

UNIVERSIDADE FEDERAL DO PAMPA

ALAN FREITAS DE ALMEIDA

PROJETO DE UM TRITURADOR PARA POLÍMEROS PÓS-CONSUMO

**Alegrete
2020**

ALAN FREITAS DE ALMEIDA

PROJETO DE UM TRITURADOR PARA POLÍMEROS PÓS-CONSUMO

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado ao Curso de Engenharia Mecânica da Universidade Federal do Pampa, como requisito parcial para obtenção do Título de Bacharel em Engenharia Mecânica.

Orientador: Dr. Tonilson de Souza Rosendo

**Alegrete
2020**

Ficha catalográfica elaborada automaticamente com os dados fornecidos

Pelo(a) autor(a) através do Módulo de Biblioteca do

Sistema GURI (Gestão Unificada de Recursos Institucionais).

A447p Almeida, Alan
Projeto de um triturador para polímeros pós-consumo / Alan Almeida.
131 p.

Trabalho de Conclusão de Curso (Graduação)-- Universidade Federal do Pampa, ENGENHARIA MECÂNICA, 2020.
"Orientação: Tonilson Rosendo".

1. Projeto Mecânico. 2. Triturador de Polímeros . I. Título.

ALAN FREITAS DE ALMEIDA

PROJETO DE UM TRITURADOR PARA POLÍMEROS PÓS-CONSUMO

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado ao Curso de Engenharia Mecânica da Universidade Federal do Pampa, como requisito parcial para obtenção do Título de Bacharel em Engenharia Mecânica.

Trabalho de Conclusão de Curso defendido e aprovado em:

Banca examinadora:

Prof. Dr. Tonilson de Souza Rosendo

Orientador

(UNIPAMPA)

Prof. Me. Leandro Ferreira Friedrich

(UNIPAMPA)

Prof. Dr. Vicente Bergamini Puglia

(UNIPAMPA)



SERVIÇO PÚBLICO FEDERAL
MINISTÉRIO DA EDUCAÇÃO
Universidade Federal do Pampa

ALAN FREITAS DE ALMEIDA

PROJETO DE UM TRITURADOR PARA POLÍMEROS PÓS-CONSUMO

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado ao Curso de Engenharia Mecânica da Universidade Federal do Pampa, como requisito parcial para obtenção do Título de Bacharel em Engenharia Mecânica.

Trabalho de Conclusão de Curso defendido e aprovado em: 08, dezembro e 2020.

Banca examinadora:

Prof. Dr. Tonilson de Souza Rosendo
Orientador
Unipampa

Prof. Dr. Vicente Bergamini Puglia
Unipampa

Prof. Msc. Leandro Ferreira Friedrich
Unipampa



Assinado eletronicamente por **LEANDRO FERREIRA FRIEDRICH, PROFESSOR DO MAGISTERIO SUPERIOR**, em 12/01/2021, às 13:48, conforme horário oficial de Brasília, de acordo com as normativas legais aplicáveis.



Assinado eletronicamente por **VICENTE BERGAMINI PUGLIA, PROFESSOR DO MAGISTERIO SUPERIOR**, em 12/01/2021, às 16:03, conforme horário oficial de Brasília, de acordo com as normativas legais aplicáveis.



Assinado eletronicamente por **TONILSON DE SOUZA ROSENDO, PROFESSOR DO MAGISTERIO SUPERIOR**, em 03/02/2021, às 20:31, conforme horário oficial de Brasília, de acordo com as normativas legais aplicáveis.



A autenticidade deste documento pode ser conferida no site https://sei.unipampa.edu.br/sei/controlador_externo.php?acao=documento_conferir&id_orgao_acesso_externo=0, informando o código verificador **0433055** e o código CRC **5C7E219C**.

Universidade Federal do Pampa, Campus Alegrete
Av. Tiarajú, 810 – Bairro: Ibirapuitã – Alegrete – RS CEP: 97.546-550
Telefone: (55) 3422-8400

Dedico este trabalho aos meus queridos pais, Artur Napoleão Fernandes de Almeida e Núria Izéte Freitas de Almeida.

AGRADECIMENTO

Agradeço a Deus pela vida, e por sempre orientar o caminho em minha jornada.

Agradeço aos meus pais Artur e Núria, pela oportunidade que me concederam de estudar, por sempre estarem dispostos a ajudar independentemente da situação.

A minha irmã Simone, pelo incentivo e ajuda nas horas difíceis e por estar sempre presente em todos os momentos.

A minha namorada Pricila, por entrar em minha vida durante a graduação e mudar o rumo da minha história, muito obrigado pelas longas conversas e por todo o apoio e ajuda.

Aos meus colegas de graduação pela parceria durante as horas de estudo e de diversão. Aos amigos mais próximos que levarei para a vida, Enrique, Dirceu, Gabriel, Leonardo, Thiago e Vagner que participaram de forma direta das atividades e presença quase que diária por vários anos da graduação, onde estavam sempre dispostos a ajudar a qualquer momento ou situação.

Ao meu orientador, professor Tonilson Rosendo, por ter aceitado o convite para orientação, por todo o conhecimento transmitido e principalmente pela paciência e disposição para a realização deste trabalho.

Aos professores da UNIPAMPA Campus Alegrete, que contribuíram com conhecimentos para a graduação, principalmente aos professores Jorge Felix e Leandro Thesing que tive a oportunidade de trabalhar em conjunto.

A todas os familiares, amigos e pessoas que contribuíram de alguma forma para que eu chegasse ao fim desse ciclo, enfim, a todos o meu muito obrigado.

“Demore o tempo que for para decidir o que quer da vida, e depois que decidir não recue ante nenhum pretexto, porque o mundo tentará te dissuadir”.

Friedrich Nietzsche

RESUMO

O projeto e a construção de máquinas são de grande auxílio para o desenvolvimento de uma sociedade. A reciclagem de materiais relaciona-se com máquinas e equipamentos capazes de realizar a transformação de um produto em outro, podemos citar a reciclagem mecânica de materiais plásticos que envolve diversos tipos de máquinas no seu processo, desde trituradores, lavadoras, secadoras, entre outras. No contexto dessas questões surge o projeto de um triturador para polímeros pós-consumo que seja capaz de realizar o processo de fragmentação com o menor custo possível. Para o desenvolvimento de um projeto, deve-se inicialmente desenvolver um projeto conceitual, após preliminar e por fim detalhado de todo o equipamento, onde o processo é totalmente cíclico e iterativo. Portanto este trabalho apresenta-se o dimensionamento com ferramentas analíticas e simulações numéricas, além de uma investigação prática das propriedades mecânicas dos materiais a serem processados. Como resultado obtemos a caracterização mecânica dos polímeros Polietileno Tereftalato (PET), Polietileno de Alta Densidade (PEAD) e Polipropileno (PP), onde o (PET) apresentou a maior resistência a tração e cisalhamento. Ao mesmo tempo obtemos o projeto com quatro sistemas básicos: (a) Sistema de potência; (b) Sistema de corte; (c) Sistema elétrico; (d) Sistema estrutural, que utilizam como base processos de fabricação muito empregados na indústria metal-mecânica. Além de componentes de fácil localização no mercado, facilitando a confecção de um protótipo com menores custos para um produto final.

Palavras-Chave: Triturador de Polímeros, Dimensionamento e Projeto, Propriedades Mecânicas, Reciclagem Mecânica.

ABSTRACT

The design and construction of machines are of great help for the development of society. The recycling of materials relates to machines and equipment capable of transforming one product into another, we can mention the mechanical recycling of plastic materials that involves several types of machines in their process, from crushers, washers, dryers, among others. In the context of these issues comes the design of a post-consumer polymer crusher that is capable of carrying out the fragmentation process at the lowest possible cost. For the development of a project, one must initially develop a conceptual project, after preliminary and finally detailed of all the equipment, where the process is totally cyclic and iterative. Therefore, this work presents the design with analytical tools and numerical simulations, in addition to a practical investigation of the mechanical properties of the materials to be processed. As a result, we obtain the mechanical characterization of the Polyethylene Terephthalate (PET), High Density Polyethylene (HDPE) and Polypropylene (PP) polymers, where (PET) showed the highest tensile and shear strength. At the same time, we obtained the project with four basic systems: (a) Power system; (b) Cutting system; (c) Electrical system; (d) Structural system, based on manufacturing processes widely used in the metal-mechanical industry. In addition to components that are easy to locate on the market, facilitating the making of a prototype with lower costs for a final product.

Keywords: Polymer Crusher, Dimensioning and Design, Mechanical Properties, Mechanical Recycling.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Códigos de identificação de polímeros conforme ABNT NBR 13230.	20
Figura 2 - Representação dos principais esforços mecânicos.	22
Figura 3 - Pontos críticos do ensaio de tração em polímeros termoplásticos.	22
Figura 4 - Comportamento típico dos polímeros termoplásticos em tração.	23
Figura 5 - Esquema físico dos esforços de cisalhamento.	24
Figura 6 - Etapas do processo de reciclagem mecânica de polímeros.	24
Figura 7 - Moinho de facas rotativas para polímeros.	25
Figura 8 - Principais componentes de um moinho de facas.	26
Figura 9 - Principais componentes de um triturador de polímeros.	27
Figura 10 - Relação entre função, material, forma e processo.	28
Figura 11 - Diagrama tensão x deformação: real e de engenharia.	29
Figura 12 - Diferença entre diâmetros, definida como tolerância dimensional.	31
Figura 13 - Características de alguns tipos de correias.	33
Figura 14 - Acoplamento de engrenagens cilíndricas de dentes retos.	34
Figura 15 - Fluxograma das atividades a serem desenvolvidas.	35
Figura 16 - Procedimento para os ensaios mecânicos.	38
Figura 17 - Dimensões para o corpo de prova, unidades em [mm].	39
Figura 18 - Dimensões para os CP's de cisalhamento, unidades em [mm].	40
Figura 19 - Dispositivo para ensaio de cisalhamento.	41
Figura 20 - Conceito 1: Mecanismo de Corte.	42
Figura 21 - Conceito 2: Mecanismo de Corte.	43
Figura 22 - Conceito 3: Mecanismo de Corte.	43
Figura 23 - Conceito 4: Mecanismo de Corte.	44
Figura 24 - Motorreductor WEG - Vertimax WCG20.	47
Figura 25 - Características técnicas dos Acomplamentos MADFLEX GR.	48
Figura 26 - Vista superior da caixa de corte.	49
Figura 27 - Disposição dos componentes na caixa de corte.	49
Figura 28 - Disposição dos esforços mecânicos na árvore I.	50
Figura 29 - Disposição dos esforços mecânicos na árvore II.	50
Figura 30 - Engrenagem Cilíndrica de Dentes Retos.	51
Figura 31 - Linha de ação entre engrenagens de dentes retos.	52
Figura 32 - Distância entre centros das engrenagens.	52
Figura 33 - Localização das Chavetas.	53
Figura 34 - Mancal tipo flange, F200.	53
Figura 35 - Rolamento esférico com fixação por colar concêntrico.	55
Figura 36 - Geometria das peças: (a) Lâmina, (b) Espaçador.	56
Figura 37 - Caixa de Corte.	57
Figura 38 - Chave de acionamento com reversão.	57
Figura 39 - Estrutura do triturador.	58
Figura 40 - Tubo estrutural quadrado.	58
Figura 41 - Propriedades mecânicas Aço AISI 1020.	59
Figura 42 - Uniões parafusadas do equipamento.	59
Figura 43 - Chapa perfurada para confecção da peneira.	61
Figura 44 - Amortecedor de Impacto e Vibração.	61
Figura 45 - Vistas do Triturador: (a) Isométrica, (b) Frontal e (c) Superior.	63
Figura 46 - Corpos de prova, (a) PET, (b) PP e (c) PEAD.	68
Figura 47 - Equipamentos para o ensaio de tração.	69
Figura 48 - Corpo de Prova de (PET) em tração.	70

Figura 49 - Corpos de prova de PET, após rompimento na seção útil.....	70
Figura 50 - Paquímetro digital Pantec, (0-150mm/6")	71
Figura 51 - Força x Deslocamento: resultados experimentais de tração (PET).	72
Figura 52 - Ensaio de tração do PEAD.	72
Figura 53 - Força x Deslocamento: resultados experimentais de tração (PEAD).	73
Figura 54 - Ensaio de tração do PP.	73
Figura 55 - Força x Deslocamento: resultados experimentais de tração (PP).	74
Figura 56 - Confecção dos corpos de prova para cisalhamento.	74
Figura 57 - Dimensões finais do dispositivo de cisalhamento.	75
Figura 58 - Posição do punção no dispositivo.	76
Figura 59 - Processo de corte e furação do dispositivo de cisalhamento.	76
Figura 60 - Processo de Confecção do dispositivo de cisalhamento.....	76
Figura 61 - Fixação do corpo de prova no punção.	77
Figura 62 - Dispositivo de cisalhamento: (a) Punção, (b) CP de PET após o ensaio.....	77
Figura 63 - Dispositivo instalado entre os pratos de compressão.	78
Figura 64 - Força x Deslocamento: resultados experimentais (PET).	79
Figura 65 - Diagrama Força x Deslocamento: resultados experimentais (PEAD).....	80
Figura 66 - Diagrama Força x Deslocamento: resultados experimentais (PP).....	80
Figura 67 - Linha de ação da força cortante F_c	81
Figura 68 - Posição da Força de Corte.	81
Figura 69 - Geometria de corte em um instante de tempo.	82
Figura 70 - Corte com facas inclinadas.	82
Figura 71 - Decomposição vetorial da força de corte F_c	83
Figura 72 - Esquema de transmissão de potência.	84
Figura 73 - Árvore I: Diagramas de esforços normal, cortante e fletor: (Plano z-y).	87
Figura 74 - Árvore I: Diagramas de esforços normal, cortante e fletor: (Plano z-x).	88
Figura 75 - Árvore I: Diagrama de Momento Torçor.	89
Figura 76 - Árvore II: Diagramas de esforços normal, cortante e fletor: (Plano z-y).	90
Figura 77 - Árvore II: Diagramas de esforços normal, cortante e fletor: (Plano z-y).	91
Figura 78 - Árvore II: Diagrama de Momento Torçor.	92
Figura 79 - Diâmetro inscrito do eixo sextavado.	93
Figura 80 - Diâmetro do eixo e raio de concordância.	94
Figura 81 - Flutuações de carga no tempo.	96
Figura 82 - Fator de acabamento superficial.....	96
Figura 83 - Fator de confiabilidade para dimensionamento de árvores.	97
Figura 84 - Bitolas comerciais para barra sextavada.	98
Figura 85 - Forças e Momentos em um Trem de Engrenagens Simples.	99
Figura 86 - Fatores geométricos J para engrenagens cilíndricas de dentes retos.	102
Figura 87 - Tabela de Fatores de Sobrecarga.	103
Figura 88 - Fatores de Correção de Montagem.	103
Figura 89 - Tabela para Coeficiente Elástico.	104
Figura 90 - Propriedades mecânicas médias de alguns aços termotratados.	105
Figura 91 - Dimensões da chaveta paralela.	106
Figura 92 - Força de cisalhamento	106
Figura 93 - Estado de tensões para a geometria da lâmina de corte.	107
Figura 94 - Deslocamento resultante para a geometria da lâmina de corte.....	108
Figura 95 - Propriedades mecânicas da liga de aço SAE/AISI 4340.	108
Figura 96 - Estado de tensões para a caixa de corte.	109
Figura 97 - Propriedades mecânicas do aço-carbono SAE/AISI 1045.	110
Figura 98 - Estado de tensões para a estrutura do equipamento.....	110

Figura 99 - Deslocamento resultante para a estrutura do equipamento.	111
Figura 100 - Uniões parafusadas a serem dimensionadas.	112
Figura 101 - Esforços atuantes nas uniões parafusadas.	112
Figura 102 - Esforços nas uniões 1 e 4.	113
Figura 103 - Esforços que atuam nas uniões 2 e 3.	114
Figura 104 - Diâmetros e áreas de roscas métricas.	116
Figura 105 - Categorias métricas de propriedades mecânicas para parafusos de aço. ...	116
Figura 106 - Modelo de tronco de cone para parafuso totalmente rosqueado.....	119

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Polímeros utilizados nos ensaios mecânicos.	38
Tabela 2 - Sistemas e componentes.	44
Tabela 3 - Características Técnicas do Motorreductor Vertimax WCG20.	47
Tabela 4 - Paramentos definidos para as engrenagens.	51
Tabela 5 - Uniões parafusadas da máquina.	60
Tabela 6 - Lista de peças do triturador.	62
Tabela 7 - Dimensões dos corpos de prova de tração, unidades em [mm].	69
Tabela 8 - Propriedades mecânicas de tração para o PET.	71
Tabela 9 - Propriedades mecânicas de tração para o PEAD.	71
Tabela 10 - Propriedades mecânicas de tração para o PP.	71
Tabela 11 - Dimensões dos corpos de prova de cisalhamento.	75
Tabela 12 - Propriedades mecânicas de cisalhamento para o PET.	78
Tabela 13 - Propriedades mecânicas de cisalhamento para o PEAD.	79
Tabela 14 - Propriedades mecânicas de cisalhamento para o PP.	79
Tabela 15 - Perdas em componentes mecânicos.	85
Tabela 16 - Iterações para o diâmetro estático.	95
Tabela 17 - Iterações para o diâmetro por fadiga.	98
Tabela 18 - Dados de potência do sistema.	99
Tabela 19 - Carga transmitida entre as engrenagens.	100
Tabela 20 - Forças envolvidas no par engrenado.	100
Tabela 21 - Reações de apoio nos mancais das árvores I e II.	109
Tabela 22 - Parâmetros da União Parafusada 1.	117
Tabela 23 - Parâmetros da União Parafusada 2.	118
Tabela 24 - Parâmetros da União Parafusada 3.	118
Tabela 25 - Parâmetros da União Parafusada 4.	119

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	17
1.1	Justificativa	18
1.2	Objetivo Geral	18
1.3	Objetivos Específicos	18
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	19
2.1	Polímeros Pós-Consumo.....	19
2.2	Propriedades Mecânicas dos Polímeros	21
2.3	Formas de Reciclagem de Polímeros	24
2.4	Moinhos e Trituradores para Polímeros: Princípios e Funcionamento	25
2.5	Fundamentos de Projetos de Máquinas	27
3	METODOLOGIA	35
4	DESENVOLVIMENTO: CARACTERIZAÇÃO MECÂNICA DOS POLÍMEROS	38
4.1	Ensaio de Tração	39
4.2	Ensaio de Cisalhamento	40
5	DESENVOLVIMENTO: PROJETO CONCEITUAL.....	42
5.1	Escopo da Máquina	42
5.2	Concepção.....	42
5.3	Dimensionamento Dos Sistemas do Triturador.....	44
5.4	Especificações Finais	62
6	CONSIDERAÇÕES FINAIS.....	64
7	SUGESTÕES DE TRABALHOS FUTUROS	65
8	REFERÊNCIAS	66
	APÊNDICE A – Resultados Experimentais dos Ensaios Mecânicos.....	68
	APÊNDICE B – Memorial de Cálculo dos Sistemas Mecânicos	81
	APÊNDICE C – Ábacos para Análise de Concentradores de Tensão e Sensibilidade ao Entalhe. .	120
	APÊNDICE D – Desenhos Técnicos	121

1 INTRODUÇÃO

A produção de polímeros sintéticos comerciais iniciou em maior escala no início dos anos de 1940, suas aplicações se estendem desde o setor industrial até o uso doméstico e são empregados em uma vasta gama de produtos. Por sua versatilidade e baixo custo, os termoplásticos rapidamente foram incorporados em embalagens de alimentos, se tornando uma das principais formas de armazenamento de produtos alimentícios e de consumo (LOKENSGARD, 2013).

A produção de polímeros termoplásticos cresceu de forma substancial nos últimos anos. Segundo o relatório de sustentabilidade do ano de 2017 da Empresa Petroquímica BRASKEM, a demanda de resinas no mercado brasileiro aumentou em 4% comparado ao ano de 2016, cerca de 5,1 milhões de toneladas. Devido a esse aumento de produção é possível supor que a quantidade de resíduos também crescerá em proporção, o que acarretará em um nível de poluição ainda mais elevado.

Segundo um estudo publicado em março de 2019 pelo Fundo Mundial para a Natureza (WWF), o Brasil é o 4º maior produtor de lixo plástico do mundo, e um dos países que possui a menor taxa de reciclagem deste material, em torno de 1,2% que reflete em aproximadamente 145.000 toneladas por ano.

Com a elevada produção de materiais plásticos nos diversos setores da indústria, é inevitável que após o ciclo de vida dos produtos a quantidade de resíduos se acumule de forma substancial, principalmente quando se diz respeito a embalagens de descarte rápido que fazem parte dos resíduos pós-consumo (SANTI, 2018). A poluição causada pelos polímeros descartados de forma inadequada aumenta a cada ano. Segundo estimativas do WWF 104 milhões de toneladas de plástico estarão presentes na natureza até o ano 2030 se os índices de produção forem alcançados.

O processo de manufatura dos polímeros necessita de tecnologias avançadas e equipamentos de alto custo, porém, o ciclo de vida dos produtos plásticos pós-consumo é relativamente curto (SPINACÉ, 2005). Entretanto os polímeros apresentam excelentes propriedades físico-químicas e se torna de grande valia recuperar sua versatilidade e valor agregado.

1.1 Justificativa

A reciclagem de polímeros se restringe a empresas que processam grandes quantidades de material devido a viabilidade econômica. A maioria das empresas ficam localizadas em grandes centros urbanos onde a quantidade de resíduos é elevada. Como o Brasil possui dimensões continentais, em geral nas cidades mais afastas dos grandes centros o material é coletado, prensado e encaminhado para a reciclagem. O transporte rodoviário é o principal meio de escoar os materiais, o que na maioria dos casos torna oneroso o traslado. Assim uma forma eficiente de reduzir o volume do material é triturá-lo ao invés de prensá-lo, porém há um revés, o custo de aquisição de um triturador para resíduos é relativamente elevado para tal atividade.

Partindo desta realidade, com o intuito de resgatar o valor agregado dos polímeros e incentivar o desenvolvimento sustentável e a economia circular, este projeto se propõe a desenvolver um triturador compacto, com componentes de fácil aquisição e manufatura, que seja capaz de processar os principais polímeros pós-consumo. O equipamento seria de grande valia para regiões em desenvolvimento, além de fomentar a reciclagem.

1.2 Objetivo Geral

O objetivo geral deste trabalho é desenvolver o projeto de um triturador compacto, para resíduos plásticos de embalagens pós-consumo. O triturador deve ser capaz de processar o material de forma prática, facilitando o adensamento do produto para otimização de armazenamento e transporte.

1.3 Objetivos Específicos

- a) Caracterizar mecanicamente os polímeros de trabalho;
 - b) Determinar os parâmetros de projeto do equipamento;
 - c) Dimensionar o sistema de corte do equipamento;
 - d) Dimensionar a estrutura do equipamento;
 - e) Especificar o sistema de transmissão;
- Especificar e selecionar os demais componentes de máquinas;

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Neste capítulo serão abordados de forma sucinta, os temas que servirão de base para a elaboração do projeto.

2.1 Polímeros Pós-Consumo

Os polímeros podem ser divididos em naturais, como as fibras de sisal e algodão, e os sintéticos derivados do petróleo como Polietileno (PE), Polipropileno (PP) e Polietileno Tereftalato (PET). Em geral dividem-se em quatro grandes grupos: termoplásticos (Plásticos), termofixos, borrachas e fibras. Segundo SPINACÉ (2005) os polímeros termoplásticos possuem ligações químicas em cadeia, o que permite que o material seja reprocessado inúmeras vezes. Já os termofixos possuem ligações químicas cruzadas entre as cadeias, o que inviabiliza sua recuperação, pois, a exposição ao calor faz o material degradar antes de se fundir.

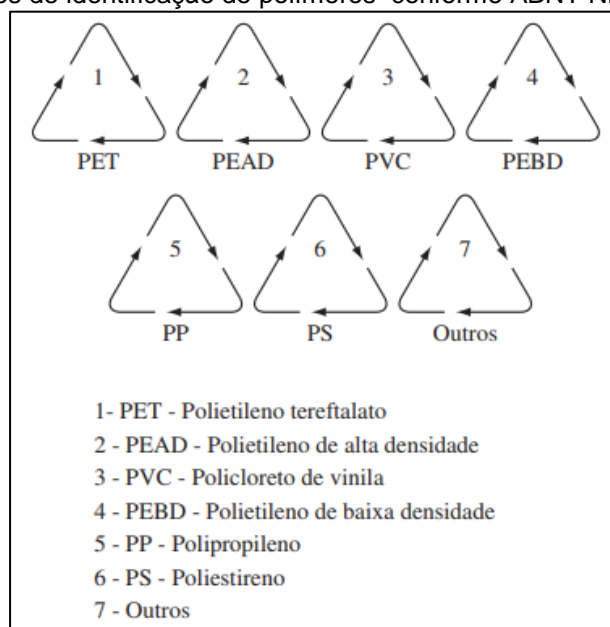
A grande maioria dos polímeros presentes no nosso dia-a-dia são os termoplásticos, que são moldáveis, apresentam boas propriedades mecânicas e baixo custo. Esses fatores ampliam sua aplicação em diversos produtos, conseqüentemente o consumo aumenta a cada ano (SPINACÉ, 2005). As embalagens produzidas em plásticos podem ser classificadas em três categorias, as rígidas (frascos, baldes, etc.), semi-rígidas (copos e potes termo-formados) e as flexíveis (filmes), as rígidas representam grande parte da produção devido a sua estrutura apresentar uma geometria fixa (JORGE, 2013).

Os plásticos foram rapidamente incorporados às embalagens devido ao baixo custo e praticidade. Embalagens apresentam um curto ciclo de vida, o que acaba gerando grandes quantidades de plásticos pós-consumo. Segundo (ABIPLAST, 2014) devido ao frequente uso, o consumo *per capita* por brasileiro é de 35 kg/hab, o que representa cerca de 13,5% de um total de 54,38 milhões de toneladas de resíduos sólidos urbanos.

Os polímeros termoplásticos de uso comum são classificados pela norma ABNT NBR 13230 que define um código universal para cada tipo específico de material, conforme a Figura 1. A norma apresenta os seguintes códigos:

(1) Polietileno Tereftalato (PET), embalagens de bebidas; (2) Polietileno de Alta Densidade (PEAD), recipientes de produtos de limpeza; (3) Policloreto de Vinila (PVC), embalagens de alimentos e construção civil; (4) Polietileno de Baixa Densidade (PEBD), embalagens de alimentos; (5) Polipropileno (PP), tampas e recipientes; (6) Poliestireno (PS), recipientes e embalagens descartáveis; e (7) outros. Segundo a (ABIPLAST, 2017) as principais resinas consumidas no Brasil são o PP, PEAD, PVC, PEBD e PET com porcentagens correspondentes a 21,6%, 13,6%, 13,6%, 10,4% e 8,1% respectivamente. Os polímeros mais empregados na fabricação de embalagens pós-consumo são o PET, o PEAD e o PP, em função das suas propriedades químicas e mecânicas, os mesmos serão descritos com mais detalhes nas próximas seções.

Figura 1 - Códigos de identificação de polímeros conforme ABNT NBR 13230.



Fonte: Norma ABNT NBR 13230.

2.1.1 Polietileno Tereftalato (PET)

O PET é empregado em embalagens de alimentos, fibras (utilizadas desde roupas até tapetes) e é predominante nas embalagens de bebidas carbonatadas por sua boa permeabilidade ao gás. Este polímero apresenta uma boa relação entre rigidez e flexibilidade e pode ser processado facilmente por métodos termoplásticos, apresenta baixa resistência térmica e a solventes (LOKENS GARD, 2013).

2.1.2 Polietileno de Alta Densidade (PEAD)

Devido as diversas propriedades físicas e químicas, baixo preço e facilidade de processamento, o PEAD tornou-se um dos plásticos mais utilizados em recipientes moldados por sopro, embalagens, brinquedos, entre outros produtos. Em geral apresentam alta expansão quando sujeitos ao calor e baixa resistência quando exposto ao meio ambiente por longos períodos (LOKENS GARD, 2013).

2.1.3 Polipropileno (PP)

O polipropileno apresenta propriedades físicas muito semelhantes às do polietileno de alta densidade. Quando comparado, exibe maior rigidez e possibilita temperaturas de serviço mais elevadas. Apresentam boas características quanto ao coeficiente de fricção, excelente resistência à fadiga, umidade, flexão e impacto (LOKENS GARD, 2013).

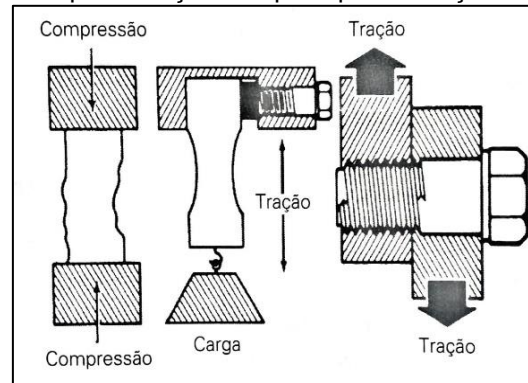
2.2 Propriedades Mecânicas dos Polímeros

As propriedades dos materiais são de extrema importância para o ramo da engenharia. Os projetistas baseiam-se em resultados padronizados para estabelecer os requisitos e parâmetros de projeto. Assim é de extrema importância caracterizar os materiais para obter uma compreensão do seu comportamento (LOKENS GARD, 2013).

As propriedades mecânicas dos polímeros são dependentes do seu comportamento viscoelástico. Assim, parâmetros como temperatura, ambiente e tempo afetam diretamente em seu comportamento físico (CANEVAROLO, 2010).

Para a padronização dos dados existem os órgãos certificadores, estabelecem os padrões para os ensaios dos materiais, como a Sociedade Americana para Testes e Materiais (ASTM) e a Organização Internacional para Padronização (ISO). As propriedades mecânicas descrevem o comportamento de um material quando submetido a forças mecânicas, e podem ser classificadas em compressão, tração e cisalhamento, exemplificados na Figura 2 (LOKENS GARD, 2013).

Figura 2 - Representação dos principais esforços mecânicos.



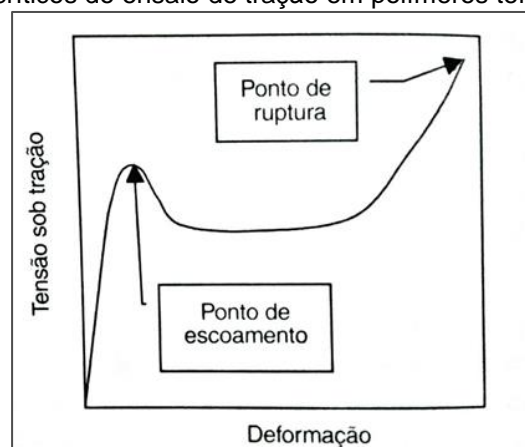
Fonte: Lokensgard (2013).

2.2.1 Resistência a Tração

A resistência à tração é um dos principais indicadores de resistência de um material, ela indica a capacidade do material de suportar esforços axiais. Através da norma ASTM D638 é possível mensurar a resistência à tração de polímeros onde avalia-se a variação do comprimento de um corpo de prova em função da carga aplicada (LOKENSGARD, 2013) (HIBBELER, 2010).

As tensões podem ser obtidas para qualquer ponto da curva através da razão entre a força e área da seção transversal do corpo de prova. Na Figura 3 observa-se o resultado de um ensaio de tração, destacando os parâmetros de caracterização como ponto de escoamento e ponto de ruptura (CANEVAROLO, 2010). A Figura 4 ilustra a curva de tensão-deformação para um polímero semicristalino, onde observa-se os estágios de deformação (HIBBELER, 2010).

Figura 3 - Pontos críticos do ensaio de tração em polímeros termoplásticos.



Fonte: Canevarolo (2010).

Segundo CANEVAROLO (2010) a tensão nominal e a deformação do ensaio de tração podem ser obtidas pela Equação 1 e Equação 2 respectivamente.

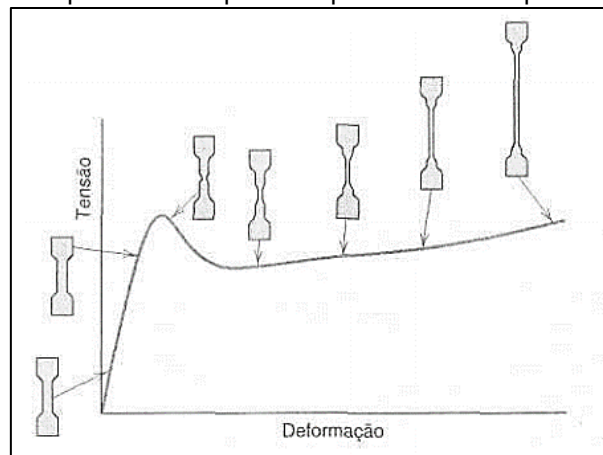
$$\sigma_{nominal} = \frac{F}{A_0} \quad (1)$$

Onde: F é a força e A_0 é a área da seção transversal.

$$\varepsilon = \frac{\Delta l}{l_0} = \frac{l-l_0}{l_0} \quad (2)$$

Onde: Δl é a variação do comprimento e l_0 é o comprimento inicial.

Figura 4 - Comportamento típico dos polímeros termoplásticos em tração.



Fonte: Callister (2008).

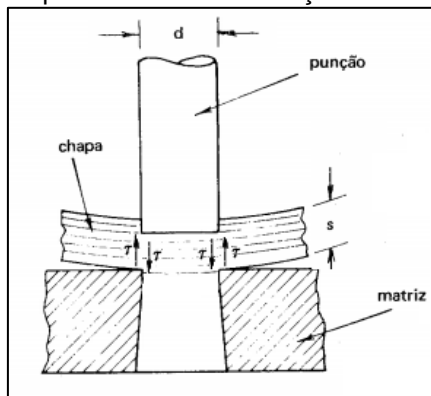
2.2.2 Resistência ao Cisalhamento

A resistência ao cisalhamento define a tensão que irá causar o rompimento do material, onde as partes serão completamente separada por uma força cisalhante (LOKENSFARD, 2013) (CHIAVERINI, 1986). Um punção é forçado axialmente contra uma matriz, onde o esforço de compressão transforma-se em esforço cisalhante. A Figura 5 representa o esquema físico para a análise ao cisalhamento. A resistência pode ser mensurada pela Equação 3, onde a norma ASTM D732 define parâmetros e métodos para avaliar a resistência ao cisalhamento de polímeros.

$$\tau_{cisalhamento} = \frac{F_c}{A_c} \quad (3)$$

Onde: F_c é a força de corte e A_c é a área da borda cisalhada.

Figura 5 - Esquema físico dos esforços de cisalhamento.



Fonte: Chiaverini (1986), adaptado.

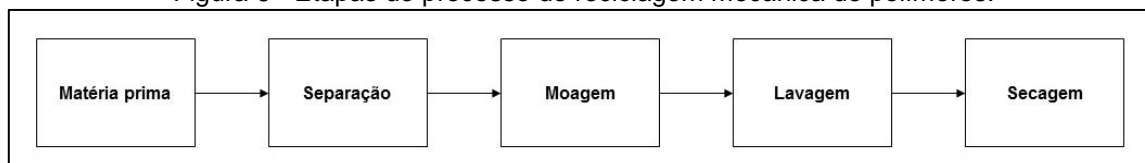
2.3 Formas de Reciclagem de Polímeros

Devido a motivos econômicos, sociais e ambientais reciclar tornou-se de grande importância para o desenvolvimento sustentável de um país. A reciclagem de polímeros tem como objetivo reaproveitar os resíduos descartados e reintegrá-los novamente na cadeia produtiva. Devido a sua resistência e longos anos para sua decomposição os polímeros acabam por degradar, de forma substancial, o meio ambiente (SPINACÉ, 2005) (MICHAELI, 1995). Segundo SPINACÉ, 2005 a reciclagem dos polímeros é dividida em reciclagem mecânica, química e energética.

2.3.1 Reciclagem Mecânica

O processo mecânico é o mais difundido entre os métodos de reciclagem, o qual consiste em reprocessar os resíduos de polímeros termoplásticos com a finalidade de recuperar suas propriedades às condições mais próximas das iniciais, para que possa ser reutilizado. Anteriormente ao processamento dos resíduos, existe o processo de separação em tipos de polímeros que é de fundamental importância. Após, emprega-se os processos mecânicos que se subdividem em triturar o material em pequenos flocos (*Flakes*), lavar e secar, como mostra a Figura 6, para que posteriormente possa ser transformado diretamente em novos produtos ou em grãos (*Pellets*), matéria prima utilizada em máquinas injetoras (SPINACÉ, 2005).

Figura 6 - Etapas do processo de reciclagem mecânica de polímeros.

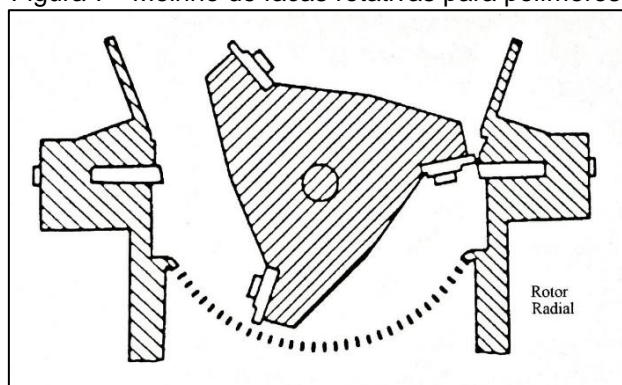


Fonte: Nunes (2007), (adaptado).

2.4 Moinhos e Trituradores para Polímeros: Princípios e Funcionamento

Segundo SPINACÉ (2005) a primeira etapa mecânica do processo de reciclagem deve ser moer o material em um moinho de facas, como mostra a Figura 7. O material moído passa através de peneiras que delimitam a granulometria dos flocos proporcionando melhor homogeneização nos processos futuros. A trituração é de fundamental importância e o processo ocorre em duas etapas: primeiro o material é fragmentado em partículas de 25 a 50 mm; posteriormente passa por um novo processo de fragmentação para atender a especificação desejada.

Figura 7 - Moinho de facas rotativas para polímeros.



Fonte: Michaeli (1995), (adaptado).

Segundo ZANIN E MANCINE (2015), um tamanho razoável de flocos para a indústria da reciclagem está em torno de 1 cm de diâmetro, dimensões nessa ordem de grandeza garantem que não fiquem armazenadas impurezas em dobras, causadas por processos anteriores de compactação do material para transporte.

Existem no mercado vários tipos de fragmentadores para aplicações distintas. Para polímeros usualmente emprega-se os moinhos que são compostos por um eixo central, facas fixas e rotativas. Neste tipo de fragmentação, o consumo de energia é razoavelmente alto, além das constantes paradas para manutenção e afiação das facas, o que eleva custos de produção (ZANIN E MANCINE, 2015).

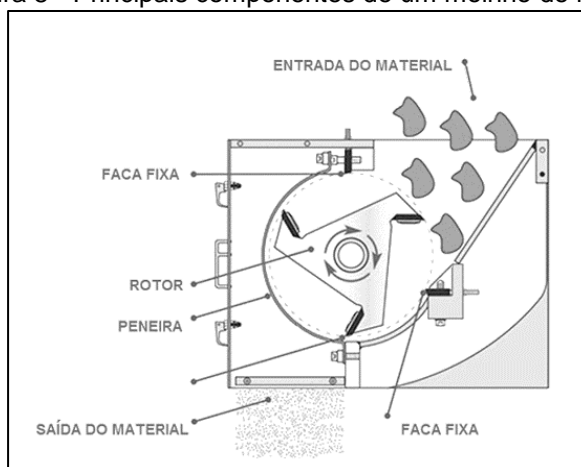
Um modelo de fragmentador bastante empregado na indústria são os trituradores (Shredder) com dois ou mais eixos. Esses trituradores são utilizados em diversos tipos de materiais e empregados a uma gama de resíduos plásticos. Em geral são projetados para uma maior eficiência e vida útil, conforme especificações de aplicação (RATHNAM e BABU, 2017) (SAKTHIVEL, 2017).

As empresas especializadas na produção destes equipamentos têm como foco melhorias na segurança dos operadores, baixos níveis de ruídos e melhor desempenho entre potência e capacidade de produção. Para este quesito, diferentes geometrias de lâminas de corte são analisadas, como o uso de dentes e serras (ZANIN E MANCINE, 2015). Segundo SAKTHIVEL (2017) a fragmentação mecânica é um processo complexo que exige sistemas resistentes e confiáveis. O desenvolvimento de geometrias de lâminas para fragmentação, além de otimizar peso, durabilidade e potência utilizada, também auxilia na redução de tempo e custos de fabricação.

2.4.1 Moinho de Corte de Facas Rotativas

O moinho de facas rotativas consiste de facas fixas e móveis, que giram em um eixo, onde é possível ajustar as folgas entre si. Após o mecanismo de facas localiza-se um sistema onde uma peneira é fixada, assim os flocos menores passam entre os orifícios e os demais são novamente recortados devido ao movimento circular, até atingirem o tamanho adequado para passarem pela peneira. Na Figura 8 observa-se um sistema de corte de moinhos de facas rotativas (ZANIN E MANCINE, 2015).

Figura 8 - Principais componentes de um moinho de facas.



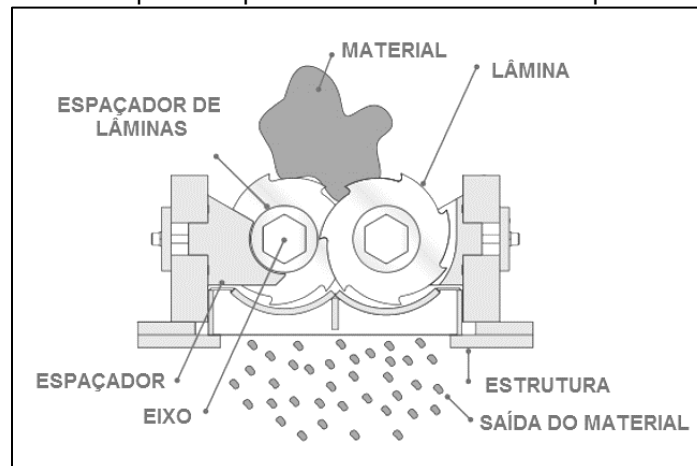
Fonte: Disponível em: < <https://www.jordanreductionsolutions.com/machines/granulators/>>, acesso em 07 de maio de 2019, adaptado.

2.4.2 Triturador de Plástico (*Shredder*)

Em trituradores de eixo duplo o material a ser triturado é inserido por um bocal de alimentação e ao entrar em contato com as lâminas é puxado entre os eixos. Os eixos giram no mesmo sentido, o que faz com que o material seja forçado a passar

pelo espaço entre as lâminas e os espaçadores, assim cisalhando o material. Após o corte o material passa pela peneira realizando o mesmo refluxo do moinho de facas, a fim de atingir a granulometria especificada pela peneira (SAKTHIVEL, 2017) (ZANIN E MANCINE, 2015). Na Figura 9 observa-se o mecanismo de corte envolvido em um triturador de dois eixos.

Figura 9 - Principais componentes de um triturador de polímeros.



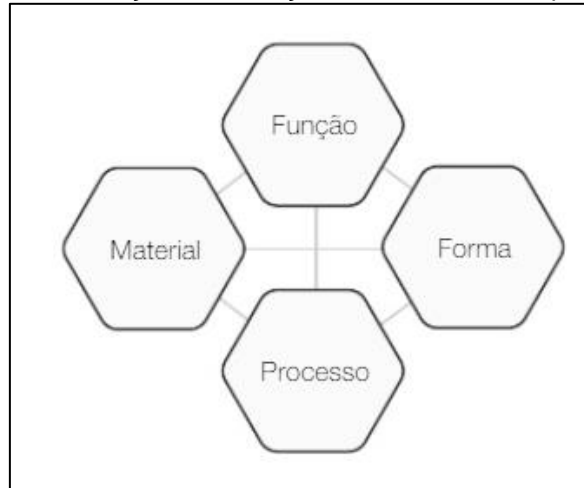
Fonte: Disponível em: < <https://www.jordanreductionsolutions.com/machines/shredders/> > JSB, acesso em 07 de maio de 2019, adaptado.

2.5 Fundamentos de Projetos de Máquinas

Em um projeto de uma máquina, onde existem peças móveis, devemos considerar que se está projetando um conjunto de peças inter-relacionadas e deste modo é necessário aplicar os conceitos fundamentais da engenharia como estática, dinâmica, além da resistência e propriedades dos materiais. O foco de um projeto mecânico é dimensionar e dar forma aos componentes da máquina, sempre com o objetivo de prevenir falhas, para isso necessita-se realizar uma análise de tensões e deformações (NORTON, 2014).

O dimensionamento de um componente está atrelado a sua função, material a ser utilizado, processo e a sua forma (geometria), como mostra a Figura 10. Devido aos fatores relacionados o projeto mecânico se torna um processo iterativo, assim, quando se dispõe de informações a respeito de uma variável é possível manipular as demais (NORTON, 2014) (ASHBY, 2012).

Figura 10 - Relação entre função, material, forma e processo.



Fonte: Ashby (2012).

Quando se desenvolve o projeto de um elemento mecânico é importante avaliar como os fatores intrínsecos vão influenciar no desempenho da estrutura. Partindo da possível perda de função do componente, adota-se um fator de projeto mínimo que compense as incertezas. Após o término do dimensionamento, o fator de projeto muda em função dos arredondamentos pertinentes, dessa forma, define-se o coeficiente de segurança real, que é definido pela Equação 4.

$$n_d = \frac{S}{\sigma(ou\tau)} \quad (4)$$

Onde: S é a resistência de perda de função e $\sigma(ou\tau)$ a tensão admissível.

2.5.1 Propriedades dos Materiais

Compreender as propriedades mecânicas dos materiais e saber mensurá-las é de fundamental importância, pois através delas é possível determinar que não ocorram falhas. Os componentes em serviço estão sujeitos a forças, desta forma, é necessário identificar as tensões e distribuição de tensões para o dimensionamento adequado (CALLISTER, 2008).

Para carregamentos estáticos, o comportamento mecânico pode ser caracterizado por um simples ensaio de tração uniaxial. O resultado de um ensaio de tração em função da tensão e deformação é mostrado na Figura 11. Existem três formas básicas de aplicação de uma carga: tração, compressão e cisalhamento. O resultado de um ensaio em geral é representado na forma de força em função do

alongamento. As equações para cálculo das tensões e deformações estão representadas nas Equações 5, 6 e 7 respectivamente (CALLISTER, 2008).

A tensão de engenharia é definida por:

$$\sigma_o = \frac{F_o}{A_o} \quad (5)$$

Onde: F_o é a força e A_o é a área da seção transversal.

A deformação de engenharia é definida por:

$$\varepsilon_o = \frac{\Delta l}{l_o} = \frac{l-l_o}{l_o} \quad (6)$$

Onde: Δl é a variação do comprimento e l_o é o comprimento inicial.

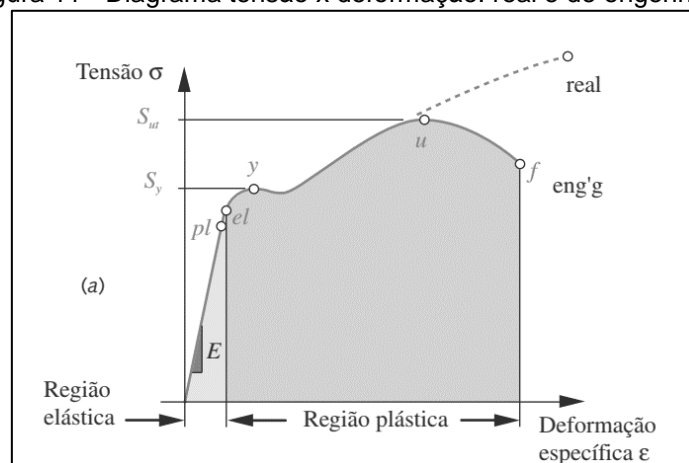
A tensão cisalhante é definida por:

$$\tau_{\text{cisalhamento}} = \frac{F_c}{A_c} \quad (7)$$

Onde: F_c é a força de corte e A_c é a área cisalhada.

Na Figura 11, observa-se o regime de deformação elástico, que representa baixos índices de tensão de tração. Nesse trecho a tensão e a deformação são proporcionais entre si, a relação entre elas é definida pela lei de Hooke e a constante de proporcionalidade é definida como módulo de elasticidade (CALLISTER, 2008).

Figura 11 - Diagrama tensão x deformação: real e de engenharia.



Fonte: Norton (2004).

Nas questões práticas de engenharia, a grande maioria dos componentes é submetido a estados multiaxiais de tensões, o que requer encontrarmos um estado equivalente de tensões, para que possa ser feita a comparação com o ensaio de tração (uniaxial). Em componentes de máquinas a maioria dos materiais utilizados são dúcteis. Existem vários critérios de falha para materiais dúcteis, sendo os mais utilizados nessa categoria o Critério de Tresca e von Mises (JUVINALL, 2008) (NORTON, 2004).

O critério de Tresca para materiais dúcteis define que a falha irá ocorrer quando a tensão de cisalhamento máxima em algum elemento atinge ou excede a tensão de cisalhamento máxima (S_y) de um corpo de prova do mesmo material quando submetido a um ensaio de tração uniaxial, como mostra a Equação 8. A tensão equivalente de Tresca é representada pela Equação 9 (JUVINALL, 2008) (NORTON, 2004).

$$\tau_{max} = \frac{\sigma_1 - \sigma_3}{2} \geq \frac{S_y}{2} \quad (8)$$

Onde: σ_1 e σ_3 são tensões principais e S_y a tensão de cisalhamento máxima.

$$\sigma_{eq} = \sigma_1 - \sigma_3 \quad (9)$$

Onde: σ_1 e σ_3 são tensões principais.

O critério de von Mises, ou Teoria da máxima energia de distorção para materiais dúcteis define que ocorrerá a falha quando a energia de deformação por distorção por unidade de volume se iguale ou seja superior a energia de deformação por distorção por unidade de volume de um corpo de prova de mesmo material quando submetido a tração ou compressão, representada na Equação 10. A tensão equivalente de von Mises para um estado multiaxial de tensões é expressa pela Equação 11 (JUVINALL, 2008) (NORTON, 2004).

$$\left[\frac{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2}{2} \right]^{1/2} \geq S_y \quad (10)$$

Onde: σ_1 , σ_2 , e σ_3 são tensões principais e S_y a tensão de cisalhamento máxima.

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\frac{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2}{2}} \quad (11)$$

Onde: σ_1 , σ_2 , e σ_3 são tensões.

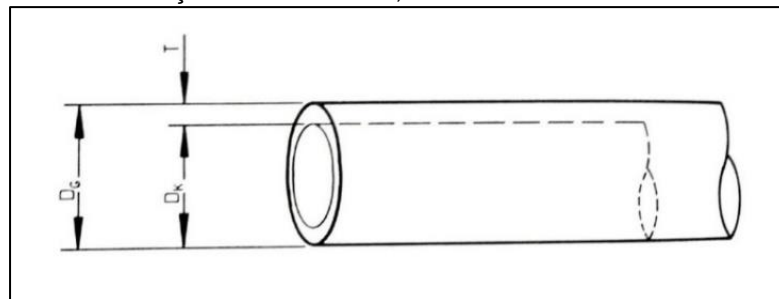
2.5.2 Tolerâncias Dimensionais

Peças de fabricação individual devem, durante o processo de montagem, acoplar com seu par sem a necessidade de ajustes. Isso só ocorre quando as peças confeccionadas apresentam forma e qualidade compatíveis (AGOSTINHO, 2009).

É de extrema importância controlar os desvios de forma e posição das peças fabricadas, caso contrário pode ocasionar problemas no acoplamento das peças que foram fabricadas de forma independente, o que gera transtornos e interrupções nas linhas de montagem. É de extrema importância determinar em que faixa de variação a peça pode trabalhar em serviço sem que ocorra interrupções, isso facilita o processo de produção das peças e viabiliza a intercambiabilidade durante um processo de manutenção (AGOSTINHO, 2009).

Na Figura 12, observa-se a diferença entre duas medidas limites, o que torna aceitável a produção, essa diferença é definida como tolerância. De forma particular a tolerância de medida é representada pela diferença entre a medida máxima e mínima, conforme a Equação 12.

Figura 12 - Diferença entre diâmetros, definida como tolerância dimensional.



Fonte: Agostinho (2009).

$$T = D_G - D_K \quad (12)$$

Onde: D_G é a medida de diâmetro máxima e D_K a medida de diâmetro mínima.

2.5.3 Projetos de Eixos

Os eixos podem ser submetidos a diversos tipos de esforços, como cargas axiais, torcionais e de flexão, que podem ser estáticas ou flutuantes. Para um eixo é necessário que o mesmo atenda a requisitos de resistência, de modo que as tensões e deformações sejam aceitáveis para um bom desempenho de sua atividade

(JUVINALL, 2008). Em projetos de eixos não é necessário avaliar as tensões em todos os pontos, basta analisar através dos diagramas de esforços os locais críticos. Para eixos em geral os pontos críticos se localizam na superfície, em locais onde o momento flexor é elevado, nas seções onde o torque está presente, além dos concentradores de tensão (NORTON, 2004).

Após a determinação da seção considerada mais crítica, realizando uma combinação de tensões, juntamente com uma teoria de falha é possível determinar as tensões equivalentes de amplitude e média. Avaliando as tensões equivalentes pela teoria de falha da energia de distorção máxima e combinando com o critério de Goodman, obtemos para um eixo genérico de seção circular constante, cujo diâmetro está mostrado pela Equação 13 (SHIGLEY, 2008).




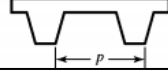
$$d = \left(\frac{16n}{\pi} \left\{ \frac{1}{S_e} \left[4(K_f M_a)^2 + 3(K_{fs} T_a)^2 \right]^{1/2} + \frac{1}{S_{ut}} \left[4(K_f M_m)^2 + 3(K_{fs} T_m)^2 \right]^{1/2} \right\} \right)^{1/3} \quad (13)$$

Onde: n é o coeficiente de segurança, S_e o limite de fadiga, M_a e M_m momentos flexores médio e alternantes, T_a e T_m torques médio e alternante K_f e K_{fs} são os fatores de concentração de tensão de fadiga para flexão e torção e S_{ut} a resistência mecânica.

2.5.4 Transmissão por Correias

A transmissão de potência pode ser feita de diversas formas: por engrenagens, eixo, correias e outros dispositivos. Correias são comumente utilizadas, pois permitem uma maior distância entre os eixos de acionamento, são flexíveis, absorvem cargas e vibrações, além de apresentarem baixo custo de implementação. Existem 4 tipos principais de correias, as planas, redondas, em V e a sincronizadora como mostra a Figura 13. As correias em V são empregadas com motores elétricos para acionamento de máquinas e equipamentos industriais, são fabricadas com tamanhos e seções transversais padronizadas (JUVINALL, 2008) (SHIGLEY, 2008).

Figura 13 - Características de alguns tipos de correias.

Tipo de correia	Figura	Junta	Intervalo de tamanho	Distância entre centros
Plana		Sim	$t = 0,75 \text{ mm a } 5 \text{ mm}$	Sem limite superior
Redonda		Sim	$d = 10 \text{ mm a } 20 \text{ mm}$	Sem limite superior
V		Nenhuma	$b = 8 \text{ mm a } 9 \text{ mm}$	Limitada
Sincronizadora		Nenhuma	$p = 2 \text{ mm}$	Limitada

Fonte: Shigley (2008).

Para correias em V, a força centrífuga que atua no movimento gera uma tração (P_c), como mostra a Equação 14.

$$P_c = m'V^2 = m'\omega^2r^2 \quad (14)$$

Onde: m' é massa por unidade de comprimento, V é a velocidade da correia e r é o raio da polia.

A Equação 15 mostra a equação geral do acionamento por correias.

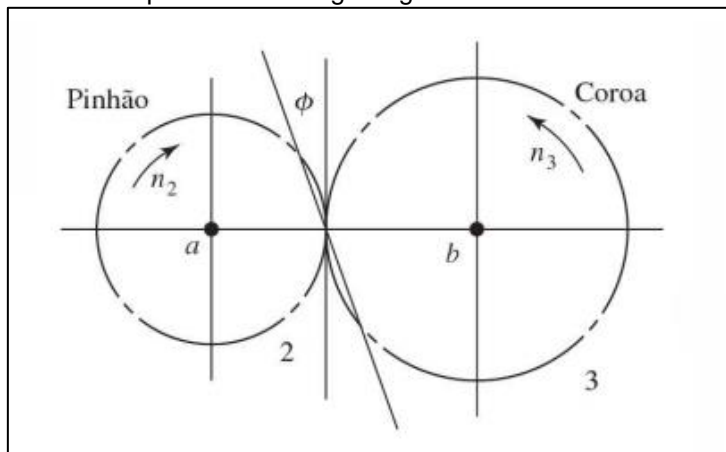
$$\frac{P_1 - P_c}{P_2 - P_c} = e^{\frac{f\phi}{\text{sen}\beta}} \quad (15)$$

Onde: P_1 e P_2 são as forças de tração dos lados tenso e frouxo da correia, f é o coeficiente de atrito, ϕ é o ângulo de contato com a polia e β ângulo referente a geometria da seção transversal.

2.5.5 Transmissão por Engrenagens

Engrenagens são empregadas quando se necessita transmitir torque e velocidade angular. Existem diversos tipos de engrenagens, como as cilíndricas, cônicas e sem-fim, cada qual com suas peculiaridades. Para o acionamento de eixos paralelos é muito comum a aplicação das engrenagens cilíndricas, como mostra a Figura 14, que podem ter dentes retos ou helicoidais, dependendo de sua aplicação.

Figura 14 - Acoplamento de engrenagens cilíndricas de dentes retos.



Fonte: Shigley (2008), adaptado.

Define-se como trem de engrenagens o acoplamento de duas ou mais engrenagens, nos quais são classificados em simples, compostos e epicíclicos. Quando se necessita de uma razão de velocidades maior que 10:1 é necessário utilizar mais de um estágio. Generalizando para qualquer número de engrenagens em um trem, obtemos a razão de velocidades através da Equação 16.

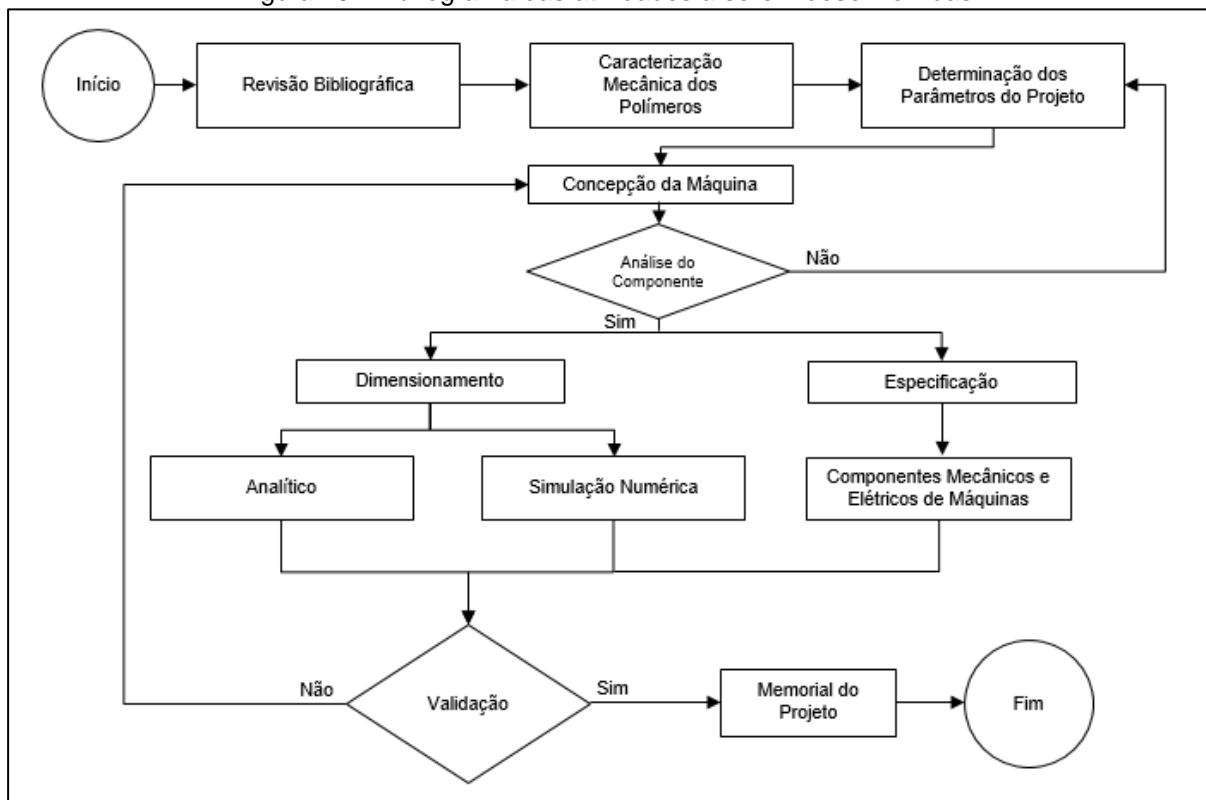
$$m_v = \pm \frac{\text{produto do número de dentes das engrenagens motoras}}{\text{produto do número de dentes das engrenagens movidas}} \quad (16)$$

Onde: m_v é a razão de velocidade.

3 METODOLOGIA

Nesta seção serão detalhadas as atividades a serem desenvolvidas no decorrer do trabalho, para atingir os objetivos propostos. Na Figura 15 é representado através de um fluxograma as fases do projeto, com as devidas alimentações e repetições.

Figura 15 - Fluxograma das atividades a serem desenvolvidas.



Fonte: Autor, 2019.

a) Revisão Bibliográfica

A etapa inicial do projeto foi a revisão bibliográfica sobre os principais polímeros pós-consumo, sua produção e principais aplicações, além de suas propriedades mecânicas e as principais formas de reciclagem. Posteriormente foram pesquisados os tipos básicos de fragmentadores e o processo de fragmentação em si. Foi elaborada uma breve revisão sobre os principais conceitos para o dimensionamento de máquinas, relacionados à área de mecânica dos sólidos e elementos de máquinas.

b) Caracterização Mecânica dos Polímeros

Nesta etapa foram avaliadas as propriedades mecânicas dos principais polímeros pós-consumo citados no item 2.2: Polietileno Tereftalato (PET), Polietileno de Alta Densidade (PEAD), Polipropileno (PP). As propriedades foram mensuradas

baseando-se nas normas de ensaio de tração (ASTM D638) e de cisalhamento (ASTM D732) para polímeros. Para o ensaio de cisalhamento desenvolveu-se um dispositivo de perfuração por cisalhamento. Os corpos de provas para a caracterização foram obtidos através de embalagens descartadas em lixeiras de coleta seletiva, com o intuito de obter dados próximos da realidade. Com base nos resultados foi possível dimensionar os componentes mecânicos de forma otimizada, assim, aproximando substancialmente o teórico do que é realmente praticado.

c) Determinação dos Parâmetros do Projeto

Nesta seção definiu-se o escopo da máquina, como o sistema de alimentação, sua capacidade de operação, tensão de funcionamento, o resultado da fragmentação (dimensão das partículas), além dos parâmetros iniciais do projeto, como a força necessária para romper o material e a geometria do mecanismo de corte. Esta etapa ocorreu paralelamente à concepção da máquina.

d) Concepção da Máquina

A concepção do equipamento consistiu na elaboração de alternativas para a máquina, como o mecanismo de redução de velocidade (já que o equipamento trabalha em faixas de rotação reduzidas), geometrias das lâminas de corte, proteção do operador e os demais mecanismos necessários para o seu funcionamento. Após a elaboração dos conceitos, os mesmos foram analisados de forma crítica a fim de se definir qual o melhor modelo para aplicação desejada, além de atender os requisitos básicos para uma melhor montagem, manutenção e processos de fabricação de componentes.

e) Dimensionamento Analítico dos Elementos de Máquinas

O objetivo principal desta seção foi determinar analiticamente uma relação adequada entre um dado material e sua geometria (formas e dimensões), a fim de satisfazer os esforços de serviço, seguindo o conceito apresentado no item 2.5 da revisão bibliográfica. O principal sistema dimensionado foi o mecanismo de corte que envolve a geometria das lâminas, eixos, mancais e engrenagens. Foram realizados os cálculos analíticos para encontrar o estado de tensões, que foram avaliadas a fim de identificar possíveis locais de falha para o dimensionamento dos componentes, respeitando a relação entre esforços, geometrias, materiais e coeficientes de segurança.

f) Simulações em Elementos Finitos

Em alguns componentes mecânicos a análise analítica é complexa devido a geometria, como exemplo a lâmina de corte. Nestes casos, empregou-se o método dos elementos finitos para o dimensionamento destes componentes.

g) Seleção e Especificação dos Elementos de Máquinas

Nesta tarefa foram selecionados os demais componentes da máquina, como o sistema de redução, os mancais, engrenagens, parafusos e demais componentes. Esses componentes foram especificados em função dos esforços atuantes em suas respectivas atuações.

h) Seleção e Especificação do Sistema Elétrico

Nesta etapa foram dimensionados o sistema de controle e operação da máquina, além dos demais componentes elétricos.

i) Memorial do Projeto

Na etapa final do trabalho, elaborou-se a documentação final nas formas de memoriais descritivo e de cálculo.

4 DESENVOLVIMENTO: CARACTERIZAÇÃO MECÂNICA DOS POLÍMEROS

A seguir será apresentado o desenvolvimento da caracterização mecânica dos polímeros a serem processados pelo triturador, através da determinação de resistência mecânica dos materiais quanto a esforços de tração e cisalhamento. Os resultados experimentais servirão de base para o desenvolvimento do projeto.

Para o projeto do triturador é de grande importância que se avalie as características dos materiais a serem processados, onde as propriedades mecânicas são de grande importância, pois o mecanismo de fragmentação realiza o corte do material por esforços puramente mecânicos e através destes é possível determinar as solicitações impostas ao equipamento.

Conforme descrito na seção 2.1, serão caracterizados os três principais polímeros pós-consumo que possuem valor comercial agregado, sendo eles descritos na Tabela 1.

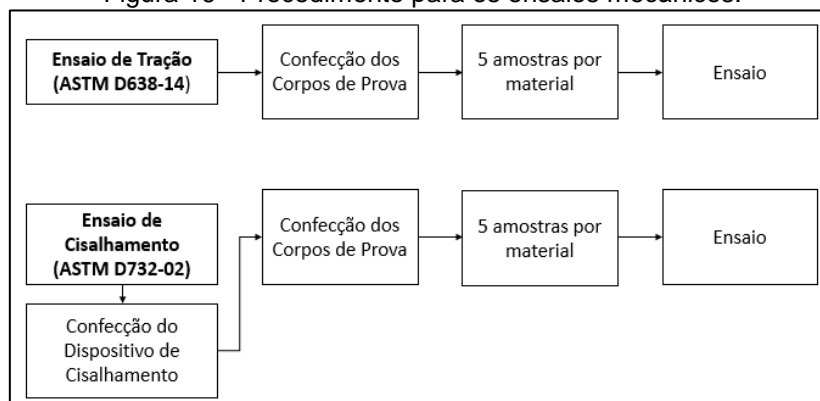
Tabela 1 - Polímeros utilizados nos ensaios mecânicos.

Símbolo de Reciclagem	Abreviatura	Polímero
1	PET	Polietileno Tereftalato
2	PEAD	Polietileno de Alta Densidade
5	PP	Polipropileno

Fonte: Autor, 2019.

Para a caracterização dos polímeros realizou-se os ensaios de tração uniaxial e cisalhamento puro, baseados nas normas ASTM D638 e ASTM D732, respectivamente, a realização dos ensaios segue a sequência ilustrada no fluxograma da Figura 16.

Figura 16 - Procedimento para os ensaios mecânicos.



Fonte: Autor, 2019.

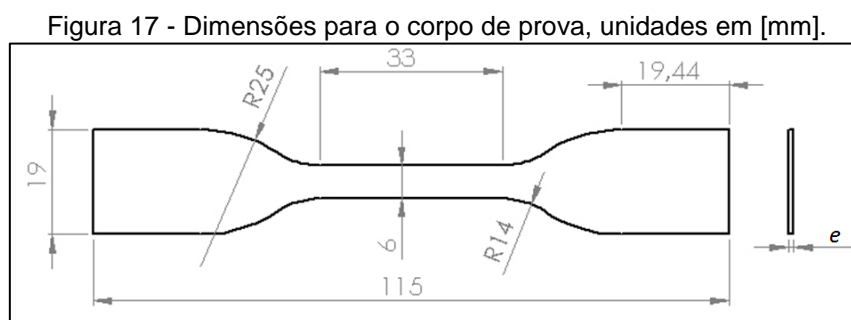
A seguir serão apresentados os resultados dos ensaios de tração e cisalhamento. Detalhamentos de todos os ensaios e a confecção do dispositivo para realizar o ensaio de cisalhamento estão apresentados no Apêndice A.

4.1 Ensaio de Tração

Para a realização do ensaio, utilizou-se como base os parâmetros da Norma ASTM D638 para ensaios de tração em polímeros.

4.1.1 Corpos de Prova

Para o desenvolvimento dos corpos de prova, produzidos por corte, optou-se pelo modelo tipo IV sugerido pela norma ASTM D638-14, a espessura (e) varia conforme o tipo de material ensaiado, a geometria e dimensões definidas estão expressas na Figura 17.



Fonte: Autor, 2019.

4.1.2 Resultados Experimentais

Após o ensaio de tração para cada material, apresentados no Apêndice A, foram plotadas as curvas de força versus deslocamento para determinar o comportamento do material quanto a força aplicada. O comportamento da curva força versus deslocamento é compatível com a bibliografia para todos os corpos de prova.

Analisando os dados obtidos para a capacidade de resistência a tração, observa-se que o PET possui maior resistência a tração para o CP 04 com 139,01 MPa, seguido do PP com 24,27 para o CP 01 e o PEAD com 17,80 MPa para o CP 02.

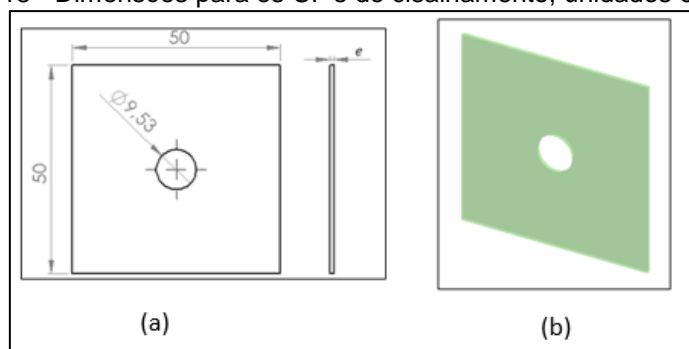
4.2 Ensaio de Cisalhamento

Para a realização do ensaio, utilizou-se como base os parâmetros geométricos e dinâmicos da Norma ASTM D732 para os ensaios de cisalhamento em polímeros. Para o ensaio é necessária a utilização de um dispositivo para fixar o corpo de prova. A confecção do dispositivo está descrita no Apêndice A.

4.2.1 Corpos de Prova

Para a confecção dos corpos de prova produzidos por corte, utilizou-se como referência a geometria e dimensões estabelecidas pela norma ASTM D732, expressas na Figura 18 (a), onde a espessura (e) varia conforme o tipo de material ensaiado e o furo central compatível com um diâmetro de 3/8 de polegada. Na Figura 18 (b) observa-se o corpo de prova em modelo 3D. Para cada material foram confeccionados cinco corpos de prova.

Figura 18 - Dimensões para os CP's de cisalhamento, unidades em [mm].

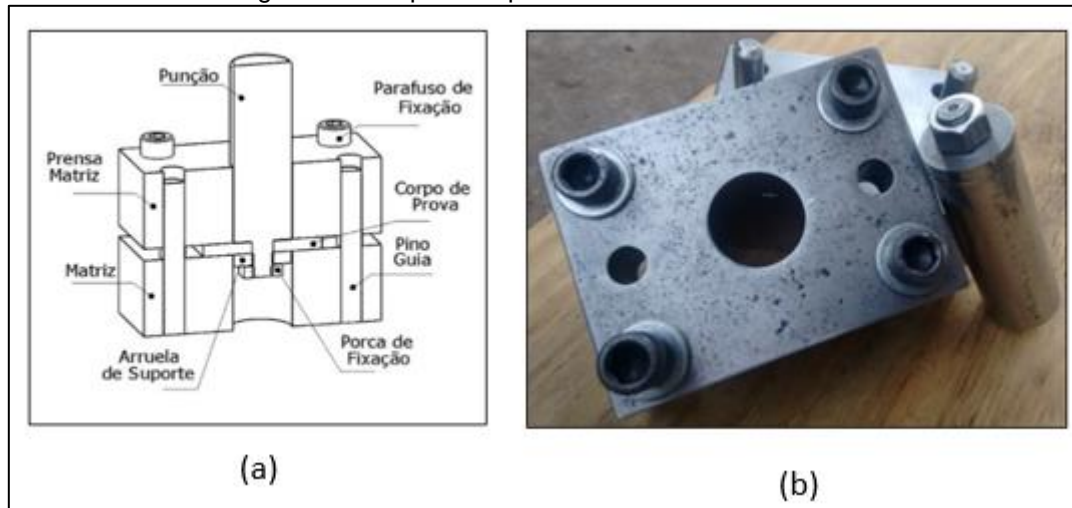


Fonte: Autor, 2019.

4.2.2 Confecção do Dispositivo para Ensaio de Cisalhamento

O dispositivo baseia-se no processo de corte com prensa chapas, onde o corpo de prova é prensado contra uma matriz por uma prensa matriz. A fixação ocorre por meio de parafusos, como mostra a Figura 19 (a). Faz parte do dispositivo um punção cilíndrico que é inserido em um pré-furo no corpo de prova, onde o mesmo é fixado por uma porca juntamente com o auxílio de uma arruela de suporte. Na Figura 19 (b) observa-se o modelo confeccionado para os ensaios, o processo de fabricação e desenhos técnicos encontram-se no Apêndice A.

Figura 19 - Dispositivo para ensaio de cisalhamento.



Fonte: Autor, 2019.

4.2.3 Resultados Experimentais

Nesta seção estão apresentados os resultados do ensaio de cisalhamento para os polímeros. Como sugerido pela norma, para a realização do ensaio utilizou-se 1,25mm/min para a velocidade de deslocamento, além de desconsiderar os corpos de prova que não romperem na borda da matriz.

Analisando os dados obtidos para a capacidade de resistência ao cisalhamento, observa-se que o PET possui maior resistência para o CP 02 com 78,53 MPa, seguido do PP com 24,85 MPa o CP 04 e por fim o PEAD com 17,35 MPa para o CP 04.

5 DESENVOLVIMENTO: PROJETO CONCEITUAL

5.1 Escopo da Máquina

O triturador de polímeros pós-consumo que será projetado deve apresentar as seguintes características básicas:

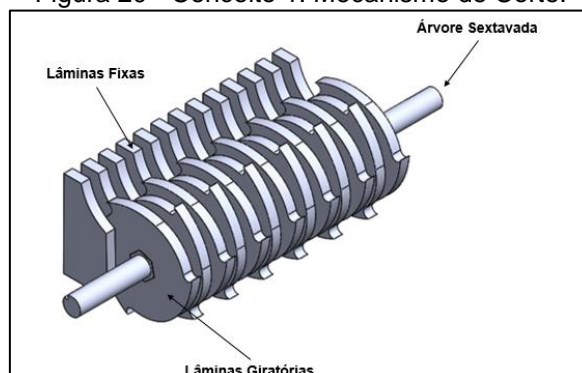
- a) Ser capaz de fragmentar recipientes plásticos pós-consumo de PET, PEAD e PP, como garrafas, potes, embalagens com espessuras próximas de 3 mm;
- b) Processar um recipiente por vez;
- c) Apresentar fácil manutenção;
- d) Possuir reversão no sentido de giro das árvores, para reverter possíveis sobrecargas de material processado;
- e) Não necessitar parada para resfriamento em longos períodos;

5.2 Concepção

Durante o projeto inicial do equipamento, surgiram quatro conceitos básicos a respeito do mecanismo de corte, discutidos a seguir:

- Conceito 1: Baseia em utilizar um eixo com lâminas rotativas que cortam o material sobre lâminas fixas. A dificuldade neste conceito é a necessidade de o material ser “agarrado” pela lâmina rotativa, necessitando do auxílio de um elemento externo que empurre o recipiente sobre as lâminas. Na Figura 20 é apresentado um modelo esquemático do conceito.

Figura 20 - Conceito 1: Mecanismo de Corte.

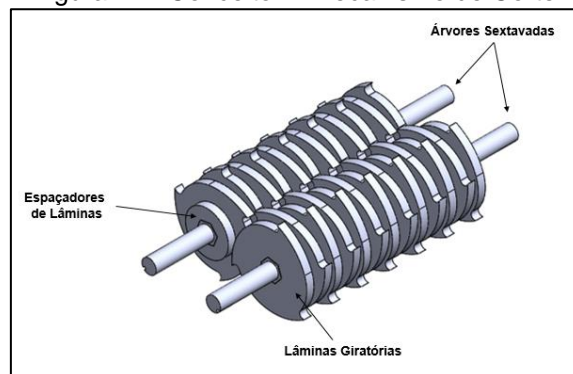


Fonte: Autor, 2019.

- Conceito 2: Baseia-se na utilização de dois eixos com três gumes em cada lâmina que giram de forma sincronizada, neste conceito devido ao sincronismo

o material também não seria “agarrado” com facilidade pelas lâminas. Na Figura 21 observa-se o modelo da concepção.

Figura 21 - Conceito 2: Mecanismo de Corte.

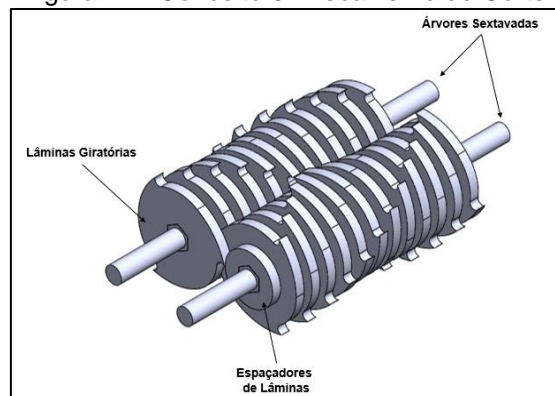


Fonte: Autor, 2019.

- Conceito 3: Baseia-se no conceito 2, utilizando duas lâminas rotativas para a zona de corte, assim, formando uma guilhotina entre elas. As lâminas estão defasadas de forma que um corte somente comece após o término do anterior, assim, facilitando o “agarre” do material e diminuindo os esforços sobre os componentes mecânicos, devido ao corte progressivo.

A dificuldade desta concepção está no fato de que seria necessário utilizar uma lâmina para cada posição, o que inviabilizaria a manutenção do equipamento. Na Figura 22, observa-se o conceito três.

Figura 22 - Conceito 3: Mecanismo de Corte.

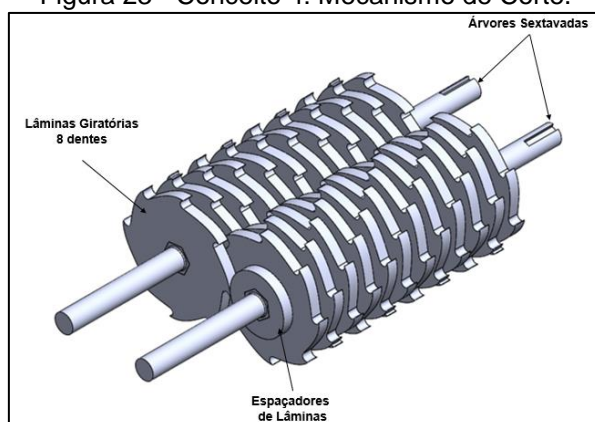


Fonte: Autor, 2019.

- Conceito 4: Analisando os conceitos anteriores, fazendo o eixo em um formato sextavado, com seis lados equivalentes. Foram feitas algumas variações nos gumes de corte e entre lados do sextavo a fim de encontrar um modelo com mais eficiência. O conceito 4 baseia-se no uso de somente uma única lâmina a fim de facilitar a manutenção, utilizando oitos gumes de corte na lâmina, onde devido a geometria da estrutura são realizados quatro cortes simultâneos e

intercalados, assim, unindo o “agarre” do material, baixa manutenção e a progressividade do corte. Na Figura 23 está apresentado o conceito descrito.

Figura 23 - Conceito 4: Mecanismo de Corte.



Fonte: Autor, 2019.

Ao longo da etapa de concepções procurou-se unir o que há de melhor em cada conceito e formular uma solução eficaz para o projeto. Portanto, o triturador será baseado no conceito 4, e o dimensionamento do mesmo será descrito a seguir.

5.3 Dimensionamento Dos Sistemas do Triturador

O projeto do triturador está dividido em quatro sistemas, conforme Tabela 2. Cada componente será dimensionado ou especificado no decorrer deste item, onde serão descritos os procedimentos adotados em cada caso. Detalhamentos específicos e o memorial de cálculos podem ser analisados nos respectivos apêndices citados.

Tabela 2 - Sistemas e componentes.

Sistema de Transmissão de Potência	Sistema de Corte	Sistema Elétrico	Sistema Estrutural
Motoredutor	Lâminas	Chave de Acionamento	Estrutura
Mancais	Espaçadores		Parafusos
Rolamentos	Caixa de Corte		Bocais
Árvores			Peneiras
Engrenagens			Amortecedores Antivibração
Chavetas			Proteções
Acoplamento			Cesto de Coleta

Fonte: Autor, 2019.

Na seção 5.3.1 estão apresentados os esforços atuantes no triturador, onde através destes os componentes serão dimensionados.

No Apêndice D é possível ver as dimensões dos principais componentes e montagens que compõem a máquina.

5.3.1 Esforços Atuantes no Mecanismo de Corte

- **Resistência ao Cisalhamento**

A força de corte é baseada na resistência à ruptura por cisalhamento do material e na área que será cisalhada. Para o projeto, no capítulo 4 foram caracterizados os três materiais a serem processados pelo triturador, onde obteve-se o PET como sendo o material mais resistente. Assim, utilizou-se como sendo crítica as propriedades do material PET cuja resistência ao cisalhamento vista na seção 4.2.3 é definida como:

$$\tau_{rup} \cong 78,53 \text{ MPa}$$

- **Área de Corte**

Para a área de corte considerou-se o conceito de corte progressivo em aresta inclinada, conforme Apêndice B, assim:

$$A_c = \frac{e^2}{2 \tan \theta} = 6,07 \text{ mm}^2 = 6,07 \times 10^{-6} \text{ m}^2$$

- **Força de Corte**

A força de corte necessária para fragmentar o material, levando em consideração a área de corte progressiva é calculada no Apêndice B, onde:

$$F_c \cong 477 \text{ N}$$

- **Tensão e Força de Serviço**

Para o fator de serviço, levou-se em consideração a variação percentual entre os valores de tensão de cisalhamento máximos e mínimos da seção 4.2.3. Como a variação entre os CP's de cisalhamento é de 9,72%, aplicou-se 10% em cima do valor de cisalhamento máximo, assim, considerando um fator de segurança que garanta a ruptura do material.

$$\text{Variação Percentual} = \frac{(78,53) - (70,9)}{(78,53)} = 9,72\%$$

$$FS = 1,1$$

A tensão de cisalhamento e a força de corte de serviço são respectivamente:

$$\tau_{rup_S} \cong 86,38 \text{ MPa}$$

$$F_{c_S} = 524,80 \text{ N}$$

5.3.2 Sistema de Transmissão de Potência

Nesta seção serão apresentados os dimensionamentos dos componentes do sistema transmissão de potência do triturador, tendo como especificações desejadas:

- ✓ Velocidade de trabalho das árvores: entre 50 e 60 rpm, o que permite a utilização de potências menos elevadas, esta faixa de rotação comumente empregada em modelos de trituradores destinados para esta aplicação.
- ✓ Nível de choques moderados;
- ✓ Vida infinita para eixos;

• Potência e Torque necessários para o Sistema

Através do cálculo da potência e do torque, conforme Apêndice B, define-se a potência e o torque de entrada que devem ser fornecidos ao sistema:

$$P_{entrada} \cong 1,77 \text{ CV} \cong 1301,83 \text{ W}$$

$$T_{entrada} \cong 243,75 \text{ Nm}$$

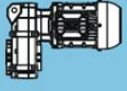


• Seleção do Motorreductor

Para a seleção do Motorreductor, considerou-se os parâmetros estabelecidos na seção 5.1 e calculados na seção 5.3.2. Os parâmetros básicos que devem ser atendidos são:

- ✓ Inversão do sentido de giro;
- ✓ Rotação de saída 51 rpm;
- ✓ Torque mínimo de 243,75 Nm;
- ✓ Potência mínima no eixo de 1,77 CV (1,32 kW);

Assim, para o projeto em questão selecionou-se um Motorreductor da marca WEG, modelo Vertimax WCG20, com 1,50 kW de potência, rotação de saída de 50,56 rpm, e um torque de saída de 283 Nm, que atende as necessidades do projeto, conforme a Figura 24, com o código do produto (V04200NAA0EAW0AHBA), onde as especificações técnicas estão apresentadas na Tabela 3.

Figura 24 - Motorreductor WEG - Vertimax WCG20.

P_N = 1,50 kW											
60 Hz				50 Hz				i _{ex}			
n ₂	M ₂	n ₁ = 1750 fs	Fr	n ₂	M ₂	n ₁ = 1450 fs	Fr				
rpm	Nm		kN	rpm	Nm		kN			kg	Página com dimensões
129,77	110	3,62	6,6	107,53	133	3,00	6,5	13,48	V04223	26	V 57
118,38	121	3,31	6,6	98,09	146	2,74	6,5	14,78	V04224	26	
106,21	135	2,97	6,6	88,00	163	2,46	6,4	16,48	V04225	26	
96,89	148	2,71	6,5	80,28	178	2,24	6,2	18,06	V04226	26	
80,25	179	2,24	6,2	66,49	215	1,86	5,8	21,81	V04227	26	
73,20	196	2,04	6,1	60,65	236	1,69	5,6	23,91	V04228	26	
61,77	232	1,72	5,6	51,18	280	1,43	4,9	28,33	V04229	26	
56,35	254	1,57	5,3	46,69	307	1,30	4,3	31,06	V04230	26	
50,56	283	1,41	4,8	41,89	342	1,17	3,3	34,62	V04231	26	
46,12	311	1,29	4,1	38,21	375	1,07	1,7	37,95	V04232	26	
39,20	365	1,09	**	32,48	441	0,91	**	44,64	V04233	26	

Fonte: Adaptado catalogo WEG Cestari Redutores.

Tabela 3 - Características Técnicas do Motorreductor Vertimax WCG20.

Motorreductor – Vertimax (WCG20).

Código	Descrição
V	Modelo Vertimax
04	Tamanho da Carcaça (Alumínio)
2	Dois Estágios
00	Código da Redução
N	Fixação por Pés
A	Tipo de Saída (Eixo integral em mm)
A	Tipo de Entrada (Motor Direto IEC)
0	Sem Contra Recuo
E	Carcaça do Motor 90S
A	Motor IR2
W	Motor Marca WEG
0	Sem Acessórios no Motor
AH	Potência do Motor (1,5 kW) (2CV)
B	Polaridade 4 Pólos
A	Frequência (60 Hz)

Fonte: Autor, 2019.

• Seleção do Acoplamento Flexível

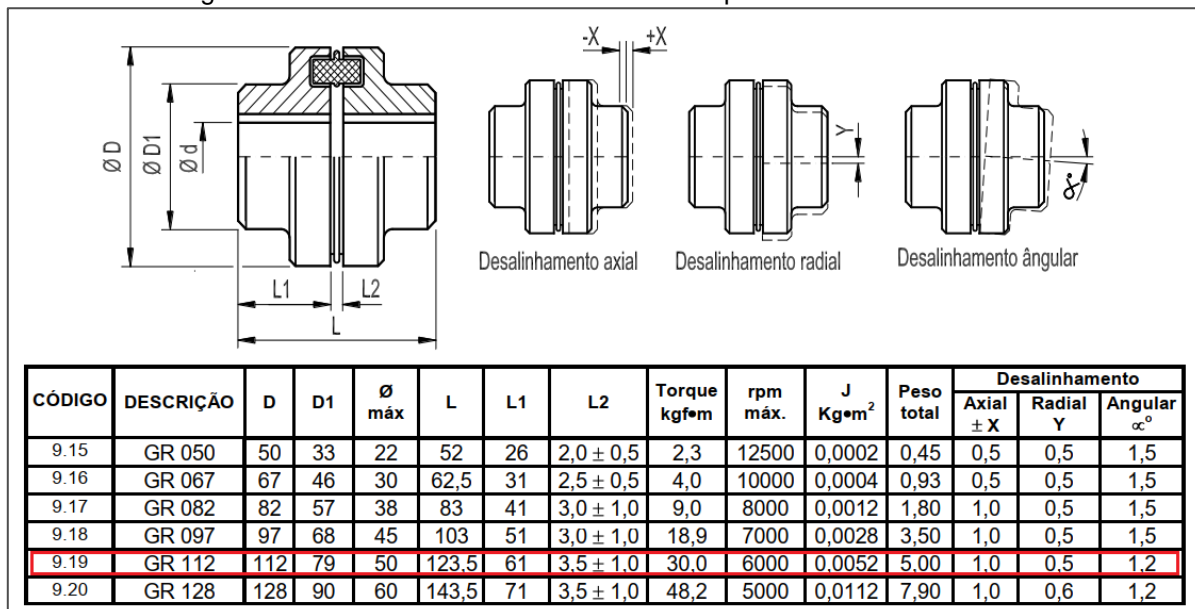
Para a seleção do acoplamento que permite a união do eixo de saída do redutor com o eixo de entrada do mecanismo de corte, optou-se por utilizar um acoplamento flexível. Isso permite acoplar os eixos compensando possíveis desalinhamentos, absorva possíveis vibrações, além de servir como um “fusível mecânico”, caso ocorra algum choque mecânico no mecanismo de corte, protegendo o conjunto do motorreductor.

Considerou-se as seguintes características já pré-definidas anteriormente:

- ✓ Diâmetro de saída do redutor: 30 mm
- ✓ Torque de saída: 283 Nm (28,85 kgfm)
- ✓ Rotação aproximada: 51 rpm
- ✓ Potencia nominal: 1,5 kW (2 CV)

O modelo de acoplamento definido é o GR 112 MADEFLEX GR, conforme a Figura 25.

Figura 25 - Características técnicas dos Acoplamentos MADFLEX GR.



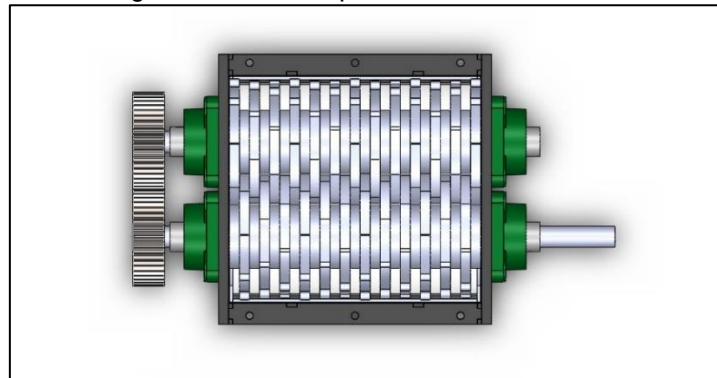
Fonte: Adaptado de Transmitech Redutores.

- **Dimensionamento das Árvores**

O dimensionamento das árvores está apresentado no Apêndice B, onde utilizou-se duas abordagens: dimensionamento estático e para vida infinita em fadiga. Na Figura 26 observa-se o mecanismo de corte com as árvores nas posições de serviço e na Figura 27 a disposição das lâminas de corte nas árvores.

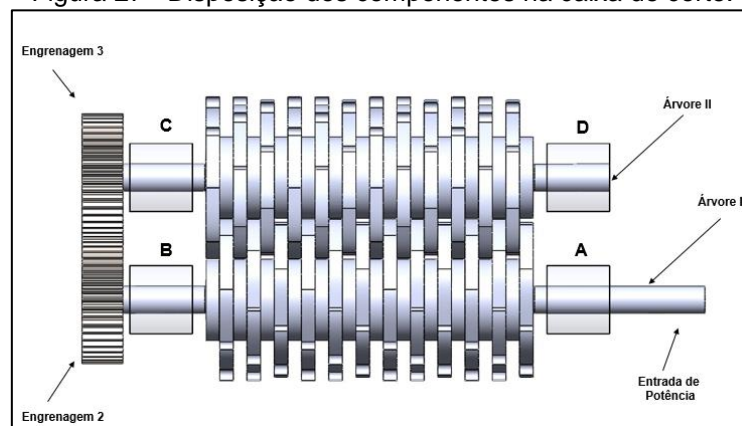
O mecanismo de corte é composto por duas árvores que são conectadas por engrenagens cilíndricas de dentes retos, onde cada árvore é suportada por mancais de rolamentos, conforme Figura 26. Na Figura 27 é apresentada a disposição dos componentes mecânicos no mecanismo de corte.

Figura 26 - Vista superior da caixa de corte.



Fonte: Autor, 2019.

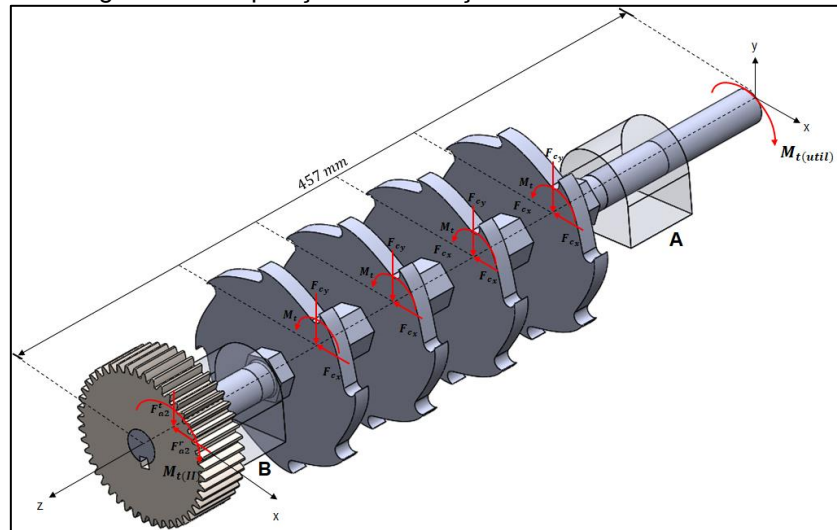
Figura 27 - Disposição dos componentes na caixa de corte.



Fonte: Autor, 2019.

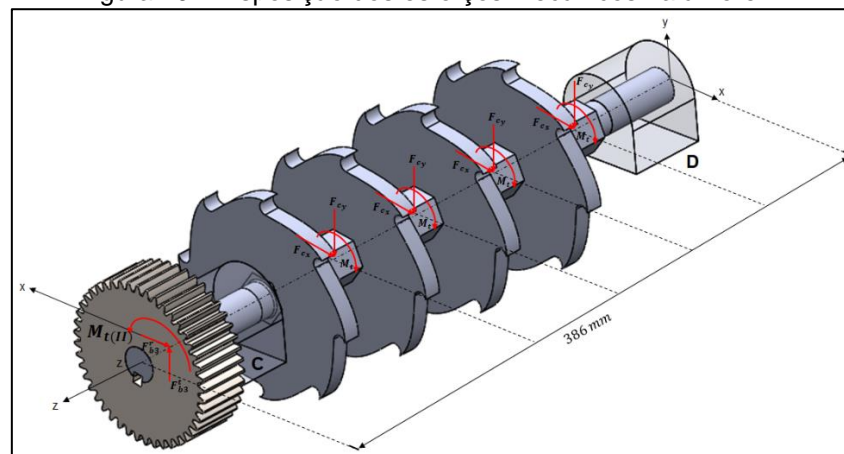
Conforme os esforços atuantes nas árvores devido a força de corte, são apresentados nas Figuras 28 e 29 a distribuição dos esforços nas árvores I e II respectivamente.

Figura 28 - Disposição dos esforços mecânicos na árvore I.



Fonte: Autor, 2019.

Figura 29 - Disposição dos esforços mecânicos na árvore II.



Fonte: Autor, 2019.

O material a ser utilizado na confecção das árvores, considerando a bibliografia do SHIGLEY, 2008 é adotado como:

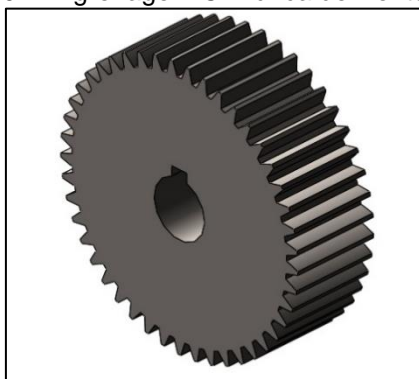
- ✓ Material de confecção do Eixo: Aço 1045, laminado a quente, com dureza HB 163, $S_{ut} = 570 \text{ MPa}$ e $S_y = 310 \text{ MPa}$;
- ✓ Coeficiente de segurança: 1,5;

O diâmetro determinado para o projeto leva em consideração a vida infinita em fadiga, assim, por questões de conservação o diâmetro nominal comercial mais próximo para o eixo sextavado será de 33,34 mm ou 1.5/16". As dimensões finais das Árvores I e II encontram-se no Apêndice B.

- **Dimensionamento das Engrenagens**

Para a transmissão do movimento optou-se por engrenagens cilíndricas de dentes retos devido ao custo de fabricação ser relativamente baixo, onde as duas apresentam o mesmo tamanho e forma construtiva e devem possuir a mesma rotação a fim de atender ao requisito de sincronismo das lâminas de corte. Na Figura 30, observa-se a engrenagem utilizada no projeto.

Figura 30 - Engrenagem Cilíndrica de Dentes Retos.



Fonte: Autor, 2019.

Para o dimensionamento das engrenagens, estabeleceu-se parâmetros geométricos básicos para as engrenagens conforme geometria do mecanismo de corte, bem como os mancais que já apresentam medidas pré-estabelecidas, assim, os parâmetros estão apresentados na Tabela 4. Os dimensionamentos encontram-se no Apêndice B.

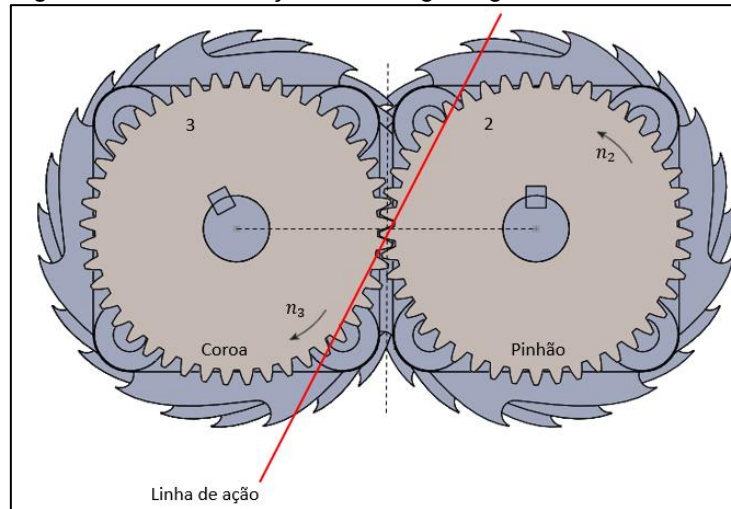
Tabela 4 - Parâmetros definidos para as engrenagens.

Parâmetros Utilizados	
Distância entre centros	90 mm
Diâmetro Primitivo ($dp_1=dp_2$)	90 mm
Módulo (m)	2
Rotação ($n_1=n_2$)	50,56 rpm
Número de dentes (N2) (Pinhão)	45 dentes
Número de dentes (N3) (Coroa)	45 dentes
Passo frontal (p)	6,28 mm
Passo diametral (pd)	0,5 mm
Ângulo de Pressão	20 °
Largura	30 mm
Furo Central	20 mm
Material	Aço AISI 1050 temperado e revenido

Fonte: Autor, 2019.

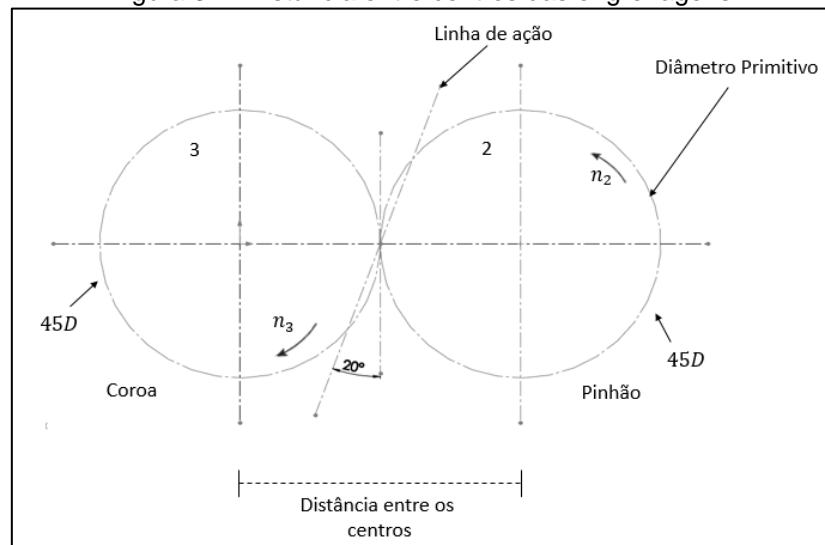
Na Figura 31, observa-se a linha de ação entre as engrenagens de dentes retos, observa-se também o sentido de giro de trabalho, já na Figura 32 observa-se o diâmetro primitivo e a distância entre centros.

Figura 31 - Linha de ação entre engrenagens de dentes retos.



Fonte: Autor, 2019.

Figura 32 - Distância entre centros das engrenagens.



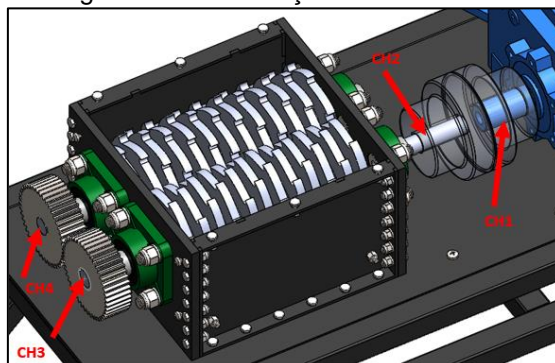
Fonte: Autor, 2019.

- **Dimensionamento das Chavetas**

Para o projeto serão necessárias quatro conexões com chaveta, uma entre o eixo do motorreductor e o acoplamento flexível (CH1), outra entre o acoplamento flexível e a árvore I (CH2), e uma em cada engrenagem (CH3 e CH4), conforme a Figura 33.

Por questões de padronização de fabricação, todas as chavetas utilizadas apresentarão a mesma dimensão, onde será considerado para o dimensionamento o ponto mais crítico e de maior torque que é na saída do motorreductor. O dimensionamento das chavetas está apresentado no Apêndice B.

Figura 33 - Localização das Chavetas.



Fonte: Autor, 2020.

A chaveta selecionada para atender a todas as posições é uma chaveta quadrada DIN 6885 A 6x6x30.

- **Seleção dos Mancais e Dimensionamento dos Rolamentos**

Os mancais que atendem ao projeto são os do tipo flange, assim, optou-se por utilizar o mancal quadrado modelo F200 da fabricante FRM, conforme Figura 34. A carcaça do mancal serviu de referência para iniciar o projeto geométrico da caixa de corte, o modelo da caixa é o F204 e limita o diâmetro menor do eixo em no máximo 20 mm.

Figura 34 - Mancal tipo flange, F200.

Ø eixo mm pol	Caixa	Dimensão nominal (mm)							F(min.)	Zs	Zc	Ze	Paraf.
		a	e	i	g	l	s	t					
12													
1/2													
15	F 204 ^{FR}	86	64,0	15,0	11	25	12,0	2	-	40	46	47,0	M10
5/8													
17													
3/4													
20													

Fonte: Adaptado de FRM Mancais e Rolamentos.

Para os rolamentos, será considerado o dimensionamento fornecido do catálogo do fabricante FRM Rolamentos e Mancais, assim:

Parâmetros do Projeto:

- Rolamento de Esferas;
- Vida do Rolamento: 10000 horas;
- Revoluções por minuto: 50,56 rpm;
- Diâmetro do eixo: 20 mm;
- Confiabilidade de 90% segundo o fabricante.

O dimensionamento será baseado nos esforços no mancal mais crítico. Analisando os diagramas de esforço cortante no Apêndice B, as reações no mancal B (plano z-y) da árvore I predominam, logo:

- Carga Radial Dinâmica ($P_r = F_r$) quando temos somente cargas radiais:

$$P_r = \sqrt{(4080,66)^2 + (1852,68)^2}$$

$$P_r = 4481,54 \text{ N} = 456,98 \text{ kgf}$$

- Vida em Revoluções:

$$L_p = \left(50,56 \frac{\text{rev}}{\text{min}}\right) (10000 \text{ h}) \left(60 \frac{\text{min}}{\text{h}}\right) = 30,33 \times 10^6$$

- Vida L10:

$$L_p = L_{10} K_r$$

$$K_r = 1 \rightarrow \text{para } 90\% \text{ de confiabilidade}$$

$$L_p = L_{10} = 30,33 \times 10^6$$

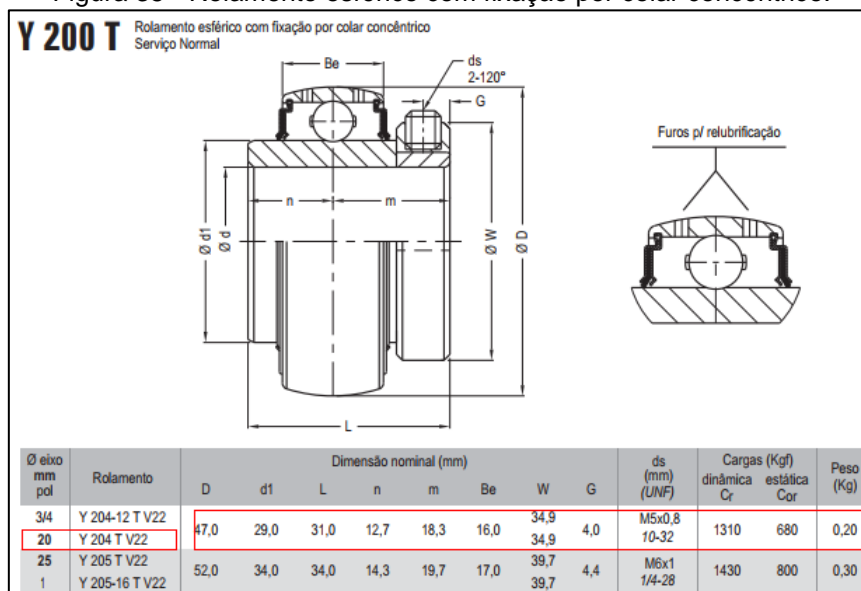
Para rolamentos radiais, obtemos a carga dinâmica por:

$$L_{10} = \left(\frac{C_r}{P_r}\right)^3$$

$$C_r = (P_r) (\sqrt[3]{L_{10}}) = 1425,13 \text{ kgf}$$

Por questões de projeto, levando em consideração a necessidade de garantir um eixo de 20 mm, será selecionado o rolamento especificado na Figura 35. Ele apresenta carga dinâmica inferior a calculada, porém próxima à necessária, assim, considera-se os coeficientes de segurança já pré-estabelecidos.

Figura 35 - Rolamento esférico com fixação por colar concêntrico.



Fonte: Adaptado de FRM Mancais e Rolamentos.

O modelo selecionado é o de colar concêntrico que é indicado para casos de reversão do sentido de giro e paradas e acionamentos súbitos. O rolamento que atende as especificações do projeto é o rolamento esférico de colar concêntrico modelo Y 204 T V22, conforme especificações.

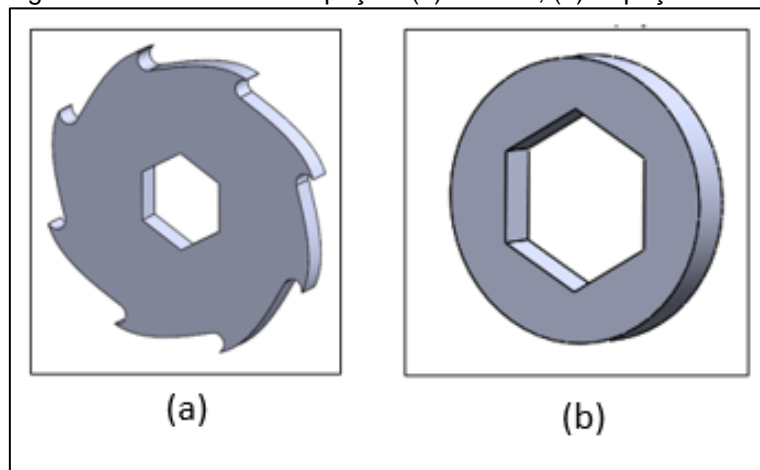
5.3.3 Sistema de Corte

- **Dimensionamento das Lâminas de Corte e Espaçadores**

Para o dimensionamento das Lâminas, na Figura 36 (a), realizou-se o projeto da geometria dos gumes de corte a fim de obter quatro zonas de corte, conforme conceito 3 da seção 5.2. A geometria do sextavado equivale ao diâmetro do eixo, calculado na seção 5.3.2, a espessura da lâmina foi definida em 9,53 mm (3/8") em função da geometria do mecanismo de corte.

A geometria do espaçador, na Figura 36 (b), levou em consideração as dimensões e o mecanismo de corte, sobre eles não atuam esforços mecânicos pertinentes, sua geometria facilita o “agarre” do material, pois fornece espaço adequado entre as lâminas, por simplificação apresenta a mesma espessura e material das lâminas.

Figura 36 - Geometria das peças: (a) Lâmina, (b) Espaçador.



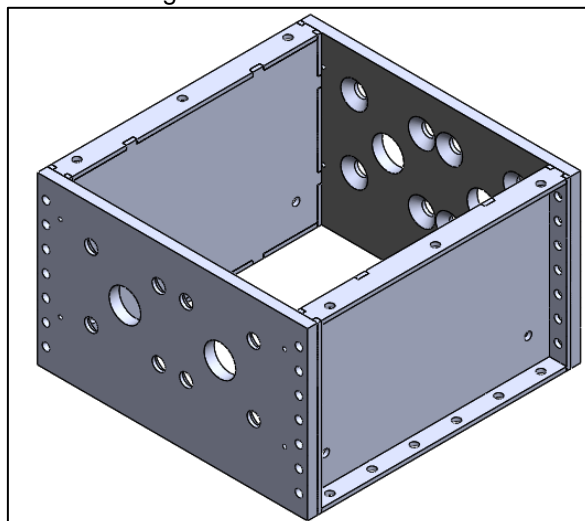
Fonte: Autor, 2020.

O material para confecção das laminas e dos espaçadores foi definido no Apêndice C, uma liga de aço SAE/AISI 4340 temperada e revenida, a geometria da lâmina está apresentada no Apêndice D.

- **Caixa de Corte**

O dimensionamento da estrutura da caixa de corte iniciou-se a partir da modelagem das peças, a fim de atender os requisitos geométricos necessários, como carcaça dos mancais e abertura da boca de alimentação de material. A caixa é composta por 4 laterais, sendo duas responsáveis pela fixação dos mancais, que são confeccionadas de uma única chapa, já as outras duas laterais são compostas por chapas soldadas entre si, a união das laterais é realizada com uniões parafusadas. Optou-se por utilizar uniões parafusadas para unir a caixa de corte por questão de facilidade de montagem, onde as lâminas e espaçadores são posicionados no eixo, e posteriormente é realizado o fechamento das laterais. As laterais poderiam ser todas soldadas entre si, porém, a montagem das lâminas se tornaria mais trabalhosa. A análise da estrutura sob os esforços está apresentada no Apêndice B, onde definiu-se um aço carbono SAE/AISI 1045 laminado a quente. Na Figura 37 observa-se a geometria da caixa de corte, cujas dimensões estão no Apêndice E.

Figura 37 - Caixa de Corte.



Fonte: Autor, 2020.

5.3.4 Sistema Elétrico

- **Chave de Acionamento e Reversão**

Para realizar o acionamento do equipamento, será utilizada uma chave de acionamento manual com reversão do sentido de giro, o que permite girar as lâminas de corte em sentido contrário, facilitando assim a desobstrução da área de corte caso ocorra travamentos inesperados entre o material e as lâminas. A chave que atende os requisitos do projeto está apresentada na Figura 38.

Figura 38 - Chave de acionamento com reversão.

CORRENTE *	TRIFÁSICO HP OU CV			MONOFÁSICO HP OU CV	
	220V~	380V~	440V~	127V~	220V~
15A	1½	2	2	1/4	3/4

* Em carga resistiva

Referência	Função	Atuador	Corrente ⁽¹⁾	Montagem	Tipo de motor	Esquema de ligação
CR-501	Reversora	Knob	15A	Sobrepor (caixa metálica)	Monofásicos ou trifásicos	III
CR-501K	Reversora	Alavanca	15A	Sobrepor (caixa metálica)		III
CR-501A	Reversora	Knob	15A	Embutir ⁽²⁾		III

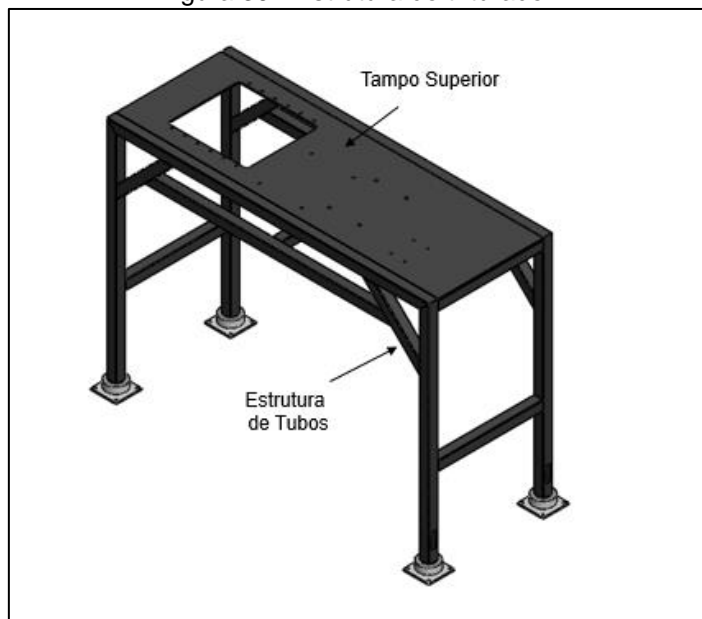
Fonte: Adaptado de MarGirius, Chaves para motores - SÉRIE CS-501/CR-501.

5.3.5 Sistema Estrutural

- **Dimensionamento da Estrutura**

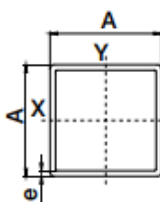
Dimensionou-se uma estrutura que comportasse a caixa de corte, juntamente com o motorreductor, conforme a Figura 39. Optou-se por utilizar um perfil tubular quadrado 30x30x2 mm, ver Figura 40, o tubo é fabricado em aço 1020, grau A, com limite de resistência de 310 MPa e limite de escoamento de 269 MPa.

Figura 39 - Estrutura do triturador.



Fonte: Autor, 2020.

Figura 40 - Tubo estrutural quadrado.

Quadrados	Bitola (mm - Pol)	28 x 28		30 x 30		31,75 x 31,75	
	Espessuras (mm)	1,80 a 2,70	3,00 a 3,75	0,75 a 2,70	3,00 a 3,75	0,75 a 2,70	3,00 a 3,75
Barras / Fardo (un)	130	60	130	60	130	60	
Matriz de Origem (mm - Pol)	33,70		38,10 - 1.1/2"		41,27	38,10	
 <p>e = espessura p = peso teórico</p>	e	p	e	p	e	p	
	-	-	1,55	8,211	1,55	8,722	
	1,80	8,754	1,80	9,432	1,80	10,026	
	1,90	9,197	1,90	9,913	1,90	10,539	
	1,95	9,417	1,95	10,151	1,95	10,794	
2,00	9,635	2,00	10,389	2,00	11,048		

Fonte: Adaptado de Tuper, Tabela Técnica de Produtos, 2019.

Junto a estrutura de tubos na Figura 39, utiliza-se um tampo superior confeccionado em chapa fina de aço com bitola 3/16" (4,75 mm), conforme Figura 41.

Figura 41 - Propriedades mecânicas Aço AISI 1020.

Qualidade		Condição	Temperatura de austenitização (°C)	Resist. à tração (MPa)	Limite de escoamento (MPa)	Alongamento (%)	Redução de área (%)	Dureza (HB)	Impacto (J)
GERDAU	AISI(1)								
1020	1020	Laminado	-	450	330	36,0	59	143	87
		Normalizado	870	440	345	35,8	68	131	118
		Recozido	870	395	295	36,5	66	111	123

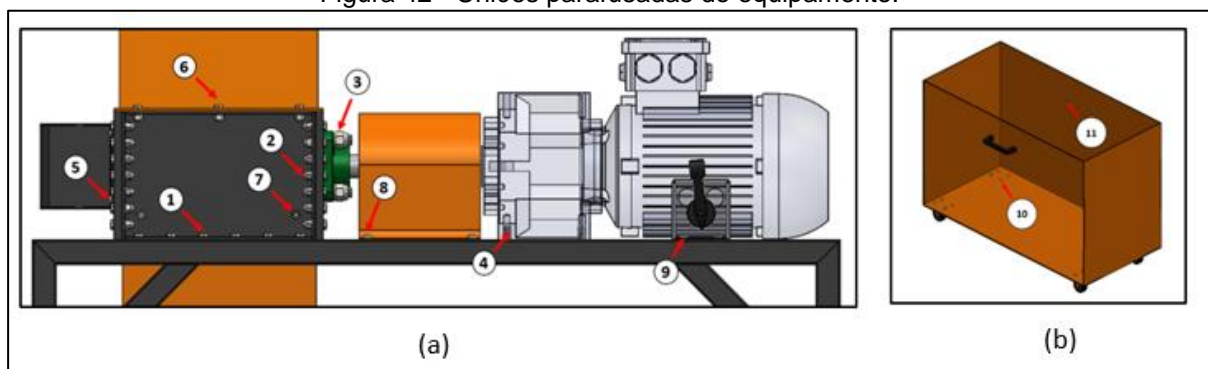
Fonte: Adaptado de Gerdau, Manual de Aços Finos.

Uma análise numérica da estrutura está apresentada no Apêndice B, onde realizou-se a análise do estado de tensões na estrutura, validando a estrutura quanto ao escoamento.

- **Dimensionamento das Uniões Parafusadas**

O equipamento apresenta onze uniões parafusadas conforme a Figura 42, detalhadas na Tabela 5, onde serão dimensionadas as uniões 1, 2, 3 e 4, que apresentam esforços mecânicos significativos. As demais uniões não apresentam função estrutural e os parafusos serão especificados somente para atender a geometria em que são empregados, sendo atribuídos parafusos classe 4.8. Para as uniões 1, 2 e 4 foi definido um parafuso classe 8.8 e resistência de prova S_p de 600 MPa, e para a união 3 um parafuso classe 10.9 e resistência de prova S_p de 830 MPa, ver Apêndice B.

Figura 42 - Uniões parafusadas do equipamento.



Fonte: Autor, 2020.

Tabela 5 - Uniões parafusadas da máquina.

Uniões Parafusadas							
Nº	Fixação	Parafuso	Qtd.	Porca	Qtd.	Arruela	Qtd.
1	Caixa de corte na estrutura	SX M6X25 RI MA	12	M6 MA AT	12	M6 LISA	12
2	Laterais da caixa de corte	SX M6X25 RI MA	28	M6 MA AT	28	M6 LISA	28
3	Mancais na caixa de corte	CH SI M12X45 RP MA	16	M12 MA AT	16	M12 LISA	16
4	Motorreductor	SX M10X25 RI MA	4	-	-	-	-
5	Proteção das engrenagens	PN PH M5X12 RI MA	4	-	-	-	-
6	Bocal de entrada	SX M6X25 RI MA	6	M6 MA	6	M6 LISA	6
7	Peneiras	SX M6X25 RI MA	4	M6 MA AT	4	M6 LISA	4
8	Proteção do acoplamento	SX M6X25 RI MA	4	M6 MA AT	4	M6 LISA	4
9	Chave liga desliga	PN PH M4X16 RI MA	4	M4 MA	4	M4 LISA	4
10	Puxador	PN PH M5X12 RI MA	4	-	-	-	-
11	Rodízio	PA SX M6X25 RI MA	16	M6 MA AT	16	M6 LISA	16

Fonte: Autor, 2020.

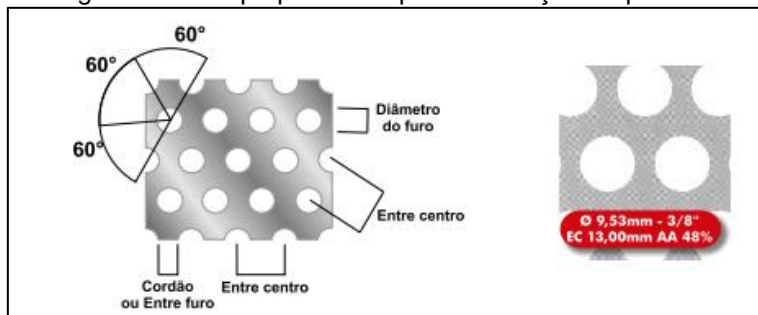
- **Bocais de Entrada, Saída de Material**

O bocal de entrada direciona o material a ser fragmentado em direção as lâminas de corte e possui uma abertura retangular de 250x240 mm. Já o bocal de saída direciona o material fragmentado para o cesto de coleta e possui um formato retangular de 210x233 mm. O material para confecção será o mesmo da caixa de corte, um aço carbono SAE/AISI 1045 laminado a quente. As dimensões dos componentes estão apresentadas no Apêndice D.

- **Peneiras de Homogeneização do Material Processado**

Para o projeto em questão é apresentada uma peneira com diâmetro de 9,53 mm (3/8”), que consiste em uma chapa perfurada. A disposição alternada é indicada para separação de grãos e similares, conforme a Figura 43.

Figura 43 - Chapa perfurada para confecção da peneira.

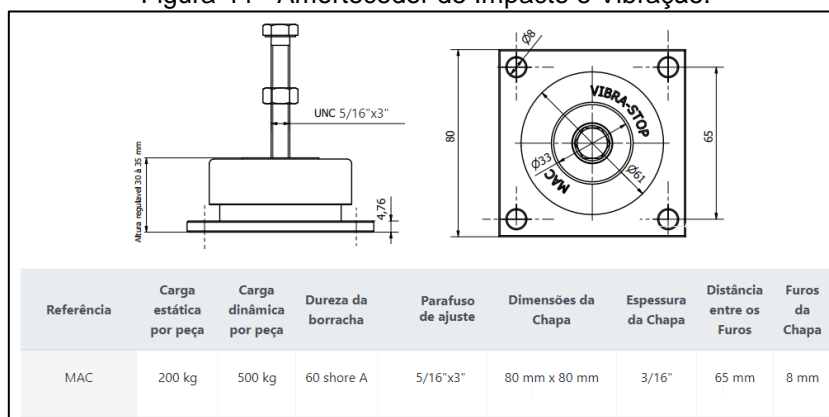


Fonte: Adaptado de Furoexpress, chapas perfuradas.

• Seleção dos Amortecedores Antivibração

O equipamento trabalha em baixa rotação, porém, apresenta certas vibrações devido ao processo de fragmentação. Por questões de segurança o equipamento trabalha “chumbado” na base, logo optou-se por utilizar um amortecedor de impacto para absorver possíveis vibrações durante o funcionamento. Para o projeto em questão o amortecedor definido está apresentado na Figura 44, onde atende as especificações do projeto.

Figura 44 - Amortecedor de Impacto e Vibração.



Fonte: Adaptado de Vibra-Stop, Amortecedores de Impacto e Vibração.

• Proteção do Acoplamento e das Engrenagens

A proteção do acoplamento e das engrenagens não sofrem esforços mecânicos, e sua função é somente a proteção das partes giratórias, logo por questões de simplificação de projeto, o material para confecção será o mesmo da caixa de corte, um aço carbono SAE/AISI 1045 laminado a quente. As dimensões dos componentes estão apresentadas no Apêndice D.

5.4 Especificações Finais

A máquina apresenta as seguintes características técnicas:

- ✓ Sistema de alimentação: alimentação manual pelo operador;
- ✓ Dimensões do equipamento (CxLxA): 1050 mm x 435 mm x 1357 mm;
- ✓ Peso teórico do equipamento: aproximadamente 130 Kg;
- ✓ Sistema de locomoção: fixo no piso, locomoção do cesto de coleta;
- ✓ Sistema de saída do material: material desce por gravidade pelo bocal direcionador.
- ✓ Capacidade de trituração: um recipiente por vez;
- ✓ Potência Instalada: 1,5 kW (2CV).

Na Tabela 6 estão apresentadas as quantidades de peças que fazem parte do triturador. Parafusos, porcas e arruelas e suas respectivas quantidades estão apresentadas na Tabela 5, onde os itens com (*) são adquiridos comercialmente, os demais itens é necessária a fabricação.

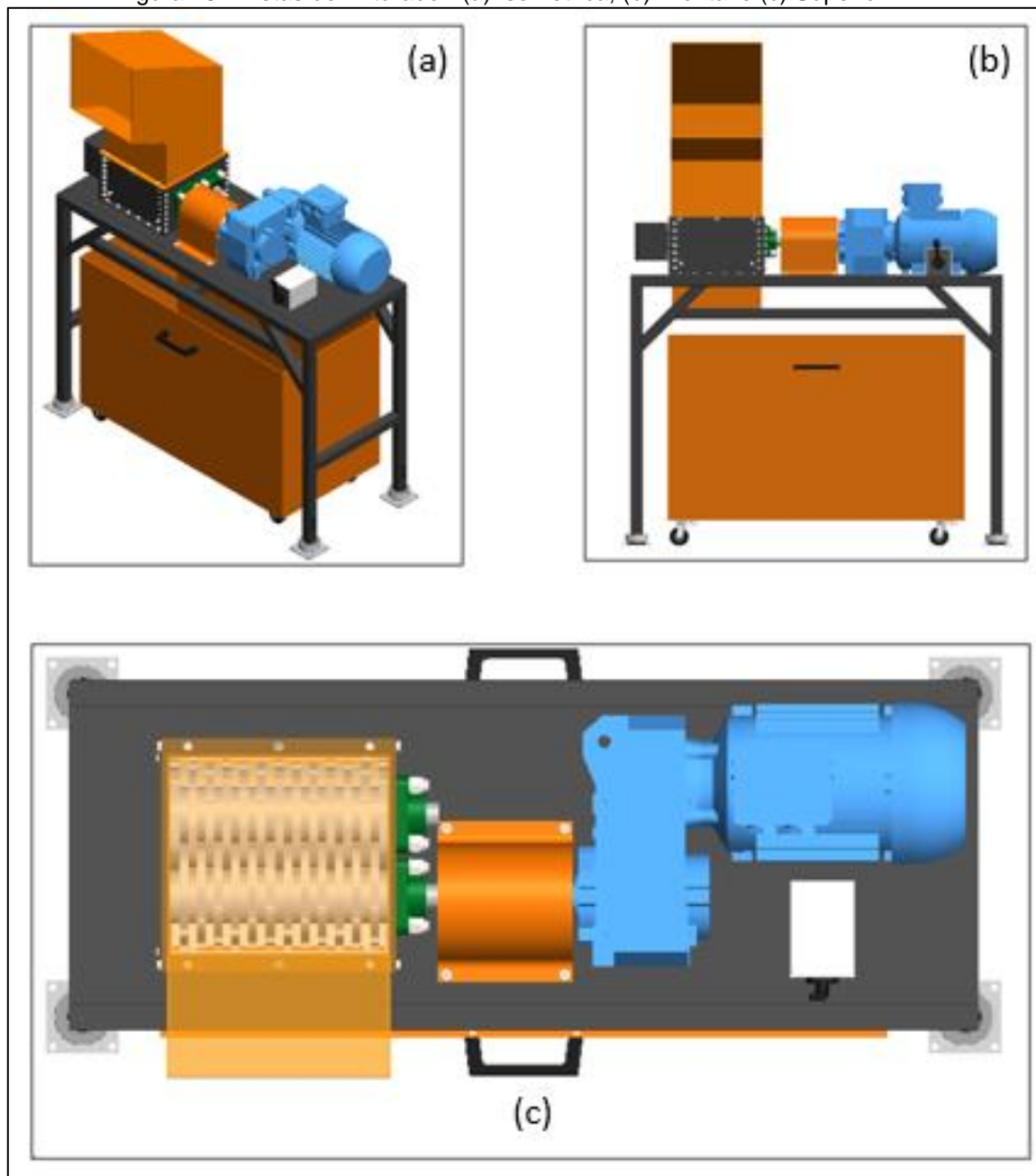
Tabela 6 - Lista de peças do triturador.

Item	Quantidade
Motorreductor (1,5 kW)*	1
Chave de Reversão*	1
Acoplamento Flexível*	1
Mancal tipo flange*	4
Rolamento esférico de colar concêntrico*	4
Engrenagem cilíndrica dentes retos*	2
Amortecedor Antivibração*	4
Chavetas quadrada 6x6x30*	4
Puxador do cesto de coleta*	2
Rodízio Giratório*	4
Peneira de Homogeneização	1
Lâminas de corte	25
Espaçadores de lâmina	25
Espaçador de eixo	4
Boca de entrada	1
Bocal de saída	1
Proteção das engrenagens	1
Proteção do acoplamento flexível	1
Estrutura do triturador	1
Árvore I	1
Árvore II	1
Cesto de Coleta	1

Fonte: Autor, 2020.

Na Figura 45, observa-se as vistas frontal, superior e isométrica do equipamento.

Figura 45 - Vistas do Triturador: (a) Isométrica, (b) Frontal e (c) Superior.



Fonte: Autor, 2020.

6 CONSIDERAÇÕES FINAIS

Após a realização do projeto, pode-se fazer as seguintes conclusões:

- a) A geometria dos componentes básicos como mancais e rolamentos definem parâmetros para o projeto. Como os esforços necessários para fragmentar os polímeros são relativamente pequenos, os dimensionamentos geram elevados coeficientes de segurança devido a geometria como um todo.
- b) A máquina por completo apresenta uma rigidez elevada, como é observado nas simulações numéricas.
- c) A confecção da máquina é de fácil implementação, pois os materiais dimensionados são de fácil obtenção e apresentam geometrias e classificações muito empregadas na indústria metal mecânica.
- d) A capacidade de processamento do triturador depende de fatores como tempo de operação, rendimento do operador e material processado. Considerando o material PET, em condições normais de operação pode-se estimar uma capacidade operacional de 4 a 5 toneladas/mês. Para obter dados mais precisos seria necessário realizar testes em um protótipo.

7 SUGESTÕES DE TRABALHOS FUTUROS

Como sugestão para trabalhos futuros:

- a) Realizar um levantamento dos custos dos componentes e elaborar uma análise de viabilidade econômica.
- b) Elaboração de um painel de comando para o sistema elétrico, com reversão automática de sentido de giro.
- c) Dimensionamento da estrutura e das árvores de forma mais aprofundada em questões geométricas, uniões soldadas além do comportamento mecânico e vibracional da estrutura.

8 REFERÊNCIAS

AGOSTINHO, O. L., RODRIGUES, A. C. S. e LIRANI, J., **Tolerâncias, ajustes, desvio e análise de dimensões**. Ed BLÜCHER, 10ª reimpressão, 2009.

ASHBY, M. **Seleção de Materiais no Projeto Mecânico**. Editora Elsevier Ltda. Rio de Janeiro, 2012.

Associação Brasileira da Indústria do Plástico – ABIPLAST. (2014). **Perfil 2014**. SP. Recuperado em 8 de maio de 2019, de <http://www.abiplast.org.br/site/estatisticas>.

Associação Brasileira da Indústria do Plástico – ABIPLAST. (2017). **Perfil 2017**. SP. Recuperado em 8 de maio de 2019, de <http://www.abiplast.org.br/site/estatisticas>.

Associação Brasileira de Norma Técnicas – ABNT. **Projeto de revisão NBR 13230: simbologia indicativa de reciclabilidade e identificação de materiais plásticos**. Rio de Janeiro, 8p. (2006).

CHIAVERINI, V. **Tecnologia Mecânica**, 2ª Edição, McGraw-Hill, SP, 1986.

CALLISTER, W. D., **Ciência e engenharia de materiais: uma introdução**. Ed LTC, 7ª edição, 2008.

CANEVAROLO, S. V., **Ciência dos Polímeros: um texto básico para tecnólogos e engenheiros**. Ed Artliber, 3ª edição, 2010.

DA SILVA SPINACÉ, Márcia Aparecida; DE PAOLI, Marco Aurélio. **A tecnologia da reciclagem de polímeros**. Quim. Nova, v. 28, n. 1, p. 65-72, 2005.

HIBBELER, R. C. **Resistência dos Materiais**, 7ª Edição, Prentice Hall, SP, 2010.

JORGE, Neuza. **Embalagens para alimentos**. São Paulo: Cultura Acadêmica/UNESP, 2013.

JUVINALL, R. C. e Marshek, K. M., **Projeto de Componentes de Máquinas**, LTC, Rio de Janeiro, 2008.

JÚNIOR, I.B.; CAVERSAN, E. G., **Apostila Tecnologia de Estampagem 1 (Corte)**. Fatec Sorocaba. São Paulo: Centro Paula Souza, 2012.

LOKENSARGD, Erik. **Plásticos Industriais: teoria e aplicações**. Cengage Learning, 2013.

MELCONIAN, S. Elementos de máquinas. Ed Érica, 9ª edição, São Paulo, 2009.

MICHAELI, W. e outros. **Tecnologia dos Plásticos**. Editora Edgard Blücher Ltda., São Paulo, 1995.

NORTON, R. L. **Projeto de Máquinas: uma abordagem integrada**, 4ª Ed. Porto Alegre: Bookman, 2004.

NUNES, D. M; SILVA, M. R; NIGRO, I. S. C. **Viabilidade econômica de um empreendimento para reciclagem de garrafas pet na cidade de Uberlândia/MG**. XXVI Encontro nacional de Engenharia de Produção (ENEGEP). Foz do Iguaçu, PR, Brasil, 2007.

RATHNAM, A. Venkata; BABU, U. Hari. **Optimal Design And Analysis Of Twin Shaft Shredder**. Innovation (IJRI), v. 4, p. 805-813, 2017.

Relatório Anual de Temas Relevantes da Braskem, 2017. Disponível em: <https://www.braskem.com.br/relatorioanual2017>.

SHIGLEY, J. E.; Mischke, C. R.; BUDYNAS, R. G., **Mechanical Engineering Design**. Ed McGraw-Hill, 8ª edição, 2008.

SAKTHIVEL, M. *et al.* **Design and analysis of twin shaft shredder using Pro-e and Hyperworks software**. International Journal of Advanced Research in Basic Engineering Sciences and Technology (IJARBEST), Vol.3, Special Issue.24 - March 2017.

ZANIN, M. e MANCINI, S. D., **Resíduos Plásticos e Reciclagem: aspectos gerais e tecnologia**. EdUFSCar, 2ª Edição, 2015.

WWF (World Wildlife Fund – Fundo Mundial para a natureza). **Brasil é o 4º país do mundo que mais gera lixo plástico**. 2019b. Disponível em: <https://www.wwf.org.br/participe/horadoplaneta/?70222/Brasil-e-o-4-pais-do-mundoque-mais-gera-lixo-plastico>. Acesso em: 13 mar. 2019.

APÊNDICE A – Resultados Experimentais dos Ensaio Mecânicos

1. Ensaio De Tração

1.1 Identificação dos Materiais

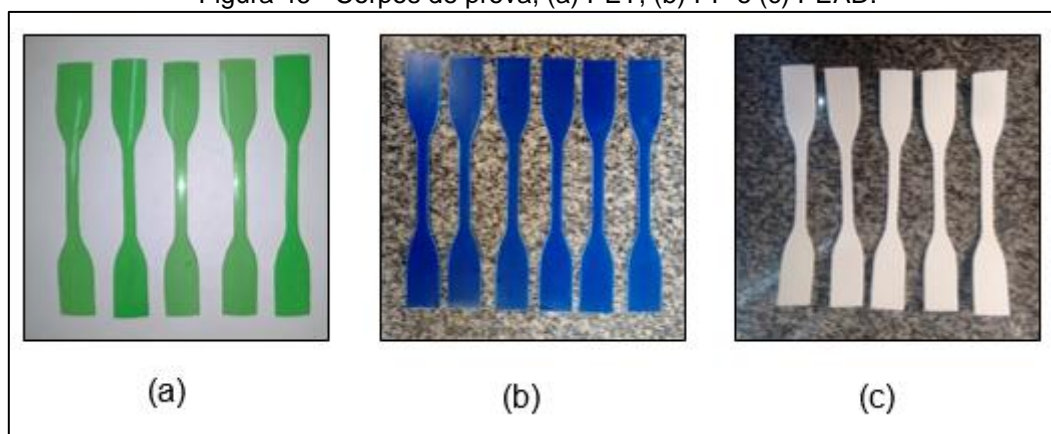
Foram coletados recipientes plásticos em lixeiras de coleta seletiva do município de Alegrete/RS, durante o primeiro semestre de 2019. Os recipientes foram higienizados com água e sabão neutro, e posteriormente passaram por um processo de identificação através do seu respectivo símbolo de reciclagem.

Os materiais utilizados são oriundos de bebidas carbonatadas, recipientes para armazenamento de alimentos e produtos de limpeza. Em geral são manufacturados previamente por injeção em moldes e posteriormente passam por um novo processo de fabricação onde as pré-formas injetadas são aquecidas e moldadas por sopro no formato desejado. Após a triagem dos materiais para estudo, iniciou-se o processo de confecção dos corpos de prova.

1.2 Corpos de Prova

Os corpos de prova foram confeccionados através de corte manual, com o auxílio de um modelo impresso em escala real. Os corpos de prova elaborados para cada um dos materiais estão apresentados na Figura 46.

Figura 46 - Corpos de prova, (a) PET, (b) PP e (c) PEAD.



Fonte: Autor, 2019.

Para cada material realizou-se cinco ensaios, onde as dimensões reais de cada corpo de prova estão apresentadas na Tabela 7.

Tabela 7 - Dimensões dos corpos de prova de tração, unidades em [mm].

Corpo de Prova	PET		PEAD		PP	
	Largura	Espessura	Largura	Espessura	Largura	Espessura
1	6,20	0,30	6,36	0,75	6,25	0,75
2	6,30	0,28	6,65	0,88	6,50	0,73
3	6,30	0,30	6,60	0,80	6,86	0,73
4	6,40	0,28	6,53	0,97	6,55	0,75
5	6,15	0,30	6,70	0,94	6,56	0,74

Fonte: Autor, 2020.

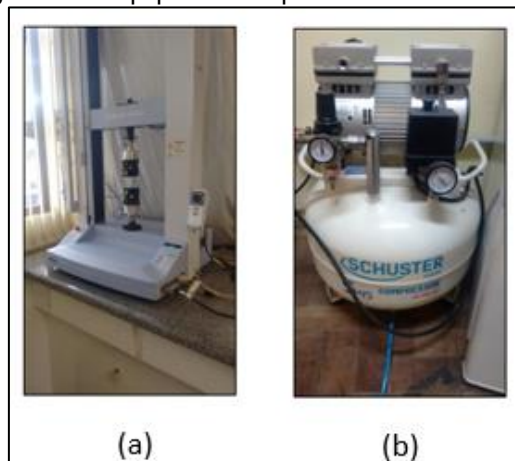
1.3 Condições Atmosféricas na Sala de Testes

Os ensaios foram realizados no período de 07 a 14 de agosto de 2019, na sala 105 do Campus Alegrete da Universidade Federal do Pampa. As condições atmosféricas na sala de ensaios permaneceram em temperatura ambiente nos dias do ensaio, aproximadamente de 23°C à 25°C. Os dados experimentais foram obtidos nesta temperatura pois o triturador será projetado para trabalhar em temperatura ambiente, onde as propriedades dos polímeros não apresentarão grandes diferenças, assim permanecendo constantes.

1.4 Equipamento para Realização dos Ensaios

Os ensaios de caracterização dos polímeros foram realizados na máquina universal de ensaios do fabricante Shimadzu, modelo Autograph AGS-X, que possui capacidade de carga de 5 KN, juntamente com o auxílio do software TrapeziumX que registra os dados dos ensaios, na Figura 47 (a). Utiliza-se também um compressor da fabricante Schuster, modelo S45, que realiza o fechamento pneumático das garras de fixação dos corpos de prova, na Figura 47 (b).

Figura 47 - Equipamentos para o ensaio de tração.

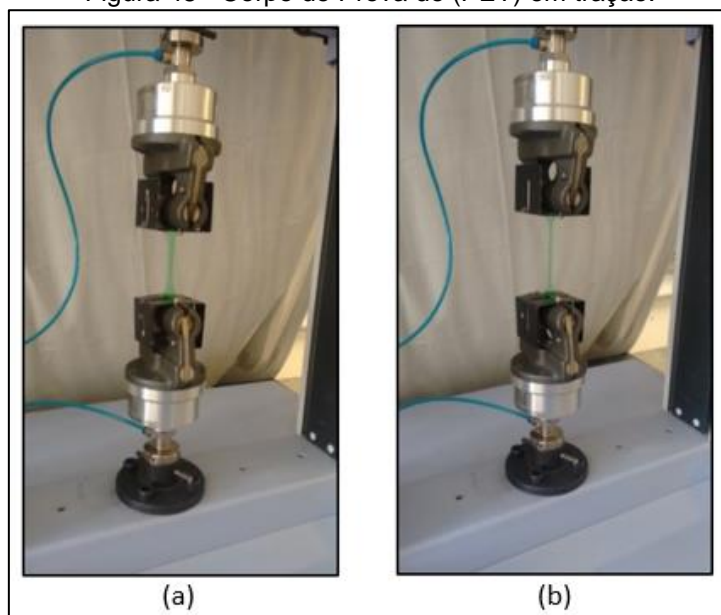


Fonte: Autor, 2019.

1.5 Procedimentos e Condições Para o Ensaio

Para o ensaio dos corpos de prova, os mesmos são presos às garras pneumáticas que fazem parte dos dispositivos de fixação do equipamento, após a fixação do corpo de prova é realizada a calibragem do equipamento, onde são zeradas os deslocamento e forças, para posteriormente realizar o ensaio de tração, Na Figura 48 (a), observa-se o corpo de prova de PET no início do ensaio e na Figura 48 (b), o corpo de prova de PET instantes antes de ocorrer a ruptura, onde é notável macroscopicamente a deformação do polímero.

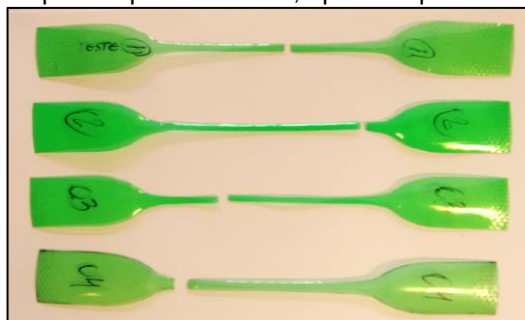
Figura 48 - Corpo de Prova de (PET) em tração.



Fonte: Autor, 2019.

Como sugerido pela norma, para a realização do ensaio utiliza-se 5mm/min como velocidade de deslocamento, além de desconsiderar os corpos de prova que não romperem na seção útil de 33 mm, conforme Figura 17. Na Figura 49 observa-se os corpos de prova de PET que romperam dentro da seção útil.

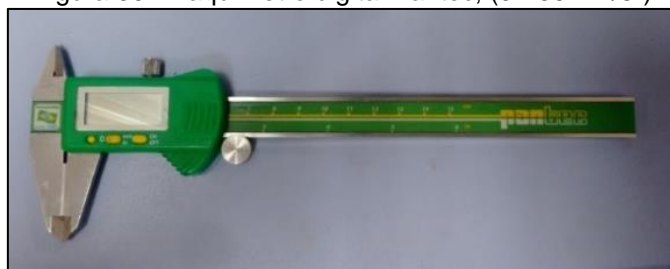
Figura 49 - Corpos de prova de PET, após rompimento na seção útil.



Fonte: Autor, 2019.

As medidas dos corpos de prova foram realizadas com um paquímetro digital da marca Pantec de escala (0-150mm/6"), conforme a Figura 50.

Figura 50 - Paquímetro digital Pantec, (0-150mm/6")



Fonte: Autor, 2019.

1.6 Resultados Experimentais

Nesta seção são apresentados os resultados do ensaio de tração para os polímeros, o detalhamento dos itens pode ser encontrado no Apêndice A.

Os valores de força, deslocamento e tensão de ruptura para cada os corpos de prova de PET, PEAD e PP estão apresentados nas Tabelas 8, 9 e 10 respectivamente.

Tabela 8 - Propriedades mecânicas de tração para o PET.

Propriedades	Corpo de Prova - PET				
	01	02	03	04	05
Força Máxima [N]	239,09	235,50	234,39	248,84	246,43
Deslocamento Máximo [mm]	36,74	36,52	38,53	40,35	42,12
Tensão de Ruptura [MPa]	128,54	133,72	124,01	139,01	133,63

Fonte: Autor, 2019.

Tabela 9 - Propriedades mecânicas de tração para o PEAD.

Propriedades	Corpo de Prova - PEAD				
	01	02	03	04	05
Força Máxima [N]	81,27	104,12	80,85	111,98	109,81
Deslocamento [mm]*	4,36	4,39	4,21	5,23	4,54
Tensão de Ruptura [MPa]	17,04	17,80	15,31	17,69	17,43

Fonte: Autor, 2019.

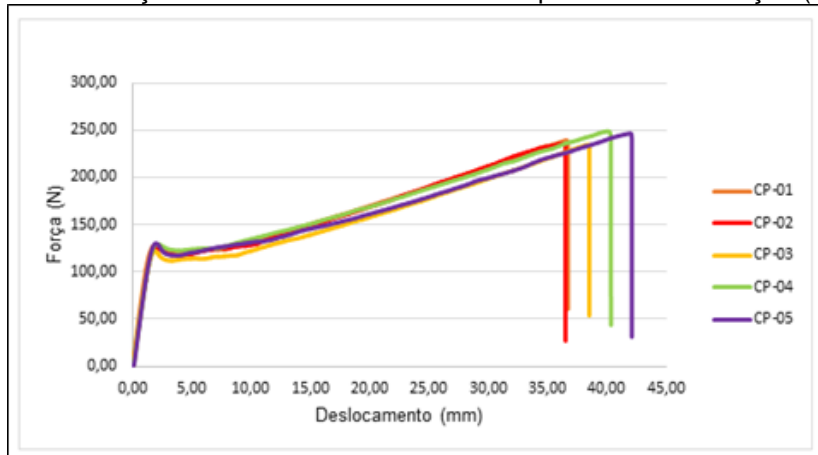
Tabela 10 - Propriedades mecânicas de tração para o PP.

Propriedades	Corpo de Prova - PP				
	01	02	03	04	05
Força Máxima [N]	113,82	115,09	116,62	112,53	110,36
Deslocamento Máximo [mm]	5,82	3,17	5,07	3,44	3,01
Tensão de Ruptura [MPa]	24,27	24,23	23,28	22,92	22,75

Fonte: Autor, 2019.

A seguir serão apresentadas as curvas de força versus deslocamento para os resultados obtidos nos ensaios. Para o polietileno tereftalato, os resultados para cada um dos cinco corpos de prova estão representados na Figura 51.

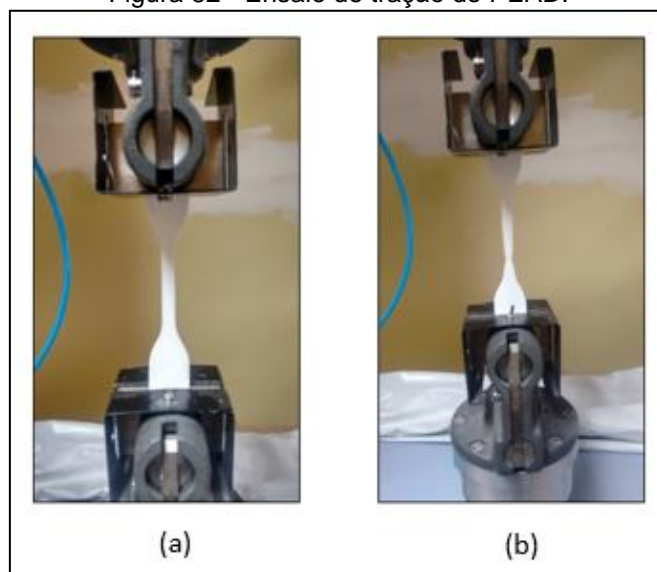
Figura 51 - Força x Deslocamento: resultados experimentais de tração (PET).



Fonte: Autor, 2019.

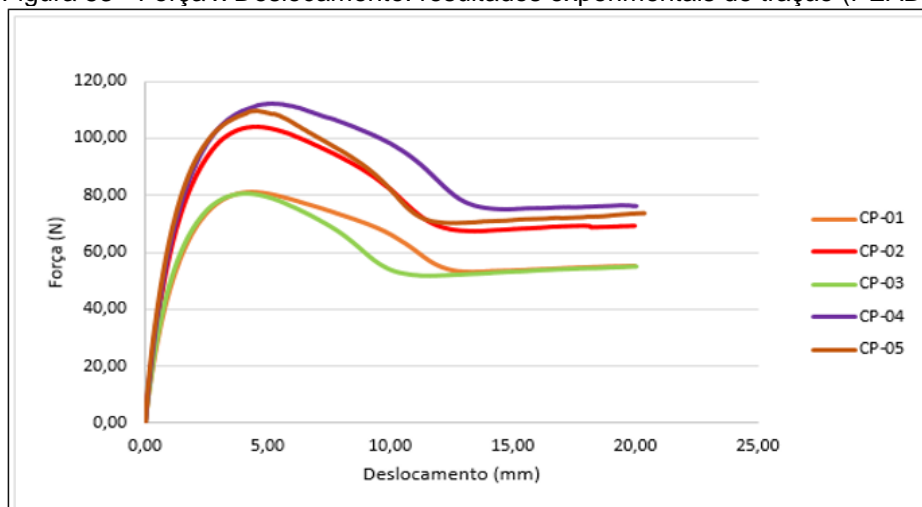
Para o polietileno de alta densidade, na Figura 52 (a) observa-se o corpo de prova fixo nas garras pneumáticas antes da realização do teste. Na Figura 52 (b) se vê um corpo de prova após a estrição máxima. O polímero apresenta alto grau de plasticidade, portanto, o rompimento final ocorre após um longo período até que as cadeias moleculares se separem por completo. Assim, o ensaio foi interrompido após um comportamento constante da força em função do deslocamento, como é possível observar na Figura 52 (b). Os resultados para cada corpo de prova estão representados na Figura 53.

Figura 52 - Ensaio de tração do PEAD.



Fonte: Autor, 2019.

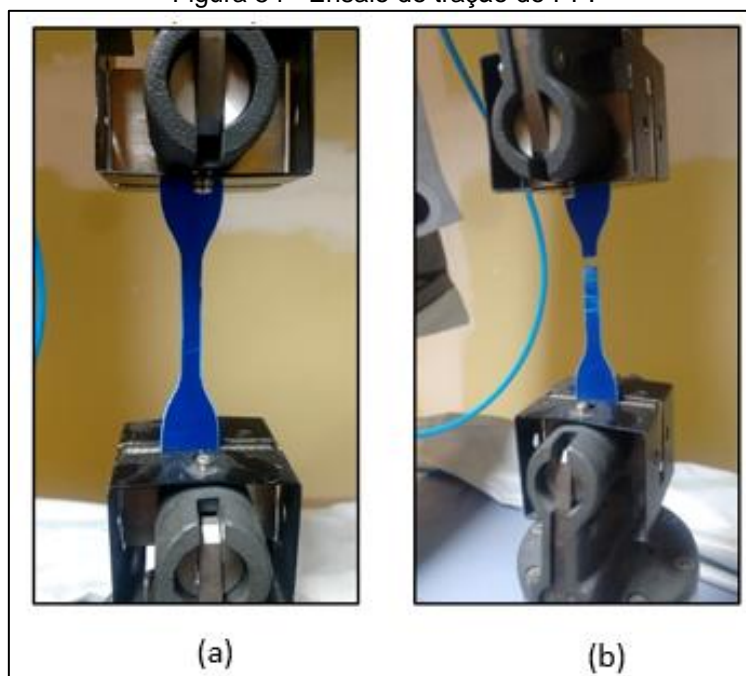
Figura 53 - Força x Deslocamento: resultados experimentais de tração (PEAD).



Fonte: Autor, 2019.

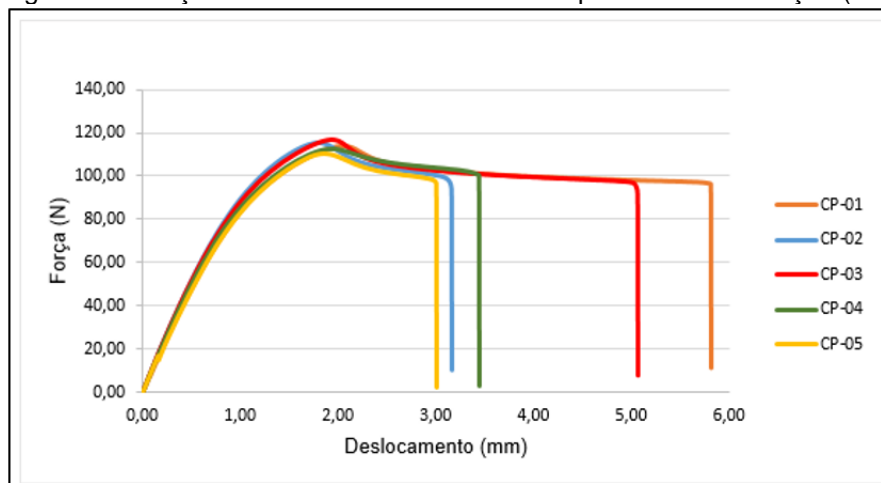
Para o polipropileno, na Figura 54 (a) observa-se o corpo de prova fixo as garras pneumáticas e a Figura 54 (b) um corpo de prova após a ruptura final, onde observa-se a deformação plástica em alguns pontos específicos. Os resultados para cada um dos cinco corpos de prova estão representados na Figura 55.

Figura 54 - Ensaio de tração do PP.



Fonte: Autor, 2019.

Figura 55 - Força x Deslocamento: resultados experimentais de tração (PP).



Fonte: Autor, 2019.

2. Ensaio De Cisalhamento

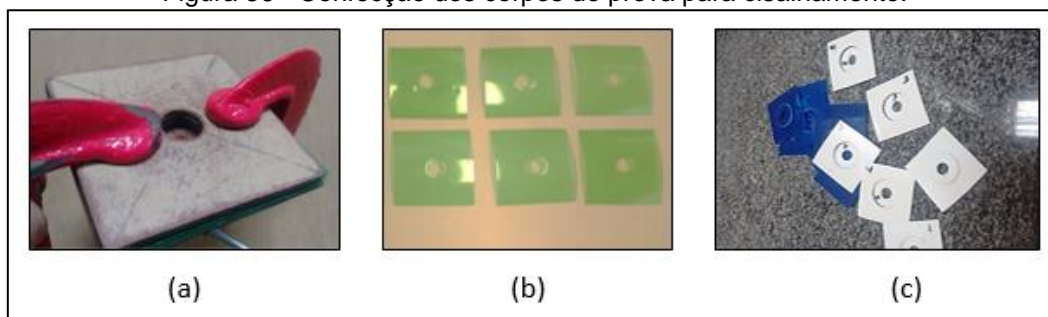
2.1 Identificação dos Materiais

Os materiais utilizados para o ensaio são os mesmos empregados nos ensaios de tração, descritos no item 1.1 deste mesmo anexo.

2.2 Corpos de Prova

Os corpos de prova foram confeccionados através de corte manual, com o auxílio de um modelo impresso em escala real. Na Figura 56 (a) observa-se o processo de confecção do furo central com auxílio do gabarito. Os corpos de prova de PET estão apresentados na Figura 56 (b), já na Figura 56 (c) em azul os Cp's de PP e em branco PEAD, após o ensaio.

Figura 56 - Confeção dos corpos de prova para cisalhamento.



Fonte: Autor, 2019.

As medidas dos corpos de prova foram feitas com o mesmo paquímetro descrito na seção 1.5 deste mesmo anexo. Para cada material realizou-se 5 ensaios,

onde os corpos de prova apresentam 50 mm de lado e a espessura apresentadas na Tabela 11.

Tabela 11 - Dimensões dos corpos de prova de cisalhamento.

CP	PET	PEAD	PP
	Espessura [mm]	Espessura [mm]	Espessura [mm]
1	0,31	1,08	0,77
2	0,28	1,29	0,80
3	0,31	1,10	0,73
4	0,31	1,32	0,72
5	0,30	1,13	0,78

Fonte: Autor, 2020.

2.3 Condições Atmosféricas na Sala de Testes

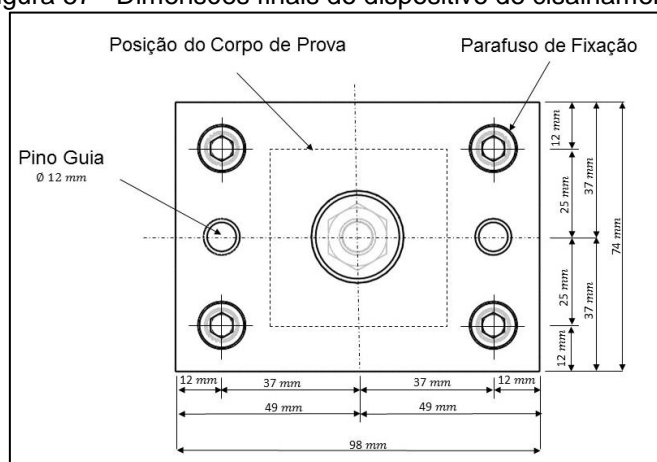
As condições atmosféricas na sala de testes são as mesmas descritas no item 1.3 deste mesmo anexo.

2.4 Construção do Dispositivo para o Ensaio de Cisalhamento

• Dimensões do Dispositivo

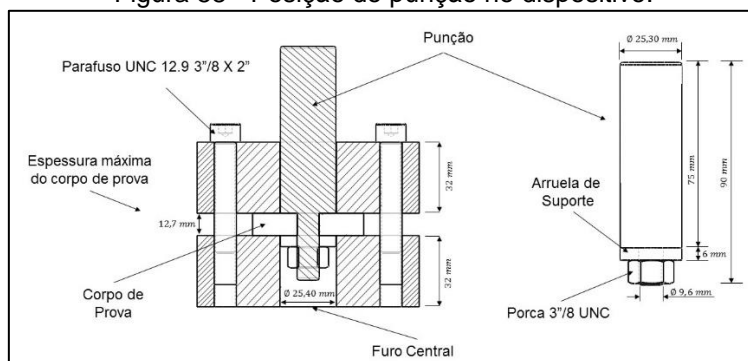
Para a construção do dispositivo, utilizou-se como referências parâmetros geométricos sugeridos pela norma ASTM D732. Foram modificadas algumas medidas a fim de se adequar aos materiais disponíveis para confecção. As modificações não alteram a configuração básica do dispositivo e nem interferem de forma significativa no ensaio. Na Figura 57 se vê a vista superior e na Figura 58, uma vista da seção transversal.

Figura 57 - Dimensões finais do dispositivo de cisalhamento.



Fonte: Autor, 2019.

Figura 58 - Posição do punção no dispositivo.

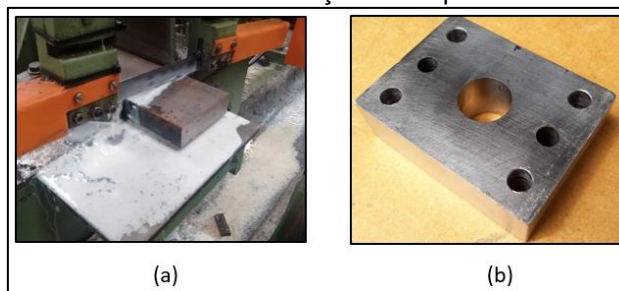


Fonte: Autor, 2019.

• Construção do Dispositivo

A construção do dispositivo iniciou-se com o corte de uma peça maciça de aço, conforme a Figura 59 (a), posteriormente os blocos de metal passaram pelo processo de fresamento e perfuração até as medidas definidas, na Figura 59 (b).

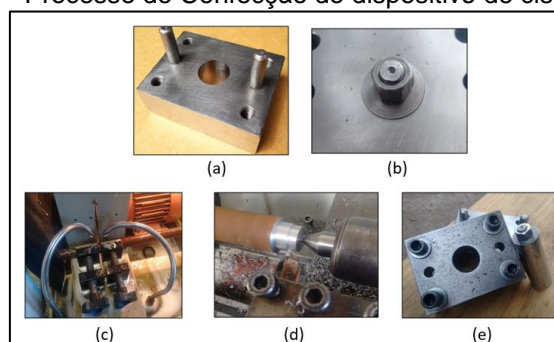
Figura 59 - Processo de corte e furação do dispositivo de cisalhamento.



Fonte: Autor, 2019.

Posteriormente foram adicionados por atrito os pinos guia e realizou-se a rosca na matriz, para colocação dos parafusos, conforme Figura 60 (a). Na Figura 60 (b) é possível observar o ajuste entre punção e furo da matriz. Para o punção, na Figura 60 (c) observa-se o processo de corte e na Figura 60 (d) o torneamento do punção e por fim na Figura 60 (e) o dispositivo concluído juntamente com o punção.

Figura 60 - Processo de Confeção do dispositivo de cisalhamento.



Fonte: Autor, 2019.

2.5 Equipamento para Realização dos Ensaio

Para a realização dos ensaios, utilizou-se o mesmo equipamento do ensaio de tração, descrito no item 1.4 deste anexo, porém, sem o auxílio do compressor de ar e das garras pneumáticas. Para este ensaio utilizou-se dois pratos cilíndricos maciços que foram fixados um na parte inferior fixa da máquina e outro na parte móvel, possibilitando assim realizar o movimento de compressão do punção do dispositivo contra o corpo de prova.

2.6 Procedimentos e Condições Para o Ensaio

Os corpos de provas são fixados no punção, com o auxílio da arruela de suporte e da porca, conforme Figura 61.

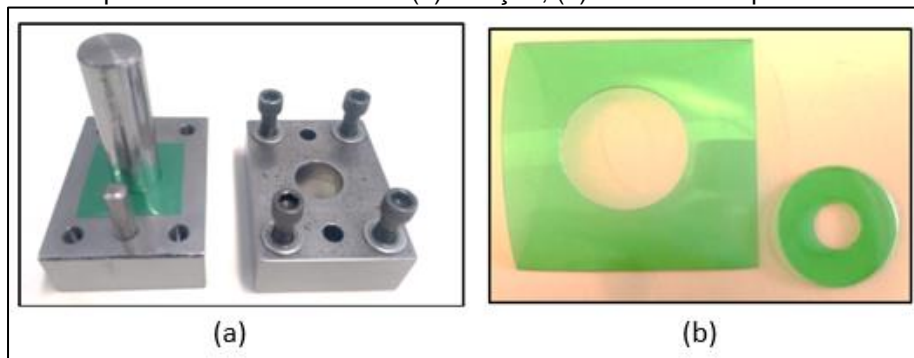
Figura 61 - Fixação do corpo de prova no punção.



Fonte: Autor, 2019.

Após a fixação do corpo de prova no punção, o mesmo é adicionado na posição do furo central da matriz, conforme Figura 62 (a), logo após realiza-se o fechamento da prensa matriz com auxílio dos 4 parafusos de fixação. Na Figura 62 (b) está apresentado o corpo de prova de PET após o processo de cisalhamento.

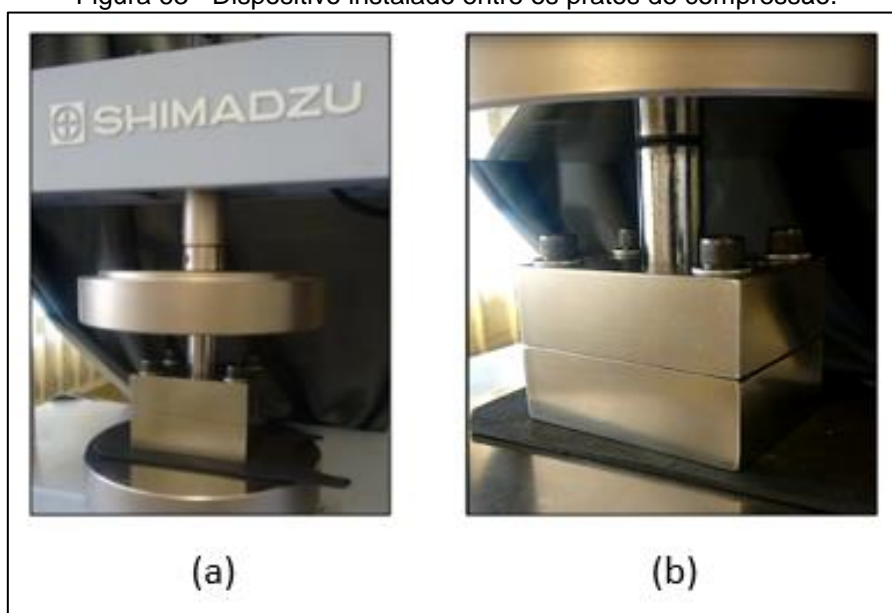
Figura 62 - Dispositivo de cisalhamento: (a) Punção, (b) CP de PET após o ensaio.



Fonte: Autor, 2019.

Após a instalação do dispositivo entre os pratos lisos da máquina de ensaio, conforme a Figura 63 (a), é realizada a aproximação do prato superior até um instante antes de tocar o punção do dispositivo, conforme Figura 63 (b). Assim, são zerados a força e o deslocamento para posteriormente realizar o ensaio que gera um esforço totalmente cisalhante no corpo de prova.

Figura 63 - Dispositivo instalado entre os pratos de compressão.



Fonte: Autor, 2019.

Durante a realização do ensaio o software registra a força necessária para levar o material até a ruptura. Após toda a espessura do corpo de prova ser cisalhada, o punção desloca-se até o final do curso da matriz e junto a ele fica fixado parte do material cisalhado, como observado na Figura 62 (b).

2.7 Resultados Experimentais

Os valores de força, deslocamento e tensão de ruptura para os corpos de prova de PET, PEAD e PP estão apresentados nas Tabelas 12, 13 e 14 respectivamente.

Tabela 12 - Propriedades mecânicas de cisalhamento para o PET.

Propriedades	Corpo de Prova - PET				
	01	02	03	04	05
Força Máxima [N]	1906,23	1754,71	1753,74	1897,91	1815,50
Deslocamento [mm]*	0,79	0,76	0,74	0,82	0,78
Tensão de Ruptura [MPa]	77,06	78,53	70,90	76,72	75,84

*Deslocamento referente a força máxima exercida sobre o corpo de prova.

Tabela 13 - Propriedades mecânicas de cisalhamento para o PEAD.

Propriedades	Corpo de Prova - PEAD				
	01	02	03	04	05
Força Máxima [N]	1378,44	1819,21	1224,43	1827,74	1477,46
Deslocamento [mm]*	1,43	1,66	1,44	1,83	1,60
Tensão de Ruptura [MPa]	15,99	17,67	13,95	17,35	16,39

*Deslocamento referente a força máxima exercida sobre o corpo de prova.

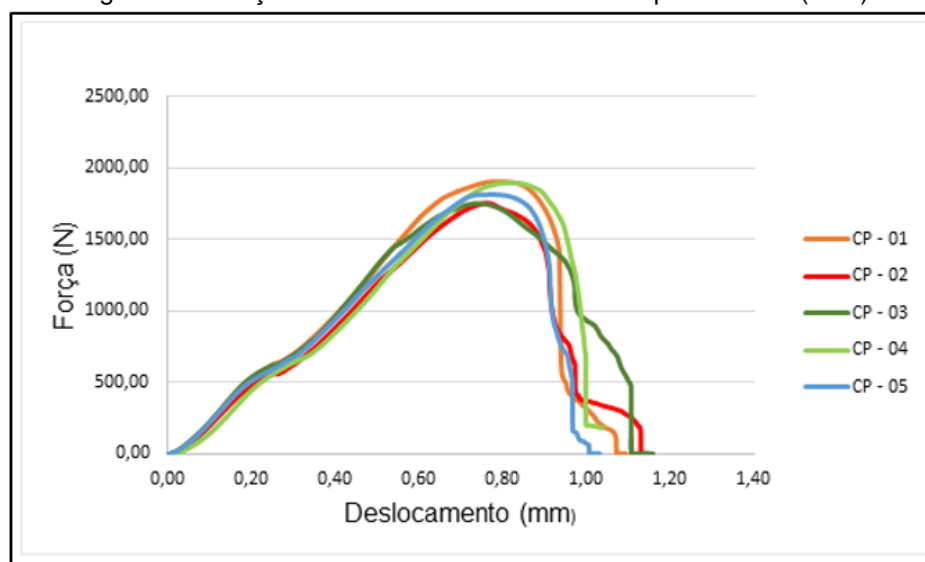
Tabela 14 - Propriedades mecânicas de cisalhamento para o PP.

Propriedades	Corpo de Prova - PP				
	01	02	03	04	05
Força Máxima [N]	1374,68	1404,62	1294,82	1427,72	1414,61
Deslocamento [mm]*	1,07	1,03	1,37	1,23	1,14
Tensão de Ruptura [MPa]	22,37	22,00	22,23	24,85	22,73

*Deslocamento referente a força máxima exercida sobre o corpo de prova.

Após o ensaio de cisalhamento para cada material, foram plotadas as curvas de força versus deslocamento para determinar o comportamento do material quanto a força aplicada. Para o polietileno tereftalato, os resultados para cada um dos cinco corpos de prova estão representados na Figura 64.

Figura 64 - Força x Deslocamento: resultados experimentais (PET).

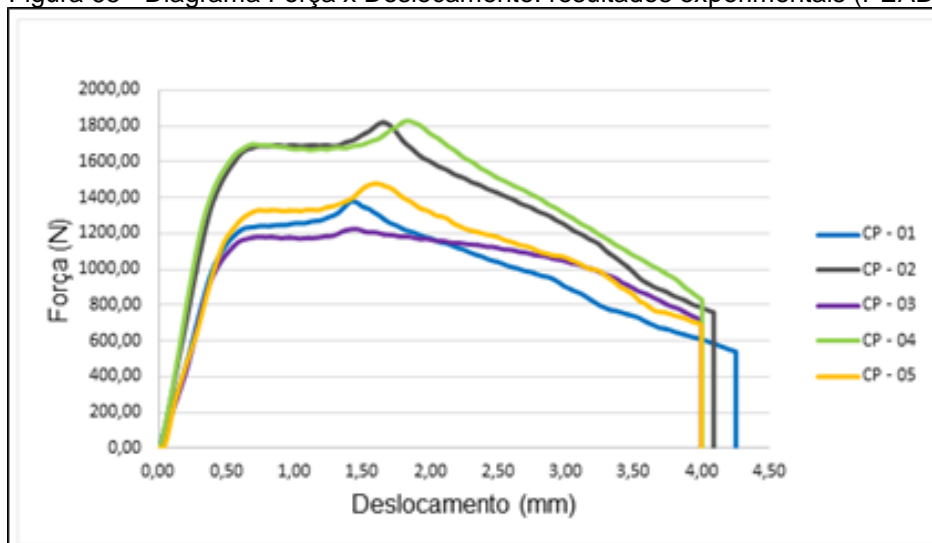


Fonte: Autor, 2019.

Para o polietileno de alta densidade, os resultados para cada um dos cinco corpos de prova estão representados na Figura 65. Como o polímero apresenta plasticidade elevada, após observado o pico de carga e o decaimento gradual no esforço, o ensaio foi finalizado. Durante o decaimento da força o material cisalhado

que fica preso junto ao punção atrita com a parede interna da matriz, isto ocorre devido rebarbas presentes após a deformação plástica do polímero.

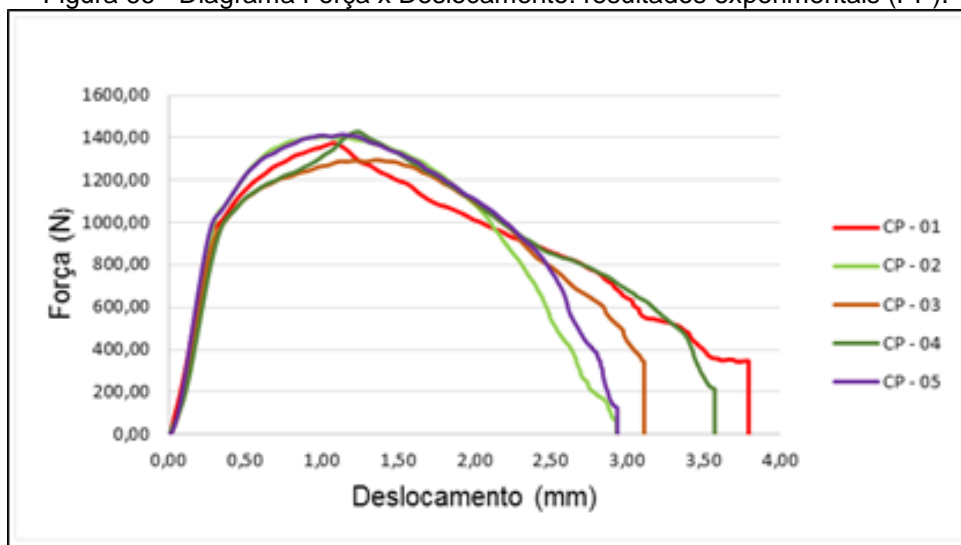
Figura 65 - Diagrama Força x Deslocamento: resultados experimentais (PEAD).



Fonte: Autor, 2019.

Para o polipropileno, os resultados para cada um dos cinco corpos de prova estão representados na Figura 66. Como o polipropileno apresenta características físicas semelhantes ao polietileno de alta densidade, a análise do decaimento da força esplanada anteriormente se aplica neste caso.

Figura 66 - Diagrama Força x Deslocamento: resultados experimentais (PP).



Fonte: Autor, 2019.

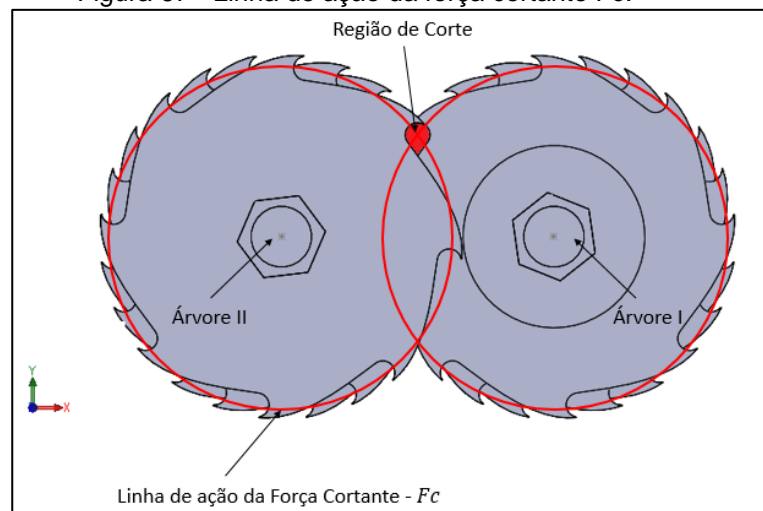
APÊNDICE B – Memorial de Cálculo dos Sistemas Mecânicos

1. Esforços atuantes no mecanismo de corte

1.1 Área de Corte

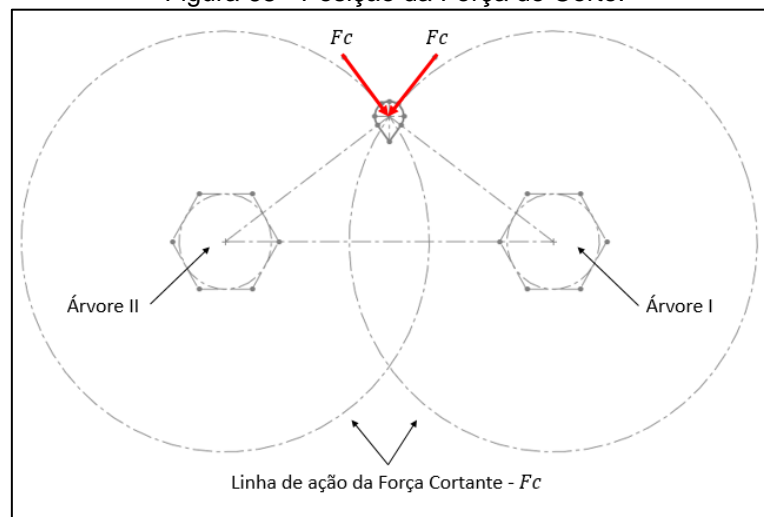
Para o cálculo da área de corte, considera-se a força de corte F_c atuando sobre uma linha que ação que tangencia a lâmina de corte perpendicularmente ao centro das árvores, conforme Figuras 67 e 68 respectivamente.

Figura 67 - Linha de ação da força cortante F_c .



Fonte: Autor, 2019.

Figura 68 - Posição da Força de Corte.

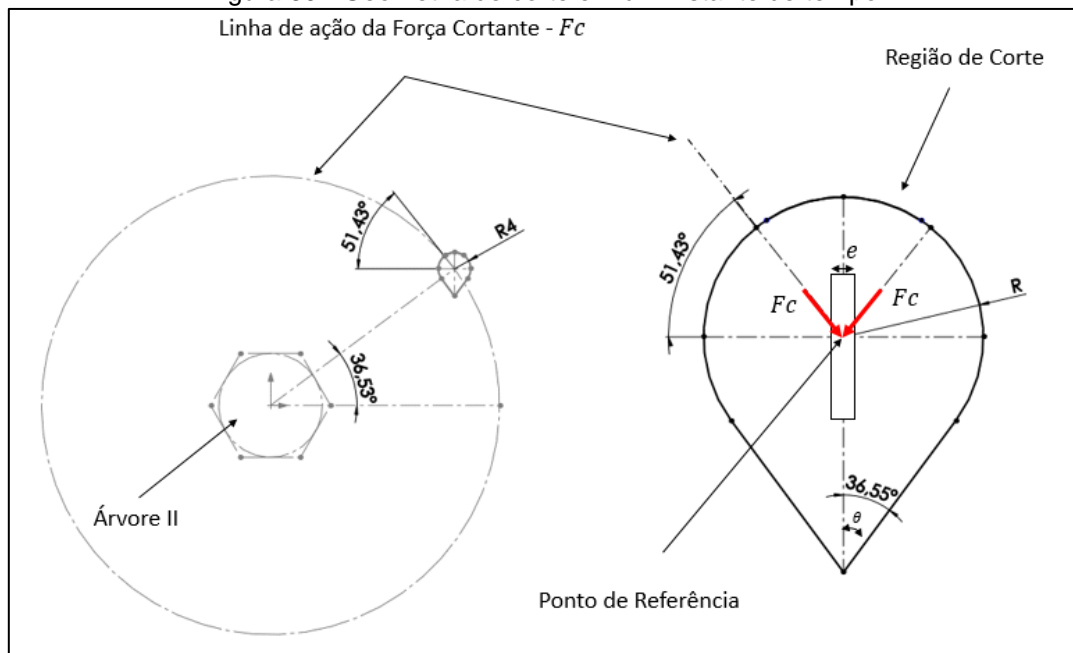


Fonte: Autor, 2019.

A região onde ocorrerá o corte é definida pela “geometria de uma gota” em um certo instante do corte, conforme a Figura 69, onde é possível determina parâmetros

geométricos que definem a área de corte. O corte apresenta um comportamento progressivo, que podemos identificar como corte de arestas inclinadas.

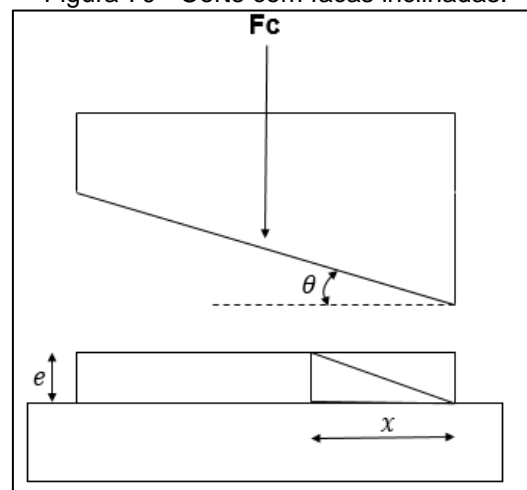
Figura 69 - Geometria de corte em um instante de tempo.



Fonte: Autor, 2019.

Segundo JÚNIOR (2012) são empregadas arestas de corte inclinadas para reduzir a força de corte, possibilitando um corte progressivo. Na Figura 70, observa-se o conceito de corte em aresta inclinada.

Figura 70 - Corte com facas inclinadas.



Fonte: Autor, 2019.

Onde:

$$\tan \theta = \frac{C_o}{C_a} = \frac{e}{x} \rightarrow x = \frac{e}{\tan \theta}$$

$$A_c = \frac{bh}{2} = \frac{ex}{2}$$

$$A_c = \frac{e^2}{2 \tan \theta} = \frac{(3)^2}{2 \tan(36,55)} = 6,07 \text{ mm}^2$$

1.2 Força de Corte

Partindo do conceito de tensão, conforme:

$$\tau = \frac{F}{A}$$

A Intensidade da força de corte pode ser aproximada por:

$$F_c = \tau_{\text{máx}} A_c$$

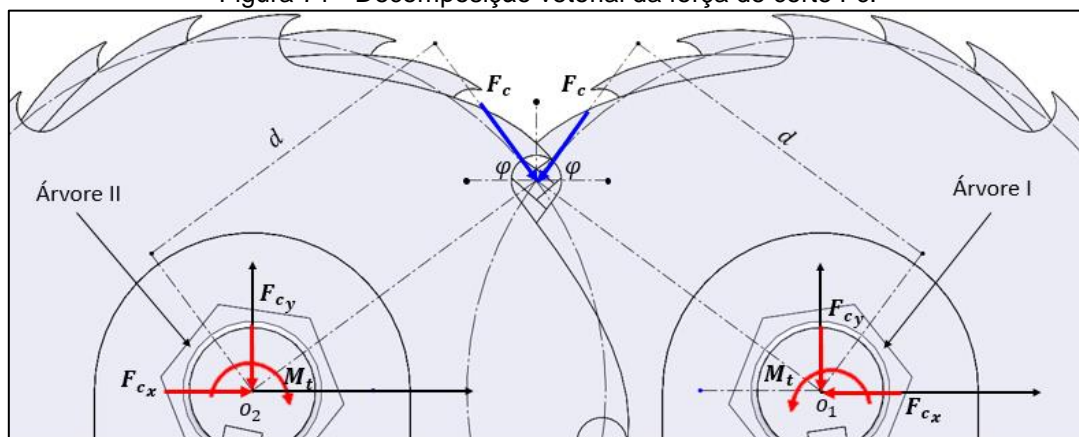
Substituindo a $\tau_{\text{máx}}$ pela τ_{rup} e a área de corte A_c da seção 1.1, obtemos:

$$F_c = (78,53)(6,07) = 477 \text{ N}$$

1.3 Esforços Atuantes nas Árvores

Na Figura 71 observa-se a decomposição vetorial da força cortante F_c em relação a cada árvore, onde a mesma apresenta um ângulo de inclinação (φ) e uma distância perpendicular do centro das árvores (d). Em (o_1) e (o_2) a decomposição da força cortante (F_c) causa três esforços simultâneos nas árvores, sendo duas forças normais (F_{c_x}) e (F_{c_y}) e um momento torçor (M_t).

Figura 71 - Decomposição vetorial da força de corte F_c .



Fonte: Autor, 2019.

O ângulo (φ) pode ser obtido em função da geometria determinada, assim:

$$\varphi = 53,47^\circ$$

A distância (d) é determinada pela geometria do mecanismo de corte, conforme Apêndice B, assim, o seu valor é definido por:

$$d = 56 \text{ mm}$$

As forças F_{c_x} e F_{c_y} podem se expressa trigonometricamente por:

$$\begin{aligned} F_{c_x} &= F_{c_s} \cos(\varphi) \\ F_{c_x} &\cong 312,36 \text{ N} \end{aligned}$$

Utilizando a força de serviço F_{c_s} , e o ângulo φ , obtemos:

$$\begin{aligned} F_{c_y} &= F_{c_s} \sin(\varphi) \\ F_{c_y} &\cong 421,66 \text{ N} \end{aligned}$$

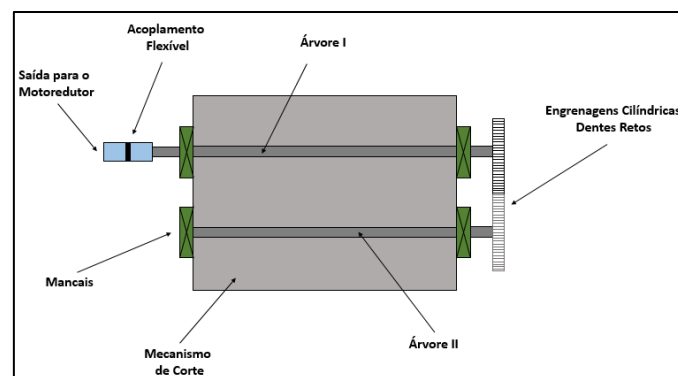
O torque (M_t) pode ser expresso pelo somatório de momentos em (o_1):

$$\begin{aligned} \curvearrowleft \sum M(o_1) &= \sum F_{c_s} d \\ + (F_{c_s})(d) - M_t &= 0 \\ M_t &= F_{c_s} d \\ M_t &\cong 29,39 \text{ Nm} \end{aligned}$$

1.4 Potência e Torque necessários para o Sistema

Para o cálculo da potência e torque de entrada necessários para o sistema utiliza-se o esquema da Figura 72, onde estão apresentados os componentes básicos da transmissão de potência.

Figura 72 - Esquema de transmissão de potência.



Fonte: Autor, 2019.

A potência transmitida por um eixo pode ser expressa por:

$$P_{transmitida} = P_{entrada} = T\omega$$

E o torque por:

$$T = \frac{P_{entrada}}{\omega}$$

Onde: $P_{entrada}$ é expressa em [W], T em [Nm] e ω em [rad/s].

A potência útil do sistema é dividida nas árvores I e II, assim:

$$P_{útil} = P_{útil(I)} + P_{útil(II)}$$

Considerando que ocorram perdas de potência ao longo da transmissão, devido aos componentes mecânicos acoplados, segundo Melconian (2009) a potência de entrada da transmissão é definida por:

$$P_{entrada} = P_{útil} + P_{dissipada}$$

Onde: $P_{útil}$ é a potência de trabalho e $P_{dissipada}$ a potência perdida pelo sistema.

As perdas segundo Melconian (2009) podem ser mensuradas segundo a Tabela 15.

Tabela 15 - Perdas em componentes mecânicos.

Item	Rendimento (η)	Quantidade
Acoplamento (η_A)	0,98	1 uni
Mancais (η_M)	0,98	2 pares
Engrenagens (η_E)	0,98	1 par

Fonte: Autor, 2019.

Na seção 1.3, é calculado o torque por seção de corte em cada eixo, assim para realizar a fragmentação do material, considerando 4 cortes simultâneos, conforme seção 5.2, obtém-se:

$$T_{árvore(I)} = T_{árvore(II)} = (29,39)(4) = 117,55 \text{ Nm}$$

Considerando que as rotações de trabalho das árvores devem ser iguais e estar na faixa de 50 a 60 rpm, adota-se por questões de projeto:

$$n_{(I)} = n_{(II)} = 51 \text{ rpm}$$

A potência útil para realizar o trabalho de corte é definida por:

$$P_{\text{útil}(I)} = P_{\text{útil}(II)} = \frac{(117,55)(\pi)(51)}{30} \cong 627,77 \text{ W} \cong 0,85 \text{ CV}$$

$$P_{\text{útil}} = (0,85) + (0,85) = 1,70 \text{ CV}$$

A potência dissipada em cada árvore pode ser expressa por:

$$P_{\text{dissipada}(I)} = \frac{P_{\text{útil}(I)}}{\eta_A \eta_M} - P_{\text{útil}(I)} = \frac{0,85}{(0,98)(0,98)} - 0,85 = 0,035 \text{ CV}$$

$$P_{\text{dissipada}(II)} = \frac{P_{\text{útil}(II)}}{\eta_M \eta_E} - P_{\text{útil}(II)} = \frac{0,85}{(0,98)(0,98)} - 0,85 = 0,035 \text{ CV}$$

$$P_{\text{dissipada}} = (0,035) + (0,035) = 0,070 \text{ CV}$$

Assim, a potência de entrada que deve ser fornecida ao sistema deve ser:

$$P_{\text{entrada}} = (1,70) + (0,070) \cong 1,77 \text{ CV} \cong 1301,83 \text{ W}$$

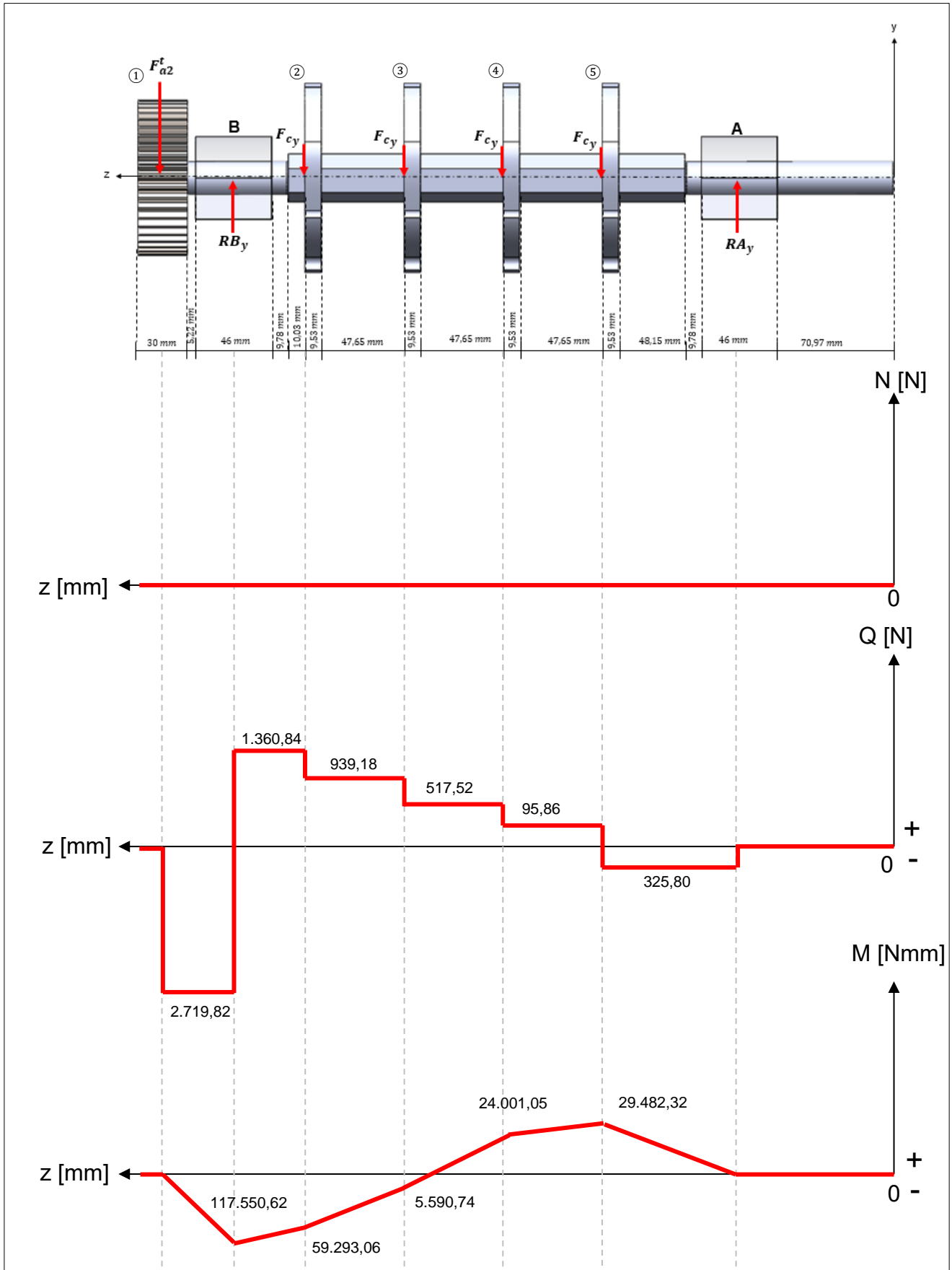
O torque de entrada, levando em consideração as perdas do sistema, pode ser expresso por:

$$T_{\text{entrada}} = \frac{(1301,83)(60)}{(2)(\pi)(51)} = 243,75 \text{ Nm}$$

1.5 Dimensionamento das Árvores I e II

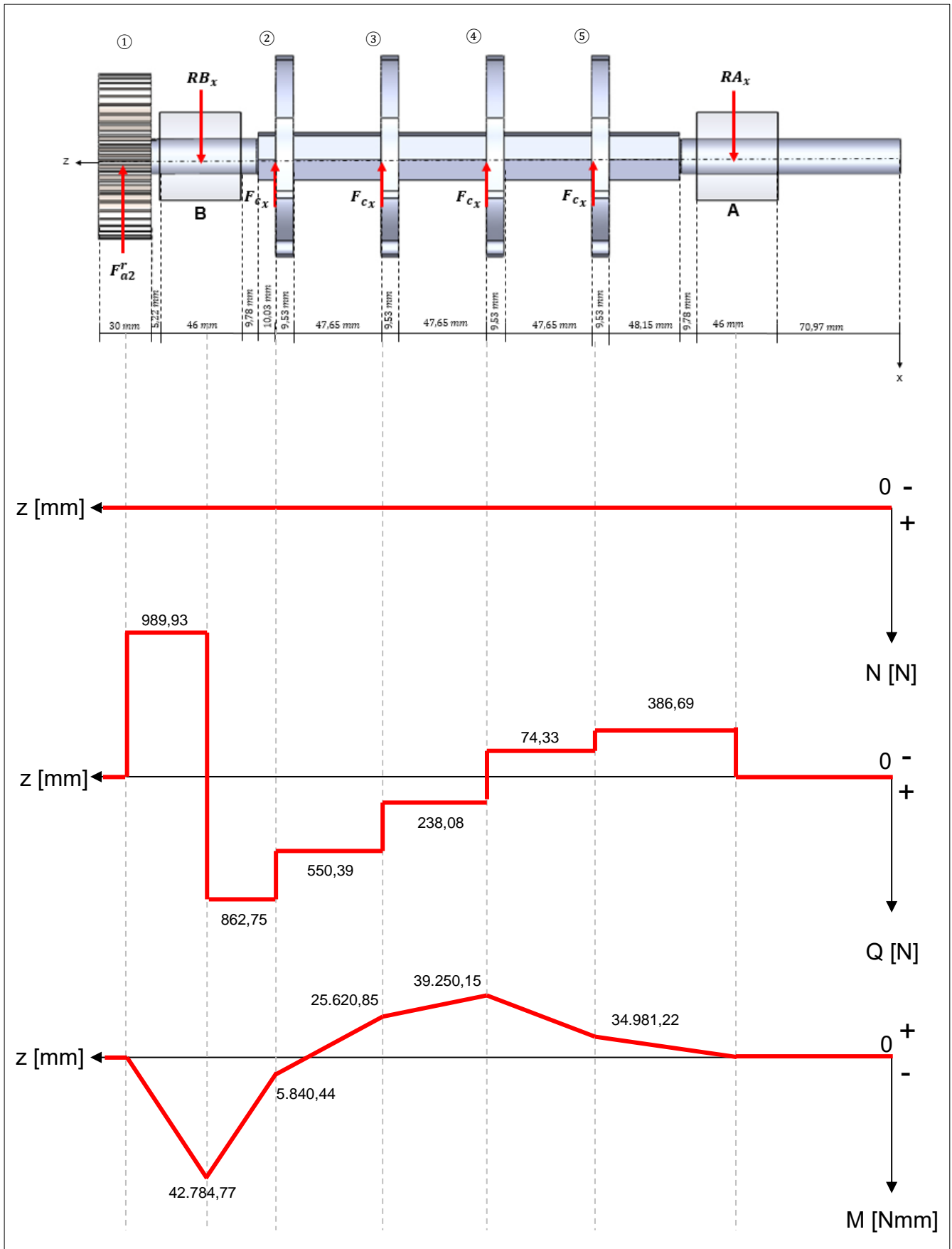
Os Diagramas de esforços das Árvores I e II são apresentados a seguir: Nas Figuras 73, 74 e 75 os diagramas dos planos da árvore I e nas Figuras 76, 77 e 78 os diagramas respectivos para a árvore II.

Figura 73 - Árvore I: Diagramas de esforços normal, cortante e fletor: (Plano z-y).



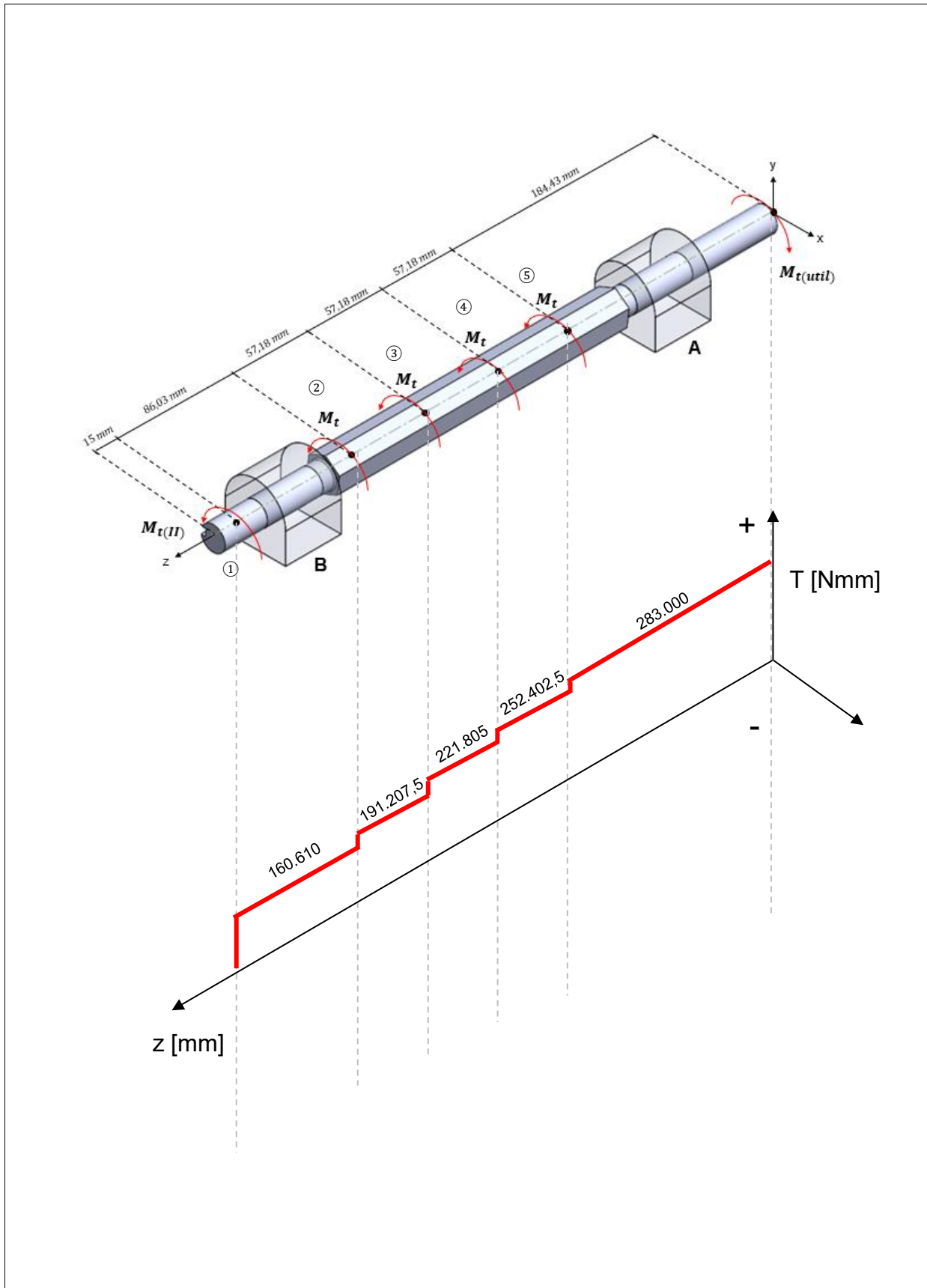
Fonte: Autor, 2020.

Figura 74 - Árvore I: Diagramas de esforços normal, cortante e fletor: (Plano z-x).



Fonte: Autor, 2020.

Figura 75 - Árvore I: Diagrama de Momento Torçor.



Fonte: Autor, 2020.

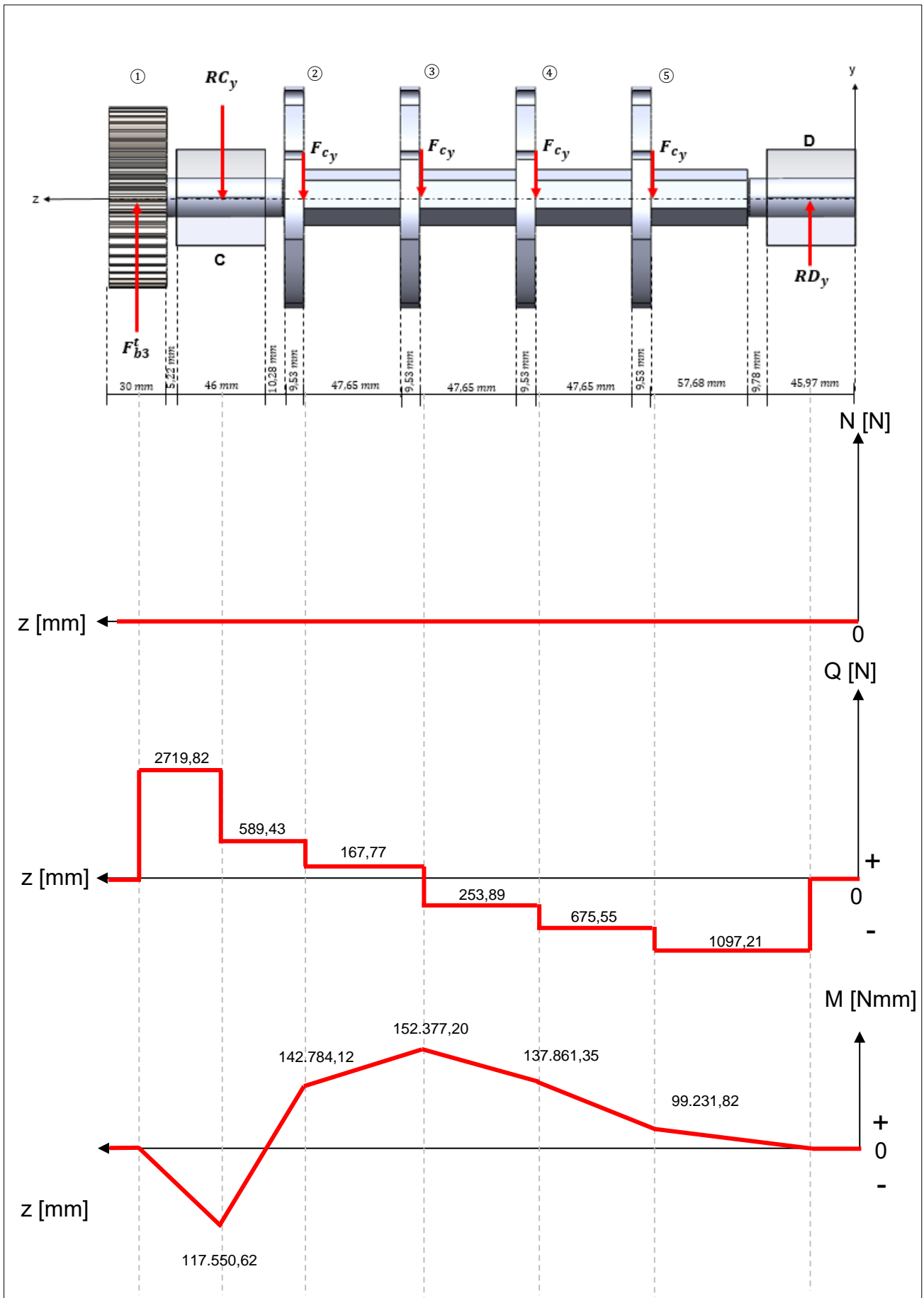
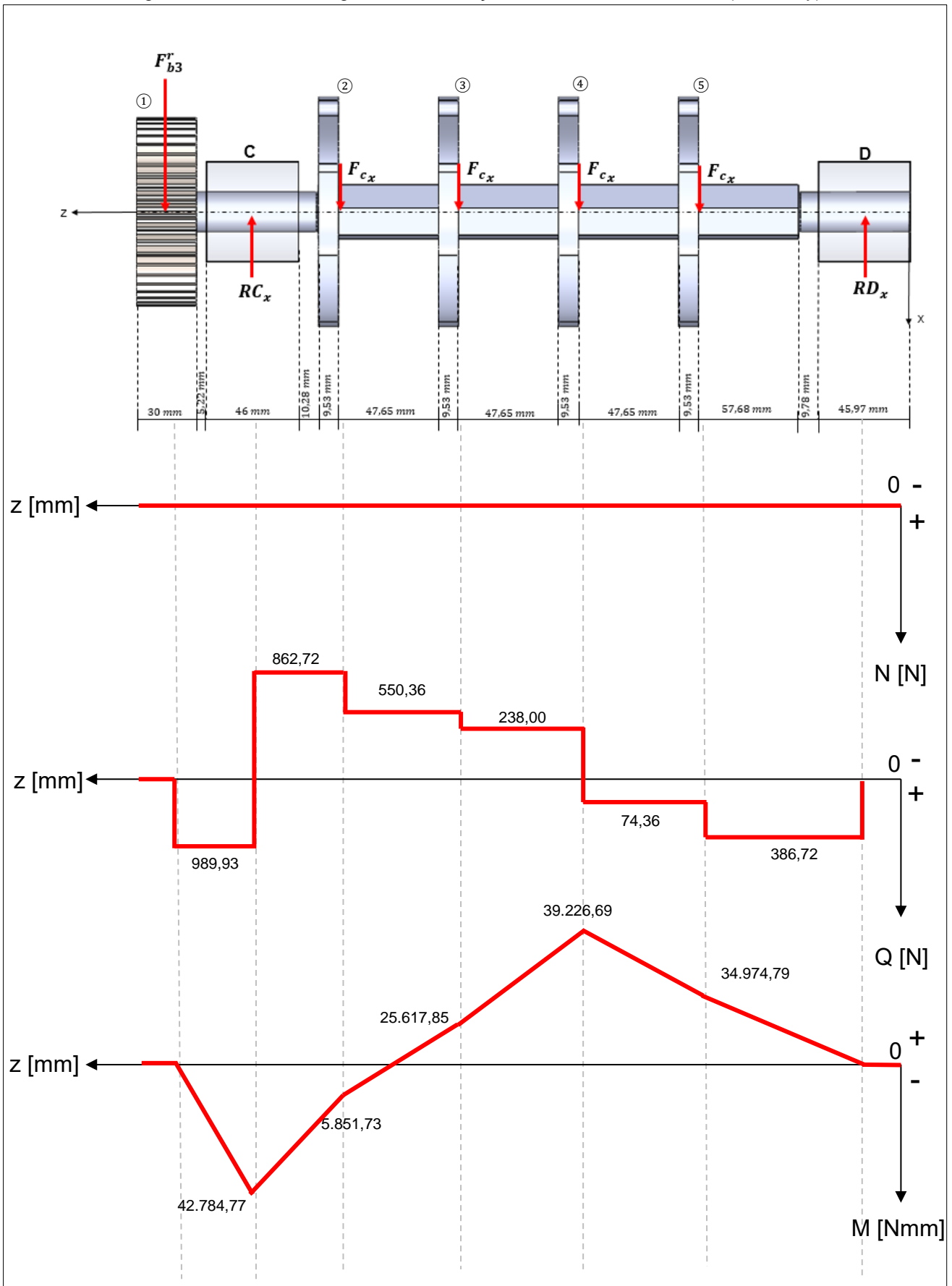
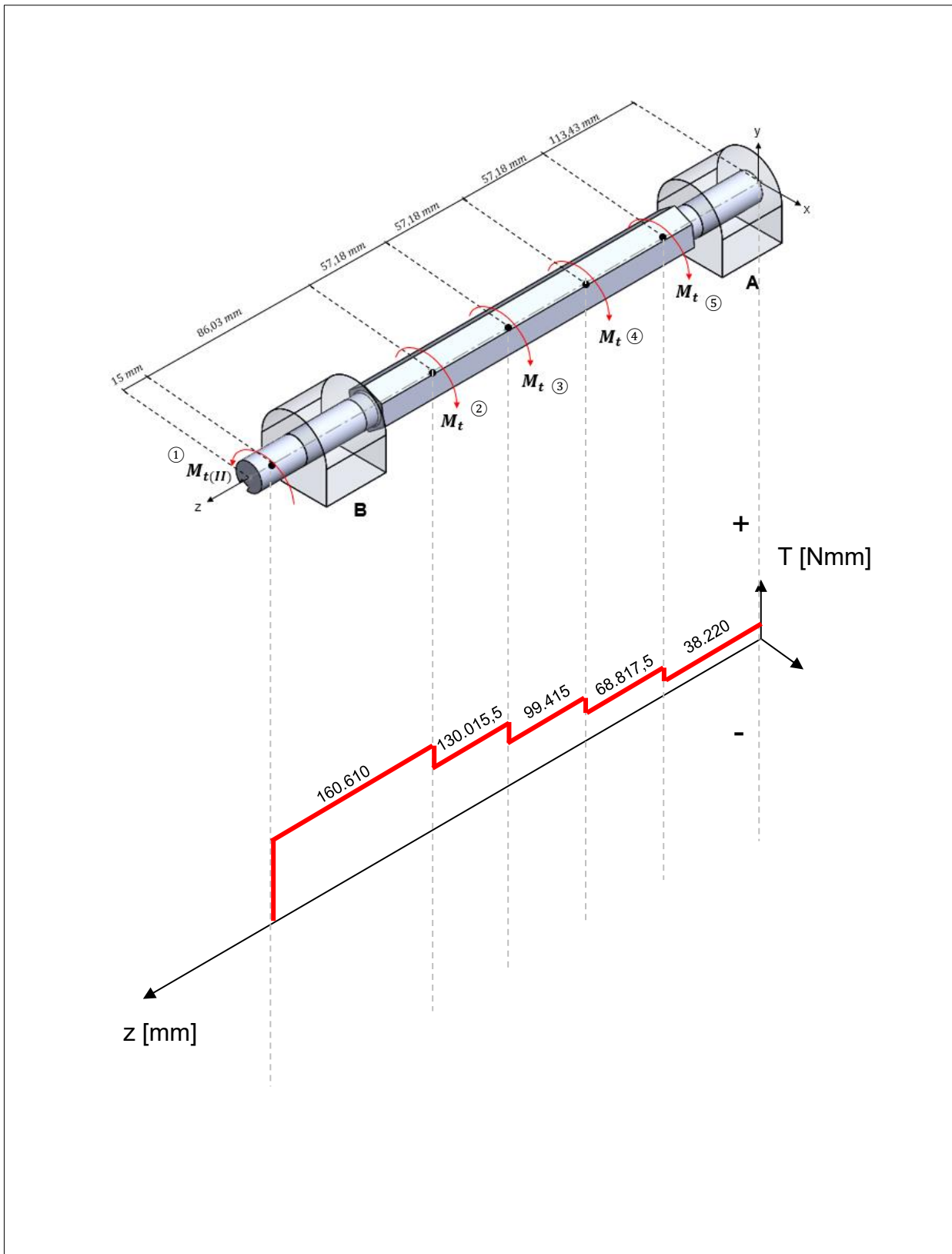


Figura 77 - Árvore II: Diagramas de esforços normal, cortante e fletor: (Plano z-y).



Fonte: Autor, 2020.

Figura 78 - Árvore II: Diagrama de Momento Torçor.



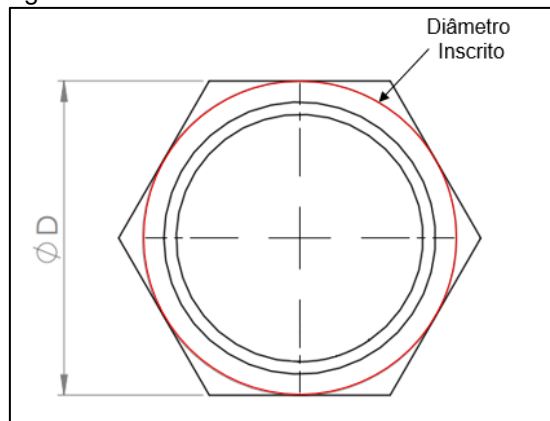
Fonte: Autor, 2020.

Após o desenvolvimento dos diagramas de esforços em todos os respectivos planos, dá-se início ao dimensionamento do diâmetro das árvores.

Uma consideração importante é o fato de que o eixo possui geometria sextavada. Esta geometria realiza o travamento das lâminas na posição correta, dispensando assim a utilização de chaveta. Outra vantagem é a facilidade de troca das lâminas de corte na necessidade de manutenção. Uma dificuldade é o dimensionamento do eixo sextavado, onde as equações clássicas são baseadas em eixos de seção circular.

Para o dimensionamento das árvores do triturador será considerado que a árvore seja circular a fim de utilizar a bibliografia clássica de elementos de máquinas, onde será utilizado como diâmetro externo o círculo inscrito ao sextavado do eixo, que tangencia o sextavado e que também define a sua medida nominal, conforme observa-se na Figura 79. O dimensionamento será baseado em barras de aço laminadas, como o eixo sextavado é trefilado sua resistência será ainda mais elevada.

Figura 79 - Diâmetro inscrito do eixo sextavado.



Fonte: Autor, 2019.

Abordagem para o Dimensionamento:

Analisando os diagramas de esforços das árvores I e II, apresentados anteriormente, observa-se que os pontos mais solicitados são o mancal B da árvore I (que será a base para o dimensionamento) e o mancal C da árvore II que experimentam os mesmos valores de esforço cortante e momento fletor em seus respectivos planos. Analisando o toque, o mesmo entra no sistema pela árvore I e se dissipa no mecanismo de corte, dessa forma será utilizada a árvore I para realizar o dimensionamento, pois apresenta as maiores solicitações.

Por questões de projeto e simplificação, a árvore II apresentará as mesmas dimensões da árvore I, porém, será 71 milímetros menor em comprimento, para satisfazer a geometria do mecanismo de corte. Os esforços para o dimensionamento serão o momento fletor no mancal B e o torque considerado será o máximo do sistema e não o torque da seção específica do mancal B. Assim:

- Ponto de maior tensão, no mancal B;
- Momento Fletor (Adição Vetorial):

$$M_f = \sqrt{(117550,62)^2 + (42784,77)^2}$$

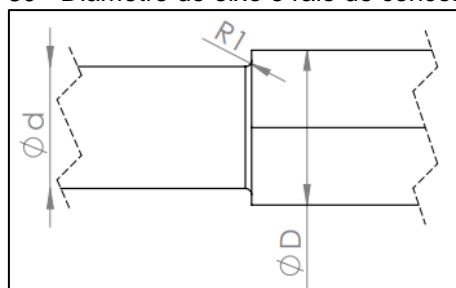
$$M_f = 125094,70 \text{ Nmm}$$

- Torque máximo do sistema:

$$T_{m\acute{a}x} = 283000,00 \text{ Nmm}$$

Existe um concentrador de tensões próximo ao ponto de troca de seção do eixo, conforme a Figura 80. O raio de concordância R1 definido no projeto é de 1mm, o diâmetro (d) é definido em função do mancal utilizado no projeto e descrito na seção 5.3.2, onde sua dimensão pré-definida é de 20 mm. O diâmetro maior (D) será calculado nas próximas seções.

Figura 80 - Diâmetro do eixo e raio de concordância.



Fonte: Autor, 2019.

O diâmetro (D) será calculado de forma estática e por Fadiga:

1) Dimensionamento Estático

Para o dimensionamento do diâmetro mínimo será utilizada a equação de von Mises para evitar o escoamento de um eixo sob carregamento estático.

$$d = \left\{ \frac{16n}{\pi S_y} \left[4(K_f M)^2 + 3(K_{fs} T)^2 \right]^{1/2} \right\}^{1/3}$$

Onde: d – Menor diâmetro da árvore, [mm]; n – Coeficiente de segurança; S_y – Tensão de escoamento do material, [MPa]; M – Momento fletor, [N.mm]; T – Momento torçor, [N.mm].

O concentrador de tensão normal (K_f) e o cisalhante (K_{fs}) são encontrados através das seguintes Equações:

$$K_f = q \cdot (K_t - 1) + 1$$

Onde: q – Fator de sensibilidade ao entalhe para tensão normal; K_t – Concentrador de tensão normal.

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

Onde: q_s – Fator de sensibilidade ao entalhe para tensão cisalhante; K_{ts} – Concentrador de tensão cisalhante.

Serão considerados os seguintes dados:

- ✓ Material de confecção do Eixo: Aço 1045, laminado a quente, com dureza HB 163, $S_{ut} = 570 \text{ MPa}$ e $S_y = 310 \text{ MPa}$;
- ✓ Coeficiente de segurança: 1,5;

Foram realizadas 4 iterações para a convergência do diâmetro estático, apresentadas a seguir na Tabela 16.

Tabela 16 - Iterações para o diâmetro estático.

Parâmetros	1ª Iteração	2ª Iteração	3ª Iteração	4ª Iteração
D (mm) Estimativa	25	27,57	28,08	28,22
Flexão (K_t)	1,9	1,82	1,85	1,86
Torção (K_{ts})	1,6	1,75	1,78	1,79
Flexão (K_f)	1,68	1,62	1,64	1,65
Torção (K_{fs})	1,51	1,64	1,66	1,67
D (mm) Final	27,57	28,08	28,22	28,27

Fonte: Autor, 2019.

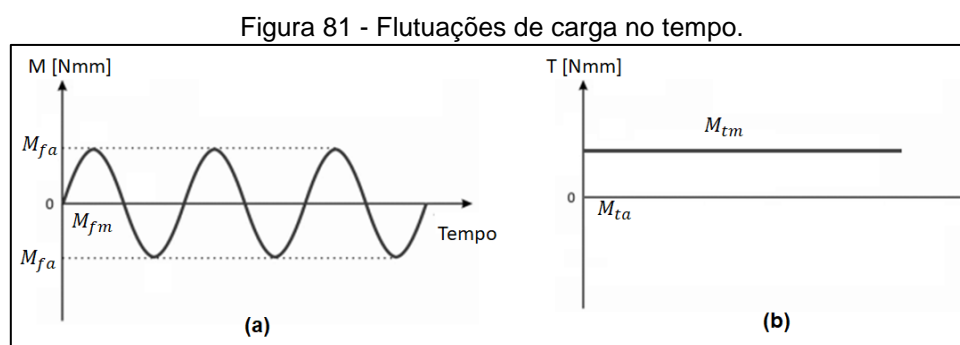
Para o cálculo dos concentradores de tensão de flexão e torção, além da sensibilidade ao entalhe, utilizou-se os ábacos do Apêndice C. O diâmetro estático encontrado foi de 28,27 mm, que será refinado na seção seguinte para vida infinita em fadiga.

2) Dimensionamento para Fadiga

Para o dimensionamento por fadiga, precisamos das flutuações de carga e do limite de fadiga corrigido para as condições de serviço, assim:

- Flutuações de Carga

As solicitações variam em função do tempo, assim, para um ponto na superfície do eixo temos as flutuações apresentadas na Figura 81. Em um ponto na superfície, onde do ponto de vista do momento em (a) observamos uma janela de flutuação +Mfa e -Mfa e em (b) o torque na superfície independentemente da posição é constante.



Fonte: Autor, 2019.

Assim, analisando as flutuações de carga, definimos:

$$M_{fa} = 125097,70 \text{ Nmm}; M_{fm} = 0; M_{tm} = 283000 \text{ Nmm}; M_{ta} = 0.$$

A resistência do material corrigida para a fadiga (S_e), dá-se por:

$$S_e = K_a \cdot K_b \cdot K_c \cdot K_d \cdot K_e \cdot S_e'$$

Para o cálculo do fator de superfície K_a , utiliza-se:

$$K_a = a \cdot S_{ut}^b$$

Onde: a e b são coeficientes, obtidos na Figura 82 e S_{ut} – Tensão de ruptura do material [MPa].

Figura 82 - Fator de acabamento superficial.

Acabamento superficial	Fator a S_{ut} , MPa	Expoente b
Retificado	1,58	-0,085
Usinado ou laminado a frio	4,51	-0,265
Laminado a quente	57,7	-0,718
Forjado	272	-0,995

Fonte: Shigley (2011).

Para o cálculo do fator de tamanho K_b , utiliza-se a equação a seguir, válida para valores de diâmetro entre $2,79 \leq d \leq 51 \text{ mm}$.

$$K_b = 1,24 \cdot d^{-0,107}$$

Onde: d – Diâmetro da árvore, [mm].

Para os demais fatores de correção de fadiga:

- K_c – Fator de carga, sendo $K_c = 1$ para esforços de flexo-torção;
- K_d – Fator de temperatura, sendo $K_d = 1$ para temperatura ambiente;
- K_e – Fator de confiabilidade, sendo $K_e = 0,814$ para 99% de confiabilidade, conforme a Figura 83:

Figura 83 - Fator de confiabilidade para dimensionamento de árvores.

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

Fonte: Shigley (2011).

Para o cálculo do limite de fadiga para flexão rotativa $(S_e)'$ em MPa, obtido pela equação a seguir, utilizamos a correlação entre resistência estática e limite de fadiga, para aços com $S_{ut} \leq 1400 \text{ MPa}$ temos:

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

Refinando o valor obtido para o diâmetro mínimo estático na seção anterior, agora considerando a fadiga sofrida pelo material, com base no critério de Goodman, utiliza-se:

$$d = \left(\frac{16n}{\pi} \left\{ \frac{1}{S_e} \left[4(K_f M_a)^2 + 3(K_{fs} T_a)^2 \right]^{1/2} + \frac{1}{S_{ut}} \left[4(K_f M_m)^2 + 3(K_{fs} T_m)^2 \right]^{1/2} \right\} \right)^{1/3}$$

Onde: M_a – Amplitude do momento fletor, [N.mm]; T_a – Amplitude do momento torçor, [N.mm]; M_m – Momento fletor médio, [N.mm]; T_m – Momento torçor médio, [N.mm].

Foram realizadas 4 iterações para a convergência do diâmetro por fadiga, apresentadas a seguir na Tabela 17.

Tabela 17 - Iterações para o diâmetro por fadiga.

Parâmetros	1ª Iteração	2ª Iteração	3ª Iteração	4ª Iteração
D (mm) Estimativa	28,27	32,63	33,28	33,45
Flexão (Kt)	1,90	2,10	2,15	2,15
Torção (Kts)	1,75	1,75	1,75	1,75
Flexão (Kf)	1,68	1,83	1,86	1,86
Torção (Kfs)	1,64	1,64	1,64	1,64
D (mm) Final	32,63	33,28	33,45	33,45

Fonte: Autor, 2019.

Para o cálculo dos concentradores de tensão de flexão e torção, além da sensibilidade ao entalhe, utilizou-se os ábacos do Apêndice C. O material utilizado, bem como o coeficiente de segurança são os mesmos do dimensionamento estático.

O diâmetro encontrado para vida infinita em fadiga foi de 33,45 mm, por questões de conservação de critérios definidas anteriormente, o diâmetro nominal comercial mais próximo para o eixo sextavado será de 33,34 mm ou 1.5/16", conforme Figura 84.

Figura 84 - Bitolas comerciais para barra sextavada.

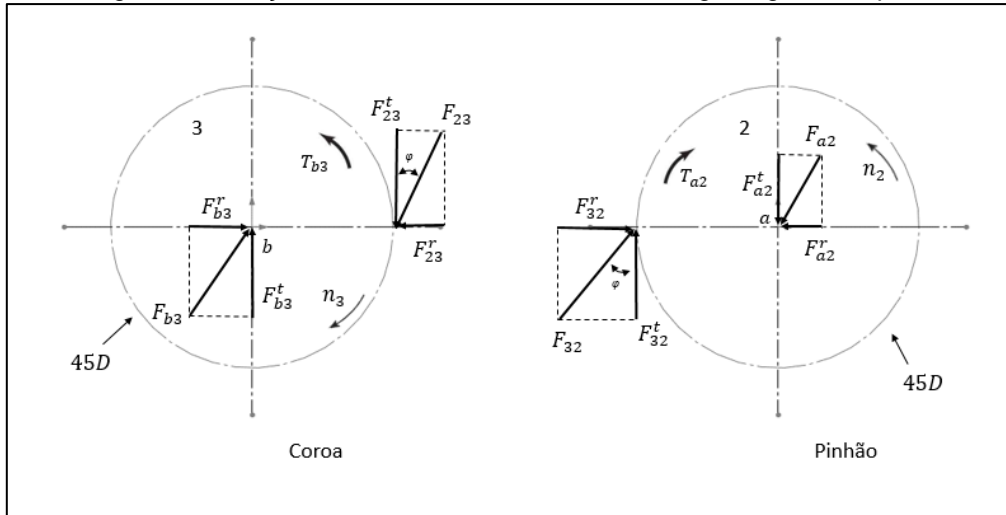
Bitolas (a)		Peso linear aprox.
pol.	mm	kg/m
1"	25,40	4,390
1.1/16"	26,99	4,950
1.1/8"	28,58	5,550
1.3/16"	30,00	6,120
1.1/4"	31,75	6,850
1.5/16"	33,34	7,560
1.3/8"	34,92	8,290

Fonte: Adaptado, Catálogo de Produtos Gerdau.

1.6 Dimensionamento das Engrenagens

Na Figura 85, observa-se o diagrama de corpo livre das engrenagens onde observa-se a posição das forças do par engrenado.

Figura 85 - Forças e Momentos em um Trem de Engrenagens Simples.



Fonte: Autor, 2019.

Para a determinação dos esforços que atuam no par engrenado, serão necessárias as seguintes relações:

$$W_t = F_{32}^t = \frac{2T}{d} = \frac{60000H}{\pi dn}$$

Onde: W_t – Carga Transmitida, [kN]; d – diâmetro primitivo da engrenagem, [mm]; n – celeridade, [rpm]; T – Torque no eixo, [N.mm].

Assim, podemos determinar os parâmetros das engrenagens, conforme as Tabelas 18, 19 e 20:

Tabela 18 - Dados de potência do sistema.

Dados de Potência		
Potência Útil - Árvore I	648,02	W
Potência Útil - Árvore II	648,02	W
Rotação Árvore I (n_I)	50,56	rpm
Rotação Árvore II (n_{II})	50,56	rpm

Fonte: Autor, 2020.

Tabela 19 - Carga transmitida entre as engrenagens.

Carga Transmitida	
Potência Útil - Árvore I	0,65 kW
Engrenagem 2 (Wt2)	2,72 kN
Engrenagem 3 (Wt3)	2,72 kN

Fonte: Autor, 2020.

Tabela 20 - Forças envolvidas no par engrenado.

Forças no Par Engrenado		
ϕ (ângulo de pressão)	20	°
ϕ (ângulo de pressão)	0,35	rad
F23	2894,37	N
F32	2894,37	N
Wt	2719,82	N
Ft23	2719,82	N
Ft32	2719,82	N
Fr23	989,93	N
Fr32	989,93	N
Frb3	989,93	N
Ftb3	2719,82	N
Fb3	2894,37	N
Fra2	989,93	N
Fta2	2719,82	N
Fa2	2894,37	N
Tb3	122,39	Nm
Ta2	122,39	Nm

Fonte: Autor, 2020.

A seguir será apresentado o dimensionamento do dentado das engrenagens, de acordo com o código da AGMA, segundo Shigley (2011).

- **Largura da Face:** As engrenagens cilíndricas de dentes retos têm uma largura de face (b) entre 3 e 5 vezes o passo circular (p). Portanto, adota-se de forma conservadora 4,5 vezes o passo, assim:

$$b = 4,5 \cdot p$$

$$b \cong 28,26 \text{ mm}$$

Por questões de fabricação das engrenagens, adota-se:

$$b = 30 \text{ mm}$$

Para a determinação das tensões de flexão e de contato nos dentes das engrenagens, precisamos determinar seis fatores de correção que aproximam da realidade de serviço.

- Efeito Dinâmico

Utiliza-se o fator de velocidade (K_v) para considerar os efeitos dinâmicos sobre um par de engrenagens. Para o cálculo é necessária a velocidade do estágio de transmissão, assim:

$$V = \frac{\pi \cdot n \cdot r}{30}$$

Onde: V – Velocidade [m/s]; r – Raio da engrenagem [mm]; n – Rotação do estágio [rpm].

Portanto:

$$V \cong 0,23 \text{ m/s}$$

Para o fator de velocidade:

$$K_v = \frac{6,1 + V}{6,1} \rightarrow K_v \cong 1,03$$

- Fator Geométrico do Par Engrenado

O fator geométrico do par engrenado pode ser obtido por:

$$I = \frac{\cos(\theta) \cdot \text{sen}(\theta)}{2 \cdot m_N} \cdot \frac{m_G}{m_G + 1}$$

Onde: I – Fator geométrico do par engrenado; m_N – Razão de compartilhamento de carga (igual a 1 para engrenagens cilíndricas de dentes retos); m_G – Razão de velocidades.

A razão de velocidades pode ser encontrada por:

$$m_G = \frac{N_G}{N_P}$$

Onde: N_G – Número de dentes da coroa; N_P – Número de dentes do pinhão.

Logo:

$$m_G = 1$$

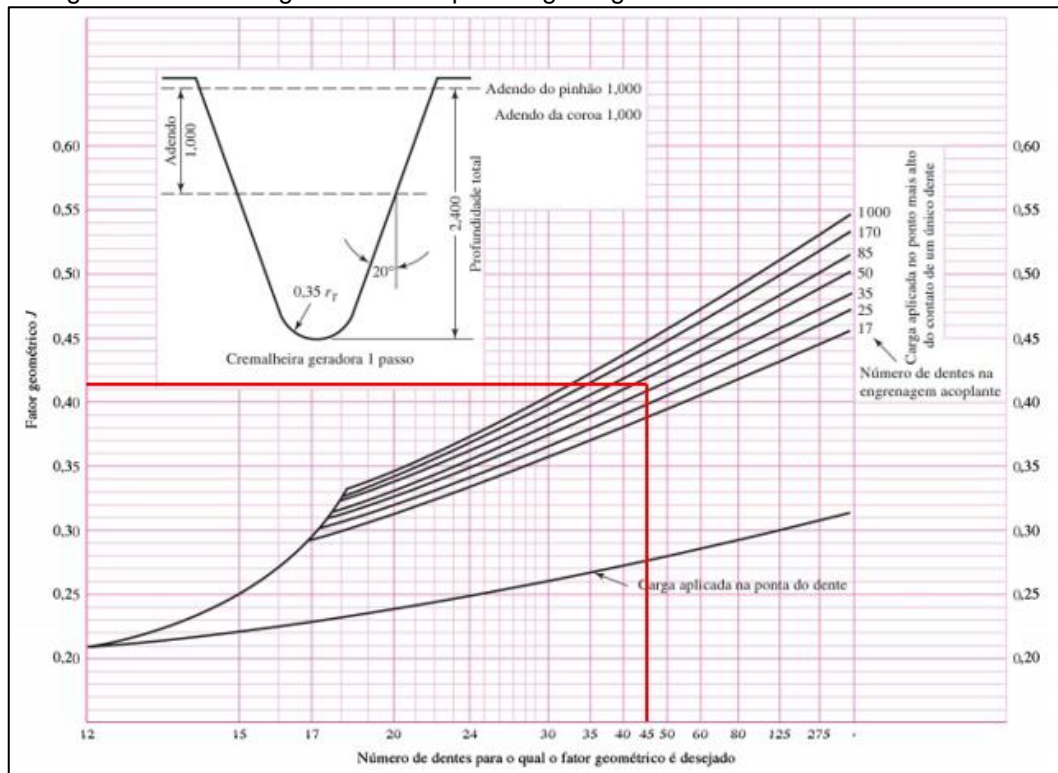
Portanto, substituindo os da Equação 16 em 17, obtêm-se fatores geométricos do par engrenado para ambos os estágios:

$$I \cong 0,080$$

- Fator Geométrico para Resistência à Flexão

Obtêm-se o fator geométrico para resistência à flexão (J) para engrenagens cilíndricas de dentes retos com ângulo de pressão de 20° através do ábaco representado pela Figura 86.

Figura 86 - Fatores geométricos J para engrenagens cilíndricas de dentes retos.



Fonte: Adaptado de Shigley (2011).

Como o pinhão e a coroa são iguais geometricamente, obtêm-se o mesmo fator geométrico. Portanto:

$$J \cong 0,41$$

- Fator de Sobrecarga

Define-se o fator de sobrecarga (K_o), através da tabela de fatores de sobrecarga ilustrada pela Figura 87.

Figura 87 - Tabela de Fatores de Sobrecarga.

Máquina acionada			
Fonte de potência	Uniforme	Choques moderados	Choques intensos
Uniforme	1,00	1,25	1,75
Choque leve	1,25	1,50	2,00
Choque médio	1,50	1,75	2,25

Fonte: Adaptado de Juvinal (2013).

Como se trata de uma máquina que constantemente receberá choques devido ao processo de trituração, considera-se que a máquina em si não sofrerá choques externos, Assim:

$$K_o = 1,25$$

- Fator de Distribuição de Carga

Define-se o fator de distribuição de carga através da tabela ilustrada pela Figura 88.

Figura 88 - Fatores de Correção de Montagem.

Características do Suporte	Largura da Face (in)			
	0 até 2	6	9	acima de 16
Montagens precisas, pequenas folgas nos mancais, deflexões mínimas, engrenagens precisas	1,3	1,4	1,5	1,8
Montagens pouco rígidas, engrenagens pouco precisas, contato ao longo de toda a face	1,6	1,7	1,8	2,2
Precisão e montagem de forma que o contato não ocorra em toda a largura da face				Acima de 2,2

Fonte: Adaptado de Juvinal (2013).

Considerando as especificações atribuídas ao projeto, definimos:

$$K_m = 1,3$$

- Coeficiente Elástico do Par Engrenado

De acordo com a tabela ilustrada pela Figura 89, determina-se o valor do coeficiente elástico do par engrenado, considerando que pinhão e coroa serão fabricados em aço, tem-se que $C_p = 191$.

Figura 89 - Tabela para Coeficiente Elástico.

Material do pinhão	Módulo de elasticidade do pinhão E_p psi (MPa)*	Material da coroa e módulo de elasticidade E_o , lbf/in ² (MPa)*		
		Aço 30×10^6 (2×10^3)	Ferro maleável 25×10^6 ($1,7 \times 10^3$)	Ferro nodular 24×10^6 ($1,7 \times 10^3$)
Aço	30×10^6 (2×10^3)	2300 (191)	2180 (181)	2160 (179)
Ferro maleável	25×10^6 ($1,7 \times 10^3$)	2180 (181)	2090 (174)	2070 (172)
Ferro nodular	24×10^6 ($1,7 \times 10^3$)	2160 (179)	2070 (172)	2050 (170)

Fonte: Shigley (2011).

Cálculo das Tensões de Flexão e de Contato:

- Tensão de Flexão

Com os valores obtidos através dos fatores de correção, determina-se a tensão de flexão no dente de cada engrenagem, utilizando a seguinte equação:

$$\sigma = \frac{W_t}{m \cdot b \cdot J} \cdot K_v \cdot K_m \cdot K_o$$

Onde: W_t – Carga transmitida na engrenagem [N]; m – Módulo da engrenagem [mm]; b – Largura da face da engrenagem [mm]; J – Fator geométrico para resistência à flexão; K_v – Fator de velocidade; K_m – Fator de distribuição de carga; K_o – Fator de sobrecarga.

Assim, como as engrenagens são idênticas, obtemos:

$$\sigma \cong 185,07 \text{ MPa}$$

- Tensão de Contato

A tensão de contato no dente pode ser obtida por:

$$\sigma_H = C_p \cdot \left(\frac{W_t}{b \cdot d_p \cdot I} \cdot K_v \cdot K_o \cdot K_m \right)^{1/2}$$

Onde: C_p – Coeficiente elástico do par engrenado; d_p – Diâmetro primitivo da engrenagem [mm]; I – Fator geométrico do par engrenado.

Portanto, obtém-se para o par engrenado:

$$\sigma_H \cong 876,84 \text{ MPa}$$

Selecionou-se um material que atenda às necessidades do projeto, portanto, busca-se um aço que possua elevada dureza e resistência mecânica, utilizado a tabela ilustrada pela Figura 90 como referência.

Figura 90 - Propriedades mecânicas médias de alguns aços termotratados.

1	2	3	4	5	6	7	8
AISI n°	Tratamento	Temperatura °C (°F)	Resistência à tração MPa (Kpsi)	Resistência ao escoamento MPa (Kpsi)	Alongamento %	Redução de área, %	Dureza Brinell
1030	Temperado e revenido*	205 (400)	848 (123)	648(94)	17	47	495
	Temperado e revenido*	315 (600)	800 (116)	621 (90)	19	53	401
	Temperado e revenido*	425 (800)	731 (106)	579 (84)	23	60	302
	Temperado e revenido*	540 (1000)	669 (97)	517 (75)	28	65	255
	Temperado e revenido*	650 (1200)	586 (85)	441 (64)	32	70	207
	Normalizado	925 (1700)	521 (75)	345 (50)	32	61	149
	Recozido	870 (1600)	430 (62)	317 (46)	35	64	137
1040	Temperado e revenido	205 (400)	779 (113)	593 (86)	19	48	262
	Temperado e revenido	425 (800)	758 (110)	552 (80)	21	54	241
	Temperado e revenido	650 (1200)	634 (92)	434 (63)	29	65	192
	Normalizado	900 (1650)	590 (86)	374 (54)	28	55	170
	Recozido	790 (1450)	519 (75)	353 (51)	30	57	149
1050	Temperado e revenido*	205 (400)	1120 (163)	807 (117)	9	27	514
	Temperado e revenido*	425 (800)	1090 (158)	793 (115)	13	36	444
	Temperado e revenido*	650 (1200)	717 (104)	538 (78)	28	65	235
	Normalizado	900 (1650)	748 (108)	427 (62)	20	39	217
	Recozido	790 (1450)	636 (92)	365 (53)	24	40	187

Fonte: Adaptado de Shigley (2011).

Assim, define-se um Aço AISI 1050 temperado e revenido à 205 °C para a confecção das engrenagens.

1.7 Dimensionamento das Chavetas

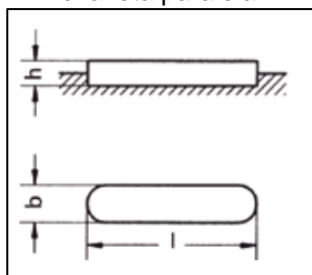
Para o dimensionamento das chavetas será baseado em tensões de cisalhamento e esmagamento, conforme descrito a seguir.

O eixo de saída do redutor apresenta a seguinte limitação:

- Diâmetro do eixo: 30 mm
- Comprimento máximo da chaveta: 50mm;
- Torque de saída do redutor: $T = 283 \text{ Nm}$.

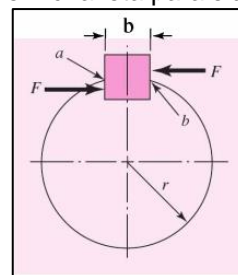
Para o dimensionamento selecionou-se uma chaveta DIN 6885 A, com resistência ao escoamento de 600 MPa, quadrada de lado 6 mm, conforme a Figura 91. O eixo da árvore I e II apresentam o mesmo valor de diâmetro menor de 20 mm.

Figura 91 - Dimensões da chaveta paralela.



Fonte: Adaptado de OPAC componentes.

Figura 92 - Força de cisalhamento em chaveta paralela.



Fonte: Adaptado de Shigley (2011).

Pela Energia de distorção:

$$S_{Sy} = 0,577S_y = (0,577)(600) = 346,2 \text{ MPa}$$

A falha ocorrerá por cisalhamento na seção (ab) da Figura 92, criando uma tensão de:

$$\tau = \frac{F}{bl}$$

A força F pode ser obtida por:

$$F = \frac{T}{r} = \frac{283}{0,02} = 14150 \text{ N}$$

Aplicando um coeficiente de segurança de 2,5 sobre a tensão de cisalhamento, obtemos:

$$\frac{S_{sy}}{n} = \frac{F}{bl} \rightarrow l = 0,0170 \text{ m ou } 17 \text{ mm}$$

Para resistir ao esmagamento, considera-se a metade da face da chaveta:

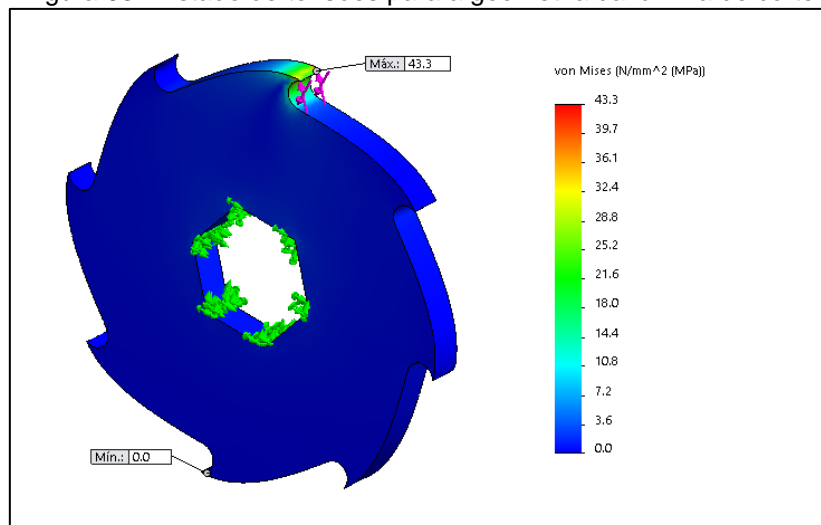
$$\frac{S_y}{n} = \frac{F}{bl/2} \rightarrow l = 0,0197 \text{ ou } 19,65 \text{ mm}$$

Em geral a espessura de uma engrenagem é maior que o diâmetro do eixo, visando a estabilidade, como todas as chavetas serão iguais, e o comprimento crítico calculado é de 19,65 mm, optou-se por utilizar o comprimento da chaveta como sendo a largura das engrenagens que é de 30 mm, assim seleciona-se uma chaveta quadrada DIN 6885 A 6x6x30.

1.8 Dimensionamento das Lâminas de Corte

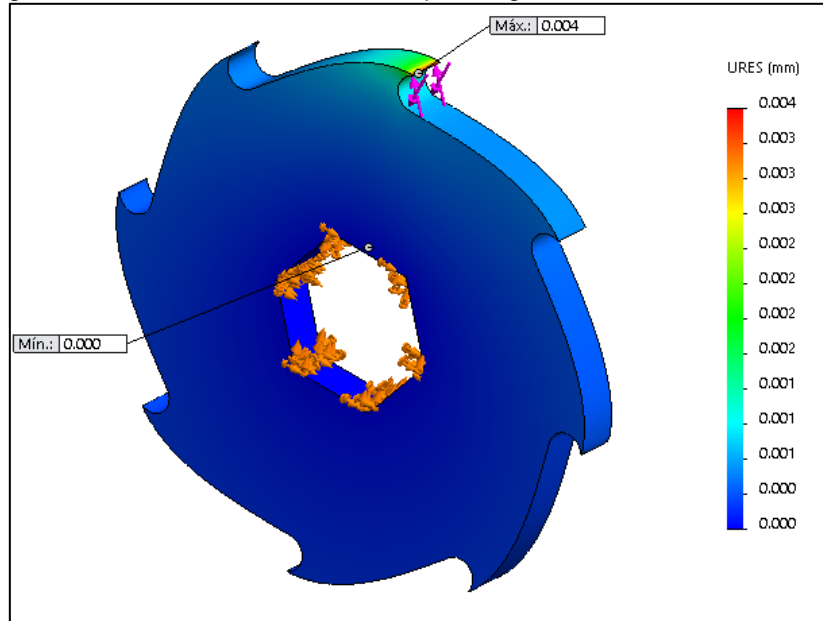
Devido geometria complexa das lâminas de corte, o seu dimensionamento foi realizado de forma numérica. Através da simulação obteve-se a tensão máxima de serviço e a deslocação resultante da lâmina, conforme as Figuras 93 e 94 para a simulação utilizou-se a força de corte de 524,80 N no gume de corte.

Figura 93 - Estado de tensões para a geometria da lâmina de corte.



Fonte: Autor, 2020.

Figura 94 - Deslocamento resultante para a geometria da lâmina de corte.



Fonte: Autor, 2020.

A tensão de serviço na lâmina, é definida por:

$$\sigma_{m\acute{a}x} (\text{l\`{a}mina}) = 43,26 \text{ MPa}$$

A lâmina está sujeita a diversos tipos de esforços, sendo o componente mais crítico da máquina. É um componente exposto ao desgaste intenso, logo deve apresentar elevada dureza, para a lâmina de corte define-se uma liga de aço SAE/AISI 4340, conforme a Figura 95.

Figura 95 - Propriedades mecânicas da liga de aço SAE/AISI 4340.

Número SAE / AISI	Condição	Resistência de escoamento em tração (0,2% de deformação)		Resistência máxima em tração		Elongação do corpo de ensaio de 2 in (%)	Dureza Brinell ou Rockwell
		kpsi	MPa	kpsi	MPa		
4340	temperada e revenida a 1200°F	124	855	140	965	19	280HB
	temperada e revenida a 1000°F	156	1 076	170	1 172	13	360HB
	temperada e revenida a 800°F	198	1 365	213	1 469	10	430HB
	temperada e revenida a 600°F	230	1 586	250	1 724	10	486HB

Fonte: Adaptado de Norton (2004).

Utilizando um coeficiente de segurança de 2, obtemos:

$$\sigma_{m\acute{a}x} (\text{serviço}) \leq \frac{S_y}{CS} \leq \frac{855}{2} \leq 427,50 \text{ MPa}$$

1.9 Caixa de Corte

Para a validação da estrutura da caixa de corte, considerou-se as reações nos mancais para a análise de tensões na estrutura. As reações de apoio de cada mancal podem ser observadas na Tabela 21.

Tabela 21 - Reações de apoio nos mancais das árvores I e II.

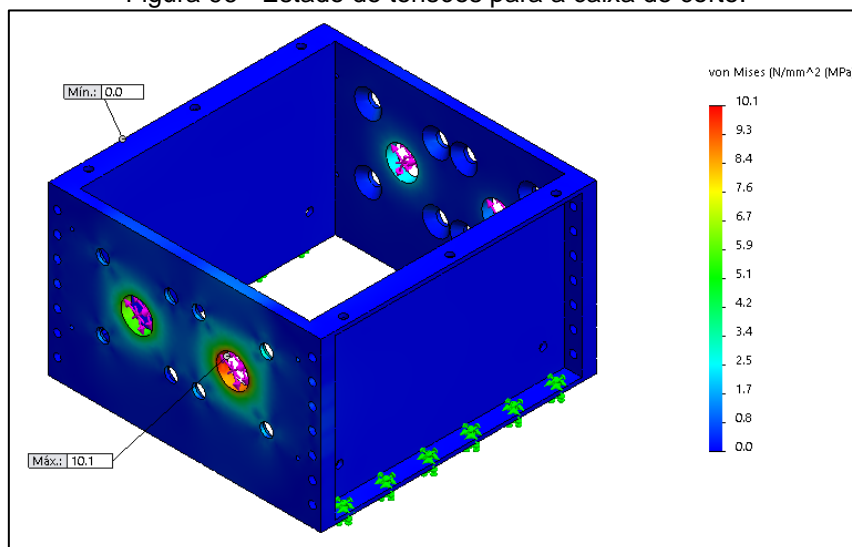
Reações de Apoio							
Mancal A		Mancal B		Mancal C		Mancal D	
RAX	386,69	RBX	1852,68	RCX	1852,65	RDX	386,72
RAY	325,8	RBY	4080,66	RCY	2130,39	RDY	1097,21
FRA	505,64	FRB	4481,54	FRC	2823,27	FRD	1163,36

Fonte: Autor, 2020.

Através da simulação numérica da caixa de corte, obtém-se a máxima tensão de serviço como sendo, conforme Figura 96.

$$\sigma_{\max} (\text{caixa de corte}) = 10,10 \text{ MPa}$$

Figura 96 - Estado de tensões para a caixa de corte.



Fonte: Autor, 2020.

Assim, para todas as peças que compõem a caixa de corte, define-se um aço carbono SAE/AISI 1045 laminado a quente, conforme Figura 97.

Figura 97 - Propriedades mecânicas do aço-carbono SAE/AISI 1045.

Número SAE / AISI	Condição	Resistência de escoamento em tração (0,2% de deformação)		Resistência máxima em tração		Elongação do corpo de ensaio de 2 in (%)	Dureza Brinell -HB
		kpsi	MPa	kpsi	MPa		
1045	laminado a quente	45	310	82	565	16	163
	laminado a frio	77	531	91	627	12	179
1050	laminado a quente	50	345	90	621	15	179
	normalizado a 1650°F	62	427	108	745	20	217
	laminado a frio	84	579	100	689	10	197
	temperado e revenido a 1200°F	78	538	104	717	28	235
	temperado e revenido a 800°F	115	793	158	1 089	13	444
	temperado e revenido a 400°F	117	807	163	1 124	9	514

Fonte: Adaptado de Norton (2004).

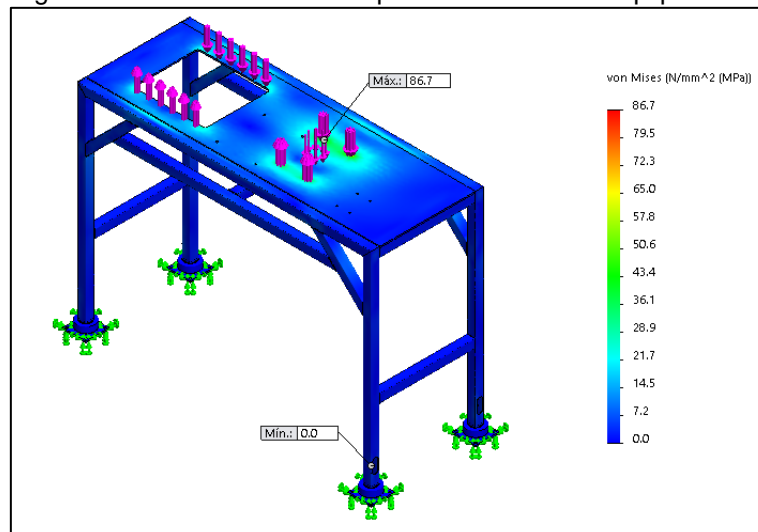
Utilizando um coeficiente de segurança de 2, obtemos:

$$\sigma_{\max} (\text{serviço}) \leq \frac{S_y}{CS} \leq \frac{310}{2} \leq 155 \text{ MPa}$$

1.10 Dimensionamento da Estrutura

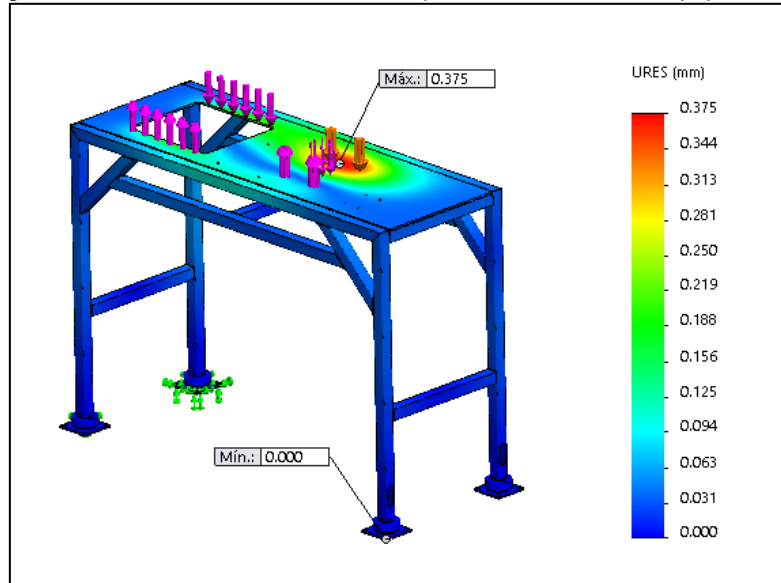
Para a análise da estrutura, utilizou-se como esforços atuantes as reações causadas pelo torque de saída do motorreductor, ver Figura 102. As forças aplicadas a estrutura foram as reações que atuam sobre cada parafuso de fixação do reductor (487,93 N) e da caixa de corte (98,36 N), além do peso do motorreductor que é de 26 kg (255,06N), os demais componentes foram desconsiderados na análise. Na Figura 98, observa-se a tensão máxima de serviço na estrutura, já na Figura 99, observa-se o deslocamento resultante em mm.

Figura 98 - Estado de tensões para a estrutura do equipamento.



Fonte: Autor, 2020.

Figura 99 - Deslocamento resultante para a estrutura do equipamento.



Fonte: Autor, 2020.

Através da simulação numérica da estrutura, obtém-se a máxima tensão de serviço como sendo:

$$\sigma_{m\acute{a}x (estrutura)} = 86,70 \text{ MPa}$$

Na simulação observa-se que a tensão máxima ocorre sobre os furos dos parafusos de fixação do motorreductor, assim, para a chapa superior, utilizando um coeficiente de segurança de 2 para a tensão de escoamento de 330 MPa, obtemos:

$$\sigma_{m\acute{a}x (chapa)} \leq \frac{S_y}{CS} \leq \frac{330}{2} \leq 165 \text{ MPa}$$

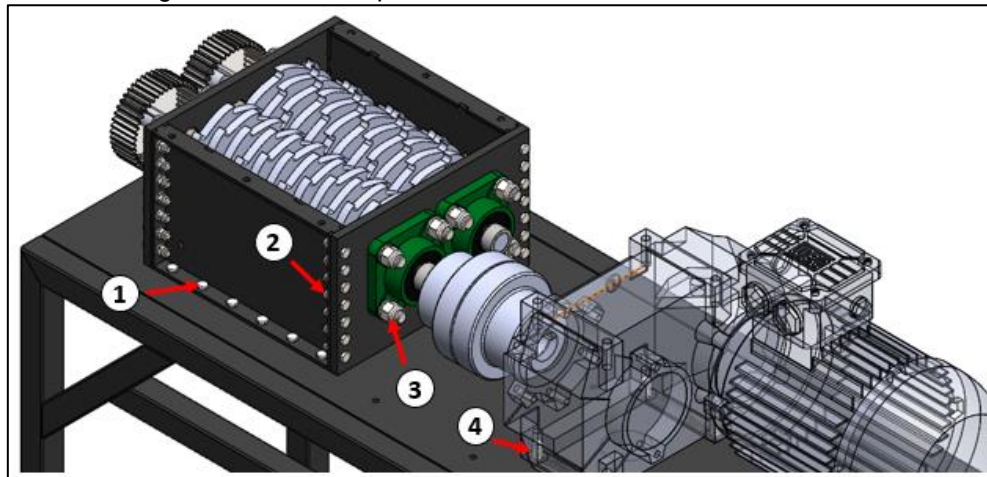
A tensão para os tubos é inferior a tensão máxima da estrutura que ocorreu na chapa superior, considerando com tensão máxima nos tubos a mesma tensão da chapa, utilizando um coeficiente de segurança de 2 para uma tensão de escoamento de 269 MPa, conforme seção 5.3.5, obtemos para os tubos:

$$\sigma_{m\acute{a}x (tubo)} \leq \frac{S_y}{CS} \leq \frac{269}{2} \leq 134,5 \text{ MPa}$$

1.11 Dimensionamento das Uniões Parafusadas

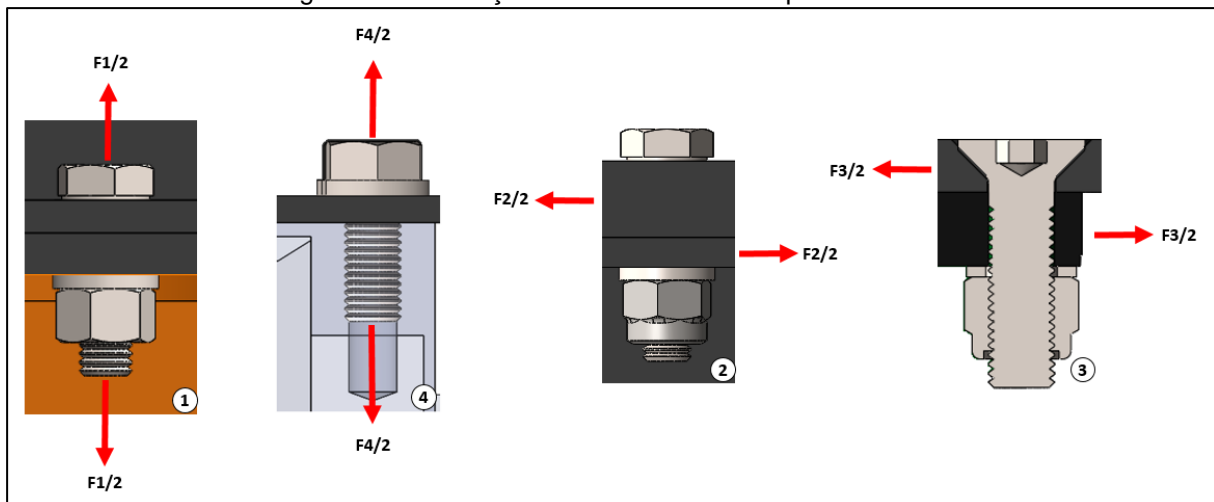
A seguir serão dimensionadas as principais uniões da máquina, na Figura 100 estão apresentadas as quatro uniões a serem dimensionadas. Já na Figura 101 os esforços atuantes em cada união.

Figura 100 - Uniões parafusadas a serem dimensionadas.



Fonte: Autor, 2020.

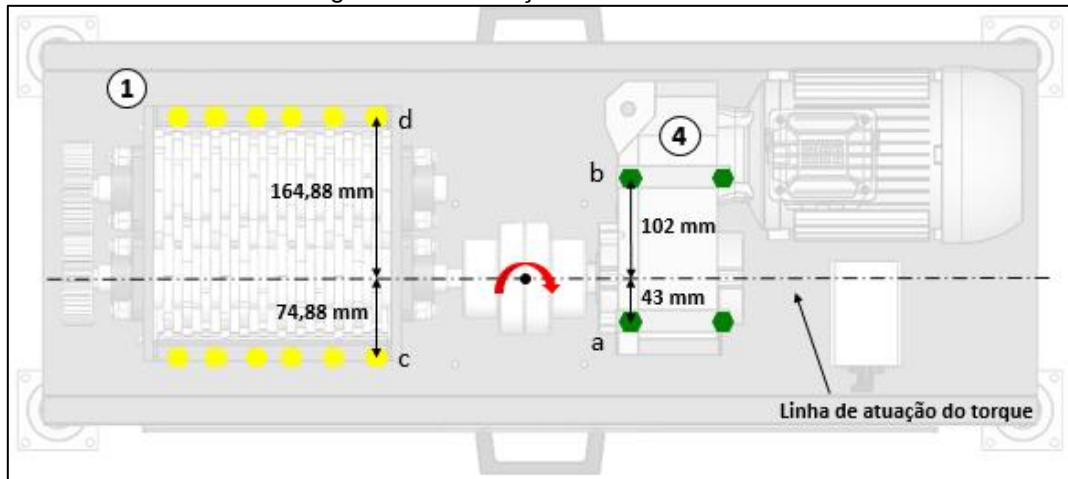
Figura 101 - Esforços atuantes nas uniões parafusadas.



Fonte: Autor, 2020.

O momento torçor do motorreductor (283000 Nmm) é responsável por realizar um esforço de tração nas uniões 1 e 4, conforme Figura 102.

Figura 102 - Esforços nas uniões 1 e 4.



Fonte: Autor, 2020.

Para a união 4, através de um somatório de momentos e considerando que o momento seja distribuído igualmente por 4 parafusos, obtemos para cada parafuso uma força de tração de:

$$\sum Ma = 0$$

$$-\frac{283000}{4} + F_4(145) = 0 \rightarrow F_4 = 487,93 \text{ N}$$

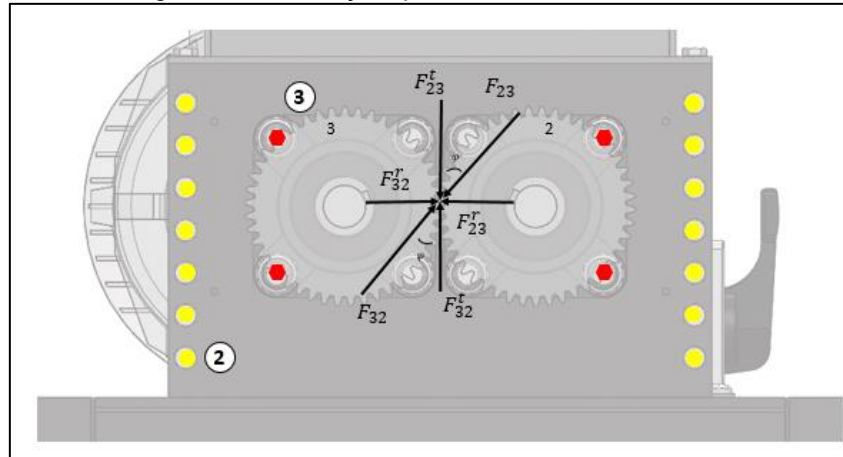
Para a união 1, considerando a mesma analogia da união 4, considerando a carga distribuída por 12 parafusos, obtemos:

$$\sum Md = 0$$

$$-\frac{283000}{12} + F_1(239,76) = 0 \rightarrow F_1 = 98,36 \text{ N}$$

Para as uniões 2 e 3, o esforço predominante é o cisalhamento, ocasionado pela força exercida pela engrenagem 2 sobre a 3, conforme a Figura 103.

Figura 103 - Esforços que atuam nas uniões 2 e 3.



Fonte: Autor, 2020.

Assim, conforme a Tabela 20, das forças do par engrenado, obtemos a força cortante que atua sobre as uniões:

$$F_{23} = F_{32} = 2894,37 \text{ N}$$

$$F_2 = \frac{2894,37}{14_{(\text{parafusos})}} = 206,74 \text{ N}$$

$$F_3 = \frac{2894,37}{4_{(\text{parafusos})}} = 723,60 \text{ N}$$

Após a determinação dos esforços nas uniões, para as uniões 1 e 4 o dimensionamento será baseado no seguinte compilado de equações:

- Rigidez do parafuso (k_b) – Parafuso Totalmente Rosqueado:

$$k_b = \frac{A_t \cdot E}{l'}$$

Sendo: l' - Comprimento efetivo da união [mm].

A rigidez das peças da união parafusada são obtidas para um ângulo de pressão $\alpha = 30^\circ$.

- Rigidez da união parafusada (k_m) – Cone de Pressão:

$$k_m = \frac{0,5774 \cdot \pi \cdot E \cdot d}{\ln \left(\frac{(1,155t + D - d) + (D \mp d)}{(1,155t + D + d)(D - d)} \right)}$$

Onde: D – Diâmetro do cone maior [mm];

- Rigidez global da união parafusada (k_m):

$$\frac{1}{k_m} = \frac{1}{\sum k_m}$$

- Constante de rigidez da união (C):

$$C = \frac{k_b}{k_b + k_m}$$

- Pré-carga do parafuso (F_i):

$$F_i = 0,75 \cdot A_t \cdot S_p$$

Onde: S_p – Resistência mínima de prova [MPa].

- Torque de aperto do parafuso (T):

$$T = k \cdot F_i \cdot d$$

Adotando: $k \cong 0,2$

- Fator de carga dos parafusos (n):

$$n = \frac{S_p \cdot A_t - F_i}{\frac{C \cdot P}{N}}$$

Sendo: P – Carregamento externo sobre os parafusos [N]; N – Número de parafusos.

- Fator para evitar separação da união (n_0):

$$n_0 = \frac{F_i}{\frac{P(C - 1)}{N}}$$

Para a utilização das equações, utiliza-se valores tabelados expressos nas Figuras 104 e 105.

Figura 104 - Diâmetros e áreas de roscas métricas.

Diâmetro maior nominal d mm	Série de passo grosso		
	Passo p mm	Área de tensão de tração A_t , mm ²	Área de diâmetro menor A_s , mm ²
1,6	0,35	1,27	1,7
2	0,40	2,07	1,79
2,5	0,45	3,39	2,98
3	0,5	5,03	4,47
3,5	0,6	6,78	6,00
4	0,7	8,78	7,75
5	0,8	14,2	12,7
6	1	20,1	17,9
8	1,25	36,6	32,8
10	1,5	58,0	52,3
12	1,75	84,3	76,3
14	2	115	104
16	2	157	144

Fonte: Adaptado de Shigley (2011).

Figura 105 - Categorias métricas de propriedades mecânicas para parafusos de aço.

Categoria de propriedade	Intervalo de tamanho inclusivo	Resistência mínima de prova, ¹ MPa	Resistência mínima de tração, ¹ MPa	Resistência mínima de escoamento, ¹ MPa	Material	Marcação de cabeça
4,6	M5-M36	225	400	240	Baixo e médio carbono	
4,8	M1,6-M16	310	420	340	Baixo e médio carbono	
5,8	M5-M24	380	520	420	Baixo e médio carbono	
8,8	M16-M36	600	830	660	Médio carbono, Q&T (temperado e revenido)	
10,9	M5-M36	830	1040	940	Baixo carbono, martensita, Q&T (temperado e revenido)	

Fonte: Adaptado de Shigley (2011).

As uniões 2 e 3 serão dimensionadas com base no esforço cisalhamento causado sobre os parafusos, assim, o compilado de equações utilizados para o dimensionamento será:

- Tensão de cisalhamento (τ_{cis}):

$$\tau_{cis} = \frac{P}{A}$$

Sendo: P – Carregamento externo sobre os parafusos [N]; A – Área da seção transversal do parafuso.

- Tensão de Esmagamento (σ_{esm}):

$$\sigma_{esm} = \frac{P}{(A_{transversal})}$$

Sendo: P – Carregamento externo sobre os parafusos [N]; A – Área transversal da seção do parafuso na união.

- Coeficiente de segurança para cisalhamento (n_{cis}):

$$n_{cis} = \frac{S_p}{\tau_{cis}}$$

Onde: S_p – Resistência mínima de prova [MPa].

- Coeficiente de segurança para o esmagamento (n_{esm}):

$$n_{esm} = \frac{S_p}{\sigma_{esm}}$$

Onde: S_p – Resistência mínima de prova [MPa].

União parafusada número 1:

Nesta união considera-se uma união passante com porca, com um parafuso de diâmetro 6mm de rosca grossa, classe 8.8 e resistência de prova S_p de 600 MPa, conforme Figura 101, onde devido ao comprimento da união ser de 10,10 mm, por simplificação de cálculos considera-se somente dois cones de pressão idênticos. O módulo de elasticidade para os cálculos é considerado 210 GPa para aços, uma área de tração de 20,1 mm² conforme Figura 104. Para a união em questão obtemos os dados conforme Tabela 22.

Tabela 22 - Parâmetros da União Parafusada 1.

Parâmetros da União 1	
Rigidez do parafuso (k_b)	21105 N/mm
Rigidez da união parafusada (k_m)	1,51x10 ⁶ N/mm
Constante de rigidez da união (C)	0,10
Pré-carga do parafuso (F_i)	9045 N
Torque de aperto do parafuso (T)	10854 Nmm
Fator para evitar separação da união (n_0)	102,23
Fator de carga dos parafusos (n)	306,52

Fonte: Autor, 2020.

União parafusada número 2:

Nesta união considera-se que a força atuante causa uma tensão de cisalhante sobre o parafuso, assim, realiza-se o dimensionamento por cisalhamento puro sobre a seção do parafuso e também se analisa a tensão de esmagamento sobre a chapa. Considera-se uma união passante com porca, com um parafuso de diâmetro 6mm de rosca grossa, classe 8.8 e resistência de prova S_p de 600 MPa. Para a união em questão obtemos os dados conforme Tabela 23.

Tabela 23 - Parâmetros da União Parafusada 2.

Parâmetros da União 2	
Tensão de cisalhamento (τ_{cis})	7,31 MPa
Tensão de Esmagamento (σ_{esm})	2,22 MPa
Coeficiente de segurança para cisalhamento (n_{cis})	82,08
Coeficiente de segurança para o esmagamento (n_{esm})	270,27

Fonte: Autor, 2020.

União parafusada número 3:

Nesta união, considera-se os mesmos esforços que atuam sobre a união 2, porém, se emprega um parafuso de cabeça chata com sextavado interno com diâmetro de 12 mm e rosca grossa, classe 10.9 e resistência de prova S_p de 830 MPa, conforme Figura 101, para atender a geometria de fixação dos mancais. Para a união em questão obtemos os dados conforme Tabela 24.

Tabela 24 - Parâmetros da União Parafusada 3.

Parâmetros da União 3	
Tensão de cisalhamento (τ_{cis})	6,39 MPa
Tensão de Esmagamento (σ_{esm})	2,76 MPa
Coeficiente de segurança para cisalhamento (n_{cis})	129,89
Coeficiente de segurança para o esmagamento (n_{esm})	305,15

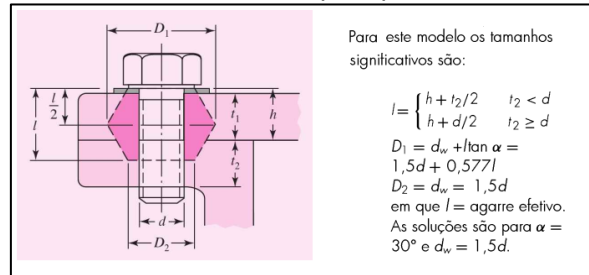
Fonte: Autor, 2020.

União parafusada número 4:

Nesta união considera-se uma união sem porca, com parafuso de diâmetro de 10 mm de rosca grossa, classe 8.8 e resistência de prova S_p de 600 Mpa, conforme Figura 101, neste tipo de união se considera um comprimento efetivo de união l' onde

o dimensionamento baseou-se na Figura 106. A união apresenta três cones de pressão, o módulo de elasticidade para os cálculos é considerado 210 GPa para aço e 70 GPa para alumínio, por ser uma união entre materiais distintos (aço da estrutura e alumínio da carcaça do motorreductor). Para a união em questão obtemos os dados conforme Tabela 25.

Figura 106 - Modelo de tronco de cone para parafuso totalmente rosqueado.



Fonte: Adaptado de Shigley (2011).

Tabela 25 - Parâmetros da União Parafusada 4.

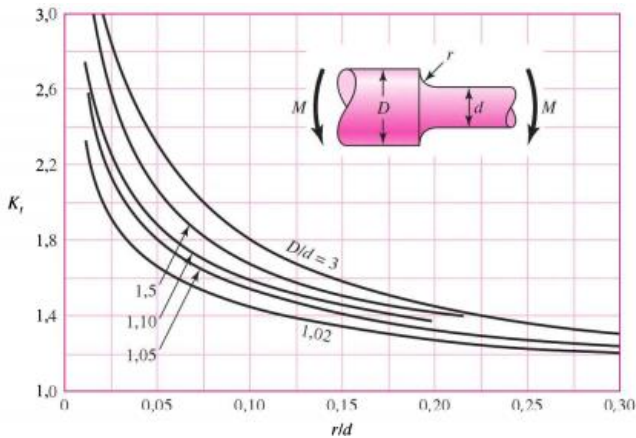
Parâmetros da União 4

Rigidez do parafuso (k_b)	487200 N/mm
Rigidez da união parafusada (k_m)	$1,49 \times 10^6$ N/mm
Constante de rigidez da união (C)	0,25
Pré-carga do parafuso (F_i)	26100 N
Torque de aperto do parafuso (T)	52200 Nmm
Fator para evitar separação da união (n_0)	71,32
Fator de carga dos parafusos (n)	23,77

Fonte: Autor, 2020.

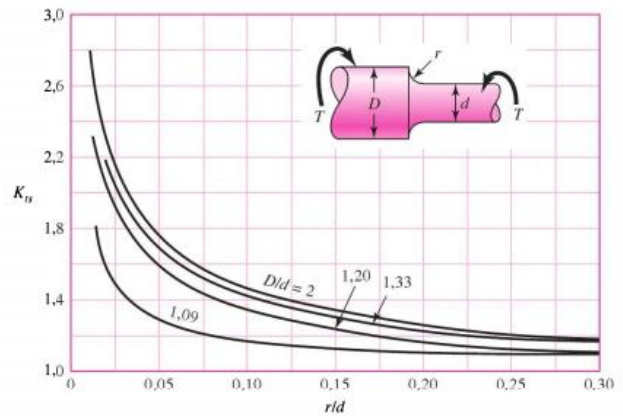
APÊNDICE C – Ábacos para Análise de Concentradores de Tensão e Sensibilidade ao Entalhe.

Carta de concentrador de tensão: Eixo redondo com filetagem do ressalto em flexão.



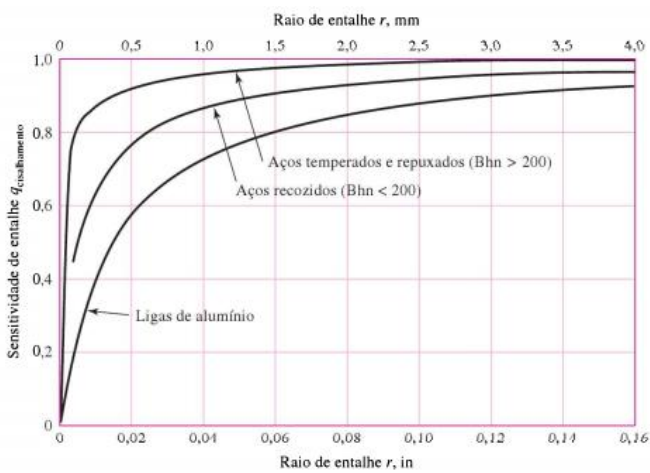
Fonte: Shigley (2011).

Carta de concentrador de tensão: Eixo redondo com filetagem do ressalto em torção.



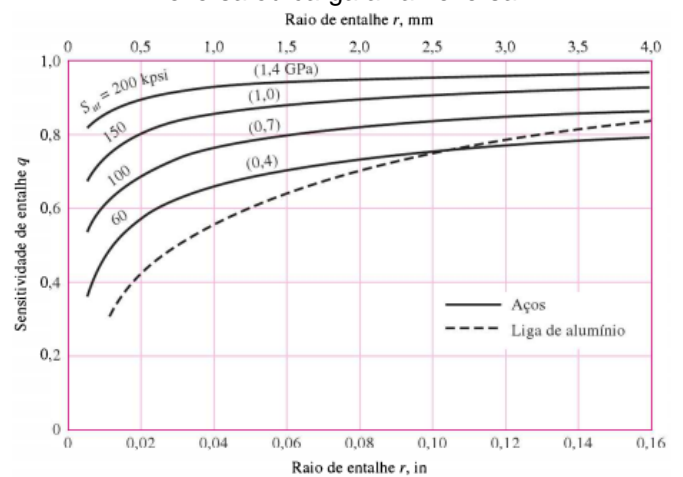
Fonte: Shigley (2011).

Curvas de sensibilidade ao entalhe para materiais em torção reversa.



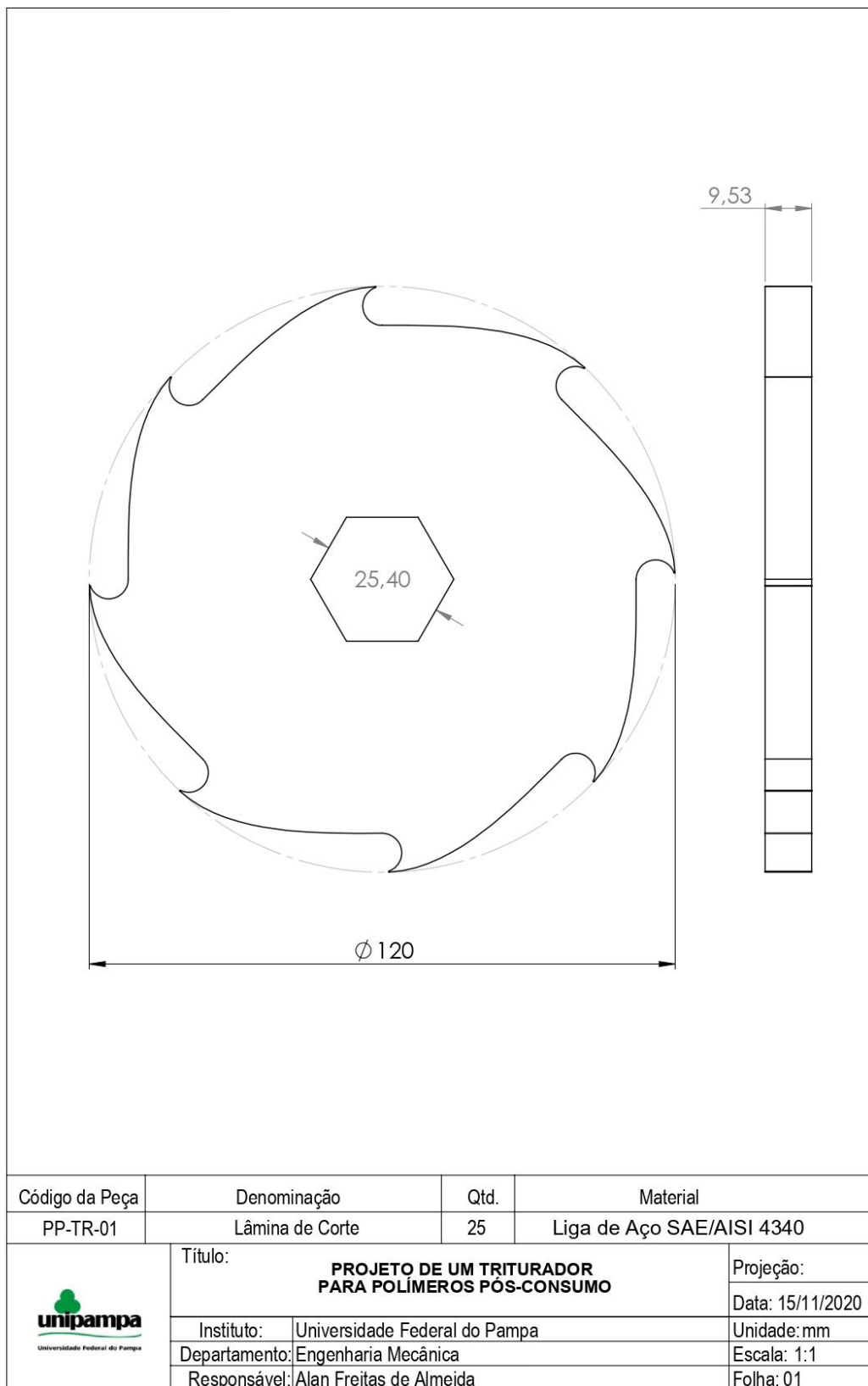
Fonte: Shigley (2011).

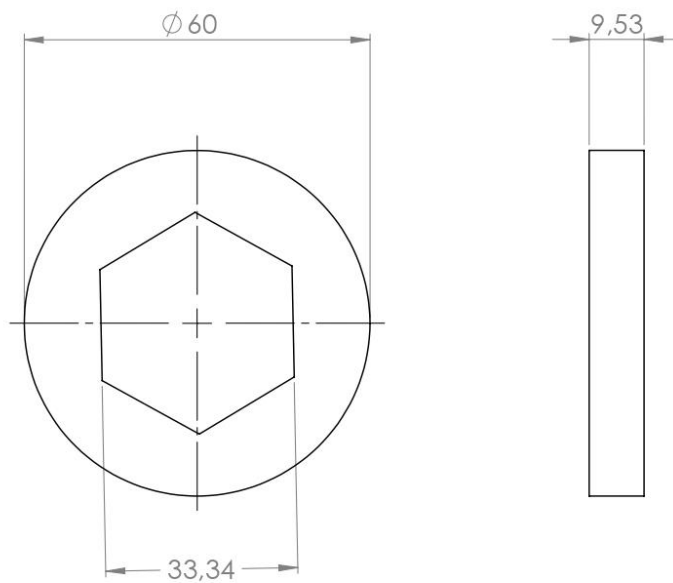
Carta de Sensibilidade ao entalhe: Para Aços e Ligas de Alumínio forjados UNS A92024-T submetidos a Flexão reversa ou carga axial reversa.




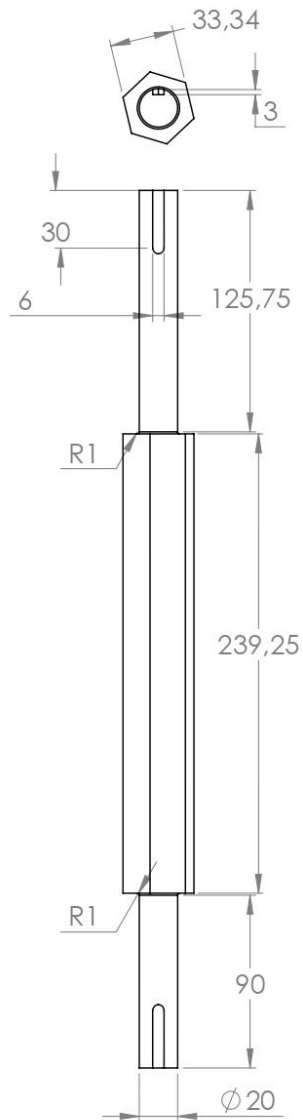
Fonte: Shigley (2011).


APÊNDICE D – Desenhos Técnicos

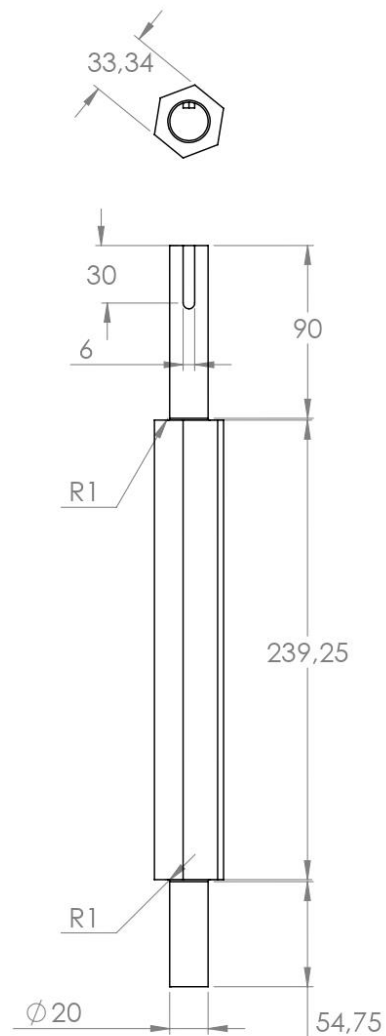





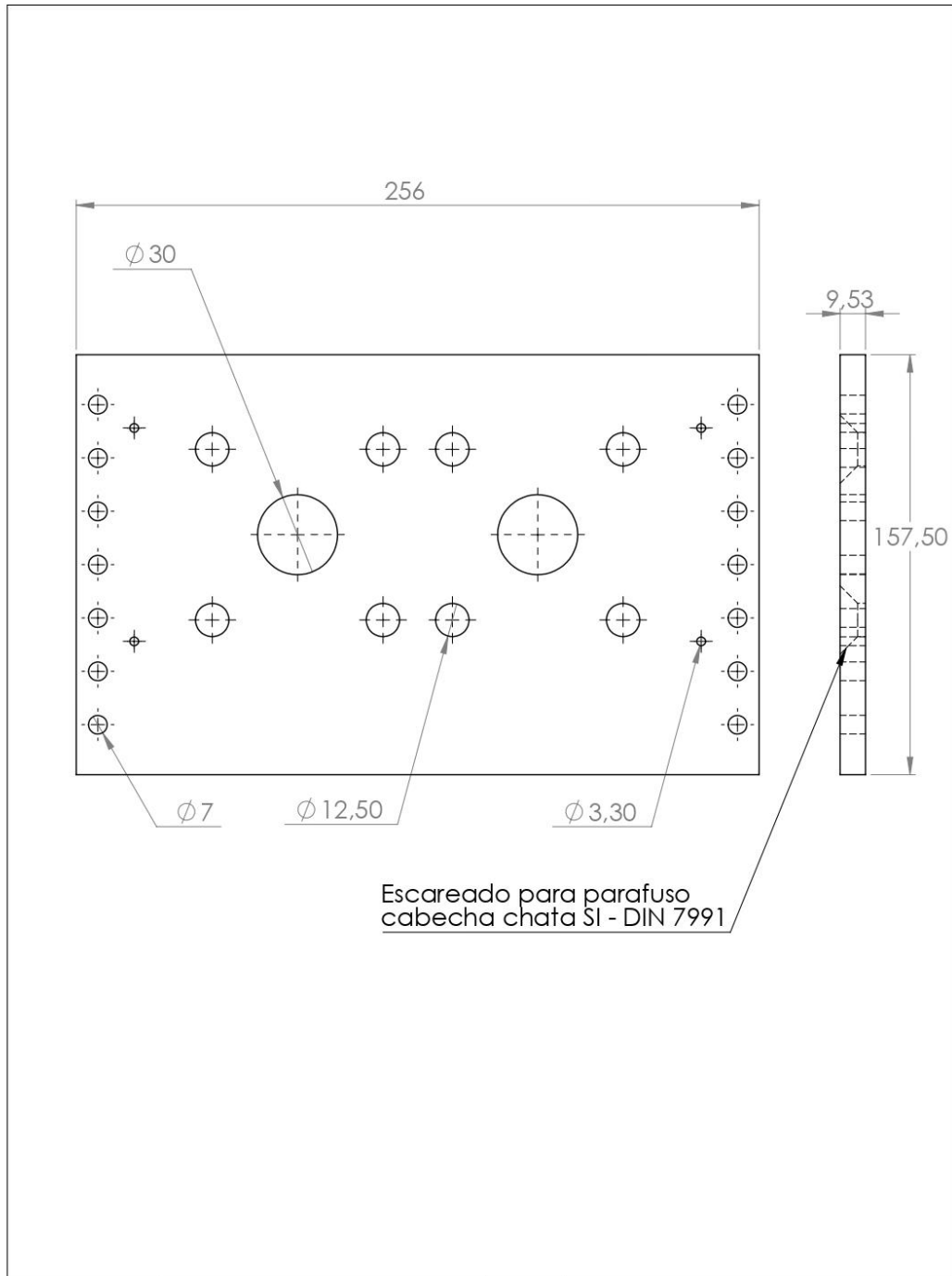
Código da Peça	Denominação	Qtd.	Material
PP-TR-02	Espaçador das Lâminas	25	Liga de Aço SAE/AISI 4340
 Universidade Federal do Pampa	Título:		Projeção:
	PROJETO DE UM TRITURADOR PARA POLÍMEROS PÓS-CONSUMO		Data: 15/11/2020
	Instituto:	Universidade Federal do Pampa	Unidade: mm
	Departamento:	Engenharia Mecânica	Escala: 1:1
	Responsável:	Alan Freitas de Almeida	Folha: 02




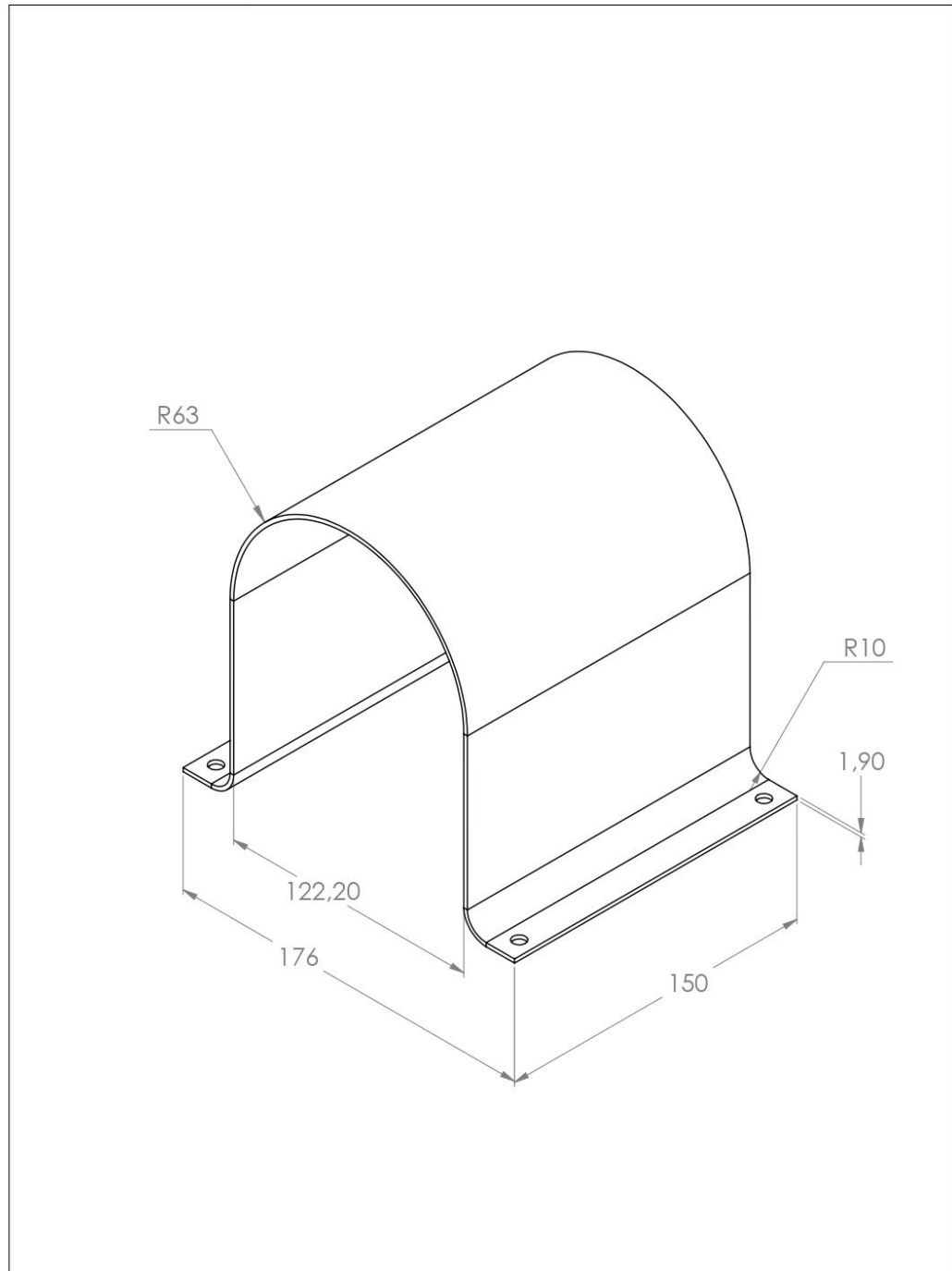
Código da Peça	Denominação	Qtd.	Material
PP-TR-03	Árvore I	1	Aço AISI 1045 Trefilado
 Universidade Federal do Pampa	Título:		Projeção:
	PROJETO DE UM TRITURADOR PARA POLÍMEROS PÓS-CONSUMO		Data: 15/11/2020
	Instituto:	Universidade Federal do Pampa	Unidade: mm
	Departamento:	Engenharia Mecânica	Escala: 1:3
Responsável:	Alan Freitas de Almeida	Folha: 03	




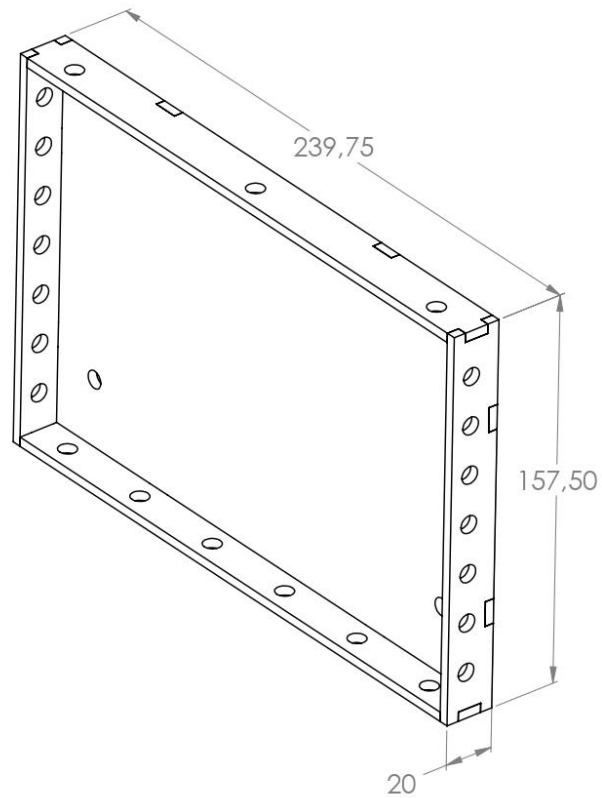
Código da Peça	Denominação	Qtd.	Material
PP-TR-04	Árvore II	1	Aço AISI 1045 Trefilado
 Universidade Federal do Pampa	Título:		Projeção:
	PROJETO DE UM TRITURADOR PARA POLÍMEROS PÓS-CONSUMO		Data: 15/11/2020
	Instituto:	Universidade Federal do Pampa	Unidade: mm
	Departamento:	Engenharia Mecânica	Escala: 1:3
Responsável:	Alan Freitas de Almeida	Folha: 04	




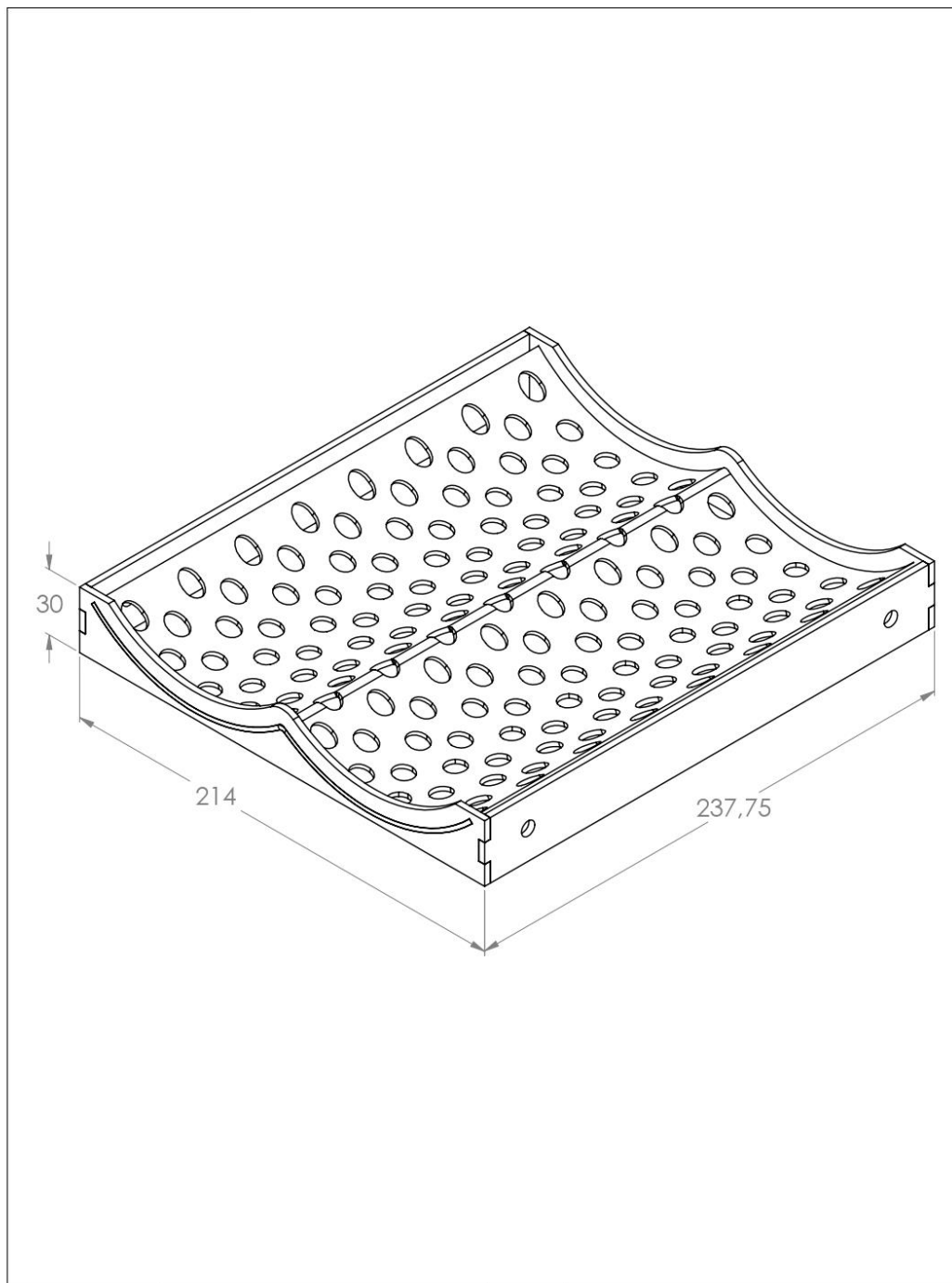
Código da Peça	Denominação	Qtd.	Material
PP-TR-05	Lateral 1 da Caixa de Corte	2	Aço AISI 1045 Laminado a quente
 Universidade Federal do Pampa	Título:		Projeção:
	PROJETO DE UM TRITURADOR PARA POLÍMEROS PÓS-CONSUMO		Data: 15/11/2020
	Instituto:	Universidade Federal do Pampa	Unidade: mm
	Departamento:	Engenharia Mecânica	Escala: 1:2
Responsável:	Alan Freitas de Almeida	Folha: 05	




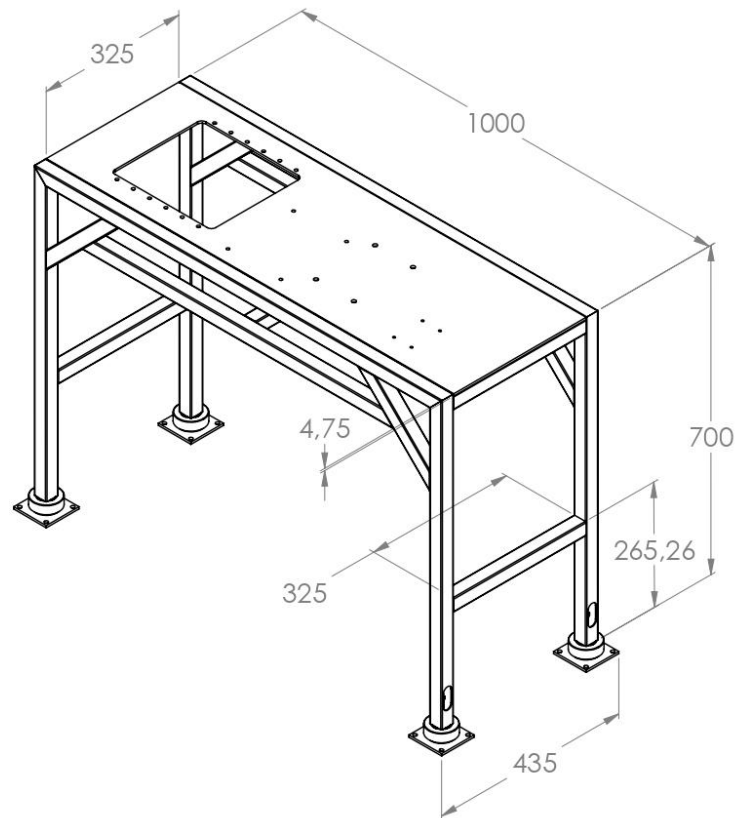
Código da Peça	Denominação	Qtd.	Material
PP-TR-06	Proteção do Acoplamento	1	Aço AISI 1045 laminado a quente
 Universidade Federal do Pampa	Título:		Projeção:
	PROJETO DE UM TRITURADOR PARA POLÍMEROS PÓS-CONSUMO		Data: 15/11/2020
	Instituto:	Universidade Federal do Pampa	Unidade: mm
	Departamento:	Engenharia Mecânica	Escala: 1:2
	Responsável:	Alan Freitas de Almeida	Folha: 06




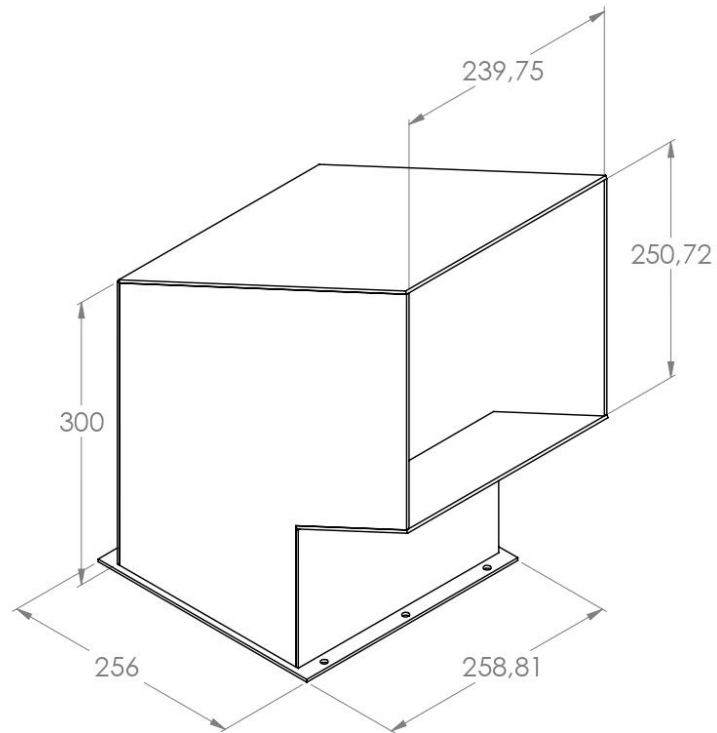
Código da Peça	Denominação	Qtd.	Material
PM-TR-01	Lateral 2 da Caixa de Corte	2	Aço AISI 1045 laminado a quente
	Título: PROJETO DE UM TRITURADOR PARA POLÍMEROS PÓS-CONSUMO		Projeção:
			Data: 15/11/2020
	Instituto:	Universidade Federal do Pampa	Unidade: mm
	Departamento:	Engenharia Mecânica	Escala: 1:2
	Responsável:	Alan Freitas de Almeida	Folha: 01




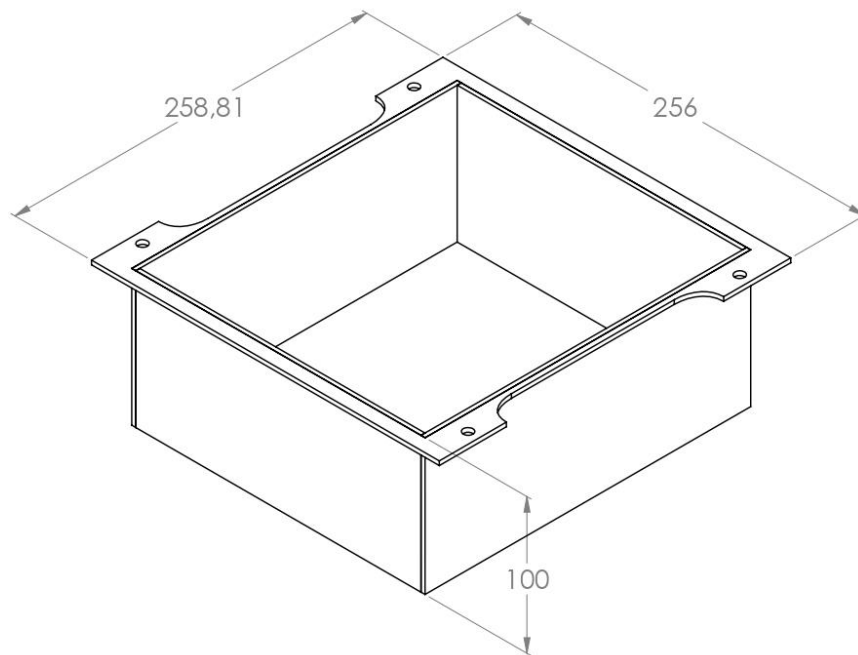
Código da Peça	Denominação	Qtd.	Material
PM-TR-02	Peneira de Homogeneização	1	Aço Carbono
	Título: PROJETO DE UM TRITURADOR PARA POLÍMEROS PÓS-CONSUMO		Projeção:
			Data: 15/11/2020
	Instituto:	Universidade Federal do Pampa	Unidade: mm
	Departamento:	Engenharia Mecânica	Escala: 1:2
	Responsável:	Alan Freitas de Almeida	Folha: 02




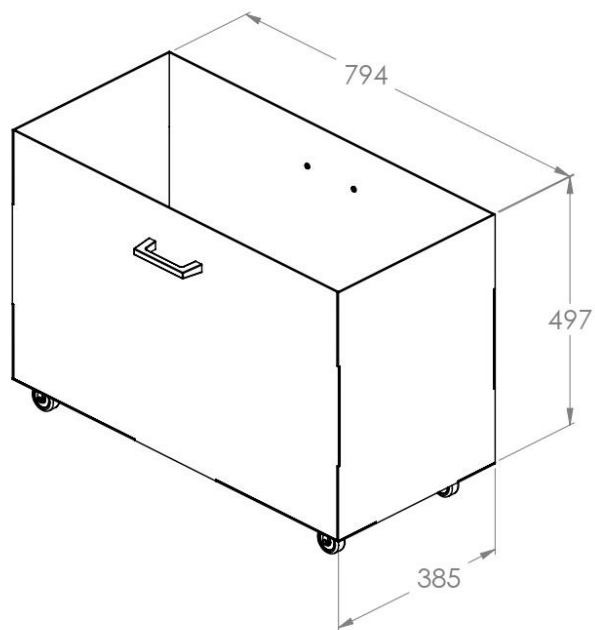
Código da Peça	Denominação	Qtd.	Material
PM-TR-03	Estrutura	1	Aço Carbono
 Universidade Federal do Pampa	Título:		Projeção:
	PROJETO DE UM TRITURADOR PARA POLÍMEROS PÓS-CONSUMO		Data: 15/11/2020
	Instituto:	Universidade Federal do Pampa	Unidade: mm
	Departamento:	Engenharia Mecânica	Escala: 1:10
Responsável:	Alan Freitas de Almeida	Folha: 03	




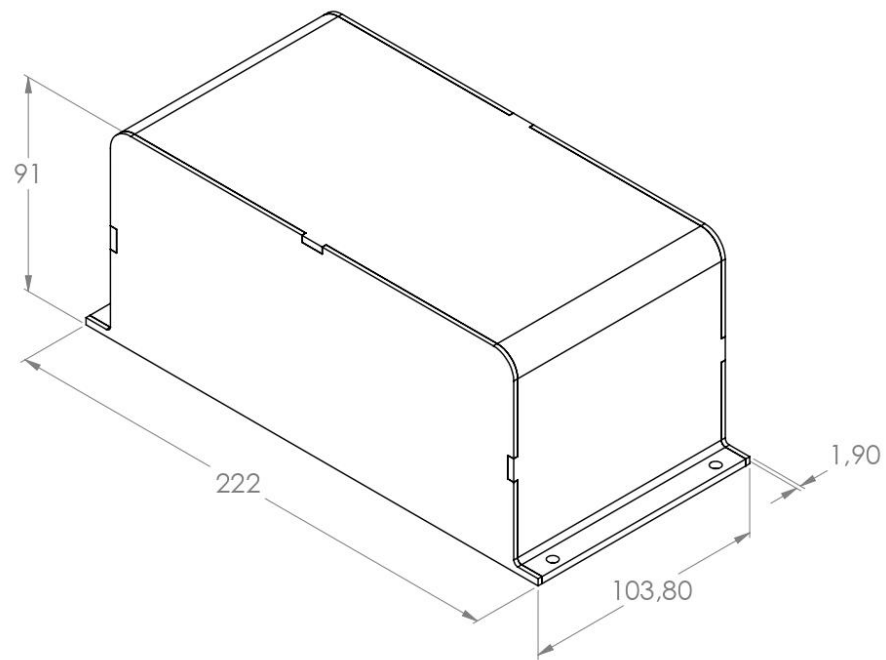
Código da Peça	Denominação	Qtd.	Material
PM-TR-04	Bocal de Entrada	1	Aço AISI 1045 laminado a quente
 Universidade Federal do Pampa	Título:		Projeção:
	PROJETO DE UM TRITURADOR PARA POLÍMEROS PÓS-CONSUMO		Data: 15/11/2020
	Instituto:	Universidade Federal do Pampa	Unidade: mm
	Departamento:	Engenharia Mecânica	Escala: 1:5
	Responsável:	Alan Freitas de Almeida	Folha: 04




Código da Peça	Denominação	Qtd.	Material
PM -TR-05	Bocal de Saída	1	Aço AISI 1045 laminado a quente
	Título: PROJETO DE UM TRITURADOR PARA POLÍMEROS PÓS-CONSUMO		Projeção:
			Data: 15/11/2020
	Instituto:	Universidade Federal do Pampa	Unidade: mm
	Departamento:	Engenharia Mecânica	Escala: 1:3
	Responsável:	Alan Freitas de Almeida	Folha: 05



Código da Peça	Denominação	Qtd.	Material
PM-TR-06	Cesto de Coleta	1	Aço Carbono
	Título: PROJETO DE UM TRITURADOR PARA POLÍMEROS PÓS-CONSUMO		Projeção:
			Data: 15/11/2020
	Instituto:	Universidade Federal do Pampa	Unidade: mm
	Departamento:	Engenharia Mecânica	Escala: 1:10
	Responsável:	Alan Freitas de Almeida	Folha: 06



Código da Peça	Denominação	Qtd.	Material
PM-TR-07	Proteção da Engrenagens	1	Aço AISI 1045 laminado a quente
 <small>Universidade Federal do Pampa</small>	Título:		Projeção:
	PROJETO DE UM TRITURADOR PARA POLÍMEROS PÓS-CONSUMO		Data: 15/11/2020
	Instituto:	Universidade Federal do Pampa	Unidade: mm
	Departamento:	Engenharia Mecânica	Escala: 1:2
	Responsável:	Alan Freitas de Almeida	Folha: 07