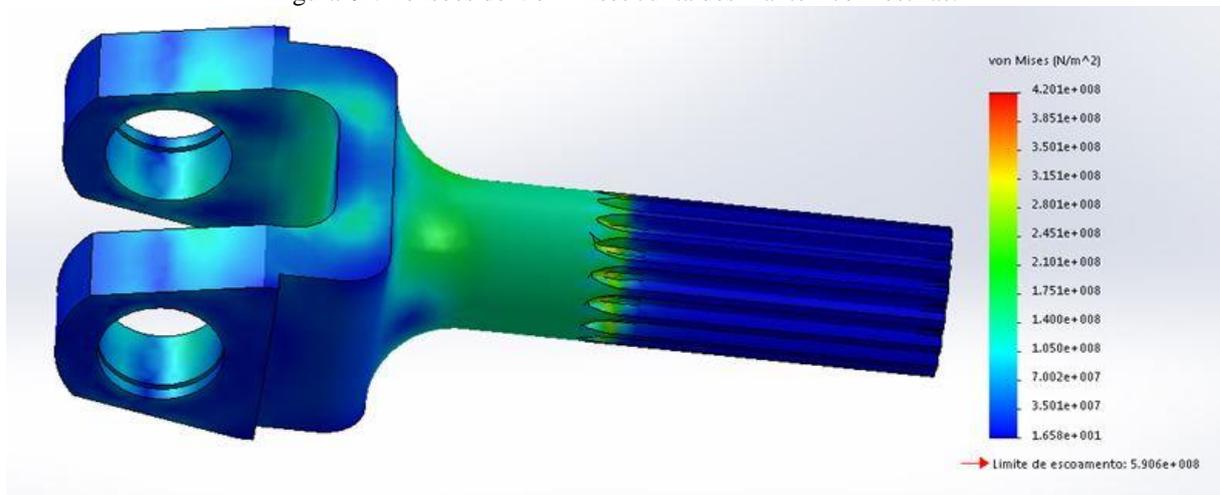
4.4.9 ANÁLISE ESTÁTICA PARÂMETRICA JUNTA DESLIZANTE

Para a análise estática da junta deslizante os dados dos torques estão conforme Tabela 20 anteriormente calculada, porém para a análise ser o mais completa possível foi adicionada a carga axial máxima, também calculada anteriormente:

$$P_{axial} = 3565,03 N$$

As análises foram feitas utilizando o software Solidworks 2016 onde foi possível obter os dados de tensão máxima de Von Mises sem ocorrer divergências de tensão Figura 62. Número de nós igual a 35916 e número de elementos igual a 22905 e modelo do tipo isótropo linear elástico. Informações de restrições e cargas Anexo A.

Figura 62. Tensões de Von Mises Junta deslizante - com estrias.

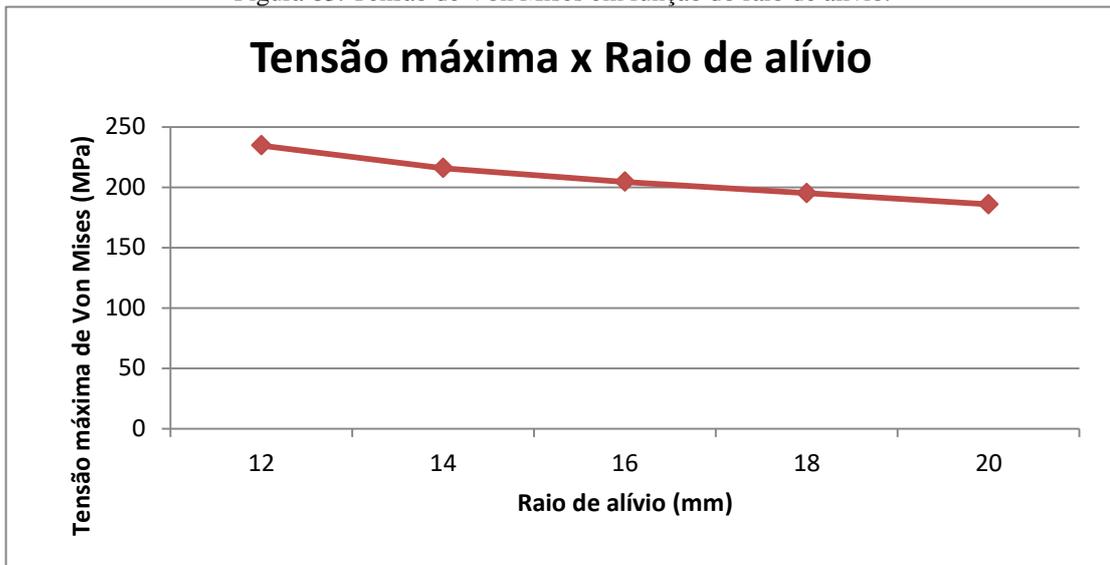


Fonte: Própria (2018)

O valor de tensão máxima está localizado na ranhura da estria, porém a zona de maior perigo para falha de fadiga está localizada no raio de alívio entre o garfo e o eixo- árvore.

Uma vez encontrada a seção onde há maior concentração de tensão e possibilidade de falha estática e por fadiga, então utilizou-se da análise paramétrica de forma a definir um valor de raio de alívio para a seção, a Figura 63 possibilita esta análise.

Figura 63. Tensão de Von Mises em função do raio de alívio.



Fonte: Própria (2018)

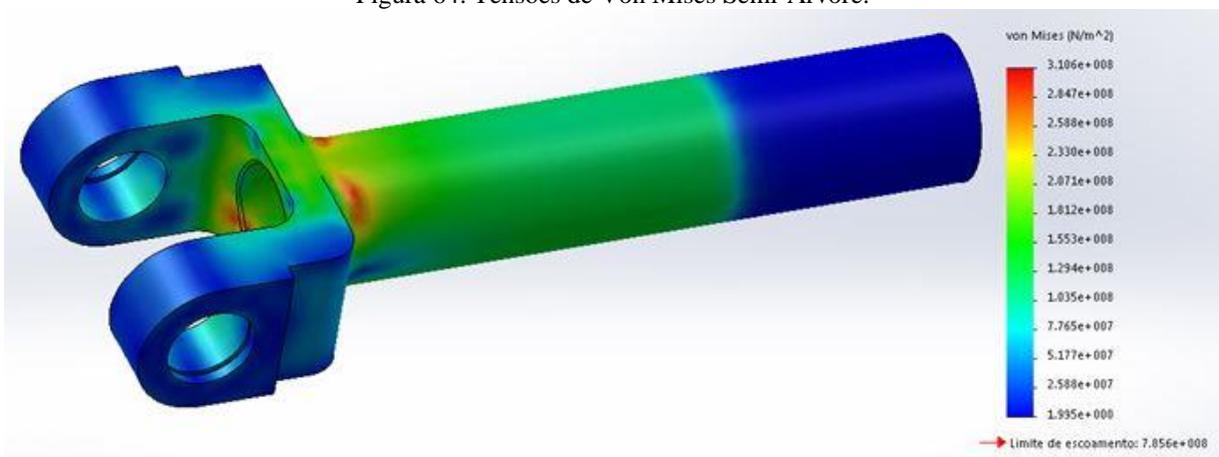
Os resultados para tensão máxima estão abaixo do limite de escoamento do material. O valor do Coeficiente de segurança é de 1,9.

4.4.10 ANÁLISE ESTÁTICA PARÂMETRICA SEMI-ÁRVORE

As forças geradas na semi-árvore são as mesmas geradas na Junta Deslizante, porém não há forças axiais atuando na semi-árvore. Número de nós igual a 37711 e número de elementos igual a 21397 e modelo do tipo isótropo linear elástico. Informações de restrições e cargas Anexo A.

Portando na Figura 64 as tensões de Von Mises são:

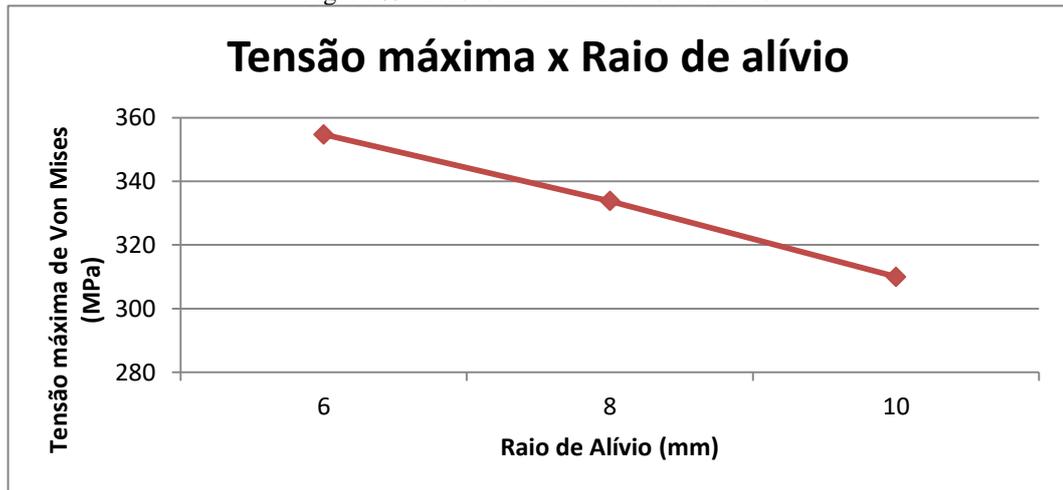
Figura 64. Tensões de Von Mises Semi-Árvore.



Fonte: Própria (2018)

As análises de tensão máxima de Von Mises foram feitas no software Solidworks 2016. A tensão máxima de Von Mises encontrada foi de 310,6 MPa. A localização desta tensão é propícia, uma vez que há uma grande variação de seção e também um diâmetro interno na árvore. Neste componente também foi gerado o gráfico da Tensão de Von Mises em função do raio de alívio, conforme Figura 65.

Figura 65. Tensão máxima x Raio de Alívio.



Fonte: Própria (2018)

As tensões estão abaixo do limite de escoamento do material. O valor do Coeficiente de segurança é de 2,53.

4.5 ANÁLISE DE VIDA ÚTIL

Após as análises estáticas foram realizadas uma série de análises de fadiga para cada componente do sistema. As análises foram feitas com base em diversos parâmetros, dentre eles são: ângulo de inclinação das juntas, torque aplicado no sistema, e número de ciclos aos quais cada peça será submetida.

Dado que o ângulo de inclinação das juntas é variável durante todas as provas da competição baja SAE, foram definidos valores para estes ângulos críticos, mínimos e máximos nas análises.

O torque aos quais as juntas e árvores estão submetidas também varia ao longo de todos os testes na competição. Logo também foram adotados valores críticos, mínimo e máximo para este parâmetro.

O número de ciclos também varia para cada caso, a Tabela 21 fornece informações estimadas de tempo e número de ciclos ao qual o sistema estará submetido, os valores foram estimados em virtude da não exatidão com as quais estas situações ocorrem ao longo da competição.

Tabela 21. Torques aplicados, ângulos de trabalho e tempo.

Torque aplicado (N.m)	Ângulo de trabalho (°)	Tempo estimado (min)
Torque máx	27	30
Torque máx	14	30
Torque médio	27	30
Torque médio	14	60
Torque médio	0	60
Torque mínimo	0	60

Fonte: Própria (2018)

Os valores de torque atribuídos na Tabela 21 possuem magnitudes de: Torque máximo= 675 N.m, é aplicado com o veículo está em rotação de torque máximo, ou seja, RPM de saída no eixo final 81,6 RPM. O torque médio foi calculado como sendo o torque máximo menos o torque de potência máxima (valor este sendo considerado como médio). E por fim Torque mínimo que foi estabelecido como o torque na potência máxima. A Tabela 22 reúne estas informações.

Tabela 22. Tipos de Torques aplicados para fadiga.

Torque	Magnitude (N.m)	RPM
Torque máximo	675	81,6
Torque médio	277,5	241,7
Torque mínimo	120	565

Fonte: Própria (2018)

Portanto foram a partir destes dados que foram feitas as análises de fadiga em cada componente do sistema. Os critérios avaliados para cada componente são:

Vida total: vida útil da peça sob condições estabelecidas até a falha. O valor é dado em números de ciclos até a falha.

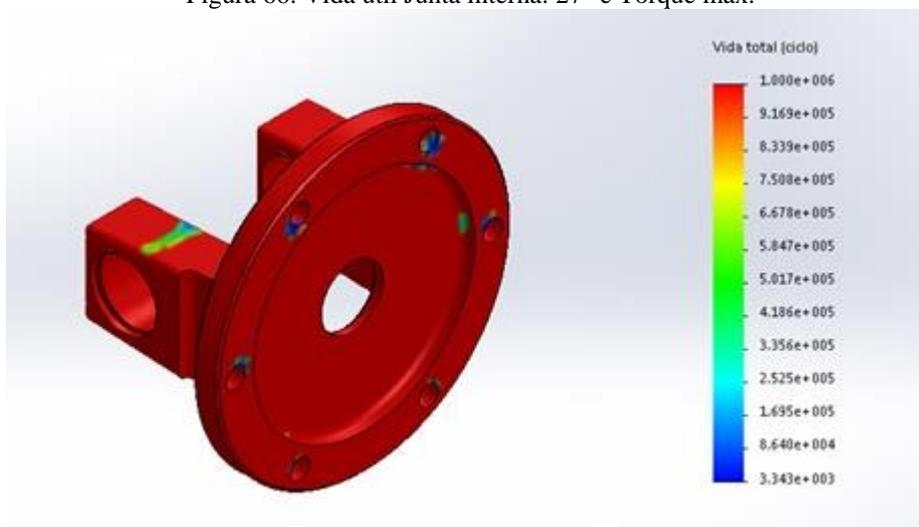
Fator de Segurança para a fadiga: FSF (fator de segurança de fadiga) representa o multiplicador da carga que o levará à falha por fadiga.

O material utilizado para as análises foi o DIN (14NiCrMo13-4) – Níquel, Cromo e Molibdênio material este semelhante ao selecionado, porém a biblioteca do Soliworks não continha o AISI 8630. Os valores de tensão última são bem semelhantes, exceto o valor de tensão admissível que é menor, em torno de 785 MPa.

5.5.1 VIDA ÚTIL JUNTA INTERNA

Para a Junta interna os valores obtidos para a vida útil submetida a Torque máximo e ângulo de inclinação (β) de 27° para 5000 ciclos são conforme Figura 66:

Figura 66. Vida útil Junta interna. 27° e Torque máx.

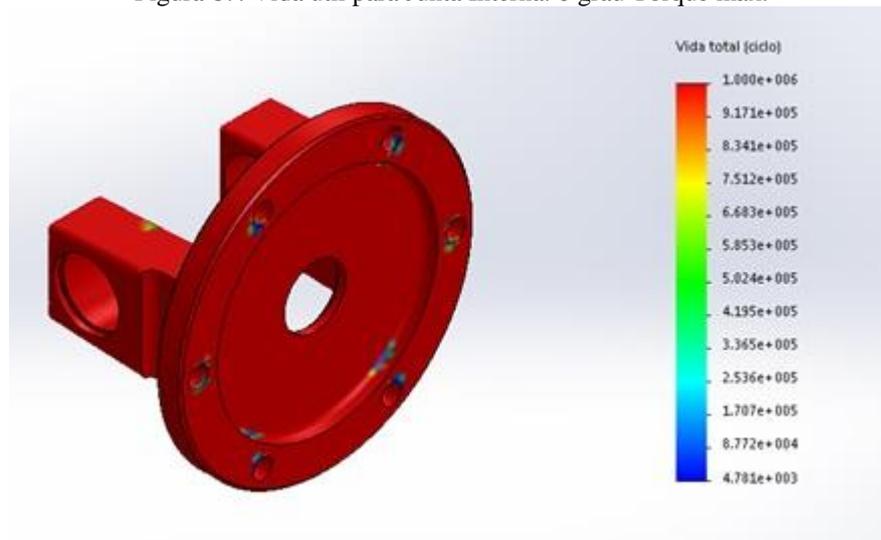


Fonte: Própria (2018)

A vida útil para esta configuração tem seu valor mínimo de 3×10^3 ciclos.

Para a Junta interna os valores obtidos para a vida útil submetida a Torque máximo e ângulo de inclinação (β) de 0° para 50000 ciclos são conforme Figura 67:

Figura 67. Vida útil para Junta Interna. 0 grau Torque máx.



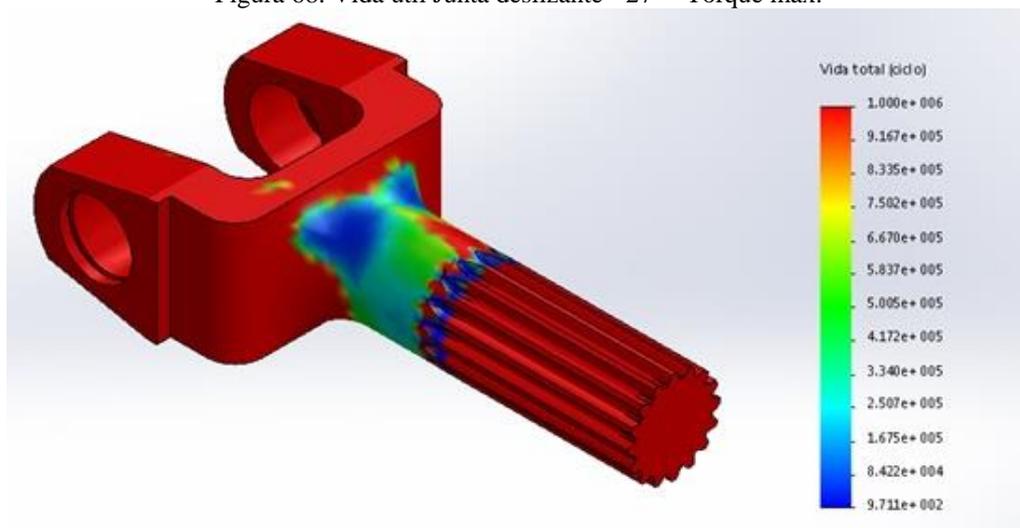
Fonte: Própria (2018)

As situações mais críticas para este componente são estas, portanto para situações de torque médio e torque mínimo a vida útil tem um maior valor. A vida útil para esta configuração tem seu valor mínimo de $4,78 \times 10^3$ ciclos.

5.5.2 VIDA ÚTIL JUNTA DESLIZANTE

Para a Junta deslizante os valores obtidos para a vida útil submetida a Torque máximo e ângulo de inclinação (β) de 27° para 1000 ciclos são conforme Figura 68:

Figura 68. Vida útil Junta deslizante - 27° - Torque máx.

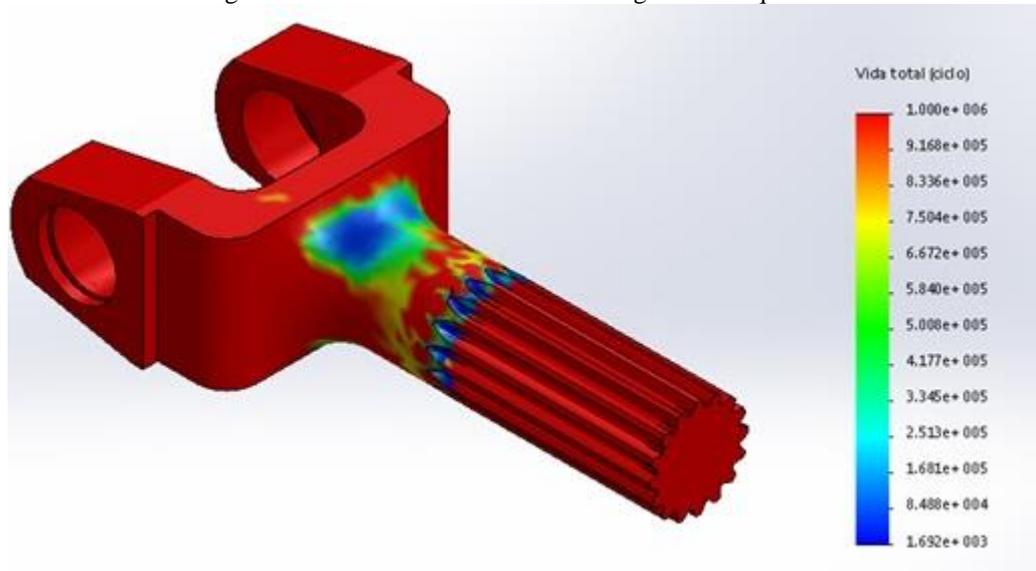


Fonte: Própria (2018)

A vida útil para esta configuração tem seu valor mínimo de $9,71 \times 10^2$ ciclos. FSF= 0,99.

Para a Junta deslizante os valores obtidos para a vida útil submetida a Torque máximo e ângulo de inclinação (β) de 0° para 2000 ciclos são conforme Figura 69:

Figura 69. Vida útil Junta deslizante - 0 graus - Torque máx.

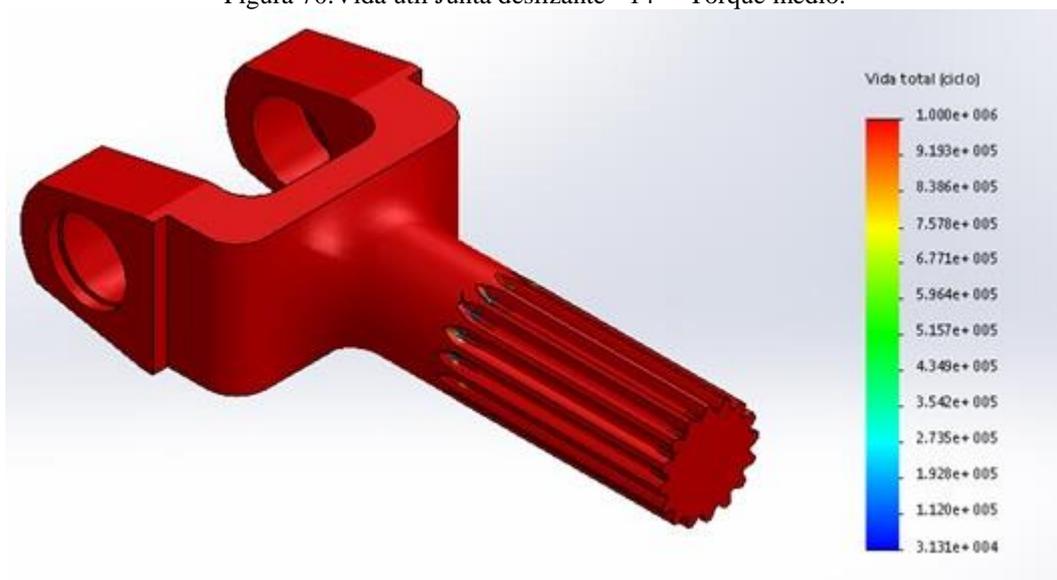


Fonte: Própria (2018)

A vida útil para esta configuração tem seu valor mínimo de $1,69 \times 10^3$ ciclos. FSF=0,95. As situações mais críticas para este componente são estas, portanto para situações de torque médio e torque mínimo a vida útil tem um maior valor.

Conforme Figura 70, onde Torque médio e ângulo de inclinação das juntas (β) igual a 14° para 20000 ciclos têm-se que:

Figura 70. Vida útil Junta deslizante - 14° - Torque médio.



Fonte: Própria (2018)

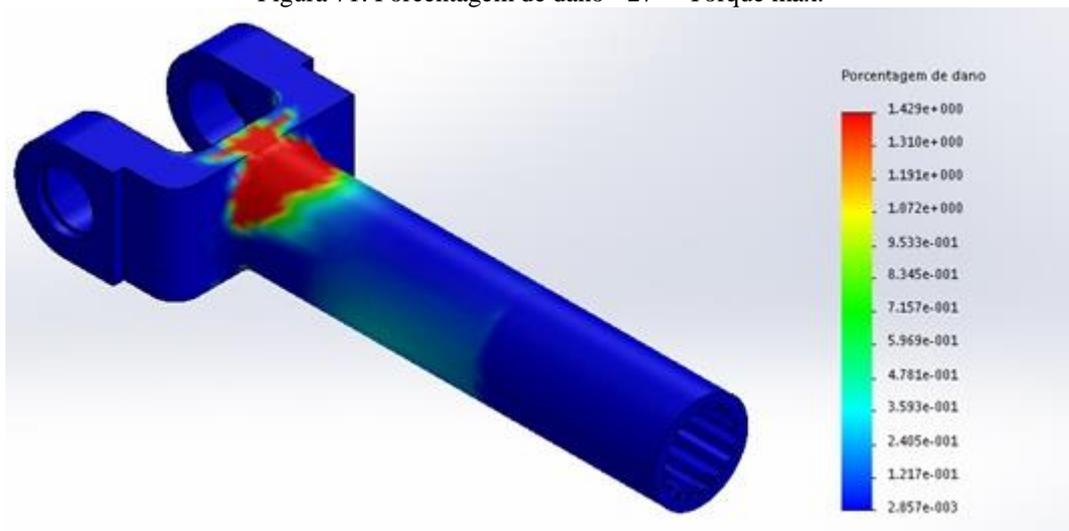
Portanto a vida útil desta peça sob as condições empregadas é em torno de $3,131 \times 10^4$ ciclos e FSF=1,11. Conforme o ângulo de inclinação se torna menor e o torque também a vida do componente tende a se tornar infinita.

5.5.3 VIDA ÚTIL SEMI-ÁRVORE

Para a Semi-árvore não foi possível gerar os dados de vida útil da peça devido a problemas de não reconhecimento de geometria do programa, porém foi possível obter um dado importante que é a porcentagem de dano, este valor representa a porcentagem com que dado afetará a peça, indicando o ponto de maior probabilidade de falha devido a fadiga.

Para a Junta deslizante os valores obtidos para a porcentagem de dano para a peça submetida a Torque máximo e ângulo de inclinação (β) de 27° para 2000 ciclos são conforme Figura 71:

Figura 71. Porcentagem de dano - 27° - Torque máx.



Fonte: Própria (2018)

Este valor representa que os maiores danos estão ocorrendo nas áreas em vermelho e que causam 143% de dano para falha de fadiga. Apesar de ter um valor acima de 100% vale ressaltar que esta carga foi aplicada 2000 vezes nesta configuração crítica.

5.5 SÍNTESE CONCLUSIVA

5.1 CONCLUSÃO

Após diversas fases do projeto, contemplando seus problemas, especificações, projeto conceitual, projeto preliminar e análises estáticas e de fadiga foi possível chegar a um projeto de concepção única e que atende as necessidades da Equipe Baja UEA. Projeto este que pioneiro na área.

Com a escolha da concepção certa foi possível à escolha do tipo de junta, que apesar de robusta proporciona maior resistência às situações críticas pelas quais o sistema será submetido. Também um fator determinante desta escolha foi a não complexidade do processo de manufatura dos componentes do sistema, este ponto é de suma importância visto que parte do processo de manufatura é realizado pela equipe com equipamentos próprios e somente as geometrias mais complexas são feitas por terceiros. Outro ponto importante foi a seleção do tipo de junta a ser projetada, bem como as árvores e semi-árvores. Atendendo as dimensões que possibilitem a aplicação no projeto Baja e que também atendam evitem problemas anteriormente ocorridos, tais como: comprimento exagerado da semi-árvore, má fixação das juntas no eixo final.

A característica de cada junta foi idealizada, redesenhada, e recalculada diversas vezes, para que fosse possível estabelecer uma convergência entre manufatura, peso, estética, *benchmarking*, resistência e aplicabilidade, esta última característica é fundamental, visto que o veículo sofrerá com condições severas e também terá que ser capaz de atender as necessidades de: manutenção, lubrificação e montagem.

Os processos de análises estáticas paramétricas foram exaustivamente executadas de forma a encontrar possíveis pontos de falhas e assim tomar decisões que contornassem o problema de projeto, além de serem seguidos métodos de projetos de autores consagrados na Engenharia Mecânica. O estudo dos softwares para a realização das análises proporcionou uma visão mais detalhada aos dados gerados, além de ampliar o conhecimento nas análises de elementos finitos assunto tão pertinente nos dias atuais.

As simulações de Fadiga mostraram uma vida finita aos componentes do sistema. Porém é preciso cautela ao afirmar que os elementos possuem vidas finitas muito baixas ou é certo sua falha por fadiga, uma vez que os componentes dimensionados foram com base em parâmetros críticos e que ocorrem com uma frequência relativamente curta em detrimento a

outras situações, por exemplo: eventos como o ângulo de inclinação (β) da junta durante a competição tem seus valores relativamente reduzidos e quando tendem a ultrapassar valores acima de 15° são por um curto espaço de tempo, podendo durar segundos (transportar um tronco de árvore), portanto a maioria do tempo este valor varia em torno de 10° a 5° . O mesmo acontece com os valores de torque no eixo final e que são transmitidos para as juntas e semi-árvores, a faixa de torque que varia de acordo com o RPM ao qual está sendo aplicado não possui um valor constante no anexo A é possível analisar o comportamento de crescimento de torque. Outro fator que afeta diretamente a vida útil dos componentes da transmissão de potência do veículo Baja é constante troca de relação de transmissão promovida pela CVT (Transmissão de variação contínua) tornando o valor de torque máximo no eixo final não constante, isto é, sendo aplicado por um curto intervalo de tempo e em seguida tendo seu valor decrescido de acordo com a variação da relação na CVT.

Diante do exposto, o projeto das juntas universais e semi-árvores desde sua concepção até o projeto final e suas simulações demandaram uma vasta aplicação de conhecimentos técnicos da engenharia mecânica. Proporcionando um vasto aprendizado na área.

Logo a metodologia aplicada e o processo de resolução de problemas seja ele de cunho matemático, mecânico, de designer e análise de elementos finitos foram primordiais para o aprimoramento do conhecimento da engenharia mecânica como um todo.

5.2 SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

De acordo com os problemas enfrentados ao decorrer do projeto e as soluções que foram executadas para transpor problemas de projeto chegou-se a uma série de métodos que tornaram possível o projeto das juntas e semi-árvore. Alguns pontos devem ser estudados mais a fundo para que o produto final a ser projetado e posteriormente fabricado seja o melhor possível e que atenda as solicitações as quais será posto. Então os pontos são:

- Aprofundamento das análises paramétricas estáticas. Através deste tipo de análise pode-se alcançar resultados surpreendentes, visto que os parâmetros analisados podem ter qualquer dimensão ou processo de modelagem (tal como uma extrusão por exemplo) podem ser alterados para atingir determinados objetivos de acordo com a necessidade do projetista. Por exemplo se o objetivo for a escolha da melhor dimensão para que o protótipo tenha o menor peso, porém com a maior resistência a determinada força isto só será possível de ser feito ou otimizado utilizando a análise paramétrica estática.
- Maior estudo tanto das simulações de fadiga quanto do processo de determinação das cargas, para que os resultados finais sejam o mais próximo da realidade a qual a peça será submetida, evitando assim sobre dimensionamento, massa exagerada, momentos de inercia exagerados entre outros fatores.

6. REFERÊNCIAS

- AUTODESK, Inventor 2017. **Propriedades da simulação - Guia Estado do modelo**. [S.l.: s.n.], 2018. Disponível em: <<http://help.autodesk.com/view/INVNTOR/2017/PTB/?guid=GUID-34697E22-9583-4DF2-BA11-8EE52AEBC74E>>. Acesso em: 13 jun. 2018.
- AZEVEDO, Álvaro F. M. **Método dos elementos finitos**. 1ª. ed. Portugal: [s.n.], 2003. 258 p.
- 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.
- BARBOSA, T. M. **Dimensionamento de Juntas Aparafusadas e Aplicação de Torque em Peças Automotivas**. Resende: Associação Educacional Dom Bosco, 2014.
- CHIAVERINI, Vicente . **Tecnologia Mecânica: Materiais de Construção Mecânica** . 2ª. ed. São Paulo: McGraw-Hill, 1986. 388 p.v. 3.
- CRUZ, Antonio J.R.S. **Elementos de Máquinas**. [S.l.: s.n.], 2008. 104 p.
- DE CARVALHO, José Rodrigues ; MORAES , Paulo . **Órgãos de Máquinas : Dimensionamento** . 2ª edição . ed. Rio de Janeiro: Livros Técnicos e Científicos Editora S.A, 1978. 358 p.
- DESIGN and Analysis BAJA ATV's Half Axle. Maharashtra, India.: [s.n.], 2016. Disponível em: <<http://www.ijert.org>>. Acesso em: 19 jun. 2017.
- E. SHIGLEY, Joseph ; R. MISCHKE , Charles ; G. BUDYNAS , Richard . **Projeto de Engenharia Mecânica** . 7ª edição . ed. New York: Bookman,[2005]. 960 p.
- EFFECTS of the dimensional and geometrical tolerances on the kinematic and dynamic performances of the Rzeppa ball joint**. UK: SAGE, 2016. Disponível em:<https://www.researchgate.net/publication/274994490_Effects_of_the_dimensional_and_geometrical_tolerances_on_the_kinematic_and_dynamic_performances_of_the_Rzeppa_ball_joint>. Acesso em: 19 jun. 2017.
- ERJAVEC, Jack. **Automotive Technology: A system approach**. 5. ed. [S.l.]: Delmar CENGAGE, 2009. 1648 p.
- FINITE Element Analysis of Universal Joint and Propeller Shaft Assembly**. INDIA: [s.n.], 2013. Disponível em: <<http://www.ijettjournal.org>>. Acesso em: 15 jun. 2017.
- GILLESPIE, T.D. **Fundamentals of Vehicle Dynamics**.USA: SAE - Inc. 1992.
- GLOBAL Fundamentals: **Manual Transmission and Drivetrain**. [S.l.]: Ford Motor Company, 2001. 112 p.

HEISLER, Heinz. **Advanced Vehicle Technology**. Second . ed. UK: BH, 2002. 654 p.

HIBBELER, R. C. **Resistência dos Materiais**. 7. Ed. São Paulo: Pearson Prentice Hall, 2010.

KHK, KOHARA GEAR INDUSTRY CO LTD (Org.). **Gear Technical Reference : The roles gears are playing**. Japan: [s.n.], 2015. 176 p. Disponível em: <https://khkgears.net/new/gear_knowledge/introduction_to_gears/>. Acesso em: 16 fev. 2018.

KHURMI, R.S; GUPTA, J.K. . **Machine Design**. RAM NAGAR, NEW DELHI: EURASIA PUBLISHING HOUSE (PVT.) LTD., 2005. 1230 p.

LAKATOS, E. M. & MARCONI, M. A. **Metodologia do Trabalho Científico**. Ed. Atlas, São Paulo, 1995.

LEAL, Longuinho da Costa Machado; DA ROSA, Edison; NICOLAZZI, Lauro Cesar . **Uma introdução à modelagem quase-estática de veículos automotores de rodas**. Santa Catarina: [s.n.], 2001. 247 p.

LIMA, Vinícius Arthur; RAULINO, Wesley Andrade. **Projeto de uma bancada para teste em eixos estriados**. 2015. 201 p. Monografia (Graduação em Engenharia Mecânica)- FACULDADE DE TECNOLOGIA DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA, UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA, Brasília, 2015.

MARCONI, Maria de Andrade; LAKATOS, Eva Maria. **Fundamentos de metodologia científica**. 5ª. ed. São Paulo: Atlas, 2003. 310 p.

MARTINS, Gilberto de Andrade; LINTZ, Alexandre. **Guia para elaboração de monografias e trabalhos de conclusão de curso**. São Paulo; Atlas, 2000.

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: 13 jun. 2018.

NAUNHEIMER, Harald et al. **Automotive Transmissions: Fundamentals, Selection, Design and Application**. 2. ed. [S.l.]: Springer, 2011. 717 p.

OBERG, Erik et al. **Machinery's Handbook**. 28th Edition. ed. New York: Industrial Press, 2008. 3070 p.

OLIVEIRA, Leônidas de Andrade; AMORIM JÚNIOR, Wanderley Ferreira ; MARIBONDO, Juscelino de Farias. **Concepção do sistema de alimentação de um lançador de granadas de 40mm**. 2009. 13 p. Trabalho acadêmico (Engenharia Mecânica)- IME, [S.l.], 2009.

PIOVAN, Dr Ing Marcelo Tulio . **Mecanismos : Juntas articuladas o universales** . [S.l.: s.n.], 2014. 14p. Disponível em: <<https://www.frbb.utn.edu.ar/frbb/images/carreras/elementosdemaquinas/cap02-03.pdf>>. Acesso em: 31 mar. 2017.

SEHERR-THOSS, Hans Christoph; SCHMELZ, Friedrich; AUCKTOR, Erich. **Universal Joints and Driveshafts**: Analysis, Design, Applications. 2°. ed. Berlin: Springer, 2006. 351 p.

SPICER, Dana. Cardans: **Entendendo os Eixos Cardan**. [S.l.: s.n.], 2016. 12 p. Disponível em: <http://spicer.com.br/downloads/Spicer_Manual_Entendendo_Cardan.pdf>. Acesso em: 07 abr. 2018.

SPICER, Dana. **Eixo Cardan: Por dentro do eixo**. [S.l.: s.n.], 2016. 3 p. Disponível em: <http://spicer.com.br/downloads/almanaques/072918_DANA_ALMANAQUE_04_CARDANS.pdf>. Acesso em: 07 abr. 2018.

TAKAHASHI, Bruno Ximenes . **Metodologia Moderna para Análise de Fadiga Baseada em Elementos Finitos de Componentes Sujeitos a Fadiga Uni e Multiaxial**. 2014. 374 p. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica)- Escola Politécnica , Universidade de São Paulo, São Pualo, 2014.

VALVERDE, Guanoluisa ; GUERRERO, Rueda . **Sistema De Transmisión Independiente, A Las Cuatro Ruedas Del Toyota Land Cruiser**.2015. 75 p. Plan de Trabajo de Grado previo a la obtención del título de Ingenieros en la especialidad de Mantenimiento Automotriz (Ingeniería en Mantenimiento Automotriz)- Facultad de Educación Ciencia y Tecnología, Universidad Técnica del Norte, Ecuador, 2015.

VOITH, . **Eixos Cardan de Alto desempenho**: Produtos | Engenharia | Serviços. [S.l.: s.n.], 2018. 88 p. Disponível em: <<http://docplayer.com.br/12792224-Eixos-cardan-de-alto-desempenho-produtos-engenharia-servicos.html>>. Acesso em: 23 mar. 2018.

ANEXO A

Figura 72. Cálculo de comprimento mínimo da estria - Junta Deslizante.

Gerador de conexões de splines com curva evolvente

Projeto **Cálculo**

Cálculo de resistência

Método: Método comum

Tipo: Verificar cálculo

Cargas

Potência, Torque --> Velocidade

Potência P: 3,735 kW

Velocidade n: 47,116 rpm

Torque T: 757,000 N m

Cotas

Spline: 34,0 mm - 2 mm x 16 s_m

Diâmetro interno do eixo oco d_h : 0,000 mm

Diâmetro externo do cubo D_{oi} : 50 mm

Comprimento do spline l: 90 mm

Propriedades de junta

Segurança desejada S_v : 1,5

Condições de carga

Material do eixo: Aço AISI 8630

Pressão admitida p_A : 600,000 MPa

Tensão de corte admitida τ_A : 546,000 MPa

Condições de carga

Especificar condições de carga

Tipo de junta: Fixado

Fator de aplicação K_s : 1,000 s_m

Fator de vida útil de fadiga K_f : 0,5 s_m

Fator de tempo de vida útil K_W : 1,000 s_m

Fator de distribuição de carga K_m : 0,75 s_m

OK Cancelar

Resultados

d_{min} : 27,669 mm

l_{min} : 25,806 mm

Deformação das laterais ...

S: 5,231 s_m

p_c : 47,025 MPa

Torção do eixo

S: 1,677 s_m

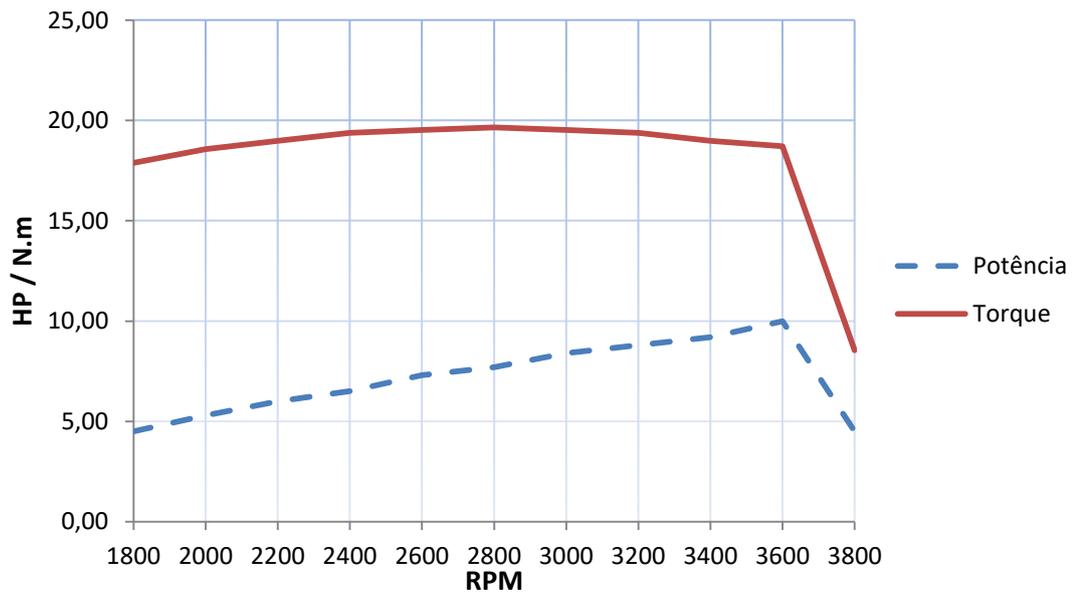
τ_c : 325,654 MPa

13:31:43 Cálculo: O cálculo indica a compatibilidade do projeto.

Calcular OK Cancelar

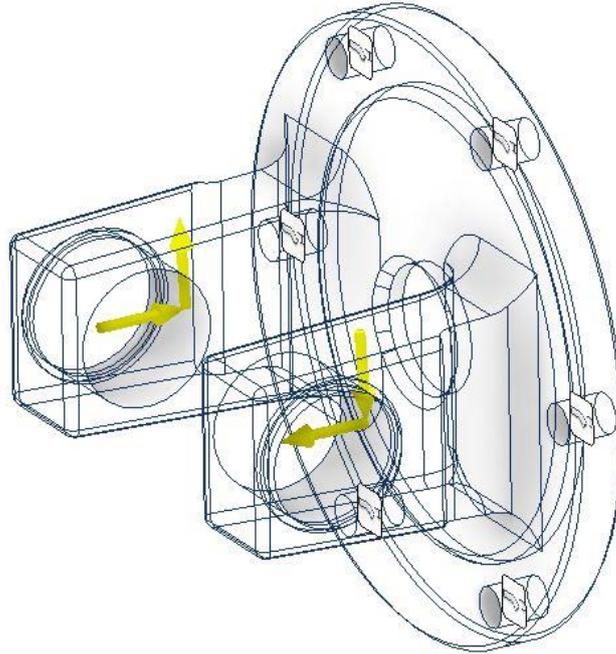
Fonte: Própria (2018).

Figura 73. Curva de torque e potência do veículo BAJA UEA.



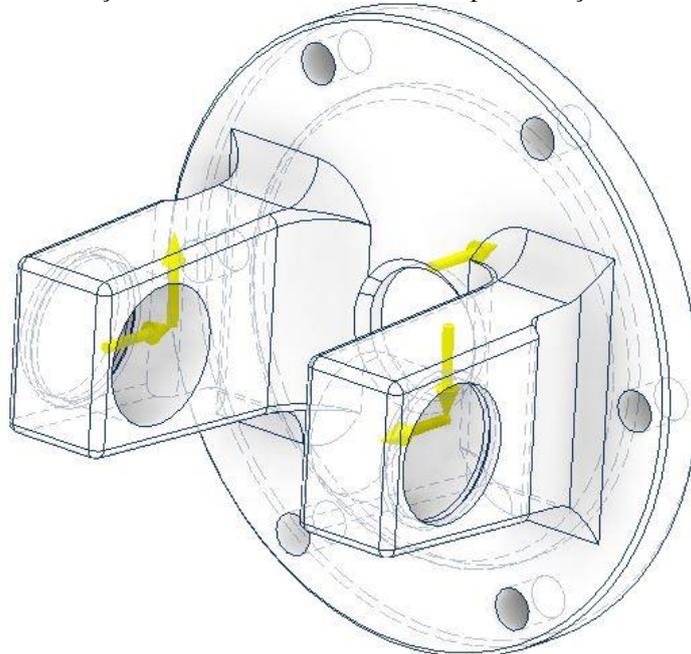
Fonte: Própria (2018).

Figura 74. Forças atuantes na juntas Externa.



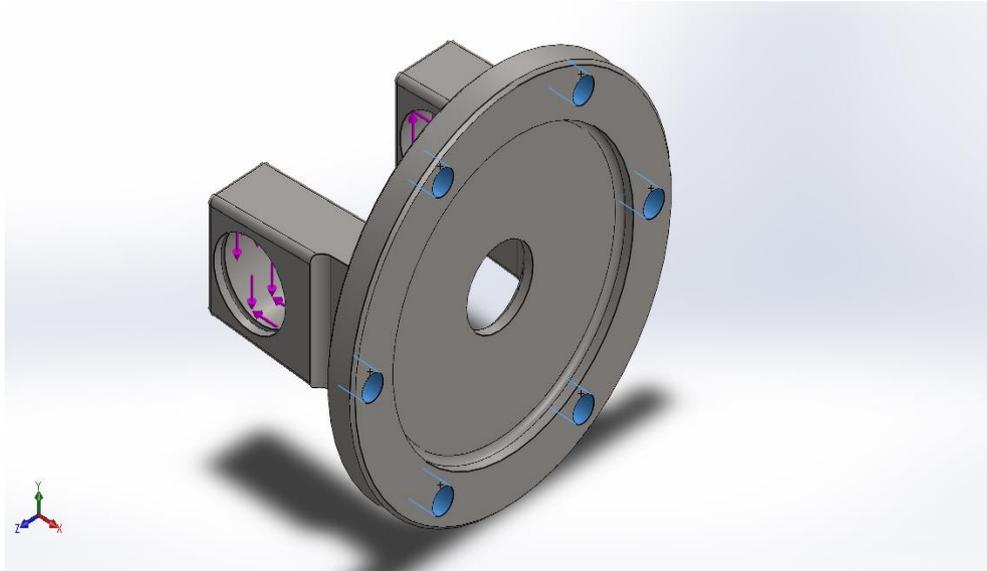
Fonte: Própria (2018).

Figura 75. Forças atuantes Junta interna, detalhe para a força axial sendo exercida.



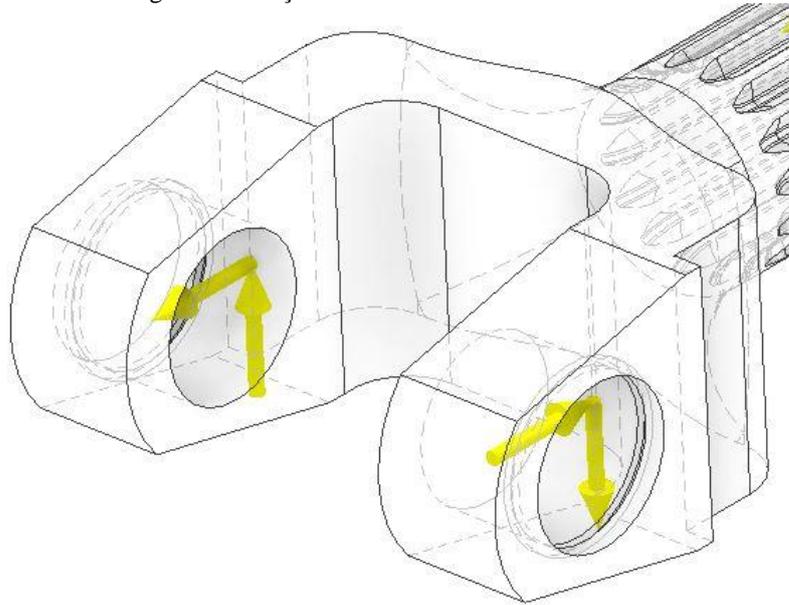
Fonte: Própria (2018)

Figura 76. Restrições (em azul) adotadas nas juntas Interna e Externa.



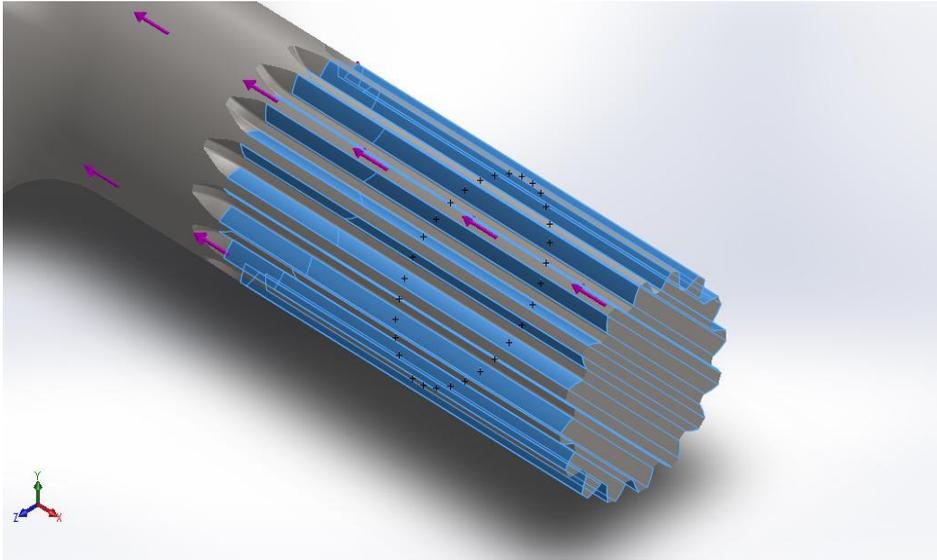
Fonte: Própria (2018)

Figura 77. Forças atuantes na Junta Deslizante.



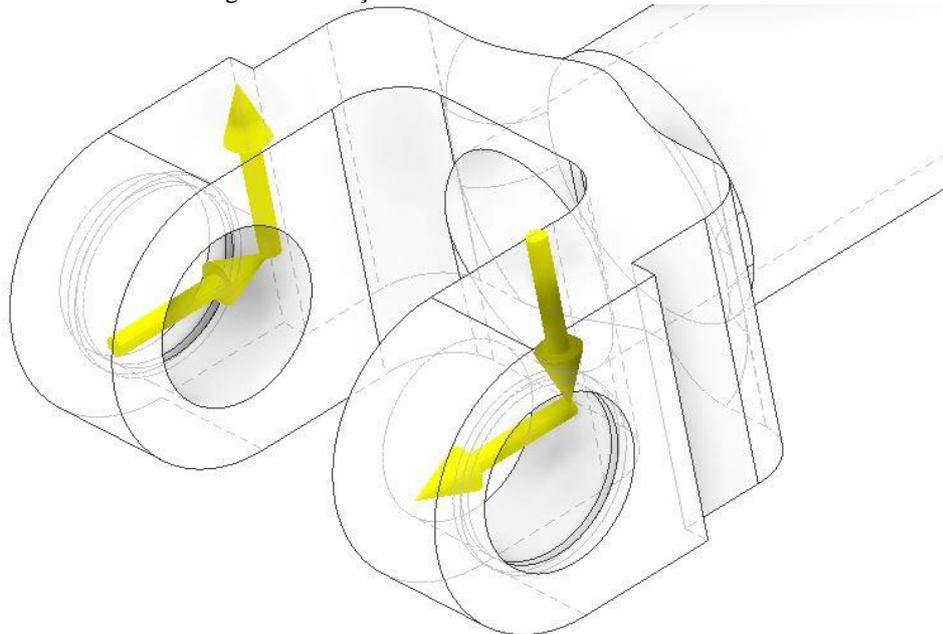
Fonte: Própria (2018)

Figura 78. Restrições adotadas (em azul) na Junta Deslizante e Componente de força axial.



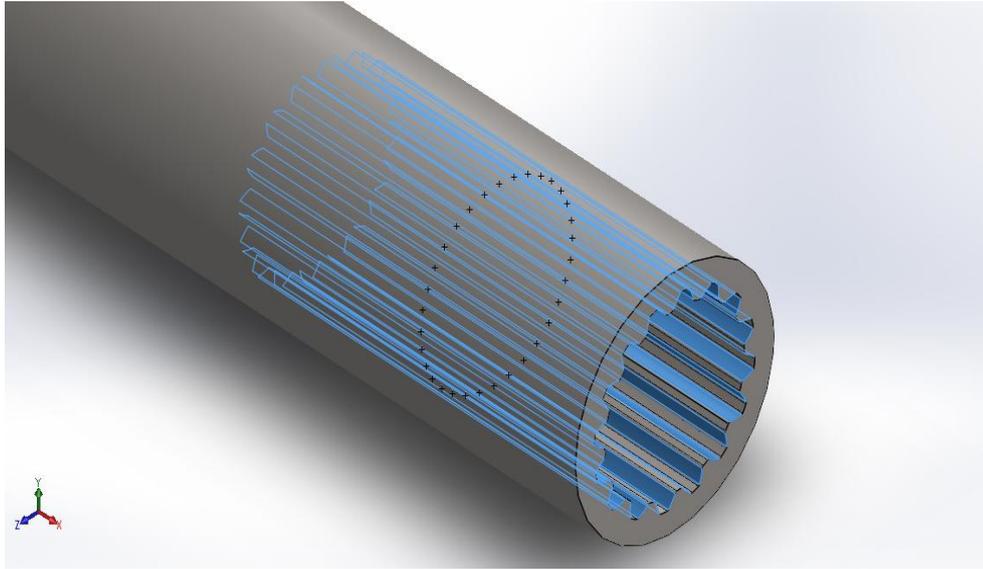
Fonte: Própria (2018)

Figura 79. Forças atuantes na Semi-árvore.



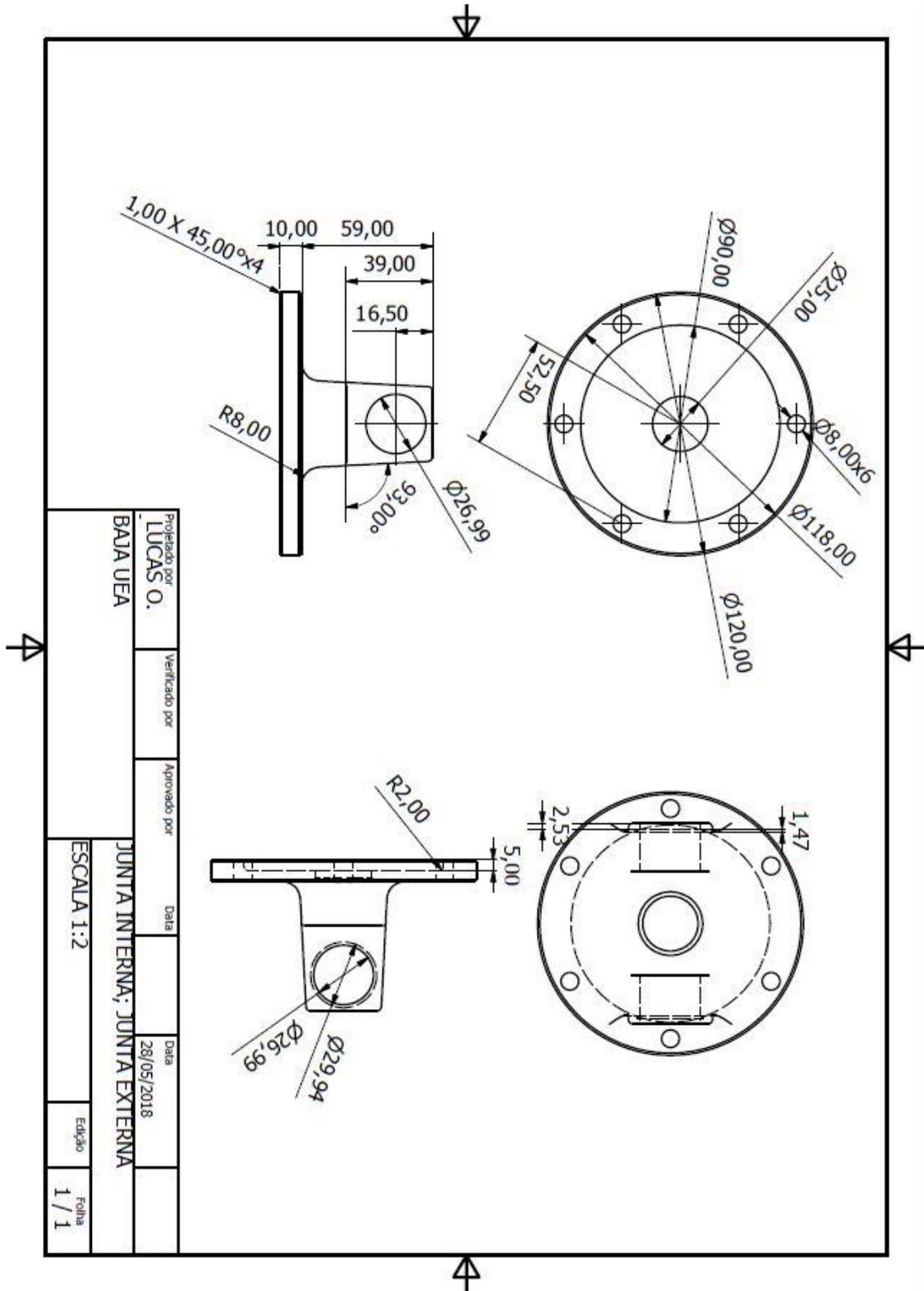
Fonte: Própria (2018)

Figura 80. Restrições (em azul) na Semi-árvore.



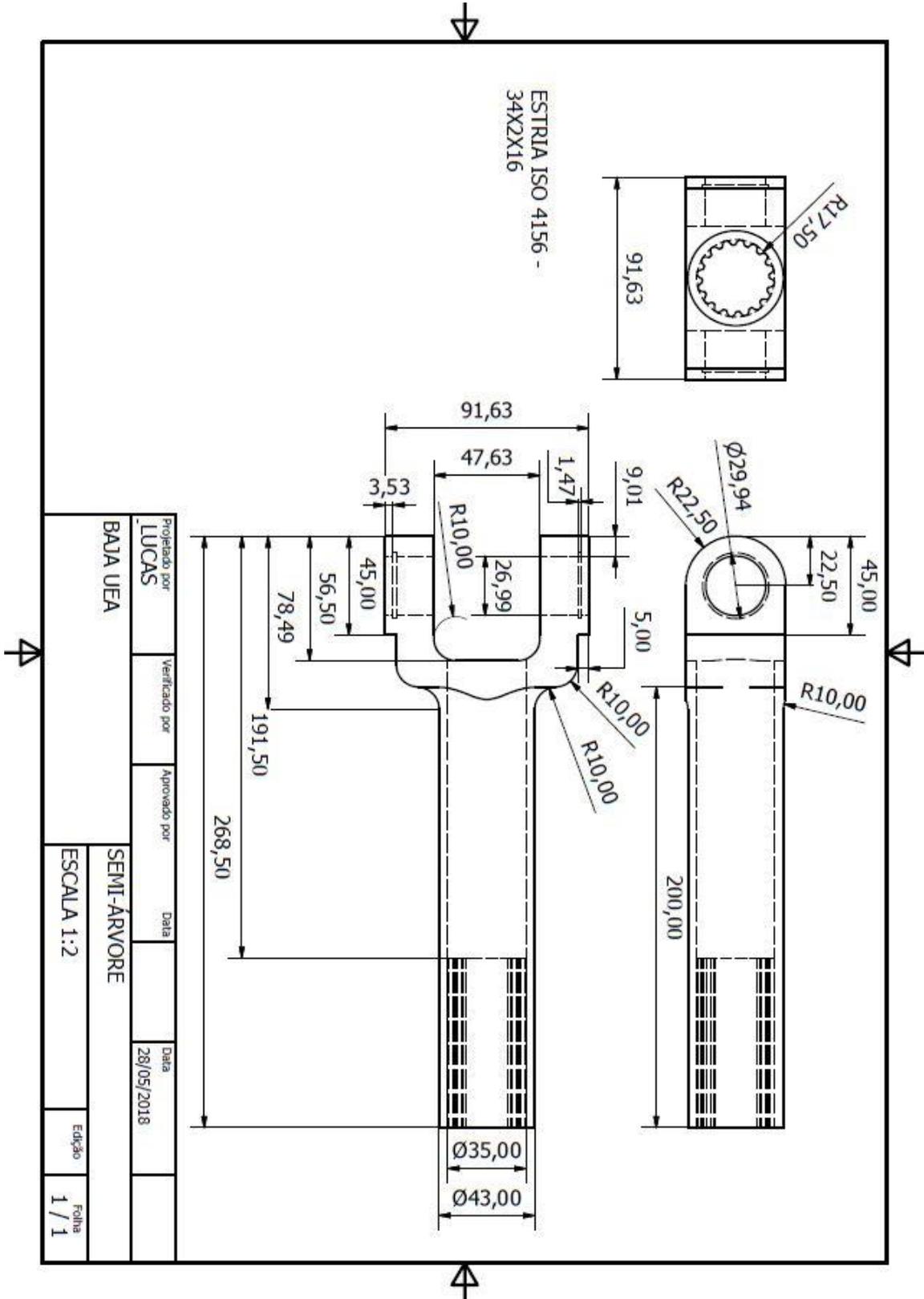
Fonte: Própria (2018)

Figura 81. Desenho Junta Interna - Junta Externa.



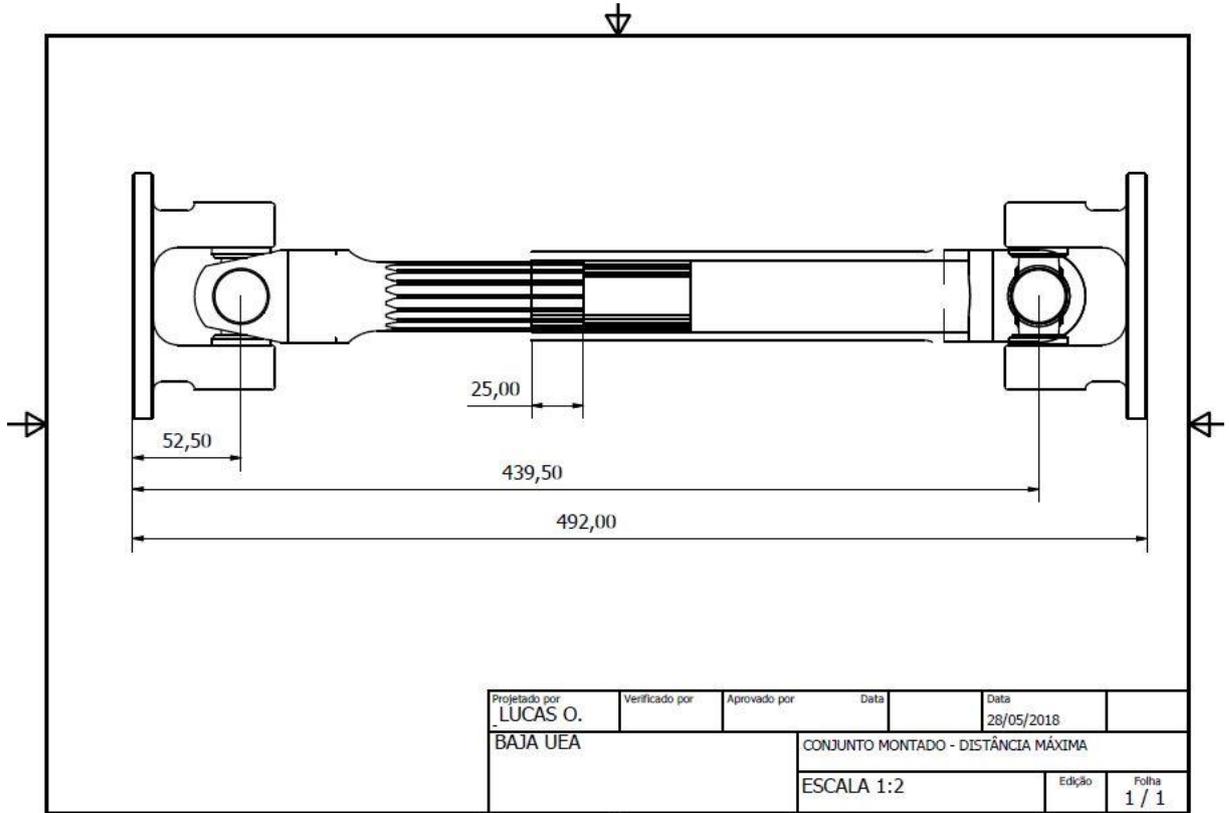
Fonte: Própria (2018)

Figura 83. Desenho Semi-árvore



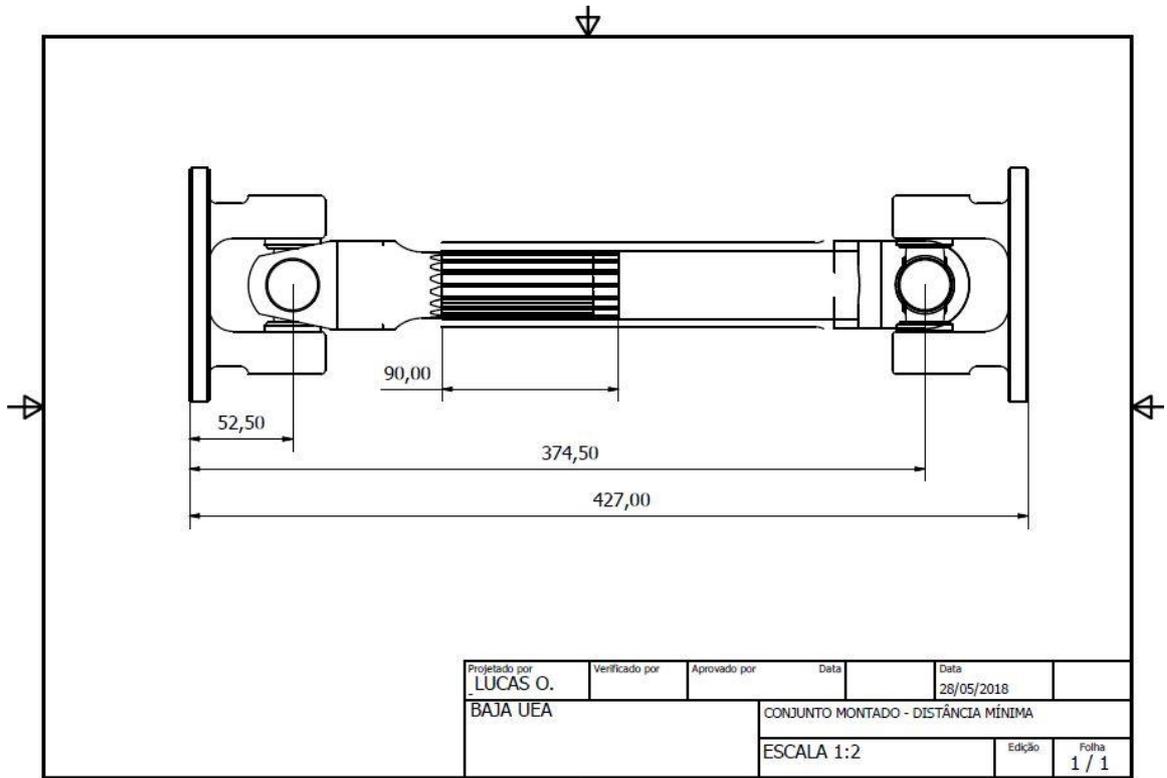
Fonte: Própria (2018)

Figura 84. Conjunto montado distância máxima.



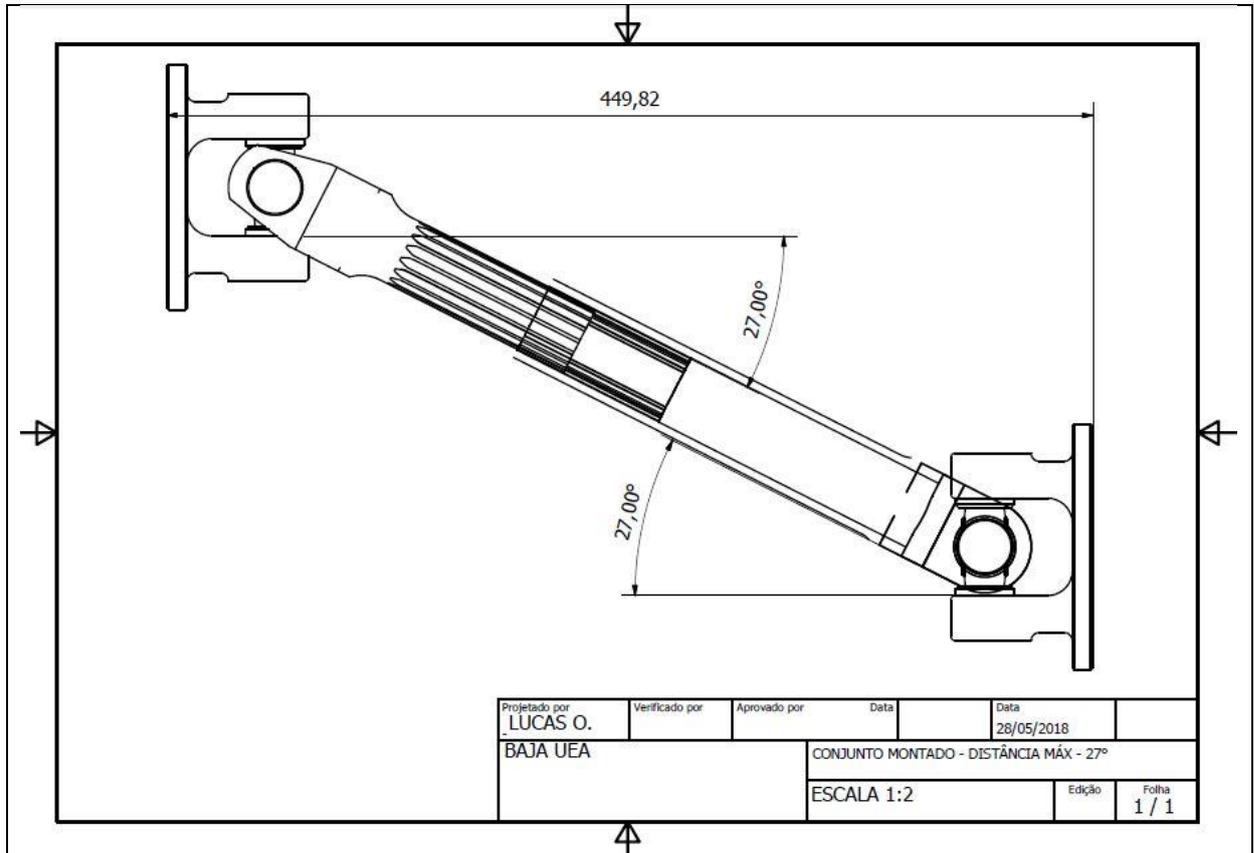
Fonte: Própria (2018)

Figura 85. Conjunto montado distância mínima.



Fonte: Própria (2018)

Figura 86. Conjunto montado - ângulo de 27° distância máxima.



Fonte: Própria (2018)