

**UNIVERSIDADE DO VALE DO RIO DOS SINOS - UNISINOS**  
**UNIDADE ACADÊMICA DE GRADUAÇÃO**  
**CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA**

**GUILHERME HENRIQUE GABARDO**

**DESENVOLVIMENTO DE PROTÓTIPO DE ACOPLAMENTO COMPLACENTE**  
**PARA APLICAÇÃO ENTRE TRATOR E IMPLEMENTO AGRÍCOLA**

**São Leopoldo**

**2021**

GUILHERME HENRIQUE GABARDO

**DESENVOLVIMENTO DE PROTÓTIPO DE ACOPLAMENTO COMPLACENTE  
PARA APLICAÇÃO ENTRE TRATOR E IMPLEMENTO AGRÍCOLA**

Projeto de Pesquisa apresentado como requisito parcial para obtenção do título de Bacharel em 2021, pelo Curso de Engenharia Mecânica da Universidade do Vale do Rio dos Sinos - UNISINOS

Orientador: Ms. Nederson da Silva Koehler

São Leopoldo

2021

## **AGRADECIMENTOS**

Este trabalho representa o encerramento de um longo ciclo. Ciclo ao qual foi rodeado de pessoas muito especiais, pessoas de valor, de significância e as quais se deve muito respeito. Pais, mães, irmãos, tios, primos e amigos de sangue ou não, fizeram toda a diferença para que esse trabalho pudesse ser constituído, agradeço muito a cada um destes.

Dentre tantos, dedico este trabalho especialmente ao meu pai, Sr. Airton Gabardo, minha referência durante todos os momentos com empenho, muito caráter, compreensão e racionalidade. Nada menos do que o precursor da minha graduação. Em mesma magnitude, agradeço à minha mãe Sra. Andréia Federizzi, outra incrível referência de apoio, atitude, garra, determinação, coragem e perseverança. Amo e admiro muito vocês.

Devo agradecer também as minhas companhias mais frequentes nos últimos tempos, minha namorada Laura, que me apoiou durante a maior parte do caminho com incomparável carinho, atenção, paciência, amor e motivação pra que eu nunca desistisse. Além da minha cadela Athena, sempre presente.

Também devo mencionar meu sogro Sr. Rodrigo de Costa, pessoa incrível na qual tornou possível a manufatura do dispositivo ao dedicar bastante tempo, conhecimento e trabalho profissional com excelência a cada parte do acoplamento.

## RESUMO

O presente trabalho tem como intuito o desenvolvimento de um acoplamento complacente com a capacidade de absorver os golpes provenientes dos desalinhamentos torcionais na união entre dois eixos mecânicos. Tal dispositivo busca ser eficiente na aplicação na TDP (Tomada de potência) de tratores com potência de até 30cv enquanto utilizados como provedores de potência à implementos agrícolas.

O sistema utilizado para resolução do problema, possui embasamento nos variados modelos de acoplamentos existentes e nos amortecedores torcionais presentes nos discos de embreagens automotivas.

Neste contexto, é indispensável o cálculo do torque presente na TDP e o dimensionamento das molas helicoidais de compressão que compõe o sistema mecânico. Por conseguinte, a seleção dos materiais e processos dos componentes periféricos existentes no acoplamento é igualmente importante, com o objetivo de torná-lo eficiente, seguro e de baixo custo.

Por intermédio da metodologia utilizada foi possível executar todo o projeto desde sua análise em campo, protótipo virtual 3D, manufatura das partes, montagem do dispositivo e a realização de testes em campo com resultados positivos.

**Palavra-chave:** Acoplamentos elásticos. Tomada de potência. Implemento agrícola.

## LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - “Formas de transferência de potência entre trator e implemento” .....	12
Figura 2 - “Trator Landini de 45cv durante trabalho em vitivinicultura” .....	13
Figura 3 - “Embreagem de disco AEMCO” .....	15
Figura 4 - Trator Waterloo Boy da marca Jonh Deere de 1918.....	17
Figura 5 - Tipos de desalinhamentos de eixos .....	21
Figura 6 – Força tangencial e momento torçor.....	23
Figura 7 – Função torque-tempo no eixo .....	24
Figura 8 – Configurações de molas.....	27
Figura 9 – Modelos de extremidades de molas helicoidais de compressão.....	28
Figura 10 – Materiais comuns para fio de mola.....	31
Figura 11 – Resistências mínimas sob tração de fios de mola.....	32
Figura 12 – Coeficientes e expoentes para a equação (7) .....	33
Figura 13 – Diagrama de goodman para molas de compressão.....	37
Figura 14 – Parâmetros dimensionais de molas helicoidais de compressão .....	38
Figura 15 – Fluxograma do projeto .....	40
Figura 16 – Composição sistema mecânico Evolastic .....	49
Figura 17 – Sistema interno dedicado a TDP em tratores de grande porte. ....	50
Figura 18 – Tipos de amortecedores de torção em embreagens LUK .....	51
Figura 19 – Protótipo virtual preliminar.....	53
Figura 20 – Esboço perfil das chapas para montagem das molas .....	57
Figura 21 – Detalhamento 2D de parte de sustentação em chapa de aço.....	58
Figura 22 – Protótipo virtual definido – Frente.....	59
Figura 23 – Protótipo virtual definido – Encaixe/ Sistema de travamento .....	60
Figura 24 – Secção transversal e lista de peças do protótipo virtual definido. ....	61

## LISTA DE FOTOGRAFIAS

Fotografia 1 - “Acoplamento em funcionamento na aplicação proposta” .....	12
Fotografia 2 – Triturador de galhos em cultivo de pêssegos.....	46
Fotografia 3 – Espaço disponível para aplicação do acoplamento.....	47
Fotografia 4 – Embreagem de disco utilizada entre cardan e implemento agrícola ..	47
Fotografia 5 – Mola dimensionada e mola standard.....	64
Fotografia 6 – Base inferior matriz de conformação à frio das chapas de estrutura..	65
Fotografia 7 – Conjunto de matriz para conformação à frio das chapas de estrutura .....	66
Fotografia 8 – Processo de conformação à frio utilizando prensa hidráulica manual	67
Fotografia 9 – Teste preliminar de montagem.....	69
Fotografia 10 – Análise de balanceamento do conjunto em torno à 540RPM.....	69
Fotografia 11 – Teste em trator Foton 254 com implemento tipo pulverizador.....	70
Fotografia 12 – Comparativo antes x depois teste molas originais .....	71
Fotografia 13 – Acoplamento complacente após execução e testes – vista frontal ..	72
Fotografia 14 – Acoplamento complacente após execução e testes – vista traseira	73

## LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - "Classificação de acoplamentos complacentes" .....	15
Tabela 2 – Fator de serviço $F_s$ .....	25
Tabela 3 – Fator de serviço $F_t$ .....	25
Tabela 4 – Fator de serviço $F_p$ .....	25
Tabela 5 – Tipos de acoplamentos Alemães - Evolastic .....	48
Tabela 6 – Cálculo de força aplicada sobre as molas .....	54
Tabela 7 – Cálculo do índice de mola e da constante de mola .....	54
Tabela 8 – Cálculo do diâmetro de secção do arame .....	55
Tabela 9 – Cálculo do coeficiente de segurança .....	55
Tabela 10 – Fornecedores itens standard .....	68

## LISTA DE SIGLAS

%	Porcentagem
°C	Graus Celcius
°F	Graus Fahrenheit
$\varphi$	Ângulo de torção
$\emptyset$	Diâmetro
A	Coefficiente de cálculo de resistência à tração de aço para molas
ABNT	Associação Brasileira de Normas Técnicas
ASTM	American Society for Testing and Materials
b	Expoente de cálculo de resistência à tração de aço para molas
C	Índice de mola
CV	Cavalo-vapor
D	Diâmetro da expira
d	Diâmetro de secção do fio de mola
DIN	Deutsches Institut für Normung - (Instituto Alemão para Normatização)
$F$	Força aplicada
$F_a$	Força alternada
$F_c$	Fator de serviço adimensional
$F_m$	Força média
$F_{m\acute{a}x}$	Força máxima
$F_{m\acute{i}n}$	Força mínima
$F_p$	Número de partidas liga/ desliga máquina por hora
$F_s$	Fator de serviço para seleção de tipo de máquina
$F_t$	Fator de número de horas trabalhadas por dia
G	Módulo de cisalhamento do material
in	Polegada
k	Constante de mola
Kgfm	Quilograma força metro
kpsi	Kilo psi
$K_s$	Fator de cisalhamento direto
$K_w$	Fator de Wahl
lb-in	Libra polegada

$L_s$	Altura da mola
mm	Milímetro
MPa	Mega Pascal
$M_t$	Momento de torção ou momento torçor
N	Newton
N.m	Newton vezes metro
$n$	Rotação de trabalho do eixo
$N_a$	Número de espiras de mola
$N_{fs}$	Coefficiente de segurança
$N_t$	Número total de espiras
NBR	Normas Brasileiras de Regulação
$P$	Potência transmitida
psi	Libra-força por polegada quadrada
$r$	Raio
rpm	rotações por minuto
SAE	Society of Automotive Engineers
$S_{es}$	Resistência à fadiga sob carregamento alternado
$S_{ew}$	Resistência à fadiga torcional
$S_{us}$	Resistência ao cisalhamento
$S_{ut}$	Resistência a tração
$T$	Torque
TDP	Tomada de Potência
$\tau_a$	Tensão alternada
$\tau_i$	Tensão inicial
$\tau_m$	Tensão média
$y$	Deflexão de mola
$\omega$	Velocidade angular

## SUMÁRIO

<b>1 INTRODUÇÃO</b> .....	<b>11</b>
1.2 Definições do tema.....	11
1.3 Objetivos .....	13
<b>1.3.1 Objetivo geral</b> .....	<b>13</b>
<b>1.3.2 Objetivos específicos</b> .....	<b>14</b>
1.4 Justificativa.....	14
<b>2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA</b> .....	<b>16</b>
2.1 Projetos .....	16
2.2 Máquinas agrícolas .....	16
<b>2.2.1 Tratores</b> .....	<b>16</b>
<b>2.2.2 Implementos</b> .....	<b>18</b>
<b>2.2.3 Tomada de Potência</b> .....	<b>18</b>
2.3 Acoplamentos.....	19
<b>2.3.1 Acoplamentos rígidos</b> .....	<b>20</b>
<b>2.3.2 Acoplamentos complacentes</b> .....	<b>20</b>
<b>2.3.3 Seleção e projeto de acoplamentos complacentes</b> .....	<b>21</b>
2.3.3.1 Eixos e torque em acoplamentos .....	22
2.4 Molas.....	26
<b>2.4.1 Configurações geométricas</b> .....	<b>26</b>
2.4.1.1 Extremidades .....	28
2.4.1.2 Número de espiras ativas ( $N_a$ ).....	29
2.4.1.3 Índice de mola ( $C$ ).....	29
<b>2.4.2 Materiais de molas</b> .....	<b>30</b>
2.4.2.1 Processo de jateamento de esferas .....	30
2.4.2.2 Resistência a tração ( $S_{ut}$ ).....	32
2.4.2.3 Resistência ao cisalhamento ( $S_{us}$ ) .....	33
<b>2.4.3 Tensões em espiras de molas helicoidais de compressão</b> .....	<b>33</b>
2.4.3.1 Força média e força alternada ( $F_m$ e $F_a$ ).....	34
2.4.3.2 Fator de cisalhamento direto ( $K_s$ ).....	34
2.4.3.3 Fator de Concentração de tensões ( $K_w$ ) .....	34
2.4.3.4 Tensão inicial e média na mola ( $\tau_i$ e $\tau_m$ ) .....	35
2.4.3.5 Tensão alternada $\tau_a$ .....	35

<b>2.4.4 Resistências permissíveis para carregamentos dinâmicos</b> .....	<b>35</b>
2.4.4.1 Resistência à fadiga torcional fio ( <i>Sew</i> ) .....	36
2.4.4.2 Resistência à fadiga sob carregamento alternado ( <i>Ses</i> ) .....	36
2.4.4.3 Cálculo do coeficiente de segurança ( <i>Nfs</i> ) .....	37
<b>2.4.5 Dimensionamento molas helicoidais de compressão</b> .....	<b>37</b>
<b>3 METODOLOGIA</b> .....	<b>40</b>
3.1 Identificação das premissas básicas de projeto .....	40
3.2 Seleção do sistema mecânico .....	41
3.3 Desenvolvimento do protótipo virtual 3D e dimensionamento dos componentes fundamentais .....	41
3.4 Execução do projeto .....	42
3.5 Realização dos testes em campo .....	44
<b>4 RESULTADOS</b> .....	<b>45</b>
4.1 Identificação das premissas básicas do projeto .....	45
4.2 Seleção do sistema mecânico .....	48
4.3 Dimensionamento das molas e desenvolvimento do protótipo virtual. ....	52
4.4 Execução do projeto .....	63
<b>4.4.1 Molas</b> .....	<b>63</b>
<b>4.4.2 Partes com necessidade de manufatura</b> .....	<b>64</b>
4.4.2.1 Chapas .....	64
4.4.2.1 Eixo principal e tubos .....	67
<b>4.4.3 Aquisição de componentes standard</b> .....	<b>67</b>
<b>4.4.4 Montagem e testes preliminares</b> .....	<b>68</b>
4.5 Testes em campo .....	70
<b>5 CONSIDERAÇÕES FINAIS</b> .....	<b>72</b>
<b>REFERÊNCIAS</b> .....	<b>74</b>
<b>APÊNDICE A – DETALHAMENTO E ESPECIFICAÇÕES DAS PARTES DO ACOPLAMENTO</b> .....	<b>76</b>

## 1 INTRODUÇÃO

A idealização deste projeto foi iniciada pela requisição por parte de alguns produtores rurais, acerca de um dispositivo capaz de evitar os danos em componentes de seus implementos agrícolas, causados pelos golpes de torção que ocorrem durante o uso dos equipamentos, os quais geram manutenções, perda de produtividade e maior custo de operação.

Os tratores com a capacidade de fornecimento de potência até 30cv, em sua maioria, não possuem sistemas internos dedicados exclusivamente a correção dos desalinhamentos torcionais gerados por arranques bruscos ou forças inerciais entre o provedor de potência e seu implemento agrícola. Sistemas hidráulicos, eletrônicos ou pneumáticos são disponibilizados por algumas montadoras de tratores como elemento opcional, assim como, são itens de série naqueles de maior potência.

As condições técnicas de contorno e as percepções pelo usuário relativas aos requisitos essenciais do dispositivo, fundamentam os estudos práticos, bem como prototipagem virtual 3D, dimensionamento e seleção dos componentes, fabricação de protótipo físico e validação em testes reais.

### 1.2 Definições do tema

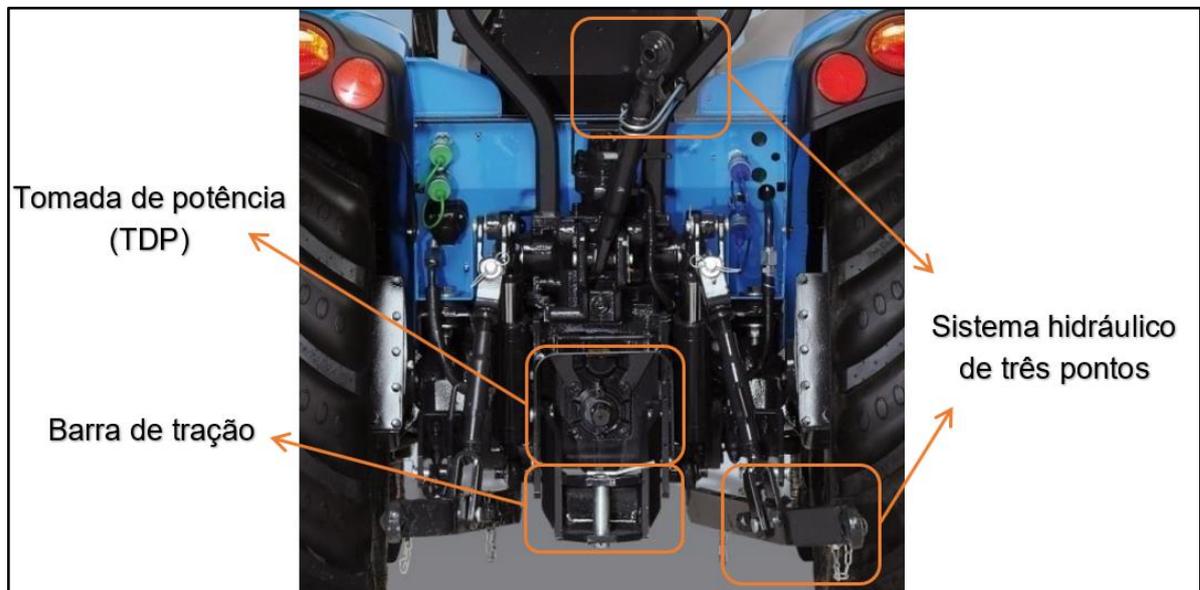
O aumento da produtividade em todas as culturas é um problema histórico para o agronegócio brasileiro. Com a alta da demanda de produtos naturais provenientes do campo e a crescente dificuldade no aumento das áreas de terra para cultivo, a mecanização agrícola têm sido a melhor solução para o agricultor.

Como exemplo e foco principal para aplicação do presente desenvolvimento, a vitivinicultura no estado do Rio Grande do Sul estabelece algumas condições específicas para o cultivo da uva, como terrenos muito acidentados, íngremes e reduzido espaço de trabalho, limitado pela configuração do plantio da videira. Considerando as condições dispostas, a maior parte dos vitivinicultores utilizam tratores com potência de até 30cv, caracterizados por dimensões totais estreitas e capazes de realizar facilmente todos os processos necessários a produção.

Além dos tratores, o processo é composto por variados modelos de implementos agrícolas, geralmente específicos para cada fase do cultivo da uva, como pulverizadores, roçadeiras, trituradores e desfolhadores. A maior parte destas

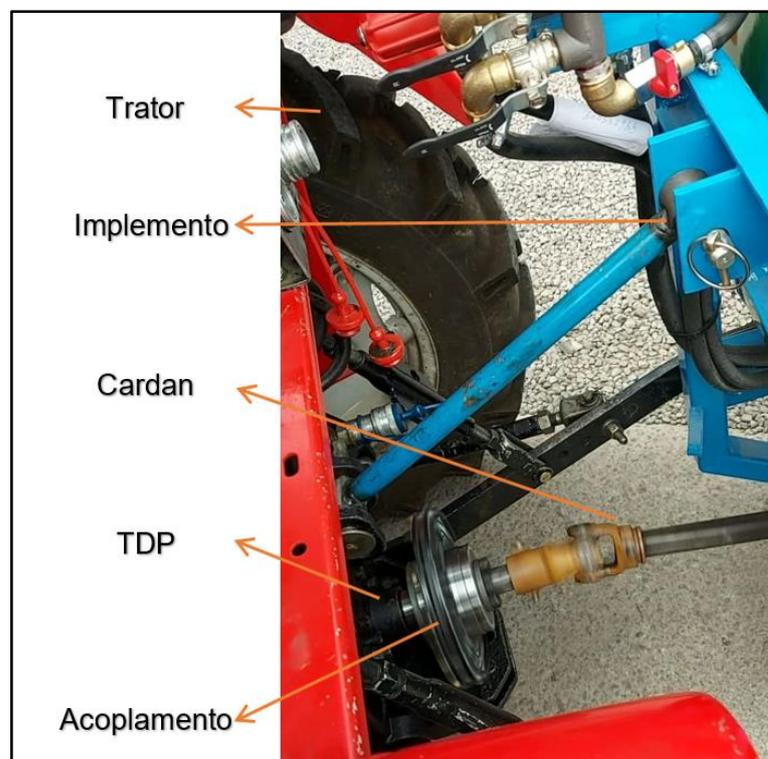
máquinas são interligadas ao trator por intermédio da TDP e de um cardan agrícola, de acordo com as ilustrações abaixo:

Figura 1 - “Formas de transferência de potência entre trator e implemento”



Fonte: Adaptado de <https://www.landini.it/pt-br/produto-br/serie-2-pt-br/>

Fotografia 1 - “Acoplamento em funcionamento na aplicação proposta”



Fonte: Elaborado pelo autor

Figura 2 - “Trator Landini de 45cv durante trabalho em vitivinicultura”



Fonte: <https://www.landini.it/pt-br/produto-br/serie-2-pt-br/>

A atividade contínua dos equipamentos presentes no processo gera desgastes de componentes e a necessidade de manutenção nos mesmos. Os ciclos de partida e parada dos tratores, ou os possíveis impactos causados durante o trabalho, geram sobrecarga e desalinhamentos torsionais que afetam toda a transmissão de potência entre o motor de acionamento e o implemento acionado.

Desta forma, são estabelecidas as condições ideais, entre o trator e o implemento agrícola, para a aplicação do acoplamento complacente estabelecido como objetivo do presente trabalho.

### 1.3 Objetivos

#### 1.3.1 Objetivo geral

O objetivo geral deste projeto é apresentar um acoplamento complacente, essencialmente mecânico, para aplicação entre um trator e implemento agrícola, composto por sistema de molas, rolamentos de esferas, parafusos e chapas

metálicas, com função de absorver os golpes torcionais provenientes da transmissão de potência entre os equipamentos. A redução do custo de manutenção dos implementos e por consequência o aumento da produtividade da cultura, bem como um projeto de simples manutenção que promova segurança ao usuário, são as premissas básicas deste estudo.

### **1.3.2 Objetivos específicos**

Como objetivos específicos têm-se:

- a) Identificar os dados em campo das condições e necessidades existentes pela visão do usuário - agricultor;
- b) Analisar os sistemas mecânicos existentes como possível solução;
- c) Executar protótipo virtual 3D com sistema ideal;
- d) Selecionar e dimensionar as molas;
- e) Determinar os processos industriais para a fabricação dos demais componentes do acoplamento;
- f) Realizar a manufatura de protótipo, aquisição dos componentes standard e montagem do equipamento;
- g) Realizar testes de campo necessários quanto à funcionalidade e resistência mecânicas.

### **1.4 Justificativa**

O mercado de acoplamentos complacentes para uso agrícola é muito pobre de soluções completas ao usuário. As soluções mais populares, as quais podem ser encontradas facilmente no mercado, possuem funções limitadas de acordo com os equipamentos específicos nos quais foram desenvolvidos para operar exclusivamente e então perdendo eficiência em outras operações.

O modelo de acoplamento mais utilizado atualmente sob as mesmas condições do presente projeto, é popularmente conhecido por “embreagem de disco”, ilustrada na Figura 3. Este dispositivo é composto por um conjunto de discos de fricção que patinam a partir de um determinado torque e funcionam em situações de sobrecarga nos implementos e partida do motor com a TDP ligada (Site AEMCO).

Figura 3 - “Embreagem de disco AEMCO”



Fonte: <http://www.aemco.com.br/conteudo/embreagem-de-disco.html>

Demais soluções possuem função principal de reduzir as vibrações existentes na transmissão entre trator e implemento e corrigir desalinhamentos radiais, axiais e angulares entre dois eixos da transmissão (Site Mademil Polias). Norton (2013, p 607) subdivide os acoplamentos complacentes em diferentes classes e corrobora a falta de modelo com grande tolerância de desalinhamento torcional.

Tabela 1 - “Classificação de acoplamentos complacentes”

Classe	Desalinhamento tolerado				Comentários
	Axial	Angular	Paralelo	Torcional	
Rígido	grande	nenhum	nenhum	nenhum	requer alinhamento preciso
Mandíbula	insignificante	insignificante (< 2°)	insignificante (< 3% <i>d</i> )	moderado	absorção de choque – golpe apreciável
Engrenagem	grande	insignificante (< 5°)	insignificante (< 1/2% <i>d</i> )	nenhum	golpes insignificantes – grande capacidade de torque
Estrias	grande	nenhum	nenhum	nenhum	golpes insignificantes – grande capacidade de torque
Espiral	insignificante	grande (20°)	insignificante (< 1% <i>d</i> )	nenhum	uma peça compacta – nenhum golpe
Sanfonados	insignificante	grande (17°)	moderado (20% <i>d</i> )	nenhum	sujeito à falha por fadiga
Disco flexível	insignificante	insignificante (3°)	insignificante (2% <i>d</i> )	insignificante a nenhum	absorção de choque – nenhum golpe
Elo (Schmidt)	nenhum	insignificante (5°)	grande (200% <i>d</i> )	nenhum	nenhum golpe – nenhuma carga lateral no eixo
Hooke	nenhum	grande	grande (em pares)	nenhum	golpe insignificante – variação de velocidade, exceto se usada em pares
Rzeppa	nenhum	grande	nenhum	nenhum	velocidade constante

Fonte: Norton (2013, p 606)

Contudo, um acoplamento exclusivo para correção de desalinhamentos torcionais, eficiente, seguro e com desempenho constante por extenso período justifica o estudo para o presente trabalho.

## **2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA**

Neste capítulo serão abordados os conceitos relativos ao estudo do tema para embasamento do desenvolvimento de sua metodologia.

### **2.1 Projetos**

O termo “projeto” possui variados conceitos e aplicação em distintas áreas da ciência e humanidades. Por conseguinte, esta obra solicita a derivação do termo como “Projeto de engenharia”, definido por Norton (2013, p 3) como “O processo de aplicação das várias técnicas e princípios científicos com o intuito de definir um dispositivo, um método ou um sistema suficientemente pormenorizado para permitir sua realização”. A partir deste conceito, é essencial que o projeto seja criterioso, detalhado e embasado tecnicamente.

Norton (2013, p 4) complementa a ideia de projeto com a atividade do engenheiro em definir e calcular os movimentos, forças e mudanças de energia de modo a determinar as dimensões, as formas e os materiais necessários para cada uma das peças que integram uma máquina. Por fim, define que esta é a essência do projeto de máquinas. Embasado nesta colocação, é válido entender qual o valor real do projeto à execução de um trabalho, as responsabilidades das definições dos componentes, da organização das informações, de sua clareza, precisão, embasamentos teóricos e a busca por excelência em todos os pontos.

### **2.2 Máquinas agrícolas**

#### **2.2.1 Tratores**

Os tratores agrícolas são máquinas autopropelidas projetadas para tracionar, transportar e fornecer potência para máquinas e implementos agrícolas. BARGER, et al. (1966) define trator agrícola como um veículo complexo, empregado para impelir ou fornecer força estacionária para uma larga variedade de implementos agrícolas.

No final do século XIX, foram registradas as primeiras aparições de motores à vapor na agricultura, com a finalidade de puxar arados e começar a competir com a consolidada tração animal. Em 1906, foi publicado, pela primeira vez, o termo “trator”.

Isso, 30 anos após o registro de patente de motor à combustão interna de Nikolas August Otto.

Até então, os equipamentos já eram munidos com essa nova tecnologia, porém sem um nome definido. No ano de 1913 foi iniciada a produção artesanal de tratores em série por marcas estadunidenses como Ford com os “Tratores Fordson” e JonhDeere com o modelo “Waterloo Boy”.

Figura 4 - Trator Waterloo Boy da marca Jonh Deere de 1918



Fonte: <https://www.austertecnologia.com/single-post/mecanizacao-agricola-historia>

Devido à crescente demanda da população por alimento, as técnicas de produção e cultivo das mais diversas culturas (tipos de plantas, frutos e grãos cultivados) tiveram de ser constantemente aprimoradas. Por consequência, os tratores, mais de um século após a sua criação, passaram por diversos aperfeiçoamentos através da mecanização, com o avanço em tecnologia a fim de promover de forma acentuada a produtividade no agronegócio.

A Jonh Deere, pioneira na fabricação de tratores e ainda remanescente como uma das marcas mais lembradas no segmento de máquinas agrícolas, segue aprimorando seus produtos. A Ford por sua vez, migrou para o setor de automóveis.

Com o passar do tempo, o mercado de máquinas agrícolas difundiu-se e assim como a Jonh Deere, atualmente há inúmeras fabricantes multinacionais que aprimoram seus produtos de forma a suprir as crescentes necessidades do campo.

Tecnicamente, cabe destacar a metodologia para classificação dos tratores, principalmente de acordo com sua potência, disponíveis em inúmeros modelos, de

acordo com as especificidades de cada cultura, a geografia do terreno em que será utilizado e os processos inerentes ao cultivo.

Ademais, cabe caracterizar que a capacidade de tracionar implementos e o fornecimento de potência para o acionamento de implementos agrícolas, estão entre as funções básicas de um trator agrícola. (Machado, 2020)

### **2.2.2 Implementos**

Assim como os tratores, os implementos são utilizados na agricultura há muitos anos para aperfeiçoar o trabalho no campo, torná-lo mais eficiente e menos árduo. A definição, conforme Yamashita (2010, p. 21):

São as máquinas não motoras, ou seja, aquelas que não são capazes de transformar energia, mas simplesmente transmitir o efeito de força. Como exemplos de implementos, podemos citar o arado, a grade, o subsolador, o perfurador de solo, etc. Todos eles são acoplados ao trator e utilizam-no como fonte principal para a realização do trabalho agrícola.

A grande maioria dos implementos agrícolas existentes utilizam o trator como fonte de potência e, conforme Machado, há basicamente três formas para realizar esta transferência:

- a) Tracionamento pela barra de tração;
- b) Acionamento pela tomada de potência (TDP);
- c) Sistema hidráulico do trator – sistema de três pontos.

É usual a necessidade de se utilizar mais de uma forma de transferência de potência simultaneamente pelo mesmo implemento. Isto é dependente aos componentes mecânicos presentes no equipamento transmissor de força e seus requisitos particulares de potência durante o seu uso.

### **2.2.3 Tomada de Potência**

A tomada de potência, popularmente conhecida como TDP, possui a função de transmitir a potência do trator para o acionamento de máquinas e equipamentos

agrícolas acopladas ao trator, como pulverizadores, bombas, roçadeiras, dentre outros.

De acordo com Yamashita (2010, p. 30):

Trata-se do componente que apresenta maior aproveitamento em termos de eficiência em relação potência nominal do motor (85% a 90%). A TDP é uma extremidade livre de um eixo da árvore de transmissão provida de estrias e, nos tratores atuais, a TDP se encontra na parte posterior do trator, acima da barra de tração. A acoplagem para aproveitamento da potência nos implementos é realizada através do eixo cardan.

A transmissão de torque do trator para o implemento agrícola é realizada pela TDP acoplada ao eixo cardan por um eixo estriado stadard, sua geometria é selecionada de acordo com a potência nominal do trator e pela potência solicitada pelo implemento conectado.

- a) Eixo de  $\varnothing 35$ mm de diâmetro com 6 frisos e velocidade de 540rpm;
- b) Eixo de  $\varnothing 35$  ou  $\varnothing 45$ mm com 20 ou 21 frisos e velocidade de 1000rpm.

### 2.3 Acoplamentos

Da mesma forma em que a TDP é utilizada como transmissão de potência entre um motor de acionamento e máquina acionada, a necessidade da união entre eixos rotativos é usual em projetos de máquinas e possui muitas aplicações. Nestas condições, estão presentes vários tipos de desalinhamentos entre os eixos nos quais os acoplamentos são responsáveis por corrigir.

Segundo Norton (2013, p 604):

Uma ampla variedade de acoplamentos de eixo está disponível comercialmente, variando desde acoplamentos rígidos com chavetas até projetos elaborados que usam engrenagens, elastômeros ou fluidos para transmitir o torque de um eixo para outro eixo ou a outro dispositivo na presença de vários tipos de desalinhamento.

Em termos gerais, conforme indicado por Norton, os acoplamentos são divididos em duas categorias: rígidos e complacentes. Se no engrenamento entre os eixos inexistir qualquer forma de desalinhamento, o elemento é classificado como rígido e são representados por composições de construção simples como chavetas. Por outro lado, acoplamentos complacentes são mais complexos e subdivididos em

diversas configurações adotadas de acordo com o tipo de desalinhamento presente no sistema.

### **2.3.1 Acoplamentos rígidos**

Os acoplamentos rígidos são utilizados quando a precisão e fidelidade de transmissão do torque são muito importantes. Mesmo com possibilidade de ajuste axial em alguns casos, os eixos são travados conjuntamente com o objetivo de manter a rigidez e estabilidade, e então evitar a introdução de forças laterais e momentos. Norton (2013, p 605).

Os modelos mais encontrados em projetos de máquinas são:

- a) Acoplamentos parafusados;
- b) Acoplamentos com chavetas;
- c) Acoplamentos engastados.

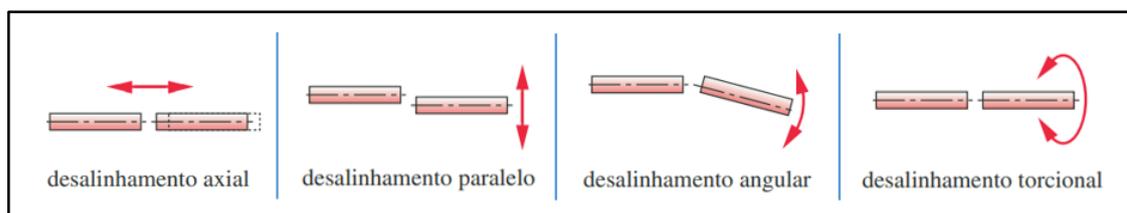
### **2.3.2 Acoplamentos complacentes**

Esta categoria de acoplamentos apresenta grande variedade de aplicações e é caracterizada por sistemas mecânicos mais complexos e compostos por materiais deformáveis, como elastômeros ou molas de aço com a função de corrigir os desalinhamentos presentes na união dos eixos.

O projeto de um acoplamento complacente pode estar submetido a quatro graus de liberdade ou desalinhamentos: axial, paralelo, angular e torcional. Todos os tipos são provenientes das condições de contorno estabelecidas pela aplicação do dispositivo, como tolerâncias na manufatura, potência transmitida, fixação ou características específicas do local de instalação.

Conforme ilustrado na Figura 5 abaixo, os desalinhamentos axial e paralelo são mensuráveis através da distância entre os centros de rotação dos eixos engrenados. Já o angular, como o próprio nome sugere, é caracterizado por um ângulo formado entre os eixos. Diferente dos demais, o desalinhamento torsional só ocorre dinamicamente, quando uma carga movida tenta adiantar ou retrasar a carga motora. Norton (2013, p 606).

Figura 5 - Tipos de desalinhamentos de eixos



Fonte: Adaptado de Norton (2013, p 606)

O desempenho dos acoplamentos complacentes para a correção de desalinhamento dinâmico entre os eixos é relacionado ao ângulo de torção  $\varphi$  para um momento de torção nominal  $M_t$ . Como descreve Niemann (1971, p 79, V II): “Quanto maior for  $\varphi/M_t$ , tanto menor será o impulso do momento de torção para um mesmo trabalho de choque, e tanto menor será a rotação da ressonância, na qual se destaca o momento de inércia de massas do acoplamento.”

### 2.3.3 Seleção e projeto de acoplamentos complacentes

Ao determinar o modelo adequado para cada aplicação, dimensionar, projetar e construir um novo tipo de acoplamento complacente, é importante considerar a existência de variados modelos produzidos em série e normalizados conforme as normas: DIN 115, DIN 116 e DIN 73035-1. Cada variação possui propriedades particulares determinadas pelos fabricantes de acordo com as condições externas da aplicação, o tempo de vida necessário, e o conhecimento prévio do tipo de desalinhamento presente e as forças concentradas no acoplamento.

Outro ponto indispensável é a seleção adequada das configurações e dimensionamento dos elementos intermediários utilizados para transmitir as forças presentes nos eixos. Usualmente, os acoplamentos complacentes são constituídos de elastômeros de diversas composições os quais são capazes de corrigir simultaneamente mais de um tipo de desalinhamento. Por outro lado, na correção exclusiva das diferenças torsionais entre eixos de modo que a relação  $\varphi/M_t$  seja a maior possível, os materiais elastoméricos não são suficientes e então é necessário que o aumento do ângulo  $\varphi$  seja considerado.

Com o intuito de esclarecer os termos e definições no restante da seleção dos acoplamentos complacentes é necessária uma introdução acerca dos conceitos das forças atuantes em um eixo, bem como a definição de torque.

### 2.3.3.1 Eixos e torque em acoplamentos

Eixos de transmissão, ou apenas eixos, são utilizados com muita frequência em inúmeros projetos de máquinas com elementos rotativos para transmitir movimento de rotação e torque entre as partes do sistema.

Basicamente existem dois tipos de cargas possíveis em eixos de transmissão: torção devido ao torque transmitido ou flexão em decorrência das cargas transversais em polias, engrenagens e catracas conectadas ao eixo. Norton (2013, p 553). Toda a situação em que barras são solicitadas por um momento em relação ao seu eixo longitudinal, então este está sob torção e o momento aplicado é denominado momento torçor ou simplesmente torque.

Princípios básicos definem, em qualquer sistema rotativo, o torque instantâneo de um eixo através da fórmula:

$$T = \frac{P}{\omega} \quad (1)$$

Onde:

$T$  = Torque;

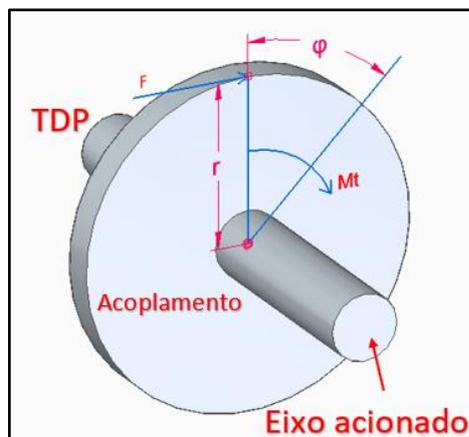
$P$  = Potência transmitida;

$\omega$  = Velocidade angular em radianos por unidade de tempo.

No âmbito dos acoplamentos, a potência é fornecida pelo trator através da TDP, com uma velocidade angular “ $\omega$ ”, as quais geram um torque nominal sobre o acoplamento.

Como pode ser observado na Figura 6, ao passo que o motor de acionamento gera torque sobre o eixo, são geradas as diferenças torcionais entre a tomada de potência do trator e o eixo acionado (implemento agrícola), representadas pelo ângulo de torção  $\varphi$ .

Figura 6 – Força tangencial e momento torçor



Fonte: Elaborado pelo autor

Da mesma forma em que torque é gerado por velocidade angular e potência fornecida, podemos considerar que:

$$Mt = T = F * r \quad (2)$$

Onde:

$Mt$  = Momento torçor;

$T$  = Torque

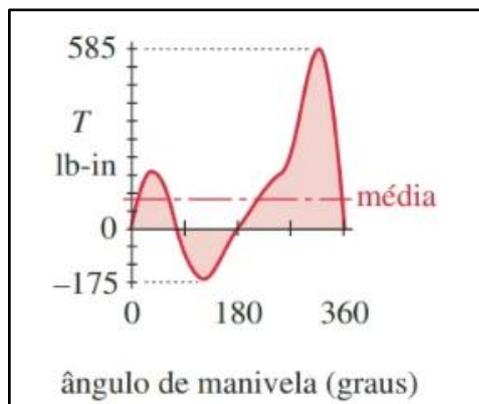
$F$  = Força tangencial aplicada;

$r$  = Raio no qual a força está sendo aplicada sobre o eixo (m);

Nesta abordagem, quando uma força tangencial “F” é aplicada sobre um raio “r” demonstra-se outra forma de se obter torque. Portanto, diante da comparação das equações (1) e (2), é perceptível que quanto maiores forem os momentos de torção aplicados sobre o acoplamento em questão, maior será o desalinhamento  $\varphi$  e maiores serão as forças tangenciais aplicadas sobre um raio “r”.

Para corroborar o conceito de torque, deve ser avaliado o seu comportamento de acordo com o tempo. Considerando que a velocidade do eixo seja essencialmente constante, conforme indicado pela Figura 7 – Função torque-tempo no eixo, o torque teoricamente segue um comportamento médio e uniforme, porém, em um contexto dinâmico, este sofre variações temporais de acordo com o giro do ângulo de manivela (TDP) devido a fatores externos de intensidade de aplicação, tipo de implemento e tipo de motor de acionamento.

Figura 7 – Função torque-tempo no eixo



Fonte: Norton (2013, p 527)

Contudo, na sequência do dimensionamento de um acoplamento complacente, deve-se considerar que o torque é a propriedade na qual os atuais fabricantes deste tipo de dispositivo usam como referência para selecionar o modelo adequado. Por fim, de modo que os componentes suportem com segurança, todas as condições expostas, são adicionados fatores de serviço ao torque nominal e ajustados para a seguinte equação para obter um torque efetivo de trabalho:

$$T = 7024,1 * \frac{P * Fc}{n} \quad (3)$$

Onde:

$T$  = Torque (N.m);

$P$  = Potência (Cv);

$Fc$  = Fator de serviço adimensional;

$n$  = Rotação de trabalho do eixo (RPM).

Considerando que, o fator de serviço é composto de acordo com a equação (4):

$$Fc = Fs * Ft * Fp \quad (4)$$

Onde:

$Fs$  = Tipo de máquina acionadora e máquina acionada;

$Ft$  = Número de horas trabalhadas por dia;

$Fp$  = Número de partidas por hora.

Deve ser então selecionados os fatores de serviço de acordo com as tabelas expostas a seguir, determinar o torque efetivo de trabalho e selecionar o correto acoplamento.

Tabela 2 – Fator de serviço  $F_s$

FATORES DE SERVIÇO ( $F_s$ )				
Máquina acionadora, motor de combustão interna, 1 a 3 cilindros				
Máquina acionadora, motor de combustão interna, 4 a 6 cilindros				
Máquina acionadora, motor elétrico, turbina a gás e turbina vapor				
TIPO DE CARGA	TIPO DE MÁQUINA ACIONADA	$F_s$	$F_s$	$F_s$
<b>Leve</b>	Alimentadores, Agitadores, Bombas centrífugas, Compressor de parafuso, Cortadoras de metais, Decantadores, Classificadores, Clarificadores, Dinamômetros, Geradores, Filtros de ar, Máquinas de engarrafar, Ventiladores centrífugos,	1	1,5	2
<b>Moderado</b>	Agitadores, Betoneiras, Bobinadeiras, Compressor de lóbulos, Correias transportadoras, Cozinhadores de cereais, Desbobinadeiras, Eixos de transmissão, Elevadores de carga e canecas, Escadas rolantes, Esticadores, Filtros rotativos e de prensa, Fornos rotativos, Impressoras, Máquinas Ferramentas, Máquinas para madeira, Máquinas para massas, Máquinas Têxteis, Mesa de transferência, Misturadores, Secadores, Puxador de carros, Ventiladores de minas,	1,5	2	2,5
<b>Pesado</b>	Aeradores, Bomba de poço profundo, Bomba para petróleo, Calandras, Cortadora de papel, Descascadores, Desfibradeiras, Desempenadeiras, Dragas, Elevadores de passageiros, Extrusoras, Fornos rotativos, Guinchos, Guindastes, Impressoras, Lavadoras, Moinhos, Máquinas de lavanderia, Moendas, Pontes Rolantes, Pressas, Secadores, Trefiladores, Torres de resfriamento, Transportadores,	2	2,5	3
Muito pesado Alta inércia Inversão de rotação	Basculadores de vagões, Britadores, Bombas alternativas ou recíprocas, Compressores alternativos ou recíprocos, Geradores para solda, Laminadoras, Máquina de fabricação de pneus, Misturadores de borracha, Peneira vibradora, Trituradores,	2,5	3	3,5

Fonte: <https://www.mademil.com.br/>

Tabela 3 – Fator de serviço  $F_t$

Nº de horas de trabalho por dia	$F_t$
≤ 2	0,9
3 - 12	1
13 - 16	1,1
17 - 24	1,2

Fonte: <https://www.mademil.com.br/>

Tabela 4 – Fator de serviço  $F_p$

Nº de partidas por hora	$F_p$
≤ 5	1,0
5 - 20	1,2
20 - 40	1,3

Fonte: <https://www.mademil.com.br/>

## 2.4 Molas

Shigley (2016) e Norton (2013) definem mola como um elemento elástico utilizado em projetos mecânicos, capaz de absorver energia potencial através de um espaço de deflexão à carga aplicada com flexibilidade linear ou não-linear. As molas são projetadas para prover força de tração, compressão, torção ou apenas para armazenar energia.

Estes elementos de máquinas possuem inúmeras aplicações e podem ou não ser produzidas em grande quantidade. Independente do modelo ou característica singular, as molas são definidas por uma constante de mola " $k$ ", definida como a inclinação da sua curva força-deflexão. Se a inclinação for constante, a mola é linear e " $k$ " pode ser definida como: Norton (2013).

$$k = \frac{F}{y} \quad (5)$$

Onde:

$F$  = Força aplicada;

$y$  = Deflexão da mola;

### 2.4.1 Configurações geométricas

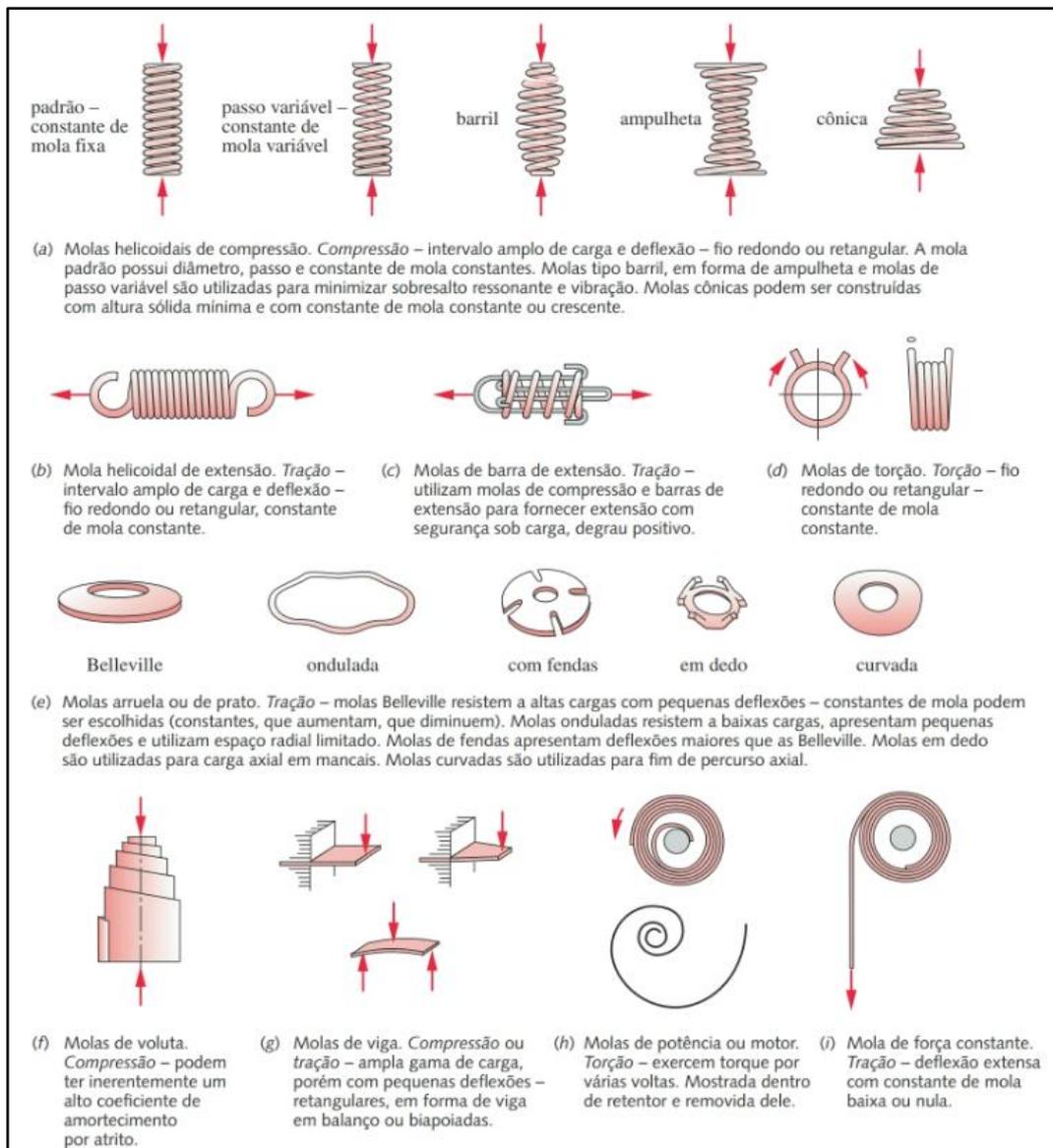
Norton (2013) enfatiza que molas podem ser classificadas de diferentes maneiras, porém a forma mais usual é a distinção perante suas características físicas, conforme elencado a seguir:

- a) Molas de fio;
  - a. Helicoidais de compressão;
  - b. Helicoidais de tração;
  - c. Helicoidais de torção;
  - d. Formas encomendadas.
- b) Molas planas;
  - a. Em balanço;
  - b. Vigas biapoiadas.
- c) Molas prato ou arruela;
  - a. Onduladas;

- b. Dedo;
- c. Belleville.
- d) Enroladas Planas:
  - a. Motor ou de relógio;
  - b. Voluta;
  - c. De força constante.

De modo a apresentar os principais modelos existentes com clareza, estão descritos e representados pela Figura 8 a seguir cada modelo e configuração de mola elencado anteriormente:

Figura 8 – Configurações de molas



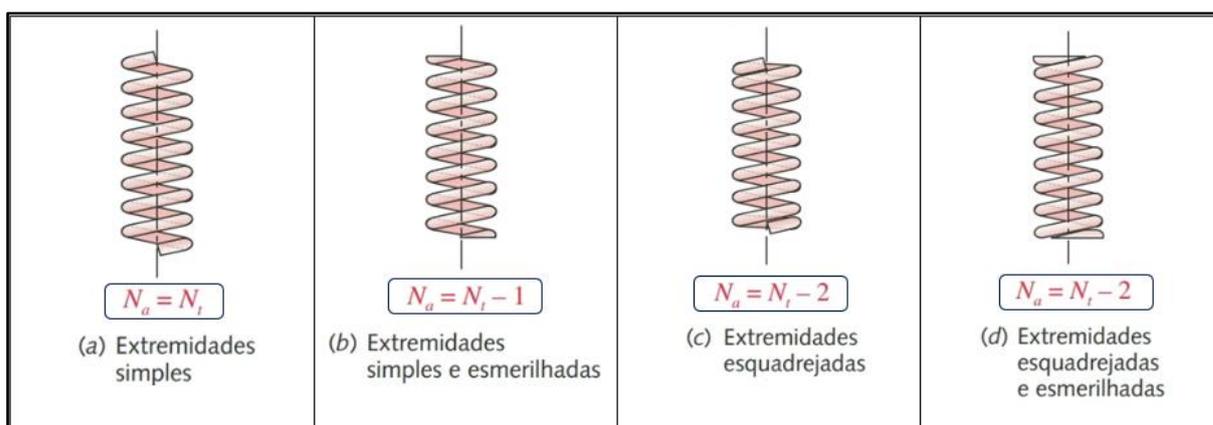
Conforme apresentado, cada configuração de mola possui singularidades nas quais atendem os requisitos de cada aplicação. Para o presente trabalho, o estudo será limitado à seleção e dimensionamento de molas helicoidais de compressão.

#### 2.4.1.1 Extremidades

Para garantir a performance de uma mola helicoidal de compressão é imprescindível uma seleção adequada da geometria de suas extremidades. Cada um dos modelos utilizados possui comportamentos distintos de acordo com as necessidades da aplicação da mola, expectativa de vida-útil e desempenho.

Basicamente existem quatro principais geometrias utilizadas para as extremidades das molas de compressão, expostas na figura Figura 9 a seguir:

Figura 9 – Modelos de extremidades de molas helicoidais de compressão



Fonte: Adaptado de Norton (2013, p 796)

A distinção entre os quatro modelos é dada pela forma com que a mola estará em contato com a superfície de trabalho. As molas com extremidades simples resultam de um corte simples nas espiras e mantêm o passo durante todo o comprimento da mola, bem como o número de espiras ativas " $N_a$ ", característica que teoricamente distribui a força aplicada com maior uniformidade mas na prática é uma solução que não proporciona alinhamento com a superfície de trabalho e exige guias internos e/ ou externos, os quais afetam o custo geral e desempenho do projeto.

Outra solução de baixo custo são as extremidades simples e esmerilhadas, a qual também mantém um passo constante entre as espiras, com faces esquadrejadas, perpendiculares ao eixo da mola e normais a aplicação de carga mecânica.

No caso de uma aplicação mais complexa em que a sollicitação mecânica é intensa e/ ou o componente necessita de uma longa vida-útil, como exemplo clássico, os comandos de válvulas de motores à combustão, deve-se aumentar ainda mais a área de contato e a estabilidade entre as extremidades da mola e as superfícies de trabalho. Neste cenário é essencial a seleção da terceira ou quarta geometria ilustrada na Figura 9 com a redução do passo da primeira e última expira da mola em que as extremidades são esquadrejadas e se necessário também esmerilhadas, proporcionando na última opção, uma superfície plana de até 330° de contato entre as faces da espira e de trabalho para aplicação de carga mecânica. Norton (2013).

#### 2.4.1.2 Número de expiras ativas ( $N_a$ )

O número de expiras ativas de uma mola corresponde a quantidade de expiras que vão contribuir para sua deflexão e são estas que devem ser utilizadas para o dimensionamento adequado do elemento elástico. Conforme pode ser observado na Figura 9, o número de espiras ativas está diretamente relacionado com a quantidade total de espiras e o modelo de extremidade utilizado.

É importante salientar que os processos produtivos de uma mola, de acordo com os tipos de equipamentos utilizados, nem sempre são extremamente precisos e podem necessitar de tolerâncias dimensionais abertas para qualquer um dos parâmetros, bem como para o número calculado de espiras ativas que quando não inteiro, normalmente é aproximado para a quarta parte de volta mais próxima.

#### 2.4.1.3 Índice de mola ( $C$ )

O índice de mola é a razão entre dois parâmetros dimensionais básicos, o diâmetro da expira " $D$ ", encontrado a partir da média entre os diâmetros totais interno e externo da mola e o diâmetro de secção do fio ( $d$ ):

$$C = \frac{D}{d} \quad (6)$$

O resultado desta relação deve ser analisado para a capacidade de fabricação da mola, preferível no intervalo de 4 e 12, bem como para o cálculo de tensões apresentado posteriormente.

## 2.4.2 Materiais de molas

Dentre os mais diversos materiais encontrados no mercado, apenas alguns satisfazem de modo eficiente as propriedades mecânicas de uma mola. Em razão da necessidade de absorver energia sem ultrapassar o regime elástico e dos parâmetros de projeto necessários como índice de mola ( $C$ ) e tipo carga aplicada, os materiais normalmente selecionados são escassos e compartilham propriedades semelhantes para atingir a performance ideal. De acordo com Norton (2013, p 790):

O material ideal para construção de molas deve ter uma resistência à tração alta, um ponto de escoamento alto e um módulo de elasticidade baixo a fim de proporcionar máximo armazenamento de energia. Para molas carregadas dinamicamente, as propriedades relacionadas com resistência à fadiga são de importância primordial. Altas resistências à tração e escoamento podem ser obtidas em aços de médio a alto conteúdo de carbono e aços-liga, sendo esses os materiais mais comuns utilizados em molas, apesar do valor alto do módulo de elasticidade.

Além do material a ser especificado no projeto, é fundamental analisar o processo de manufatura da mola. Com variações entre laminação à frio para usual aplicação em carregamentos estáticos ou de baixa intensidade, até forja a quente para aplicação com cargas dinâmicas e longa vida-útil. Geralmente ambos os processos de fabricação contam com endurecimento posterior a conformação, por encruamento por repuxamento a frio ou tratamento térmico de baixa temperatura (175 a 510°C), para alívio de tensões residuais e estabilizar dimensões. Norton (2013).

Na Figura 10 podem ser observados os principais materiais normalizados pela ASTM e utilizados na grande maioria dos projetos mecânicos, bem como uma descrição breve de suas aplicações comuns, do processo de fabricação e respectivo código de classificação SAE do aço.

### 2.4.2.1 Processo de jateamento de esferas

O jateamento por esferas é uma técnica disponível ao projetista para introduzir tensões residuais de compressão em molas como uma forma benéfica de se obter maior resistência à fadiga em carregamentos cíclicos. Com aplicação preferencial em materiais com alta resistência ao escoamento, esta técnica consiste na aplicação de um fluxo de esferas em alta velocidade, com dureza superior ao material a ser

deformado, para encruamento da superfície da peça que proporciona aumento de dureza e resistência ao escoamento.

Em termos práticos, o efeito do processo de jateamento por esferas aplicado em molas helicoidais de compressão será abordado no capítulo 2.4.4.1 Resistência à fadiga torcional fio ( $S_{ew}$ ), no qual será perceptível a influência direta na resistência à fadiga do fio de mola.

Figura 10 – Materiais comuns para fio de mola

N° ASTM	Material	N° SAE	Descrição
A227	Fio repuxado a frio (encruado)	1066	Fio de mola mais barato e de uso mais geral. Adequado para carregamento, porém inadequado para carga de fadiga ou impacto. O intervalo de temperaturas vai de 0 a 120°C (250°F).
A228	Fio musical	1085	Material mais tenaz e de uso mais generalizado para molas de pequenas espiras. Resistência mais alta de tração e fadiga de todos os fios musicais. Intervalo de temperaturas de 0 a 120 °C (250°F).
A229	Fio revenido em óleo	1065	Aço de uso geral para molas. Menos custoso e disponível em tamanhos maiores que os fios musicais. Adequados para carga estática, mas inadequados para carga de fadiga ou impacto. Intervalo de temperatura de 0°C a 180°C (350°F).
A230	Fio revenido em óleo	1070	Qualidade de mola para válvula – adequado para carga de fadiga.
A232	Cromo vanádio	6150	Liga mais popular de aço para mola. Qualidade de mola para válvula – adequada para carga de fadiga. Também boa para cargas de choque e impacto. Para temperaturas até 220°C (425°F). Disponível na forma recozido e pré-revenido.
A313(302)	Aço inoxidável	30302	Adequado para aplicações de fadiga.
A401	Cromo de silício	9254	Qualidade de mola de válvula – adequado para carregamento de fadiga. Segunda resistência mais alta para fio musical e tem resistência mais elevada à temperatura máxima de até 220°C (425°F).
B134, 260	Latão de mola	CA-260	Baixa resistência – boa resistência à corrosão.
B159	Fósforo bronze	CA-510	Resistência mais alta que a do latão – melhor resistência à fadiga – boa resistência à corrosão. Não pode ser tratado termicamente ou dobrado ao longo dos grãos.
B197	Berílio cobre	CA-172	Resistência maior que a do latão – melhor resistência à fadiga – boa resistência à corrosão. Pode ser tratado termicamente ou dobrado ao longo dos grãos.
–	Inconel X-750	–	Resistência à corrosão.

Fonte: Norton (2013, p 791)

### 2.4.2.2 Resistência a tração ( $S_{ut}$ )

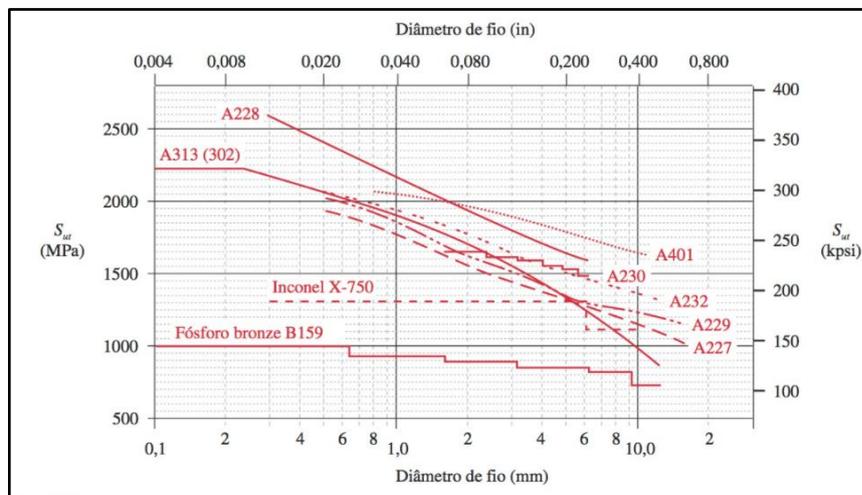
Um dos fatores mais importantes no dimensionamento de uma mola é a resistência à tração referente ao material a ser utilizado. Isto é perceptível através do grande impacto gerado no desempenho do componente, apresentado no capítulo 2.4.5 Dimensionamento molas helicoidais de compressão. Conforme Norton (2013), obtém-se a resistência à tração de uma mola através da Figura 11, na qual estão estabelecidos os materiais indicados pela norma ASTM em concordância com o diâmetro do arame para encontrar a resistência a tração correspondente ( $S_{ut}$ ) em Mpa ou kpsi.

Outra forma de estabelecer a resistência a tração ( $S_{ut}$ ) de forma precisa é através da equação (7) a seguir, na qual relaciona a resistência a secção do fio ( $d$ ) a um coeficiente A e um expoente b.

$$S_{ut} = A * d^b \quad (7)$$

Tais constantes proporcionam uma forma mais simples de se encontrar a resistência a tração dos cinco materiais mais comuns para aplicação em molas, os quais foram submetidos a inúmeros testes pela Associated Spring, Barnes Group Inc. que chegou a constantes que podem ser aplicadas na fórmula para um range de diâmetros desses materiais. Tais informações estão dispostas na Figura 12 – Coeficientes e expoentes para a equação (7).

Figura 11 – Resistências mínimas sob tração de fios de mola



Fonte: Norton (2013, p 792)

Figura 12 – Coeficientes e expoentes para a equação (7)

N° ASTM	Material	Intervalo		Expoente b	Coeficiente A		Fator de correlação
		mm	in		MPa	psi	
A227	Repuxado a frio	0,5-16	0,020-0,625	-0,182 2	1753,3	141040	0,998
A228	Fio musical	0,3-6	0,010-0,250	-0,162 5	2153,5	184649	0,9997
A229	Revenido em óleo	0,5-16	0,020-0,625	-0,183 3	1831,2	146780	0,999
A232	Cromo-v	0,5-12	0,020-0,500	-0,145 3	1909,9	173128	0,998
A401	Cromo-s	0,8-11	0,031-0,437	-0,093 4	2059,2	220779	0,991

Fonte: Norton (2013, p 792)

#### 2.4.2.3 Resistência ao cisalhamento ( $S_{us}$ )

Outra propriedade a ser considerada é a resistência ao cisalhamento referente ao material de mola a ser utilizado. Esta é encontrada a partir da correlação com o limite de resistência à tração. Segundo Joerres (1996), cada material, de acordo com seu processo de fabricação e liga metálica, confere resistência ao cisalhamento entre 45% e 75% do valor da resistência à tração do material.

Para análises aprofundadas, deve-se buscar o valor específico do material a ser utilizado para resultados muito precisos. Norton (2013), estabelece um valor de correlação médio, apresentado na Equação (8), no qual pode ser utilizada como valor genérico à grande parte dos materiais comuns de molas.

$$S_{us} = 0,67 * S_{ut} \quad (8)$$

#### 2.4.3 Tensões em espiras de molas helicoidais de compressão

Seja por carregamentos estáticos ou dinâmicos, as molas helicoidais de compressão de fio redondo possuem duas componentes de tensão: uma tensão de cisalhamento devido ao torque e outra tensão de cisalhamento devido a força cortante aplicada sobre a mola. Estas tensões se adicionam diretamente e a máxima tensão ocorre na fibra interior da secção transversal do fio.

Para o cálculo das tensões de cisalhamento, deve-se ter conhecimento do tipo de carregamento aplicado sobre a mola. No caso de carregamentos dinâmicos, o elemento elástico é submetido às forças alternadas e média.

### 2.4.3.1 Força média e força alternada ( $F_m$ e $F_a$ )

O valor de força média é encontrada a partir da soma das forças máxima e mínima aplicadas sobre o elemento elástico conforme Equação (9). A força máxima representa a maior deflexão possível da mola e a força mínima, a qual representa a deflexão inicial da mola, podendo ou não ser igual a zero. Norton (2013).

$$F_m = \frac{F_{m\acute{a}x} + F_{m\acute{i}n}}{2} \quad (9)$$

Onde:

$F_{m\acute{a}x}$  = Força máxima aplicada sobre a mola (Máxima deflexão);

$F_{m\acute{i}n}$  = Força mínima aplicada sobre a mola (Mínima deflexão).

Por outro lado, a força alternada possui a função de estabelecer uma linha média entre a oscilação das forças máxima e mínima durante o tempo.

$$F_a = \frac{F_{m\acute{a}x} - F_{m\acute{i}n}}{2} \quad (10)$$

### 2.4.3.2 Fator de cisalhamento direto ( $K_s$ )

Para o cálculo das tensões inicial e média apresentado no subcapítulo 2.4.3.4 Tensão inicial e média na mola ( $\tau_i$  e  $\tau_m$ ), deve-se considerar o fator de cisalhamento direto, que através de manipulação matemática utiliza o índice de mola para corresponder diretamente força e tensão conforme Equação (10). Norton (2013).

$$K_s = 1 + \frac{0,5}{C} \quad (11)$$

### 2.4.3.3 Fator de Concentração de tensões ( $K_w$ )

O fator de cisalhamento direto considera apenas aplicação no caso de fio reto submetido à combinação de força cortante direta e de torque. O fator de concentração de tensões, também conhecido como Fator de Wahl, considera também o fator

geométrico espiral de uma mola, o qual produz tensões internas na espira que também devem ser consideradas para o cálculo de tensão máxima. Norton (2013).

$$K_w = \frac{4 * C - 1}{4 * C - 4} + \frac{0,615}{C} \quad (12)$$

#### 2.4.3.4 Tensão inicial e média na mola ( $\tau_i$ e $\tau_m$ )

Conforme apresentado anteriormente, as tensões inicial e média são provenientes das suas forças equivalentes e sua multiplicação pelo fator de cisalhamento direto.

$$\tau_i = K_s * \frac{8 * F_{min} * D}{\pi * d^3} \quad (13)$$

$$\tau_m = K_s * \frac{8 * F_m * D}{\pi * d^3} \quad (14)$$

#### 2.4.3.5 Tensão alternada ( $\tau_a$ )

Em carregamentos dinâmicos, a tensão alternada é considerada como a máxima tensão aplicada sobre a mola e utiliza o fator de Wahl para multiplicação dos termos conforme Equação (15).

$$\tau_a = K_w * \frac{8 * F_a * D}{\pi * d^3} \quad (15)$$

### 2.4.4 Resistências permissíveis para carregamentos dinâmicos

O presente trabalho apresenta condição típica de operação em regime cíclico para as molas de compressão de fio redondo. Portanto, o estudo sobre resistências permissíveis de fadiga e as tensões geradas nas espiras de molas possuem limite de abordagem nesta aplicação.

#### 2.4.4.1 Resistência à fadiga torcional fio ( $S_{ew}$ )

A configuração física de uma mola helicoidal de espiras de fio redondo, permite que tensões combinadas de cisalhamento e de torção sejam criadas ao se aplicar uma força de compressão sobre o seu eixo. A torção gerada pelo carregamento deve ser considerada como potencial para falha por fadiga do componente e faz parte do dimensionamento do elemento elástico helicoidal. Zimmerli, através de testes práticos, destaca duas constantes como limites padrões de resistência à fadiga torcional para fios de mola abaixo de 10mm de diâmetro sob condições de jateamento ou não de esferas apresentadas na equação (16) abaixo: (Norton, 2013).

$$\begin{aligned} S_{ew} &= 465 \text{ MPa} && \text{para molas jateadas} \\ S_{ew} &= 310 \text{ MPa} && \text{para molas não jateadas} \end{aligned} \quad (16)$$

#### 2.4.4.2 Resistência à fadiga sob carregamento alternado ( $S_{es}$ )

Para carregamentos alternados, os quais submetem o elemento elástico a forças de diferentes intensidades ao longo do tempo, deve-se utilizar a equação (17) como embasamento para cálculo de resistência à fadiga deste carregamento alternado.

$$S_{es} = 0,5 * \frac{S_{ew} * S_{us}}{S_{us} - 0,5 * S_{ew}} \quad (17)$$

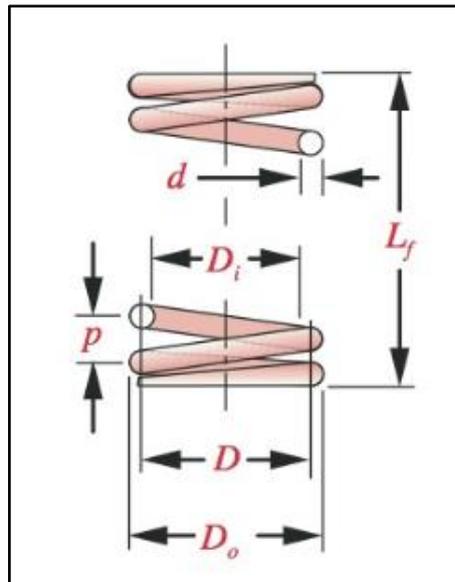
O diagrama de Goodman modificado e específico para molas de compressão conforme a O coeficiente de segurança é aplicado ao dimensionamento do diâmetro de secção do fio ( $d$ ), apresentado no capítulo seguinte.

Figura 13, ilustra de forma clara, entre as tensões de cisalhamento média e alternada, as relações e, linha de carregamento aplicado, as tensões e as resistências à fadiga do componente.



sendo construído. Na Figura 14 abaixo estão dispostas todas as dimensões necessárias e que devem ser observadas para que a mola seja devidamente dimensionada ao projeto mecânico em que estiver sendo aplicada.

Figura 14 – Parâmetros dimensionais de molas helicoidais de compressão



Fonte: Norton (2013, p 795)

Todas as dimensões são necessárias ao projeto e devem ser estabelecidas. A partir da seguinte equação, obtém-se então a constante de mola helicoidal " $k$ " ou um dos parâmetros expostos:

$$k = \frac{F}{y} = \frac{d^4 * G}{8 * D^3 * N_a} \quad (19)$$

Onde:

$G$  = Módulo de cisalhamento do material;

$F$  = Força aplicada sobre a mola;

$N_a$  = Número de espiras;

$y$  = Deflexão da mola;

$d$  = Diâmetro da secção do fio;

$D$  = Diâmetro da espira.

A altura da mola ( $L_s$ ) comprimida é encontrada através da Equação (20):

$$L_s = d * N_T \quad (20)$$

Onde:

$N_T$  = Número total de espiras conforme tipo de extremidade da mola (Figura 9);

Para o cálculo do diâmetro de secção do fio, deve ser utilizada a equação a seguir ao qual contempla todas as variáveis apresentadas.

$$d = \sqrt[2+b]{\frac{K_S * 64 * F_{m\acute{a}x} * N_s}{0,6 * \pi * A}} \quad (21)$$

Onde:

$b$  = Expoente de resistência à tração do material;

$K_S$  = Fator de cisalhamento direto;

$F_{m\acute{a}x}$  = Força máxima aplicada sobre a mola (Máxima deflexão);

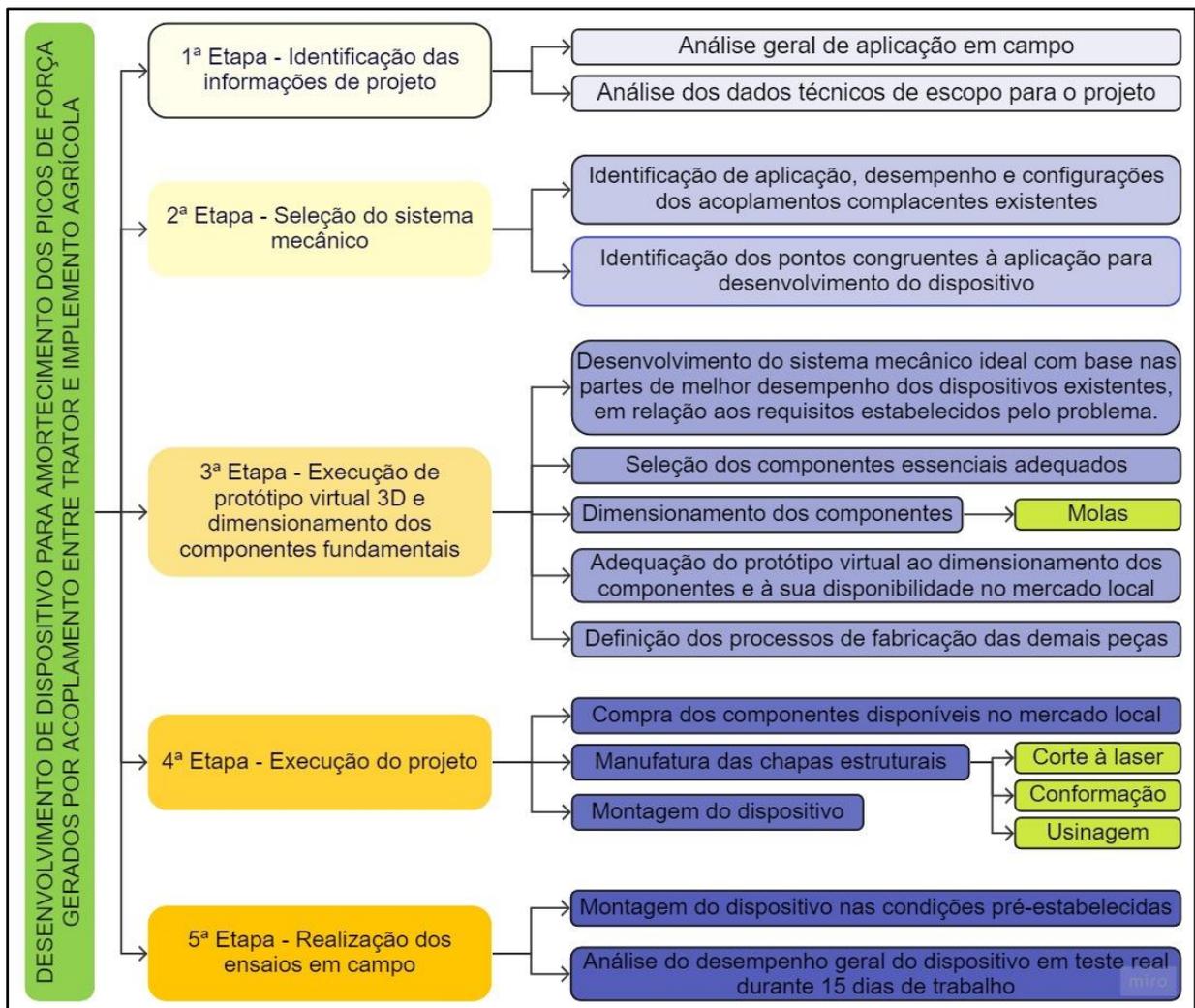
$N_s$  = Coeficiente de segurança;

$A$  = Coeficiente A de resistência à tração do material.

### 3 METODOLOGIA

Essencialmente, a metodologia para que todos os objetivos fossem alcançados de forma objetiva e organizada, dividiu-se nas partes apresentadas pelo fluxograma ilustrado na Figura 15 abaixo e serão detalhadas nos tópicos consecutivos.

Figura 15 – Fluxograma do projeto



Fonte: Elaborado pelo autor

#### 3.1 Identificação das premissas básicas de projeto

Os dados de entrada deste projeto deverão ser coletados em acompanhamento aos agricultores no uso de seu trator acoplado a qualquer implemento agrícola durante as atividades rotineiras. Este mapeamento é determinante para que o dispositivo

obtenha o desempenho esperado. Portanto, será realizada pesquisa de campo para as definições técnicas de escopo, identificação das principais necessidades do usuário durante o período de trabalho, as dificuldades perceptíveis a ele nas soluções existentes de acoplamentos, análise dos tipos de máquinas motoras existentes na região, tipos de implementos agrícolas nos quais o dispositivo em questão possui potencial de aplicação e fatores externos do ambiente possíveis influentes ao desempenho do dispositivo.

Em paralelo, é indispensável a consulta e a análise dos acoplamentos existentes disponíveis no mercado, sua respectiva aplicabilidade e a performance perante cenários semelhantes aos considerados como premissas do dispositivo em desenvolvimento durante o presente trabalho.

### 3.2 Seleção do sistema mecânico

Através do levantamento dos dados de entrada, pesquisas de mercado deverão ser realizadas para identificar sistemas mecânicos com soluções particulares que atendam total ou parcialmente todas as demandas técnicas de aplicação do dispositivo em questão.

Após a interação com os sistemas mecânicos potenciais, serão analisadas as respectivas aplicações e composições mecânicas, mesmo quando provenientes de áreas distintas como automotiva. Devido a vasta aplicabilidade de acoplamentos, todos os modelos encontrados irão aprimorar o embasamento técnico para definir a geometria e o método de amortecimento dos desalinhamentos torcionais encontrados entre o trator e os implementos agrícolas relacionados na identificação de escopo.

### 3.3 Desenvolvimento do protótipo virtual 3D e dimensionamento dos componentes fundamentais.

O projeto virtual será realizado com o auxílio do software de modelamento 3D SolidEdge e será desenvolvido de acordo com os dados de entrada, com o embasamento técnico encontrado em dispositivos semelhantes, bem como através da seleção do sistema mecânico ideal, definição dos processos de manufatura das partes exclusivas do projeto e então o estudo de viabilidade financeira da construção

das partes e aquisição dos componentes principais e secundários que compuserem o acoplamento complacente.

As dimensões totais do dispositivo serão estabelecidas a partir do espaço físico disponível para instalação na TDP dos tratores identificados durante a análise em campo. Após, deve-se calcular o torque efetivo de trabalho no qual o acoplamento será solicitado para obter-se os dados necessários para o início do dimensionamento e quantificação das molas helicoidais.

Em sequência, será determinada a geometria das partes estruturais do acoplamento, responsáveis pela condução do torque entre o eixo e as molas, bem como a seleção dos rolamentos os quais proverão estabilidade ao sistema e escolha da sequência de montagem para facilitar possíveis manutenções.

Enfim se determinará o sistema mecânico de fixação à TDP e ao cardan do implemento agrícola. Indicar o sistema de fixação ideal neste caso é extremamente importante visto que o mesmo é fixado de forma rígida ao eixo ao qual atinge velocidades de 540 RPM, tornando-se um risco potencial ao operador do trator e do implemento caso desprender-se.

Todas as partes inclusas no projeto serão dispostas em desenhos 2D que devem conter todas as especificações técnicas necessárias para a fabricação do dispositivo com o objetivo de dispor ao projeto a capacidade de ser executado com excelência em qualidade e performance.

### 3.4 Execução do projeto

Para dar-se início a execução do projeto, as especificações de todos os componentes serão concentradas para se realizar uma pesquisa de fornecedores potenciais no mercado com objetivo de encontrar possíveis componentes standard de fabricação em massa que sejam utilizados em aplicações semelhantes a do acoplamento em referência neste trabalho e que possam suprir a demanda técnica daqueles projetados em espaço virtual e sua posterior aquisição.

Para as partes exclusivas ao projeto e com necessidade de manufatura, será solicitado o auxílio de indústrias locais. O método de execução será subdividido de acordo com o processo de fabricação de cada parte conforme observado nos tópicos abaixo:

- Partes estruturais em chapas de aço-carbono: A partir do protótipo virtual, ter-se-á o modelo 3D das chapas e o respectivo perfil em arquivo DWG para programação do corte à laser. Ao receber as chapas do corte, serão encaminhadas ao serviço terceirizado de conformação e posterior processo de usinagem.
- Eixo estrutural: Após aquisição da matéria prima especificada no desenho 2D, assim como o detalhamento das dimensões e tolerâncias, o aço será encaminhado ao fornecedor de usinagem para que realize a manufatura deste componente com processos de torneamento e fresamento.
- Molas: Será realizado o dimensionamento das molas helicoidais de compressão, onde contempla material da mola, seleção de todos os parâmetros geométricos e indicação de força aplicada a mola através dos cálculos necessários. Em sequência estas especificações técnicas serão encaminhadas a um fabricante especializado na fabricação de molas para orçamento e posterior aquisição deste material pronto.
- Rolamentos: Classificado como componente standard e contemplados ao projeto virtual 3D, a seleção do rolamento se dará de acordo com as limitações dimensionais e as indicações de seleção do fabricante quanto as condições de aplicação.
- Parafusos e porcas: Estes são outros componentes standard presentes no projeto que serão utilizados como fixadores das demais partes do acoplamento e serão especificados de acordo com o tipo de cabeça, comprimento, tratamento superficial e dureza para posterior orçamento e aquisição.

Posterior ao recebimento das partes provenientes de manufatura realizada por serviços terceirizados e das partes standard adquiridas no comércio local, será realizada a montagem do acoplamento e este estará pronto para dar andamento aos testes em campo a fim de validar o seu desempenho e premissas estabelecidas no presente trabalho.

### 3.5 Realização dos testes em campo

Em cooperação com os agricultores locais, principais usuários do dispositivo, o protótipo será cedido durante um período de 15 dias para que seja posto em regime de testes nas condições estabelecidas no escopo para análise de performance.

Após análise do desempenho geral e comportamento em fadiga dos componentes principais e periféricos, será elaborado um relatório com todos os resultados obtidos através dos testes em campo e se necessário, serão realizados analisados possíveis ajustes ao projeto de forma que uma futura fabricação contemple melhorias para otimização do processo e produto.

## 4 RESULTADOS

### 4.1 Identificação das premissas básicas do projeto

Para dar-se início ao desenvolvimento do acoplamento complacente foi realizada uma análise em campo das necessidades dos agricultores frente ao uso do dispositivo e, a partir disto, verificadas as dificuldades diárias no uso de implementos acoplados a TDP.

Para tanto, foram realizadas visitas em propriedades rurais da região da Serra gaúcha, onde a pequena propriedade rural para cultivo de uva e pêssego é predominante. Nestes locais, o uso de tratores com até 30cv de potência é frequente entre os produtores. Isto pôde ser constatado através do ciclo de visitas, no qual foram encontrados inúmeros perfis de usuários, tratores e implementos.

Os perfis dos agricultores encontrados são diversos e a opinião percebida sobre elementos mecânicos varia de acordo com os recursos disponíveis no local de pesquisa, tanto financeiro, quanto intelectual. Em sua grande maioria, mesmo em propriedades com maior número de tratores na frota, o recurso é limitado e os usuários não possuem costume ou conhecimento sobre a manutenção preventiva. Este ponto requisita um dispositivo robusto ao qual a inexistência de sistema de lubrificação é desejável, além do projeto estar desenvolvido prevendo manutenções entre longos períodos de tempo e peças de reposição de fácil acesso no mercado.

Ao se quantificar tratores e implementos nas propriedades rurais, foram encontradas grandes diferenças de acordo com a capacidade produtiva do local ao qual foi realizada a análise. Desde estruturas familiares as quais um ou dois tratores são suficientes para suprir todas as fases do cultivo, até propriedades com maior área produtiva, como vinícolas ou produtores de sucos que necessitam de duas a três dezenas de tratores para suprir toda a demanda produtiva própria.

Diferentemente dos tratores que possuem modelos standard divididos entre poucas marcas como Yanmar, Agrale, Valtra, Massey Ferguson e LS tractor, os modelos de implementos agrícolas são inúmeros, classificados de acordo com a fase do cultivo, da cultura sobre a qual as propriedades detêm predominância, como também dependem do fabricante e da tecnologia aplicada na fabricação. Abaixo, na Fotografia 2, pode ser observado um triturador de galhos em fase anterior a colheita

do cultivo de pêsego, sendo utilizado para remover a vegetação indesejada e facilitar o acesso dos agricultores sob as plantas frutíferas.

Fotografia 2 – Triturador de galhos em cultivo de pêsegos



Fonte: Elaborado pelo autor

Nesta aplicação, as forças inerciais do implemento agrícola são grandes e os impactos por diferenças torcionais entre tomada de potência do trator e equipamento são significativos. Como complemento da análise desta aplicação, foi perceptível a grande quantidade de sujidades presentes no ambiente, provenientes da vegetação removida ou do solo, ponto que sugere que o projeto do equipamento contemple capacidade de proteção contra corrosão e acesso destes elementos sólidos para as partes móveis do dispositivo para, assim, evitar perda de performance, queda de vida-útil, travamentos mecânicos ou até mesmo quebra de componentes.

Outro tópico observado durante a pesquisa de campo foi o espaço físico disponível no entorno da TDP para montagem do acoplamento. Considerando que o dispositivo será fixo a um eixo de alta rotação, é desejável que o mesmo possua geometria circular para evitar vibrações. Desta forma, foi considerado como referência às dimensões totais máximas ao projeto virtual deste trabalho, aquelas relativas ao trator com menor espaço radial em relação ao eixo da TDP. O objeto de referência está apresentado pela Fotografia 3 abaixo.

Como complemento às limitações dimensionais do dispositivo, identificou-se o cardan como principal condutor de potência entre trator e implemento. Na grande maioria dos casos encontrados, o cardan possui trabalho inclinado e possui limitações

de comprimento de acordo com o modelo utilizado. Em suma o dispositivo em projeto neste trabalho possui premissa de ser conectado entre a TDP do trator e o cardan, por este motivo, a distância entre trator e implemento ocupada pelo cardan deve ter impacto mínimo, ou seja, o comprimento do dispositivo deve ser o menor possível.

Em relação aos modelos, foram encontrados alguns acoplamentos para correção de desalinhamentos torcionais, como pode ser observado na Fotografia 4, ao qual ilustra um acoplamento de modelo “embreagem de disco” aplicado entre o cardan de transmissão de potência e uma caixa de redução.

Fotografia 3 – Espaço disponível para aplicação do acoplamento



Fonte: Elaborado pelo autor

Fotografia 4 – Embreagem de disco utilizada entre cardan e implemento agrícola



Fonte: Elaborado pelo autor

## 4.2 Seleção do sistema mecânico

Para selecionar o sistema mecânico ideal que tivesse potencial de atender todos os pontos levantados como necessidades ao acoplamento complacente, foi realizada pesquisa virtual a fim de encontrar alguns modelos presentes no mercado para aplicações semelhantes.

Devido ao pioneirismo alemão em soluções mecânicas de referência, a busca através do termo “torsionskupplung” ou “Acoplamento torsional” foi inserido em sites de pesquisa e então encontradas soluções como as da empresa “KTR” na linha “Evolastic”, a qual possui as soluções ilustradas pela Tabela 5 abaixo e suas respectivas indicações técnicas de aplicação.

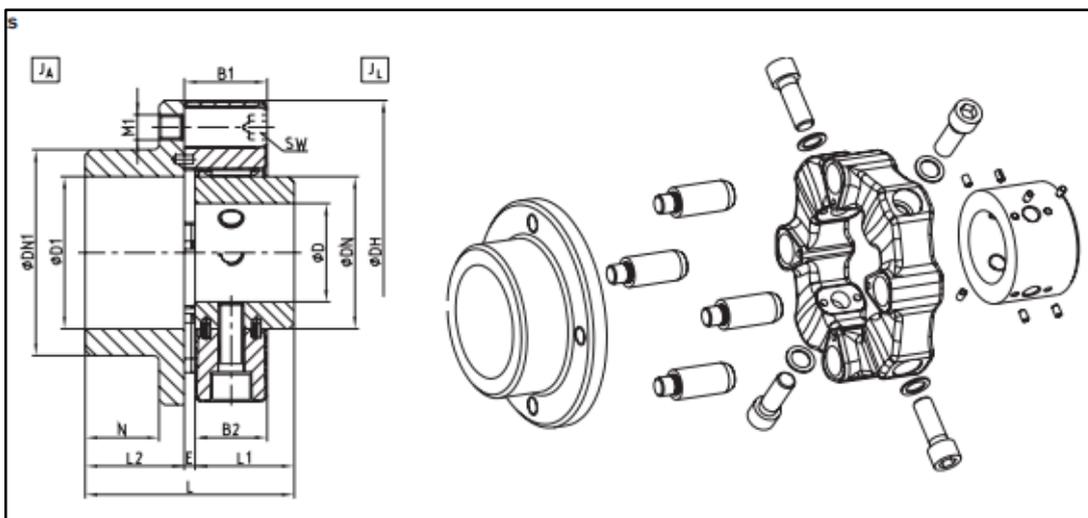
Tabela 5 – Tipos de acoplamentos Alemães - Evolastic

Properties of flexible jaw and pin & bush couplings					
Product	ROTEX®	EVOLASTIC®	POLY-NORM®	POLY	REVOLIX®
Type	Torsionally flexible jaw coupling	Highly flexible jaw coupling	Torsionally flexible jaw coupling	Torsionally flexible jaw coupling	Torsionally flexible pin & bush coupling
<b>Features</b>					
Torsionally flexible	●	●	●	●	●
Highly flexible		●			
Damping vibrations	●	●	●	●	●
Maintenance-free	●	●	●	●	●
Axial plug-in	●	●	●	●	●
Shear type				●	
Fail-safe	●	●	●		●
Compensating for misalignment	●	●	●	●	●

Fonte: <https://www.ktr.com>

Todas as soluções em catálogo da empresa alemã “KTR” possuem sistema mecânico muito semelhante ao apresentado pela Figura 16, ao qual podem-se observar sistemas bi-partidos entre o lado conectado ao eixo de tração e o lado conectado ao eixo tracionado, separados por material flexível em geometria dentada ou com peça inteiriça fixada por rolamentos. A parte flexível que conecta o sistema, possui a função de absorver tanto os desalinhamentos axiais, angulares, torcionais e em alguns modelos, conforme indicação do fabricante, não é necessária manutenção.

Figura 16 – Composição sistema mecânico Evolastic



Fonte: <https://www.ktr.com>

Outra solução muito conhecida, diagnosticada como sistema mecânico semelhante ao do presente trabalho, a qual foi encontrada através da pesquisa virtual, foram os amortecedores de torção presentes nas embreagens automotivas, aos quais utilizam molas e discos de embreagem para absorver os desalinhamentos puramente torcionais proporcionados entre o motor do veículo e sua caixa de transmissão. Dentre os mais variados modelos existentes deste dispositivo mecânico, foram selecionados os modelos de entrada da marca “LUK” como referência ao presente projeto e apresentados em seguida através da Figura 18.

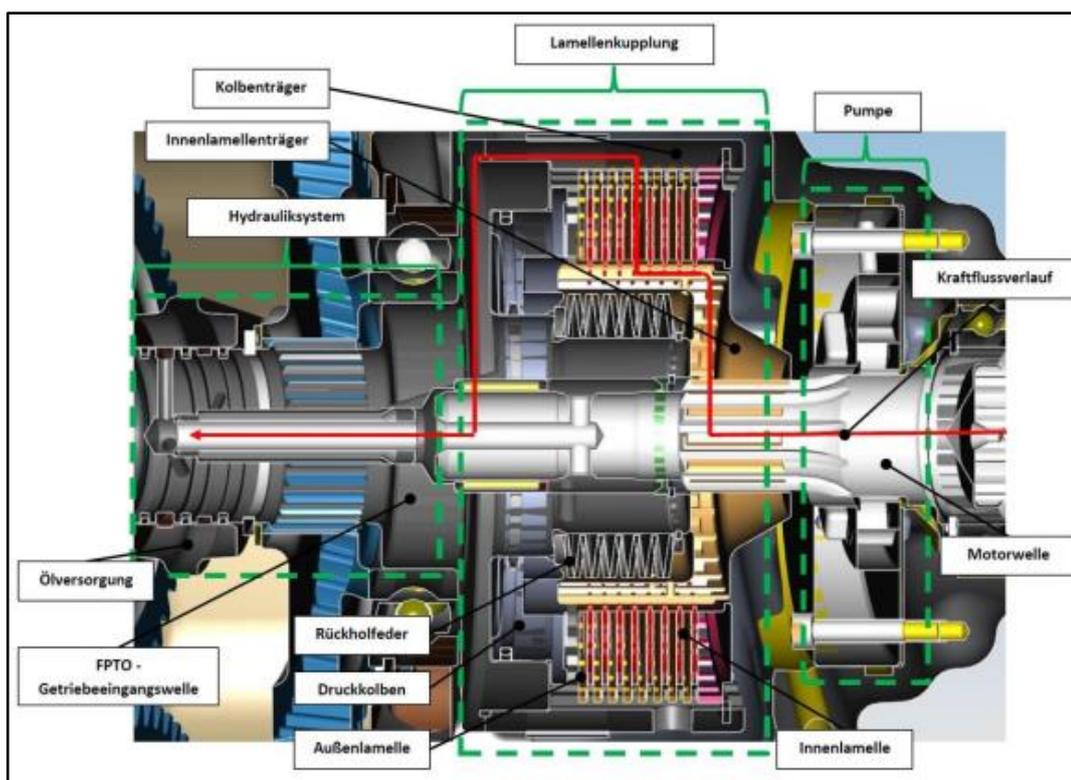
A figura faz parte do catálogo técnico da empresa, a qual classifica os produtos em três modelos, indicados a seguir em sequência, iniciando pelo ilustrado na parte inferior da imagem:

- a) Amortecedor de torção de 2 estágios;
- b) Amortecedor de torção com 2 estágios com pré-amortecedor separado;
- c) Amortecedor de 2 estágios com pré-amortecedor integrado e disco de comando de atrito.

É de extrema importância corroborar o embasamento do desenvolvimento do projeto com a informação também encontrada em pesquisas virtuais de que todos os tratores possuem sistemas de amortecimento de torque em seus sistemas internos de transmissão de potência, porém são dedicados aos desalinhamentos torcionais desenvolvidos pela tração do veículo sem considerar a potência transmitida à TDP.

Tratores de maior potência por sua vez, possuem a capacidade de tracionar implementos de grande porte e portanto há mais potência a ser transmitida, para isto, possuem sistemas internos complexos de transmissão dedicados a TDP, hidráulicos e/ou elétricos como pode ser visto exemplar através da Figura 17 abaixo:

Figura 17 – Sistema interno dedicado a TDP em tratores de grande porte.



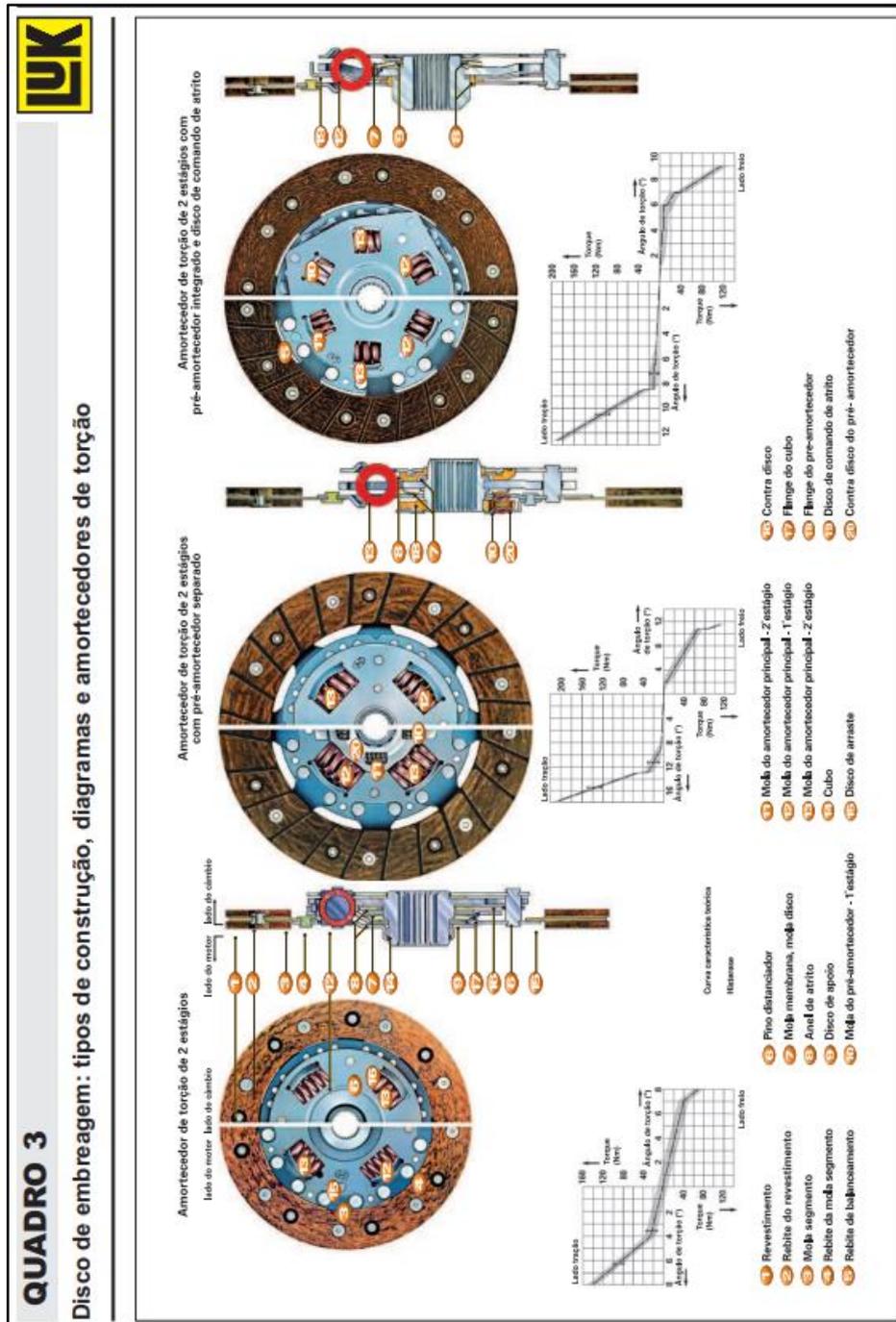
Fonte: “Entwicklung eines automatisierten Schaltelementes, zum Schalten zwischen zwei (oder mehr) Getriebestufen unter Last” de Guselbauer, Christoph. “Desenvolvimento de um elemento de mudança automatizado para alternar entre dois (ou mais) estágios de engrenagem sob carga” Tradução: Autor.

Ao se analisar todos os modelos encontrados em pesquisa e visando atender os pontos críticos estabelecidos anteriormente para funcionamento e desempenho do acoplamento, decidiu-se utilizar um sistema mecânico que integrasse as características técnicas dos amortecedores de torção da marca luk e os acoplamentos existentes da marca “KTR”. A configuração escolhida conta com sistema bi-partido pela ausência de necessidade de lubrificação e facilidade de manutenção e manuseio, além do uso de sistema semelhante ao de amortecedores de torque automotivos com

molares helicoidais de compressão, duas placas externas para sustentação e outra interna a fim de aplicar a força nas molas.

Por análise em campo, viu-se que as tomadas de potência de todos os tratores encontrados contavam com o padrão de 6 dentes de  $\varnothing 35\text{mm}$  de diâmetro e então definiu-se como este o padrão de encaixe do acoplamento elástico em questão.

Figura 18 – Tipos de amortecedores de torção em embreagens LUK



### 4.3 Dimensionamento das molas e desenvolvimento do protótipo virtual.

Para dar-se início ao desenvolvimento do protótipo virtual, foram esboçadas as configurações preliminares de acordo com a seleção anterior do sistema mecânico ideal e através das dimensões limites iniciais. A dimensão máxima em relação ao espaço disponível na conexão à TDP do trator de  $\varnothing 250\text{mm}$  e a mínima em relação ao engate estriado de  $\varnothing 35\text{mm}$ .

Por definição do autor, iniciou-se o desenvolvimento a partir da parte interna, devido à maior concentração de peças, definição dos respectivos processos de fabricação e seleção das matérias-primas de acordo com as dimensões comerciais disponíveis. Para dar sustentação ao conjunto rotativo, foram submetidas as condições de aplicação estabelecidas pelos procedimentos de seleção de rolamentos da fabricante “skf”.

Para a união coaxial entre as partes bi-partidas foram selecionados dois rolamentos simples de esfera de dimensões  $\varnothing 60 \times \varnothing 95 \times 18\text{mm}$ , encontrados com facilidade no mercado, além de possuir compatibilidade dimensional com as peças sobrepostas, como o eixo interno e o tubo tipo schedule para fechamento. Em complemento a especificação técnica do rolamento estão as vedações de borracha em ambos os lados do componente, as quais terão capacidade de promover maior vida útil e isolamento das partes móveis às sujidades presentes na aplicação.

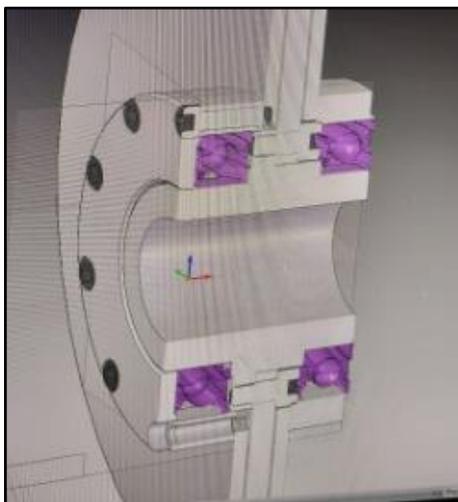
Como pode ser visto na Figura 19, a geometria das peças internas, a configuração do sistema mecânico básico de funcionamento foi estabelecido de forma preliminar, bem como a definição dos parafusos para fixação das partes e o isolamento do centro do dispositivo a fim de prevenir qualquer penetração de sólidos que pudessem interferir no desempenho do acoplamento.

Com o intuito de manter o sistema com o menor comprimento possível entre TDP e cardan, foi acrescentado ao projeto através do alicerce construtivo dos amortecedores torcionais automotivos, três chapas estruturais justapostas, as quais estabeleceu-se a espessura de 6,35mm para as externas e 9,52mm para a chapa interna, transmissora de torque do eixo até as molas.

Após as definições preliminares, fez-se necessário o dimensionamento das molas, componente fundamental para suportar as diferenças torcionais entre os eixos

acoplados. Este dimensionamento foi iniciado com a identificação do espaço útil para as molas no acoplamento.

Figura 19 – Protótipo virtual preliminar



Fonte: Elaborado pelo autor

Na região circular entre o diâmetro externo do tubo schedule de  $\varnothing 4''$  ( $\varnothing 114\text{mm}$ ) e o diâmetro máximo limite de  $\varnothing 250\text{mm}$  foi estabelecido um círculo de referência intermediário de  $\varnothing 160\text{mm}$ .

Tomando como referência o círculo em esboço foram estabelecidos alguns dados de entrada, posteriormente comprovados mediante os devidos cálculos, para que o dimensionamento das molas fosse possível, são eles:

- a) O círculo de referência em esboço com diâmetro de  $160\text{mm}$  trata-se do eixo da mola;
- b) A força aplicada sobre as molas é constantemente tangencial ao seu eixo e perpendicular as extremidades, portanto foi considerado que a mola possui comportamento idêntico a molas de compressão helicoidais de espira com diâmetro constante e com carregamento dinâmico retilíneo;
- c) Diâmetro " $D$ " da espira igual a  $\varnothing 25,0\text{mm}$  e o diâmetro de secção do fio " $d$ " igual a  $\varnothing 5,0\text{mm}$ ;
- d) Utilizar 6 molas distribuídas entre a circunferência;
- e) Comprimento total de cada mola igual a  $62,8\text{mm}$ , correspondente a  $45^\circ$  em relação ao eixo do acoplamento para o diâmetro estabelecido como referência de eixo das molas.

Nestas condições pré-estabelecidas devido às limitações dimensionais, as molas foram inseridas ao projeto virtual e serviram como dados de entrada ao dimensionamento das molas.

O primeiro parâmetro estabelecido foi o fator de serviço apresentado através da Equação (4), em seguida o cálculo do torque presente na TDP através da Equação (3) e enfim a definição da força aplicada sobre todas as molas conforme Equação (2). Tabela 6 apresenta a seguir os resultados destes cálculos:

Tabela 6 – Cálculo de força aplicada sobre as molas

Parâmetro	Dados de entrada	Fórmula utilizada	Resultado
Fc (Fator de serviço)	$F_s = 1$ (adimensional) $F_t = 1$ (adimensional) $F_p = 1$ (adimensional)	Equação (4)	1 (adimensional)
T (Torque)	$F_c = 1$ (adimensional) $P = 27\text{cv}$ (90% de 30cv) $n = 540$ RPM	Equação(3)	351,20 N.m
Força máxima total	$r = 0,08\text{m}$	Equação (2)	4390,06 N
Força máxima por mola	-----	$\frac{\text{Força aplicada total}}{\text{Número de molas}}$	731,67 N

Fonte: Elaborado pelo(a) autor(a).

Através do conhecimento da máxima força possível em que a mola pode estar sob carregamento, encontra-se o índice de mola e a constante de mola:

Tabela 7 – Cálculo do índice de mola e da constante de mola

Parâmetro	Dados de entrada	Equação utilizada	Resultado
Índice de mola	$d = 5,0\text{mm}$ $D = 25,0\text{mm}$	Equação (6)	5,0 (adimensional)
Constante de mola $K_s$	$C = 5,0$ (adimensional)	Equação (10)	1,1 (adimensional)

Fonte: Elaborado pelo(a) autor(a).

Após, estimou-se um valor para o coeficiente de segurança desejado, a fim de recalcular o diâmetro do arame, além da seleção do material ASTM A401 – Cromo-s com processo de jateamento, ideal para carregamentos dinâmicos.

Tabela 8 – Cálculo do diâmetro de secção do arame

Parâmetro	Dados de entrada	Fórmula utilizada	Resultado
$d$ (Diâmetro de secção do arame)	$A = 2059,2$ Mpa $b = -0,093$ (adimensional) $F_{máx} = 731,67$ N $K_S = 1,1$ (adimensional) $N_S = 1,5$ (adimensional)	Equação (21)	4,80 (5,0mm arredondado)

Fonte: Elaborado pelo(a) autor(a).

Em seguida, foi realizada toda a sequência de cálculos de forças e tensões para encontrar-se o coeficiente de segurança real:

Tabela 9 – Cálculo do coeficiente de segurança

Parâmetro	Dados de entrada	Fórmula utilizada	Resultado
$F_m$ Força média	$F_{máx} = 731,67$ N $F_{mín} = 50$ N	Equação (9)	390,84 N
$F_a$ Força alternada	$F_{máx} = 731,67$ N $F_{mín} = 50$ N	Equação (10)	340,84 N
$K_w$ Fator de concentração de tensões	$C = 5,0$ (adimensional)	Equação (12)	1,31 (adimensional)
$\tau_i$ Tensão inicial	$F_{mín} = 50$ N $K_S = 1,1$ $D = 25,0$ mm $d = 5,0$ mm	Equação (13)	28,01 N/mm <sup>2</sup>
$\tau_m$ Tensão média	$F_m = 390,84$ N $K_S = 1,1$ $D = 25,0$ mm $d = 5,0$ mm	Equação (14)	218,96 N/mm <sup>2</sup>

$\tau_a$ Tensão alternada	$F_a = 340,84 \text{ N}$ $K_S = 1,1$ $D = 25,0\text{mm}$ $d = 5,0\text{mm}$	Equação (15)	227,48 N/mm <sup>2</sup>
$S_{ut}$ Resistência a tração	$A = 2059,2 \text{ Mpa}$ $d = 5,0\text{mm}$	Equação (7)	1772,94 MPa
$S_{us}$ Resistência ao cisalhamento	$S_{ut} = 1772,94 \text{ Mpa}$	Equação (8)	1187,87 MPa
$S_{es}$ Resistência ao cisalhamento	$S_{ew} = 465 \text{ Mpa}$ $S_{us} = 1187,87 \text{ Mpa}$	Equação (17)	289,08 MPa
$N_{fs}$ Coeficiente de segurança	$S_{es} = 289,08 \text{ Mpa}$ $S_{us} = 1187,87 \text{ Mpa}$ $\tau_i = 28,01 \text{ MPa}$ $\tau_m = 218,96 \text{ MPa}$ $\tau_a = 227,48 \text{ MPa}$	Equação (18)	1,03 (Adimensional)

Fonte: Elaborado pelo(a) autor(a).

As limitações dimensionais encontradas no projeto virtual foram determinantes para o projeto das molas helicoidais, componente principal do acoplamento. O resultado do coeficiente de segurança real igual a 1 é preocupante ao se considerar um carregamento por força máxima sobre as molas, visto que seja desejável valores superiores para  $N_{fs}$ .

Portanto, como solução para esta barreira de projeto, considerou-se que o trator possui um motor como mesma fonte de potência para locomoção e para a TDP, e os 27cv considerados como potência máxima é dividido e como consequência a força máxima aplicada sobre as molas será amenizada.

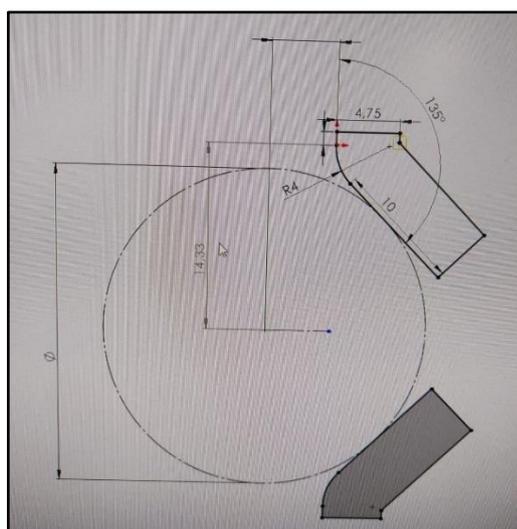
O fato que corrobora esta consideração ao desenvolvimento é de que todos os implementos potenciais para aplicação deste dispositivo necessitam da locomoção do trator enquanto período de trabalho para deslocamento e amplitude de alcance de seu trabalho.

Devido ao percentual de potência consumida pelo trator e pelo implemento é desconhecida, decidiu-se adicionar um batente mecânico ao projeto virtual de forma que mesmo se as forças forem as máximas com o trator parado e o implemento

utilizando toda a potência disponível, as molas absorveriam o impacto até sua capacidade máxima estabelecida e após isto os batentes apenas fariam a transferência direta de um eixo ao outro.

Com isto, foram projetados os espaços dedicados para as molas e a forma de fixação, conforme ilustrado pelas figuras abaixo:

Figura 20 – Esboço perfil das chapas para montagem das molas



Fonte: Elaborado pelo autor

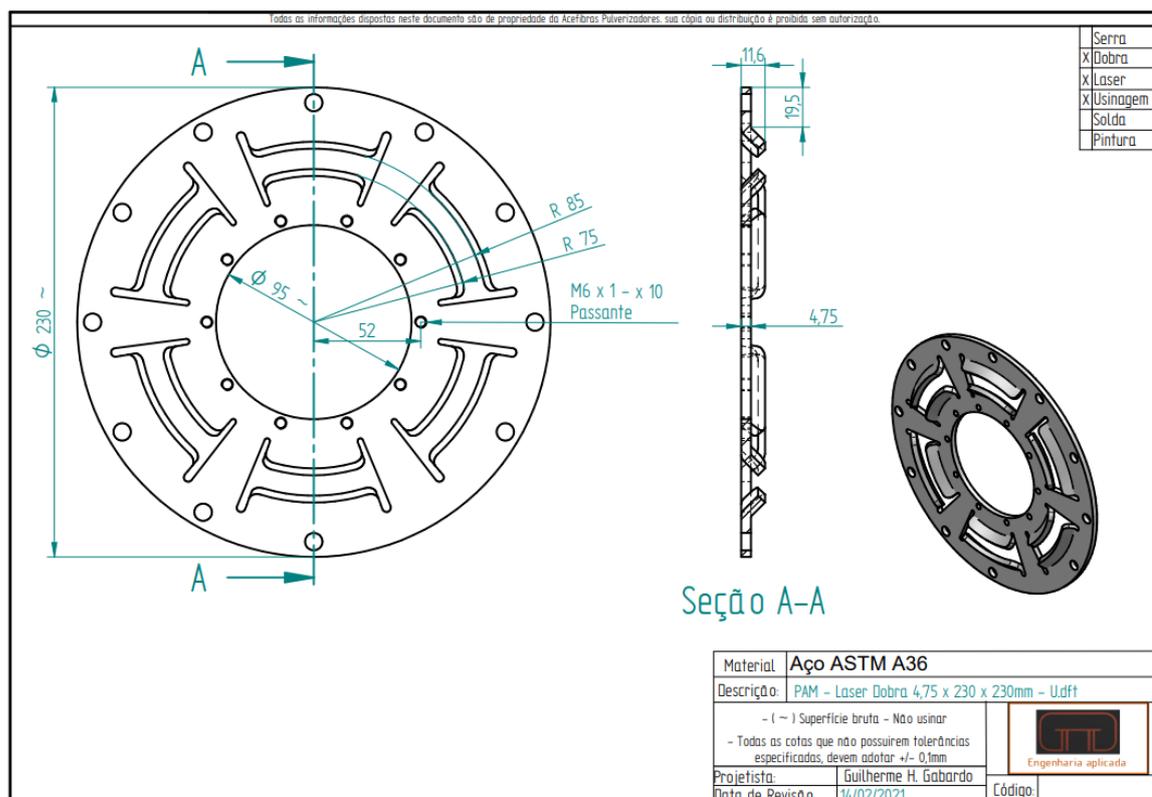
As chapas laterais foram projetadas com a função de transmitir a potência entre os lados bi-partidos do acoplamento e servir como fixação das molas helicoidais. Em um primeiro momento, foi estabelecida a forma de fixação por 11 parafusos do tipo allen, de cabeça cilíndrica e comprimento de 35mm, após, foi necessária a seleção do processo de manufatura viável considerando os recursos limitados disponíveis.

A geometria das partes para suporte das molas foi determinada por meio da identificação dos processos de fabricação das peças de outros dispositivos mecânicos semelhantes ao desta aplicação.

Deste modo, foi perceptível o uso de conformação a frio para atingir maior precisão e indício de durabilidade estendida do componente – método selecionado como ideal para produzir as chapas laterais do acoplamento. O processo possui capacidade de atingir a especificação de geometria e possui viabilidade de execução com o auxílio de matrizes simples e prensa hidráulica convencional.

Por conseguinte, foi realizado o detalhamento desta parte, como mostra a Figura 21 abaixo:

Figura 21 – Detalhamento 2D de parte de sustentação em chapa de aço



Fonte: Elaborado pelo autor

Logo após, foram adicionados ao projeto virtual todos os componentes secundários, indispensáveis ao funcionamento do dispositivo. Dentre estes:

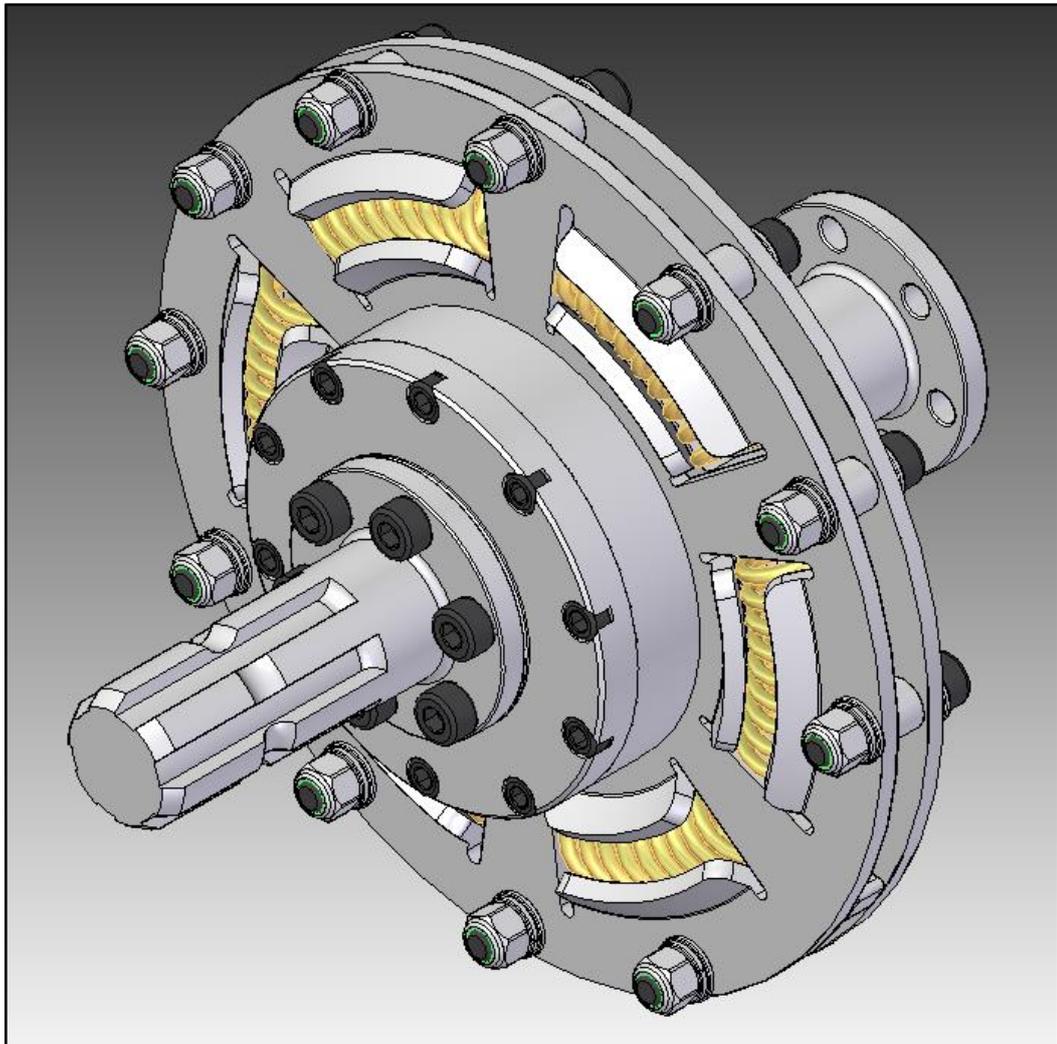
- a) Elementos fixadores: Cada elemento de fixação foi especificado de acordo com as limitações dimensionais do projeto e os requisitos de trabalho. Por padronização, todos os parafusos inseridos no projeto são do tipo allen de cabeça cilíndrica. Nas partes sem necessidade de desmontagem, pré-determinou-se que os parafusos seriam roscados diretamente nas chapas de aço com adição de solução de trava-química para evitar desaperto durante o ciclo de vida útil. Nas partes necessárias a desmontagem, foram adicionadas arruelas lisas, arruelas de pressão e porcas auto-travantes, composição na qual também evita possíveis desapertos.
- b) Encaixes estriados: Como visto anteriormente, os encaixes estriados são de fabricação standard. Estes elementos possuem solicitações mecânicas severas e o respectivo processo de fabricação inclui o uso de aços ferramenta e tratamento térmico. Desta forma, foi considerado que a parte

“fêmea” seria adquirida no comércio local e por processo de solda, seria incluída ao eixo do acoplamento. Igualmente, a parte “macho” adicionada ao projeto por meio de parafusos.

- c) Sistema de travamento do acoplamento à TDP: Previamente, projeta-se que a rotação do acoplamento seja de 540 RPM e que este seja submetido a constantes vibrações. A partir disto foi adicionado um sistema mecânico dedicado a fixação do acoplamento ao trator.

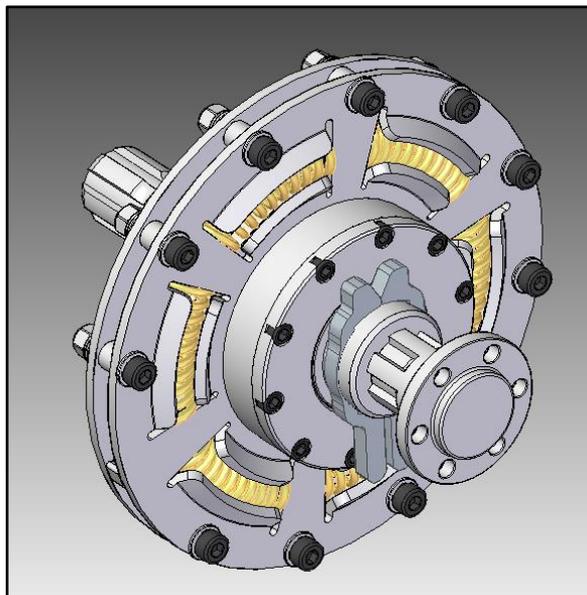
Através destes passos, estava por completa, definida a geometria do dispositivo. Como pode ser visualizado através de perspectivas isométricas do modelo virtual, apresentada na Figura 22 pela parte frontal, onde o cardan será acoplado e na Figura 23 pela parte traseira que deve ser acoplada à TDP do trator.

Figura 22 – Protótipo virtual definido – Frente



Fonte: Elaborado pelo autor

Figura 23 – Protótipo virtual definido – Encaixe/ Sistema de travamento



Fonte: Elaborado pelo autor

Como etapa concluinte do desenvolvimento do projeto virtual, foi necessário o detalhamento de todas as partes não-standard, aquelas com necessidade de fabricação exclusiva a este projeto.

Todos os desenhos técnicos das partes que sofrerão manufatura, estão contidos no APÊNDICE A – dETALHAMENTO e especificações das partes do acoplamento para consulta.

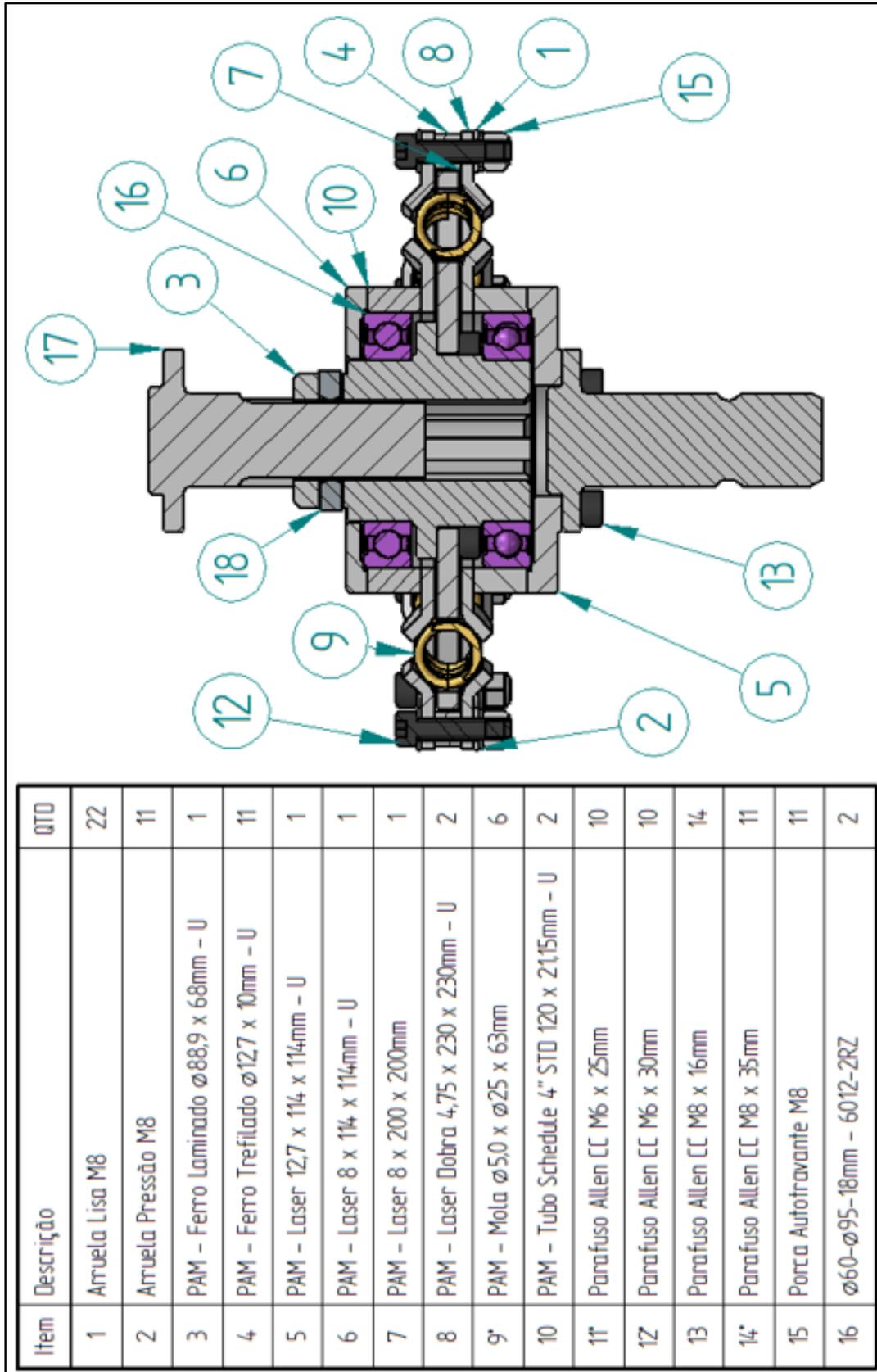
As partes as quais passam por processo de corte a laser foram inseridas através de perfil formado por vista superior em escala 1:1 em folhas separadas para envio ao fornecedor como embasamento ao corte. Assim como para as demais peças, projetadas para passar por processo de usinagem, foram criados desenhos 2D dedicados para especificações dimensionais, geométricas, de material e de processo.

Com o intuito de promover uma visão ampla de todos os itens contidos no acoplamento, bem como criar uma instrução básica para o sequenciamento de montagem do dispositivo, foi realizado o detalhamento da montagem principal com vista em corte, representado pela Figura 24.

Nesta vista em corte é possível identificar cada item presente no dispositivo através de balões indicativos aos quais possuem referência ao respectivo item contido da lista de peças. Na lista, foram elencados os itens em ordem crescente, com

inclusão de coluna com a informação de descrição básica e coluna com a quantidade total de itens presentes no conjunto de montagem.

Figura 24 – Secção transversal e lista de peças do protótipo virtual definido.



Fonte: Elaborado pelo autor

## 4.4 Execução do projeto

### 4.4.1 Molas

Para dar-se início a execução do dispositivo, o fabricante de molas Vak Molas Indústria Metalúrgica Ltda. situada em Gravataí – RS foi contatado para consulta de potencial de fornecimento das molas, exatamente de acordo com as especificações encontradas através de prévio dimensionamento.

Após análise comercial pelo fornecedor e tentativas de negociação, este indicou inviabilidade econômica de fabricação conforme as especificações estabelecidas caso o lote de fabricação do item fosse inferior a 1000 unidades. Portanto, foi sugerida análise do caso pelo setor de engenharia da empresa para indicar um item semelhante no qual suportasse as mesmas cargas, mesmo que com alterações dimensionais em relação ao projeto original.

De forma a proporcionar continuidade à execução deste projeto, foram indicadas duas molas pelo time de engenharia do fornecedor com capacidade de fornecimento em pequenos lotes, ambas com capacidade de carga semelhante à especificada mediante os cálculos e material de estoque da empresa – DIN 17223.

A condição estabelecida pelo fornecedor possui potencial de atender a demanda deste acoplamento, porém, traz insegurança ao desempenho do projeto devido aos desvios dimensionais e de material. Com o objetivo de se obter mais opções quanto ao problema, foram consultados comércios locais de venda de peças de tratores na expectativa de localizar alguma peça de reposição standard, já utilizadas para cargas dinâmicas, com aplicação e dimensões semelhantes.

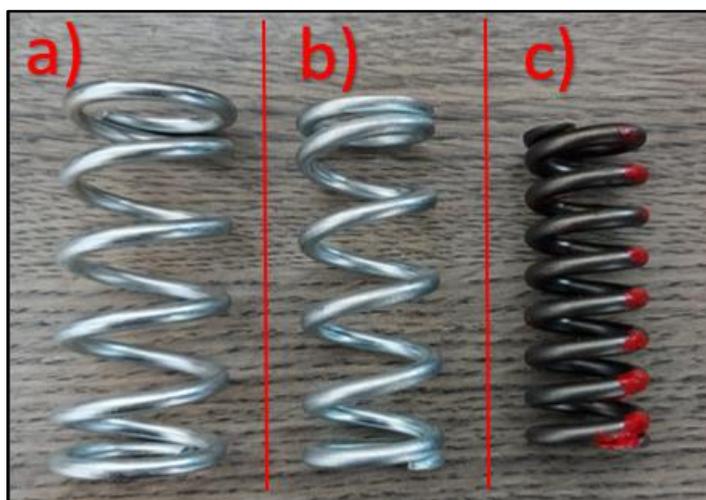
Como resultado da pesquisa de mercado, foi localizada um modelo de mola utilizado normalmente em platô de embreagem de tratores da marca Valtra. Este item standard, assim como as molas apresentadas pelo fornecedor original, apresenta desvios dimensionais em comparação as especificações iniciais. Com atenção a redução de comprimento, foi necessária compensação através de calços metálicos, produzidos pelo fornecedor de usinagem com aço SAE 1020 e alocados nas extremidades de todas as molas do acoplamento.

Os modelos indicados pelo fornecedor, bem como o item standard, estão identificados na Fotografia 5 a seguir e descritos, respectivamente, de acordo com

diâmetro de secção de expira, diâmetro externo, comprimento e material na lista abaixo:

- a) Mola helicoidal de compressão  $\varnothing 3,5 \times \varnothing 30 \times 62,8\text{mm}$  – DIN 17223;
- b) Mola helicoidal de compressão  $\varnothing 3,5 \times \varnothing 25 \times 62,8\text{mm}$  – DIN 17223;
- c) Mola helicoidal de compressão para embreagem Valtra  $\varnothing 3,5 \times \varnothing 22 \times 56\text{mm}$  – Material desconhecido;

Fotografia 5 – Mola dimensionada e mola standard.



Fonte: Elaborado pelo autor

As molas helicoidais de compressão presentes no projeto possuem função essencial ao funcionamento do dispositivo, com o objetivo de dar sequência ao projeto, e com o intuito de possibilitar a execução dos testes de campo do acoplamento e como consequência a validação do sistema mecânico selecionado, os três modelos de molas foram adquiridos mesmo sob os desvios elencados e cientes de que a performance do dispositivo não seria a ideal conforme projeção primária.

#### **4.4.2 Partes com necessidade de manufatura**

##### **4.4.2.1 Chapas**

Todas as chapas contidas no acoplamento foram obtidas com terceirização do processo de corte à laser para definição do perfil principal e posteriormente foram encaminhadas ao fornecedor de usinagem para que efetuasse todas as operações de usinagem especificados pelo detalhamento 2D.

O aço ASTM A36 foi utilizado como matéria-prima em todas as chapas, este material está incluso no serviço terceirizado de corte à laser e disponível para fornecimento em todas as espessuras solicitadas pelo projeto.

Como exceção as demais, as chapas estruturais contemplaram operação de conformação a frio em seu processo de manufatura. Este processo possui a função de moldar secções específicas da chapa de estrutura para proporcionar suporte as molas enquanto inseridas na montagem geral do acoplamento, bem como um guia de trabalho e proteção física em caso de quebra ocasional das molas.

A espessura da chapa foi selecionada com propósito de dispor a maior área de contato possível com as molas, evitar desgaste prematuro e suportar as cargas da aplicação do acoplamento. O processo gerou a necessidade do uso de prensas hidráulicas manuais de 15 toneladas para a operação de conformação a frio com o intuito de prover força necessária para ultrapassar o regime elástico do material e conformar a chapa.

Para viabilizar a manufatura, foi desenvolvido uma matriz simples, subdividida em 4 partes, em conjunto com o fornecedor de usinagem. Pode-se verificar através da Fotografia 6 abaixo, a usinagem da base da ferramenta de conformação. Sua geometria em alto relevo empurra as partes específicas para conformação na chapa e garante a geometria requerida após prensagem.

Fotografia 6 – Base inferior matriz de conformação à frio das chapas de estrutura



Fonte: Elaborado pelo autor

As demais peças que compõem a ferramenta, apresentadas na Fotografia 7, foram feitas com função única de fixação. Devido as tensões produzidas na área de dobra, estas peças de fixação foram utilizadas como prisioneiros a fim de evitar que estas tensões fossem transmitidas para o restante da peça e concentrando a força de prensagem nas áreas de dobra e mantendo a geometria no restante da chapa, exatamente conforme especificado pelo desenho 2D.

Fotografia 7 – Conjunto de matriz para conformação à frio das chapas de estrutura



Fonte: Elaborado pelo autor

Em seguida, conforme ilustrado pela Fotografia 8, foi realizado o processo de conformação com sucesso. Apesar das leves deformações identificadas no restante da peça, a geometria final encontrada atendeu os requisitos iniciais e mostrou-se apta para ser inserida no processo de montagem do acoplamento.

Fotografia 8 – Processo de conformação à frio utilizando prensa hidráulica manual



Fonte: Elaborado pelo autor

#### 4.4.2.1 Eixo principal e tubos

Tanto o eixo central do dispositivo quanto os tubos os quais sobrepõem os rolamentos foram fabricados diretamente pelo fornecedor de usinagem, bem como a inclusão da matéria-prima.

No caso do eixo central, foi realizado assentamento através de processo de usinagem com a finalidade de encaixe para a bucha estriada standard e posterior processo de solda MIG destes dois componentes.

A matéria-prima utilizada para ambas as partes foi o aço de nomenclatura SAE 1020, disponível nas dimensões especificadas foi selecionado para esta aplicação.

#### 4.4.3 Aquisição de componentes standard

Após dar-se início a manufatura e terceirizações necessárias para a execução do projeto, foram buscados no comércio local todos os itens standard. Com exceção do eixo e bucha estriados, aos quais foram cedidos por empresa parceira, os demais componentes, fixadores e rolamentos, foram adquiridos. Na Tabela 10 a seguir pode-se observar os itens e seus respectivos fornecedores.

Tabela 10 – Fornecedores itens standard

Item	Quantidade	Fornecedor	Localidade
Arruela Lisa M8	22	Radax do Brasil Comércio de Ferragens Ltda.	Bento Gonçalves - RS
Arruela Pressão M8	11		
Porca Autotravante M8	11		
Parafuso Allen de cabeça cilíndrica M6 x 25mm ZB	10		
Parafuso Allen de cabeça cilíndrica M6 x 30mm ZB	10		
Parafuso Allen de cabeça cilíndrica M8 x 16mm ZB	14		
Parafuso Allen de cabeça cilíndrica M8 x 35mm ZB	11	J.Marcante e cia. Ltda.	
Rolamento 6012-2RZ	2		
Bucha fêmea estriada 6 dentes - ø35mm	1		
Conexão estriada macho 6 dentes - ø35mm	1	Cedidos pela empresa Acefibras	
Mola standard Valtra	7	Trator peças Mário	Caxias do Sul - RS

Fonte: Elaborado pelo(a) autor(a).

#### 4.4.4 Montagem e testes preliminares

Tão logo todos os componentes estarem à disposição, foi efetuado teste preliminar de montagem, no qual com o auxílio do detalhamento previamente apresentado, efetuou-se a um teste de montagem completa preliminar do dispositivo, como pode ser visto através da Fotografia 9.

Sem restrições, interferências ou imprevistos, o teste foi realizado com sucesso. Para simular o funcionamento do dispositivo na aplicação e avaliar as condições de funcionamento sob rotação, o mesmo foi fixado a uma placa de torno mecânico e submetido a mesma rotação de operação da TDP do trator, 540 RPM.

Durante a simulação por teste prático, foi perceptível pequeno desbalanceamento no conjunto, no qual possui algumas justificativas prováveis como desvios na manufatura das partes, principalmente durante conformação a frio das chapas.

Fotografia 9 – Teste preliminar de montagem



Fonte: Elaborado pelo autor

Fotografia 10 – Análise de balanceamento do conjunto em torno à 540RPM



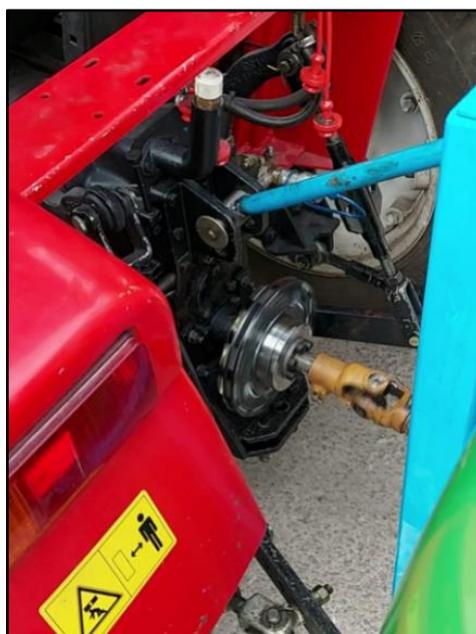
Fonte: Elaborado pelo autor

#### 4.5 Testes em campo

Após a montagem final do acoplamento e dos testes preliminares, o acoplamento foi levado a campo, em parceria com a empresa Acefibras em Bento Gonçalves – RS, fabricante de pulverizadores, para que o acoplamento pudesse ser devidamente testado em sua aplicação, entre o trator agrícola e o implemento.

No primeiro teste realizado, ilustrado pela Fotografia 11, o acoplamento foi montado utilizando a mola de configuração “a”, identificada pela Fotografia 5 anteriormente. O dispositivo foi instalado entre trator de modelo Foton 254, com 25cv de potência total (próximo a máxima especificada para este acoplamento) e pulverizador com capacidade para 1500 litros, fabricado pela empresa Acefibras.

Fotografia 11 – Teste em trator Foton 254 com implemento tipo pulverizador



Fonte: Elaborado pelo autor

Após trabalho intenso de 30 minutos foi perceptível melhora significativa com relação aos impactos gerados pelas diferenças torcionais na partida, aceleração e parada da rotação do implemento. Por outro lado, após inspeção nas molas, foi constatada redução do seu comprimento total e empenamento – duas deformações plásticas permanentes – Tal deformação pode ser observada através na Fotografia 12 a seguir, onde no lado direito da fotografia tem-se uma mola sem uso e do lado esquerdo a mola utilizada para teste.

Fotografia 12 – Comparativo antes x depois teste molas originais



Fonte: Elaborado pelo autor

Esta deformação crítica determina que, tanto a mola do tipo “a” quanto a mola do tipo “b”, indicadas pelo fornecedor, são completamente incapazes de suportar as forças torcionais entre o trator e o implemento.

Em sequência, o acoplamento foi desmontado para remoção das primeiras molas de teste e remontado com a mola do modelo “c”, bem como a adição dos calções metálicos citados anteriormente para compensação de comprimento. Neste cenário, sob as mesmas condições dos testes iniciais, apenas com a substituição da mola helicoidal, foi perceptível menor sensibilidade do acoplamento as forças de torção geradas pelo trator além de redução de ruído e vibração.

Após uma hora de trabalho intenso, foram analisados todos os componentes do acoplamento e nenhum apresentava deformação grave, indício de trinca ou quebra, portanto, o mesmo foi reinstalado ao trator e testado sob as mesmas condições durante 15 dias, com duração média de uso de 4 horas por dia.

Enfim, ao finalizar o período de testes com o uso da mola do modelo “c”, foi realizada nova inspeção geral sobre o equipamento e novamente não foram constatadas alterações graves ou indícios de quebra, além de argumentos positivos por parte dos usuários, acentuando os pontos evidenciados durante o teste inicial de redução de vibrações do conjunto trator-implemento, além da percepção de menores impactos aplicados sobre o implemento devido as diferenças torcionais. Deste modo, o acoplamento mostrou-se capaz de suportar os requisitos estabelecidos em escopo.

## 5 CONSIDERAÇÕES FINAIS

Conforme relatado anteriormente, o acoplamento mostrou-se capaz, durante o período de 15 dias de teste, de atender aos requisitos de funcionamento previamente estabelecidos neste trabalho, bem como os objetivos primários e secundários puderam ser alcançados.

A partir destes resultados, o projeto permite aplicação de múltiplas melhorias e a possibilidade de estudos mais aprofundados sobre os diversos assuntos integrados ao dispositivo como molas helicoidais, acoplamentos complacentes, materiais mecânicos, rolamentos, processos de tratamentos superficiais ou até mesmo sobre o processo de conformação contido na manufatura de uma das partes. Todos estes interessantíssimos temas, inclusos no diverso conteúdo da graduação de engenharia mecânica, possuem vasta margem de estudo para que este simples dispositivo possa ser aprimorado e se possível, futuramente comercializado no mercado local.

Por fim, o protótipo de acoplamento complacente está disposto através da Fotografia 13, a qual ilustra a parte frontal da montagem final e também da Fotografia 14, sob mesma condição, ilustra a parte traseira do dispositivo.

Fotografia 13 – Acoplamento complacente após execução e testes – vista frontal



Fonte: Elaborado pelo autor

Fotografia 14 – Acoplamento complacente após execução e testes – vista traseira



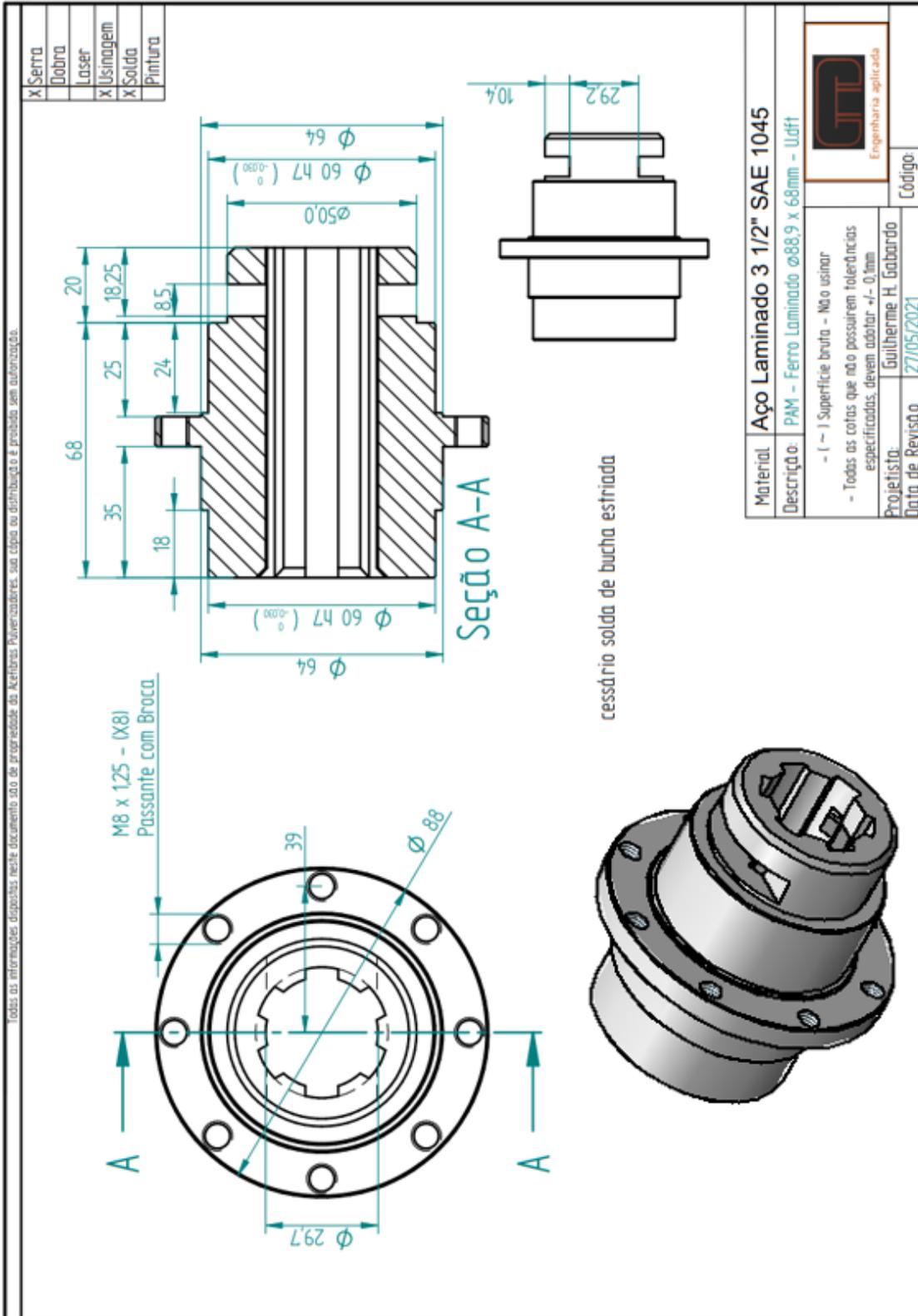
Fonte: Elaborado pelo autor

## REFERÊNCIAS

- MELCONIAN, Sarkis. **Elementos de máquinas**. 10. ed., São Paulo: ÉRICA, 2012.
- NORTON, Robert L. **Projeto de máquinas: uma abordagem integrada**. 4. ed., Porto Alegre, RS: BOOKMAN, 2013.
- JOERRES, Robert E. **Springs**. 2. ed., New York: McGraw-Hill, 1996.
- NIEMANN, Gustav. **Elementos de máquinas**. 1. ed., São Paulo: EDGARD BLÜCHER, 1971. 2 v.
- NIEMANN, Gustav. **Elementos de máquinas**. 1. ed., São Paulo: EDGARD BLÜCHER, 1971. 1 v.
- BUDYNAS, Richard G.; NISBETT, J. Keith. **Elementos de máquinas de Shigley**. 10. ed., Porto Alegre: AMGH Ed., 2016.
- MIALHE, Luiz Geraldo. **Maquinas motoras na agricultura**. 1. ed., São Paulo: EPU, 1980. 2 v.
- BALASTRAIRE, Luiz Antônio. **Maquinas agrícolas**. 1. ed., São Paulo: CÂMARA BRASILEIRA DO LIVRO, 2004. Disponível em:  
<[https://edisciplinas.usp.br/pluginfile.php/5662196/mod\\_resource/content/1/M%C3%A1quinas%20Agr%C3%ADcolas%20-%20Luiz%20Antonio%20Balastreire.pdf](https://edisciplinas.usp.br/pluginfile.php/5662196/mod_resource/content/1/M%C3%A1quinas%20Agr%C3%ADcolas%20-%20Luiz%20Antonio%20Balastreire.pdf)>.  
Acesso em: 10 abr. 2021.
- PROJECT MANAGEMENT INSTITUTE, INC. **Um guia do conhecimento em gerenciamento de projetos (guia PMBOK)**. 6. ed., Newtown Square, PA: PROJECT MANAGEMENT INSTITUTE, INC., 2017.
- MASSAYUKI ROLIM YAMASHITA, Leandro. **Técnico em agropecuária: mecanização agrícola**. 1. ed., Manaus, AM: E-TEC BRASIL, 2010. Disponível em:  
<[http://pronatec.ifpr.edu.br/wp-content/uploads/2013/06/Mecanizacao\\_Agricola.pdf](http://pronatec.ifpr.edu.br/wp-content/uploads/2013/06/Mecanizacao_Agricola.pdf)>.  
Acesso em: 10 abr. 2021.
- MACHADO, Túlio de Almeida; GOMIDE COSTA, Anderson; BARRETO CUNHA, João. **Formas de utilizar a potência do trator**. Revista Cultivar Máquina, ed. 174.

Disponível em: <<https://www.grupocultivar.com.br/artigos/formas-de-utilizar-a-potencia-do-trator>>. Acesso em: 15 abr. 2021.

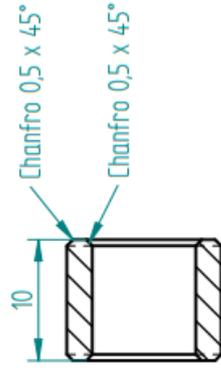
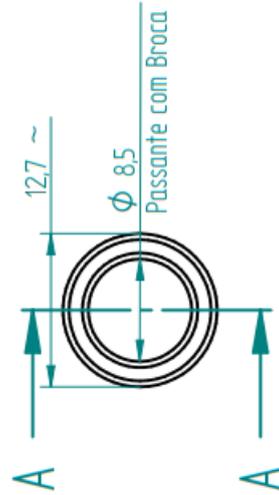
## APÊNDICE A – DETALHAMENTO E ESPECIFICAÇÕES DAS PARTES DO ACOPLAMENTO



Fonte: Elaborado pelo autor

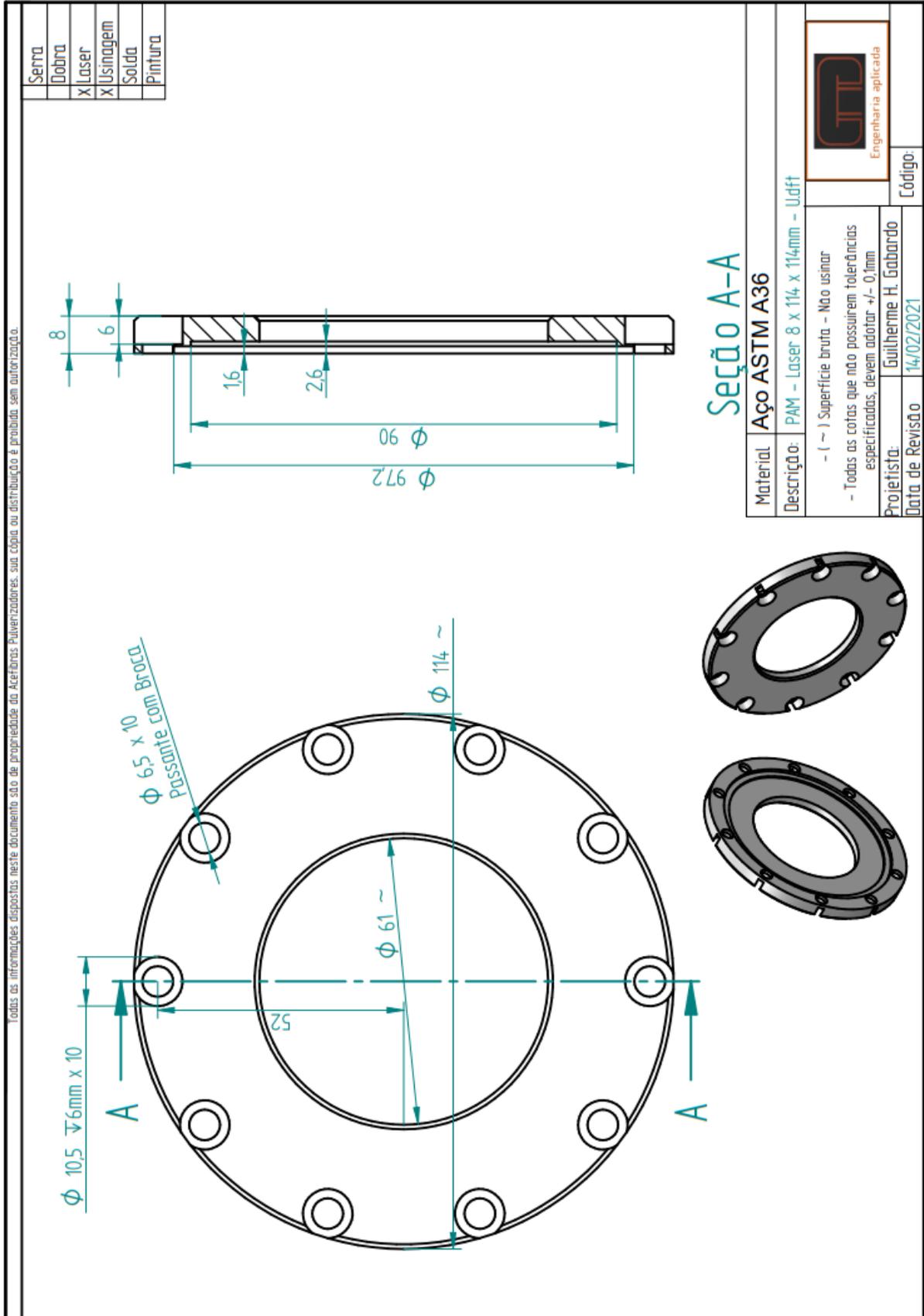
Todos as informações dispostas neste documento são de propriedade da Acerfabras Pulverizadores, sua cópia ou distribuição é proibida sem autorização.

X Serra
Dobra
Laser
X Usinagem
Solda
Pintura

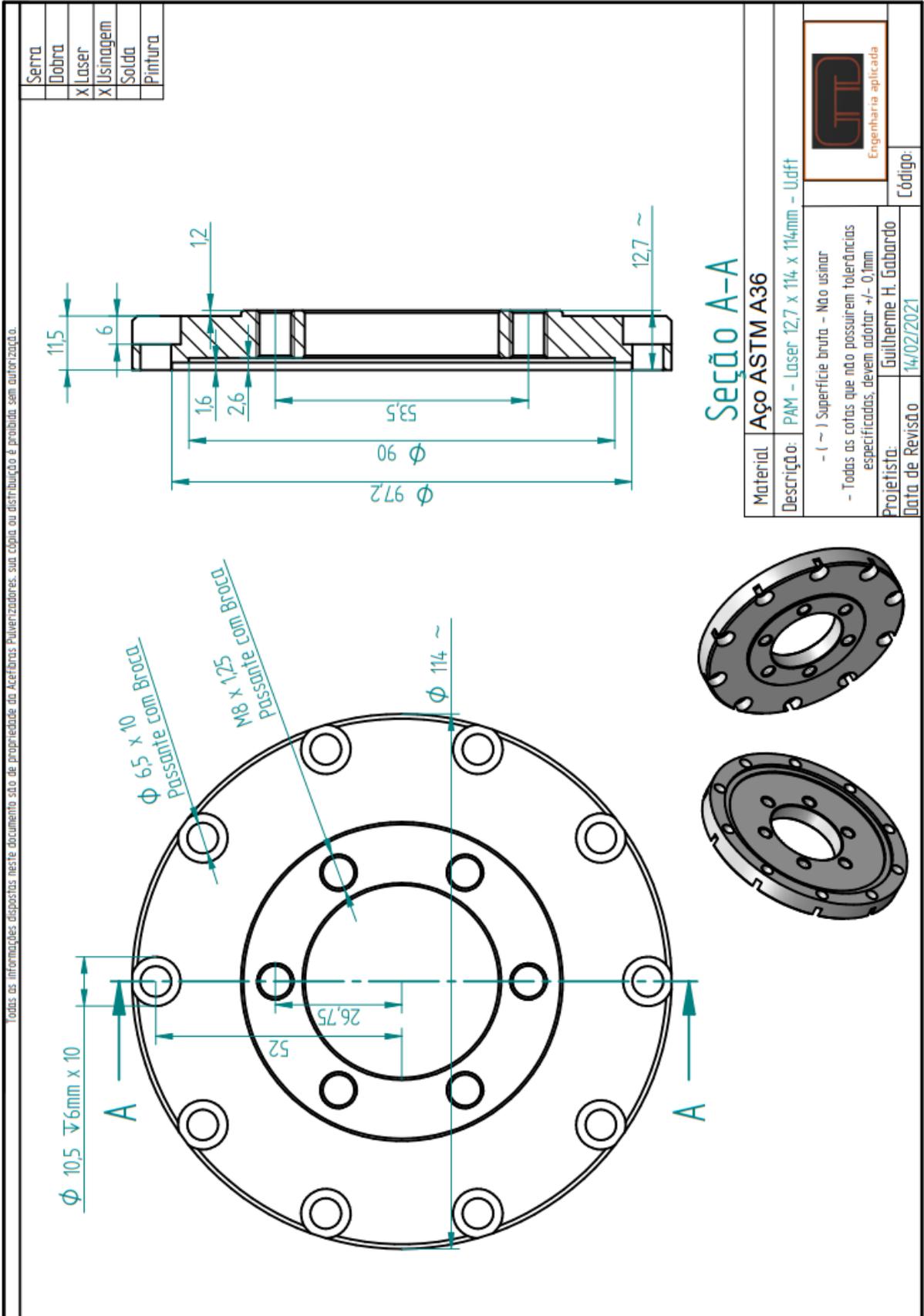


### Seção A-A

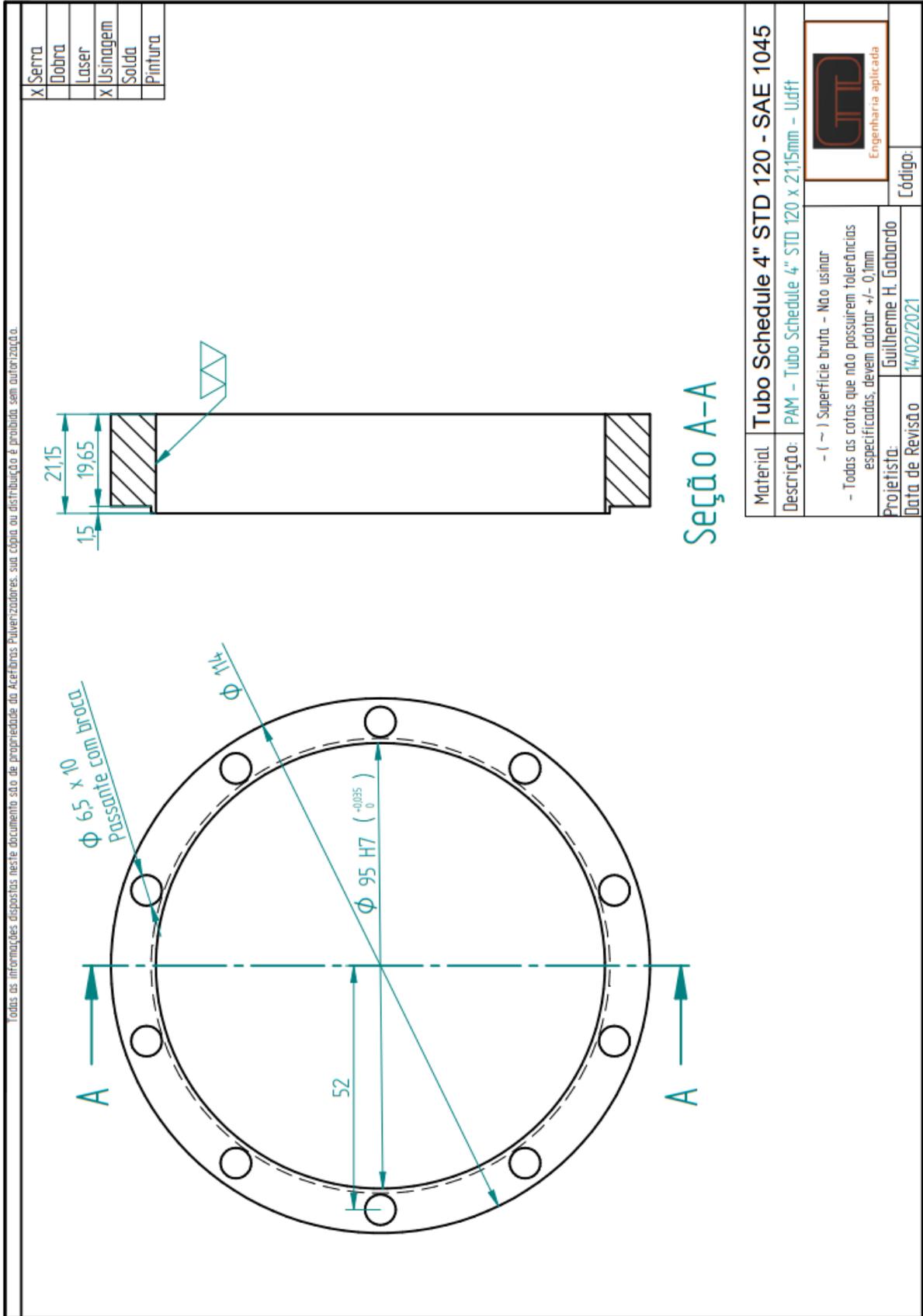
Material	Aço Trefilado 1/2" (12,7Mmm) SAE 1045		
Descrição:	PAM - Ferro Trefilado $\phi$ 12,7 x 10mm - U.dft		
	- ( ~ ) Superfície bruta - Não usinar - Todas as cotas que não possuem tolerâncias especificadas, devem adotar $\pm$ 0,1mm		
Projeta:	Guilherme H. Gabardo		
Data de Revisão	15/02/2021		
			Código:



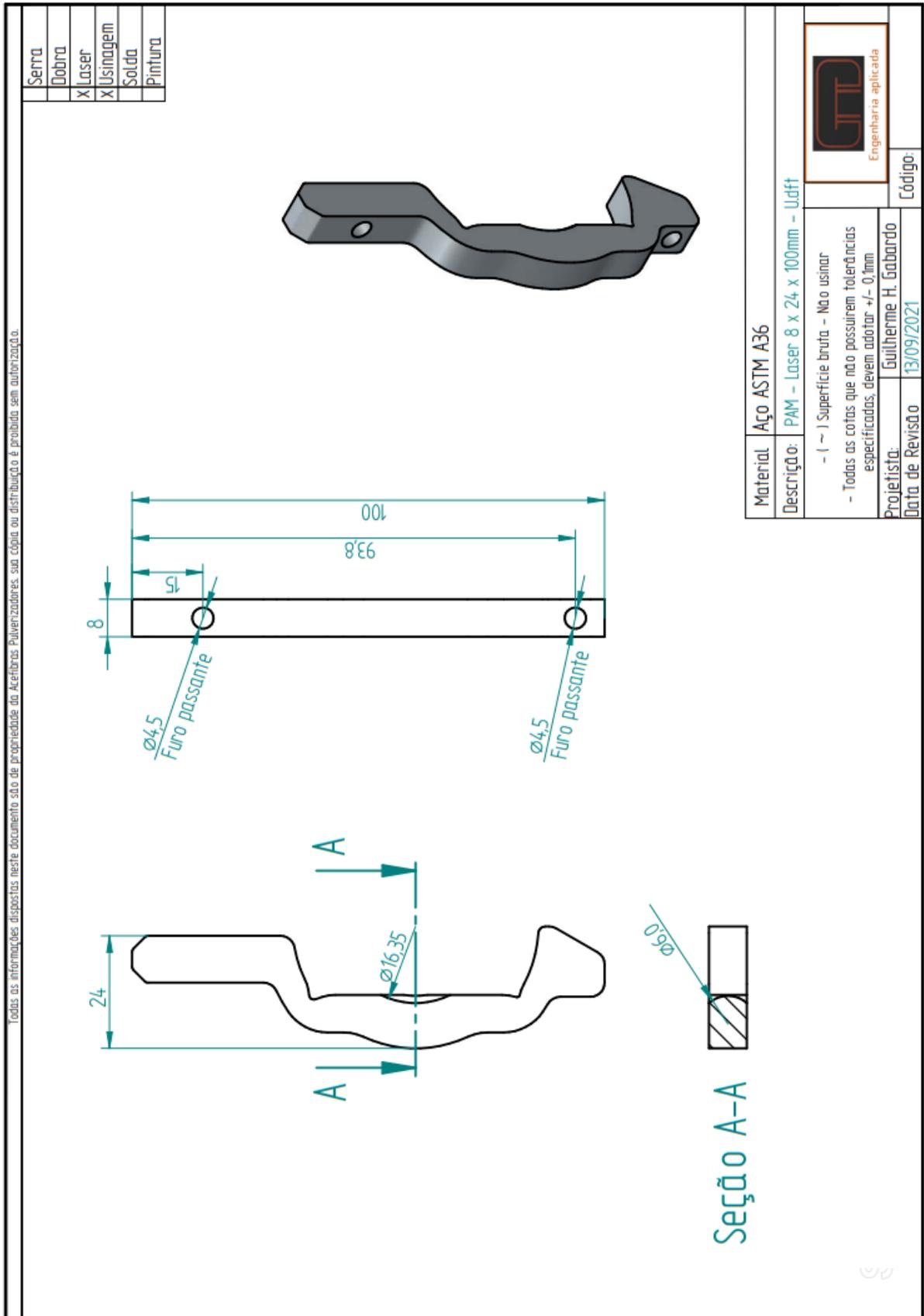
Fonte: Elaborado pelo autor



Fonte: Elaborado pelo autor



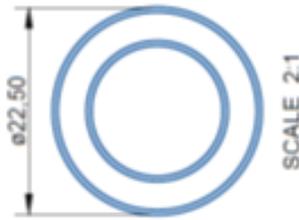
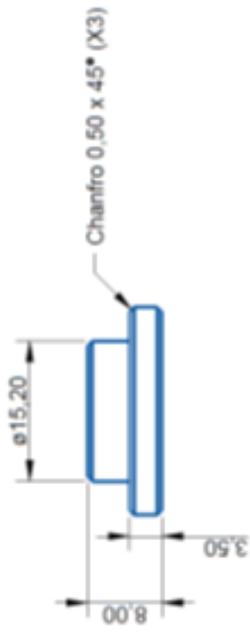
Fonte: Elaborado pelo autor



Fonte: Elaborado pelo autor

Todas as informações dispostas neste documento são de propriedade da Acerbras Plásticos, sua cópia ou distribuição é proibida sem autorização.

X Serra
Dobra
Laser
X Usinagem
Solda
Pintura



Material	<b>Aço Trefilado 1" (25,4mm) SAE 1045</b>		
Descrição:	PAM - Ferro Trefilado $\phi 12,7 \times 10\text{mm}$ - Udft		
	- ( ~ ) Superfície bruta - Não usinar - Todas as cotas que não possuem tolerâncias especificadas, devem adotar +/- 0,1mm		
Projetista:	Guilherme H. Gabardo		Código:
Data de Revisão	15/02/2021		

