



Universidade de Brasília - UnB  
Faculdade UnB Gama - FGA  
Engenharia Automotiva

## Projeto Mecânico de Mini Lixadeira de Bancada

Autor: Vinícius Mateus de Sousa  
Orientador: Prof. Dr. Rhander Viana

Brasília, DF  
2022





Vinícius Mateus de Sousa

## **Projeto Mecânico de Mini Lixadeira de Bancada**

Monografia submetida ao curso de graduação em Engenharia Automotiva Universidade de Brasília, como requisito parcial para obtenção do Título de Bacharel em Engenharia Automotiva.

Universidade de Brasília - UnB

Faculdade UnB Gama - FGA

Orientador: Prof. Dr. Rhander Viana

Brasília, DF

2022

---

Vinícius Mateus de Sousa

Projeto Mecânico de Mini Lixadeira de Bancada/ Vinícius Mateus de Sousa.  
– Brasília, DF, 2022-

86 p. : il. (algumas color.) ; 30 cm.

Orientador: Prof. Dr. Rhander Viana

Trabalho de Conclusão de Curso – Universidade de Brasília - UnB  
Faculdade UnB Gama - FGA , 2022.

1. Lixadeira. 2. Projeto Mecânico. I. Prof. Dr. Rhander Viana. II. Universidade de Brasília. III. Faculdade UnB Gama. IV. Projeto Mecânico de Mini Lixadeira de Bancada

---

Vinícius Mateus de Sousa

## **Projeto Mecânico de Mini Lixadeira de Bancada**

Monografia submetida ao curso de graduação em Engenharia Automotivada Universidade de Brasília, como requisito parcial para obtenção do Título de Bacharel em Engenharia Automotiva.

Trabalho aprovado. Brasília, DF, 06 de Maio de 2022:

---

**Prof. Dr. Rhander Viana**  
Orientador

---

**Danilo dos Santos Oliveira**  
Convidado 1

---

**João Carlos Wohlgemuth**  
Convidado 2

Brasília, DF  
2022



*Dedico este trabalho a todos aqueles que me ajudaram a chegar até aqui.  
À minha mãe, à minha noiva, à minha família e aos meus amigos.  
Essa conquista é nossa. Amo vocês.*





# Agradecimentos

Agradeço ao meu orientador, o Professor Doutor Rhander Viana, por ter me acompanhado nessa longa jornada e acreditado no meu trabalho, aos bons docentes que tive e que me incentivaram a seguir em frente e a todos os profissionais que direta ou indiretamente tornaram este trabalho possível.

Agradeço à Universidade de Brasília pela oportunidade aprender cada dia mais e aos colegas com os quais compartilhei momentos e experiências inesquecíveis neste lugar.

Agradeço também à minha mãe, Ana Luiza, à minha noiva, Júlia, aos meus familiares e aos meus amigos que fazem a caminhada valer a pena.



# Resumo

Após avaliação do Laboratório de Processos de Fabricação da UnB Gama chegou-se na necessidade do desenvolvimento de uma ferramenta para auxiliar nos processos de usinagem de peças de tamanho reduzido. Partindo do entendimento geral sobre usinagem e lixamento, desenvolvemos neste trabalho uma Mini Lixadeira de Bancada, revisando temas como a transmissão por correia plana e seus subsistemas, motores elétricos e seu entendimento básico, seleção de mancais e eixos, e o desenvolvimento de uma estrutura com a utilização do método dos elemento finitos. Dentro do projeto foram selecionados alguns valores baseados em opções disponíveis no mercado e outros a partir da literatura, utilizando os *softwares Matlab e Fusion 360* começamos desenvolvendo uma visão geral do projeto e então partimos para melhor definir cada parte da ferramenta, como o tensor e as polias, e então a seleção de outros elementos como eixos, mancais e parafusos. Ao final desenhamos a estrutura para sustentar todos os sistemas e a analisamos estaticamente utilizando o *software Fusion 360*.

**Palavras-chaves:** Usinagem. Lixamento. Projeto. Estrutura. Transmissão.



# Abstract

After evaluating the Manufacturing Processes Laboratory at UnB Gama we've reached the need to develop a tool to assist in machining of the small-sized parts. Starting from the understanding of machining and sanding processes, we developed a Mini Bench Sander in this work, reviewing topics such as flat belt transmission and its subsystems, electric motors and their basic understanding, selection of bearings and shafts, and the development of a structure using the finite element method. Within the project, some values were selected based on options available in the market and others from the available literature, using Matlab and Fusion 360 softwares we first developed an overview of the project and then started to better define each part of the tool, like the tensioner and the pulleys, and selecting other elements such as shafts, bearings and screws. At the end we've designed the structure to support all the systems and analyzed it statically using the Fusion 360 software.

**Key-words:** Machining. Sanding. Project. Structure. Streaming.



# Lista de ilustrações

Figura 2.1 – Classificação dos processos de fabricação. . . . .	26
Figura 2.2 – Processo de formação de cavaco na lapidação. . . . .	27
Figura 2.3 – Exemplos de operação de retificação. . . . .	29
Figura 2.4 – Composição de uma lixa. . . . .	29
Figura 2.5 – Exemplos de lixadeira de cinta . . . . .	32
Figura 2.6 – Transmissão por correia plana em uma prensa de 160 toneladas. . . . .	33
Figura 2.7 – Exemplos de geometria em uma transmissão por correia plana. . . . .	34
Figura 2.8 – Diagrama de corpo livre de um elemento infinitesimal de uma correia plana em contato com uma polia. . . . .	36
Figura 2.9 – Diagrama de corpo livre de um conjunto de polia e correia e as forças e torques envolvidos. . . . .	38
Figura 2.10–Gráfico das trações $F_1$ e $F_2$ contra a tração inicial $F_i$ , mostrando $F_c$ e o ponto $F_i$ onde a distância entre as curvas é $2T/d$ . . . . .	39
Figura 2.11–Formato e medidas da polia de face abaulada. . . . .	41
Figura 2.12–Alturas recomendadas da coroa de acordo com o raio e a largura da polia. . . . .	42
Figura 2.13–Parte interna de um Motor DC com escova. . . . .	43
Figura 2.14–Estrutura de um mancal de esferas. . . . .	45
Figura 2.15–Alguns tipos de mancais de esferas. . . . .	45
Figura 2.16–Mancais de rolos: (a) retos; (b) axial esférico; (c) axial cônico; (d) agulha; (e) cônico; (f) cônico de ângulo íngreme. . . . .	47
Figura 2.17–Condições de carga no eixo. . . . .	49
Figura 2.18–Diagramas para a condição onde toda a carga está aplicada no mancal $a$	49
Figura 2.19–Diagrama S-N para o aço UNS G41 300 normalizado . . . . .	52
Figura 2.20–Exemplos de elementos finitos . . . . .	54
Figura 3.1 – Posicionamento das polias, distâncias e ângulos do sistema. . . . .	55
Figura 3.2 – Representação do braço articulado, as forças atuantes no sistema e os braços de alavanca. . . . .	57
Figura 3.3 – Sistema de suporte da mola de tração. . . . .	58
Figura 3.4 – Diagrama de forças atuantes devido ao funcionamento do sistema . . . . .	59
Figura 3.5 – Diagrama do eixo. . . . .	60
Figura 3.6 – Principais medidas do motor MACHIFIT 895 . . . . .	64
Figura 3.7 – Estrutura da lixadeira de cinta. . . . .	65
Figura 3.8 – Montagem da lixadeira de cinta. . . . .	66
Figura 3.9 – Resultado de tensões e deslocamentos da simulação estática realizada no software <i>Fusion 360</i> . . . . .	67

Figura 3.10–Resultado para a análise estática do braço articulado . . . . . 67



# Lista de tabelas

Tabela 2.1 – Propriedades e aplicações de abrasivos . . . . .	31
Tabela 2.2 – Comparação entre motores elétricos. . . . .	43
Tabela 2.3 – Inclinações máximas típicas de mancais. . . . .	48
Tabela 3.1 – Parâmetros definidos previamente. . . . .	56
Tabela 3.2 – Parâmetros calculados. . . . .	56
Tabela 3.3 – Características da mola selecionada. . . . .	58
Tabela 3.4 – Modelos de mancais selecionados . . . . .	60
Tabela 3.5 – Inclinações dos eixos em cada condição. . . . .	61
Tabela 3.6 – Principais características do motor elétrico selecionado. . . . .	63
Tabela 3.7 – Propriedades da liga de alumínio de média resistência. . . . .	66



# Lista de abreviaturas e siglas

CNC	Controle Numérico por Computador
ABNT	Associação Brasileira de Normas Técnicas
NBR	Norma Brasileira
ISO	<i>International Organization for Standardization</i>
CAD	<i>Computer-Aided Design</i>
CAE	<i>Computer-Aided Engineering</i>
DC	<i>Direct Current</i>
AC	<i>Alternated Current</i>
FEA	<i>Finite Element Analysis</i>
RPM	Rotações Por Minuto



# Lista de símbolos

$b$	Largura da correia
$t$	Espessura da correia
$\gamma$	Peso específico da correia
$f$	Coefficiente de atrito
$n_d$	Fator de projeto
$K_s$	Fator de serviço
$\omega$	Massa de um pé de correia
$F_c$	Tração centrífuga
$T$	Torque aplicado pelo motor
$F_i$	Tração inicial
$F_1$	Força lado tenso
$F_2$	Força lado bambo
$k$	Constante elástica



# Sumário

<b>1</b>	<b>INTRODUÇÃO</b>	<b>23</b>
<b>1.1</b>	<b>Objetivo</b>	<b>24</b>
1.1.1	Objetivo geral	24
1.1.2	Objetivos específicos	24
<b>2</b>	<b>REVISÃO BIBLIOGRÁFICA</b>	<b>25</b>
<b>2.1</b>	<b>Usinagem</b>	<b>25</b>
2.1.1	Lapidação	26
2.1.2	Polimento	27
2.1.3	Retificação	28
2.1.4	Lixamento	28
<b>2.2</b>	<b>Grãos abrasivos</b>	<b>29</b>
<b>2.3</b>	<b>Costado</b>	<b>30</b>
<b>2.4</b>	<b>Adesivos</b>	<b>30</b>
<b>2.5</b>	<b>Lixadeira de cinta</b>	<b>32</b>
<b>2.6</b>	<b>Transmissão por correia plana</b>	<b>33</b>
<b>2.7</b>	<b>Correia</b>	<b>39</b>
<b>2.8</b>	<b>Polias</b>	<b>40</b>
<b>2.9</b>	<b>Motor</b>	<b>41</b>
<b>2.10</b>	<b>Controlador</b>	<b>44</b>
<b>2.11</b>	<b>Mancais</b>	<b>44</b>
<b>2.12</b>	<b>Eixos</b>	<b>48</b>
<b>2.13</b>	<b>Estrutura</b>	<b>53</b>
2.13.1	Método dos elementos finitos	53
<b>3</b>	<b>DESENVOLVIMENTO</b>	<b>55</b>
<b>3.1</b>	<b>Visão geral</b>	<b>55</b>
<b>3.2</b>	<b>Transmissão por correia</b>	<b>56</b>
<b>3.3</b>	<b>Tensionador</b>	<b>57</b>
<b>3.4</b>	<b>Mancais de rolamento</b>	<b>58</b>
<b>3.5</b>	<b>Eixos</b>	<b>60</b>
<b>3.6</b>	<b>Motor</b>	<b>63</b>
<b>3.7</b>	<b>Polias</b>	<b>63</b>
<b>3.8</b>	<b>Estrutura</b>	<b>64</b>
<b>3.9</b>	<b>Análise por elementos finitos</b>	<b>65</b>

4	CONSIDERAÇÕES FINAIS . . . . .	69
4.1	Proposta de trabalhos futuros . . . . .	69
	REFERÊNCIAS . . . . .	71
	APÊNDICES	73
	APÊNDICE A – CÓDIGO <i>MATLAB</i> . . . . .	75
	APÊNDICE B – DESENHOS TÉCNICOS . . . . .	77



# 1 Introdução

O Laboratório de Processos de Fabricação da Faculdade do Gama (FGA) conta com espaço e equipamentos direcionados ao ensino e prática dos vários métodos de fabricação disponíveis, como tornos, fresadoras e centro de usinagem CNC, e atende aos cursos de engenharia da Universidade de Brasília. Neste contexto verificou-se a necessidade de incluir uma lixadeira na lista de máquinas-ferramentas do laboratório de forma a tornar possível trabalhar com o processo de lixamento dentro das diversas atividades laboratoriais.

O lixamento é uma das técnicas de usinagem mais comuns utilizadas na indústria e fora dela, os primeiros registros de utilização desse método de fabricação datam do século XIII na China, onde eram utilizadas conchas marinhas trituradas coladas com gomas naturais em papel. Ao longo da história diversos outros materiais foram utilizados para fabricação destas ferramentas, que inicialmente eram aplicadas em trabalhos de acabamento superficial e polimento e que hoje são capazes de alcançar altas taxas de remoção de material. (GAETA, 1990)

Neste sentido as lixadeiras de cinta, dos mais diversos tamanhos e formas, utilizam do mecanismo de transmissão por correia plana, para movimentar a ferramenta a altas velocidades e oferecer boa usinabilidade e/ou acabamento superficial a peça trabalhada. (KHADTARE et al., 2020) De forma a integrar a lista de equipamentos do Laboratório de Processos de Fabricação da Faculdade do Gama a lixadeira projetada aqui é do tipo estacionária de pequeno porte, podendo ser utilizadas para serviços como de cutelaria, usinagem de pequenas peças e outros.

O trabalho desenvolvido parte do entendimento do processo de usinagem e das peculiaridades da usinagem por ferramentas de geometria não definida, em especial o próprio lixamento, fazendo menções as diferentes variáveis que o influenciam. Em seguida é feita uma revisão acerca do sistema de transmissão por correia plana e das teorias que cercam o seu funcionamento. Além disso, é feita também uma revisão sobre os demais elementos que constituem uma máquina como esta, entre eles eixos, mancais, motor e estrutura.

Com isso seguimos para o projeto mecânico, definindo algumas características desejadas, como o tamanho da cinta de lixa, a velocidade de lixamento, a potência do motor e os fatores de projeto e serviço, é possível elaborar um esquema inicial e obter os esforços relacionados ao funcionamento do sistema e então prosseguir com o projeto ou seleção das outras peças. Ao final ainda é feita uma análise mecânica utilizando o *método dos elementos finitos* tanto na estrutura quanto no braço articulado do tensor, de forma

a garantir que estes são adequados.

## 1.1 Objetivo

### 1.1.1 Objetivo geral

Este trabalho tem como objetivo elaborar o projeto mecânico de uma lixadeira de cinta de pequeno porte, que tem como utilidade facilitar a usinagem de peças de tamanho reduzido e o trabalho com cutelaria no geral dentro do Laboratório de Processos de Fabricação. Para isto os conceitos necessários para definir os parâmetros de projeto são estudados e cada elemento da ferramenta é desenvolvido de forma interligada.

### 1.1.2 Objetivos específicos

- Avaliar as necessidades do Laboratório de Processos de Fabricação de forma a definir um ponto de partida para o projeto da lixadeira de cinta;
- Dimensionar o sistema de transmissão por correia plana e obter os carregamentos relacionados ao funcionamento deste;
- Avaliar e selecionar mancais, eixos e motor entre as diversas opções disponíveis no mercado;
- Dimensionar elementos estruturais e verificar sua integridade; e
- Elaborar a montagem do protótipo virtual.

## 2 Revisão Bibliográfica

Neste capítulo será feita uma breve revisão sobre os aspectos relevantes para o presente trabalho, com a intenção de nortear os capítulos seguintes. Abordamos aqui os conceitos de usinagem e, mais especificamente, usinagem por abrasão com ferramentas de geometria não-definida, abordamos também sobre os elementos que constituem uma lixa, o funcionamento de um sistema de transmissão por correia plana e as teorias dos elementos mecânicos que constituem uma lixadeira de cinta. Além disso é feita uma breve revisão sobre o método dos elementos finitos para análises de projetos mecânicos.

### 2.1 Usinagem

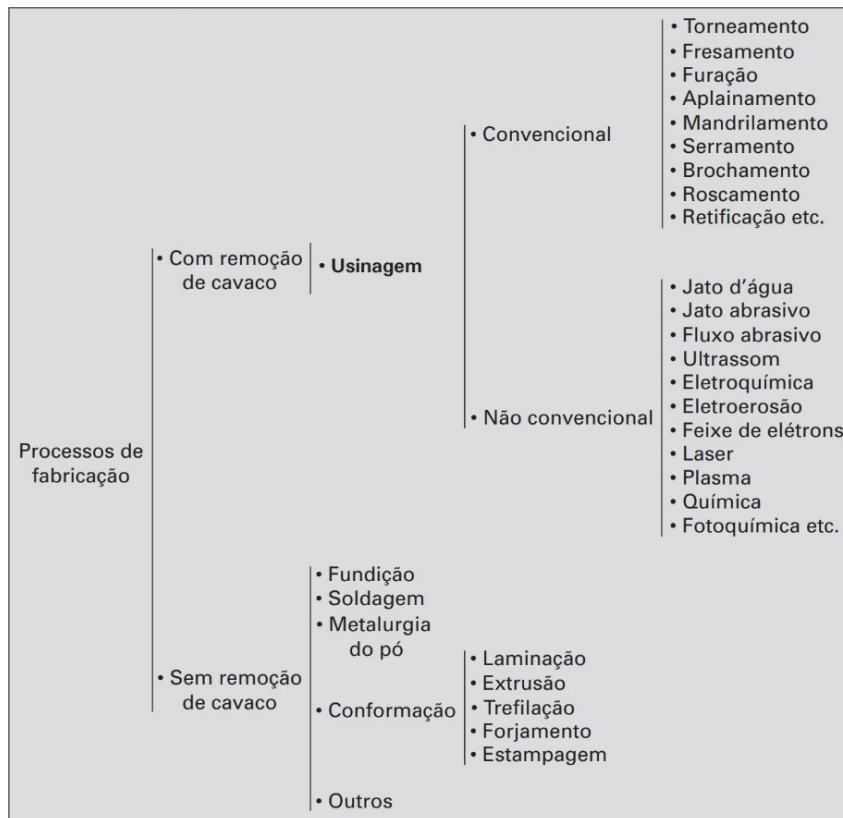
Segundo (SOUZA, 2011) a usinagem é o processo de fabricação que pode conferir forma, dimensão e/ou acabamento à peça através da remoção de cavacos, que são, por definição, material com forma geométrica irregular retirado da peça por uma ferramenta de corte.

As operações de usinagem podem ser classificadas quanto ao processo de remoção do cavaco, que pode ser convencional ou especial (não-convencional), como mostrado na Figura 2.1. Nos processos convencionais o contato físico da ferramenta com a peça utiliza energia mecânica para cisalhar e remover material. Já nos processos especiais são utilizados outros tipos de energia, como a radiação e a eletricidade, ou outras formas de transmissão de energia mecânica. (SOUZA, 2011)

Grande parte dos processos de usinagem podem ser utilizados em operações de desbaste e acabamento. Nas operações de desbaste o objetivo é remover grande quantidade de material e conferir à peça forma e dimensão próximas as desejadas. No acabamento as prioridades são obter as dimensões finais desejadas, um acabamento superficial específico ou ambos. (SOUZA, 2011)

Os processos convencionais de usinagem ainda são subdivididos de acordo com a geometria da ferramenta de corte, que pode ser definida ou não-definida. No primeiro grupo o formato e tamanho das ferramentas utilizadas é conhecido, como por exemplo no torneamento e no fresamento. Já no segundo são utilizadas pequenas partículas abrasivas, não-metálicas, com formatos irregulares e que são extremamente duras, para a remoção do material. (MACHADO et al., 2015)

Dentro dos diferentes processos abrasivos as partículas podem se apresentar de forma solta, como na lapidação, aglutinadas, como na retificação ou presas a um costado, em uma lixa (SOUZA, 2011). Alguns dos principais processos de usinagem por abrasão



**Figura 2.1** – Classificação dos processos de fabricação.  
(MACHADO et al., 2015)

serão melhor abordados a seguir.

### 2.1.1 Lapidação

A lapidação é utilizada principalmente para alterar características como planicidade e rugosidade de superfícies, sem remover grande quantidade de material. É um processo de usinagem que utiliza abrasivos soltos, suspensos em meio aquoso ou oleoso, variando de acordo com o material que está sendo lapidado. (MARINESCU et al., 2013a)

De acordo com (MARINESCU et al., 2013a), o abrasivo solto é formado por partículas microscópicas que possuem forma geométrica irregular e pequenas arestas afiadas. Esses grãos abrasivos funcionam como diminutas ferramentas de corte e, quando há movimento relativo e a ferramenta aplica pressão sobre eles, os forçando para dentro do material, remove pequenos cavacos como demonstrado na Figura 2.2.

A rugosidade da superfície é determinada pelo tamanho dos riscos e das marcas deixados na superfície pelos grãos e, no geral, partículas maiores e mais duras resultam numa maior rugosidade da superfície lapidada e partículas menores, em uma menor rugosidade. Entretanto há um limite para a qualidade superficial que pode ser obtida através da lapidação, mesmo que grãos menores sejam utilizados. Além disso, há diferença entre os grãos de um mesmo abrasivo, vista na Figura 2.2, seja de tamanho ou outras caracte-

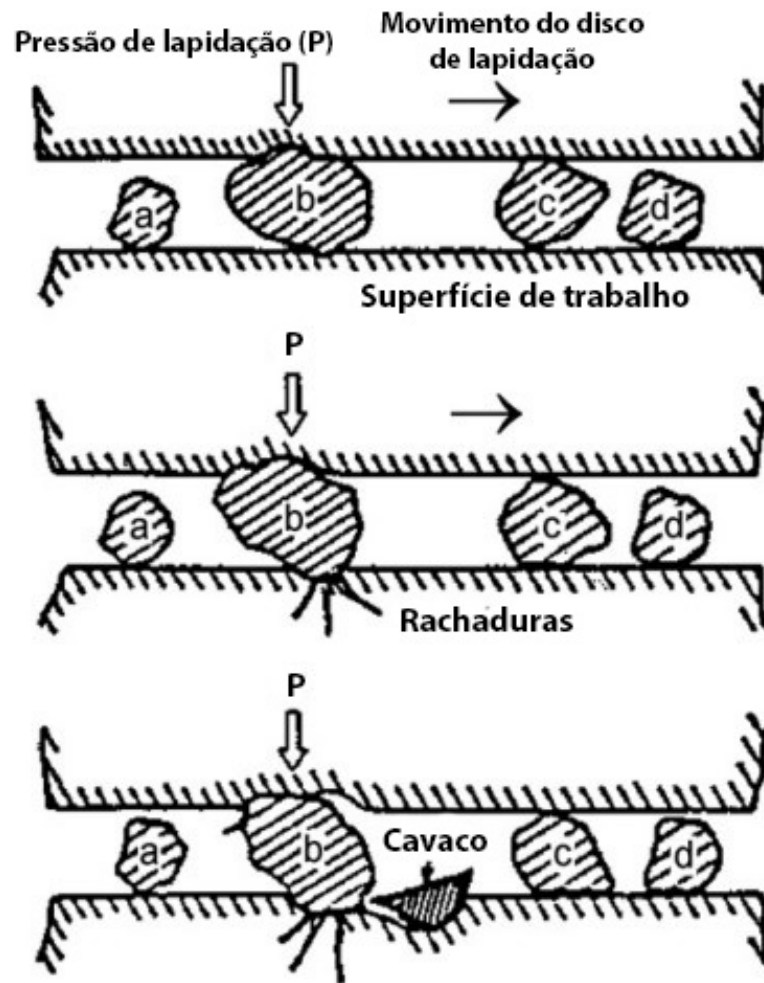


Figura 2.2 – Processo de formação de cavaco na lapidação.

Fonte: Adaptado de (MARINESCU et al., 2013a)

rística, entretanto como são aplicadas grandes quantidades, a qualidade superficial final é aproximadamente contínua. (MARINESCU et al., 2013a)

### 2.1.2 Polimento

O polimento é um dos métodos de fabricação mais antigos e não difere da lapidação no processo em si, mas na sua intenção. Enquanto na lapidação o objetivo é modificar a forma, buscando uma alta precisão geométrica, através da lenta remoção de material, o polimento é utilizado principalmente para se obter qualidade superficial, removendo arranhões ou outros defeitos superficiais, sejam eles causados por processos de usinagem anteriores, como as linhas deixadas pela própria lapidação, ou não. (MARINESCU et al., 2013a)

Além do polimento convencional, que é capaz de atingir rugosidades menores que 0.1 mm quando utilizando abrasivos mais macios que o material da peça, existem outros tipos de polimento, como o polimento químico, em que reações químicas são responsáveis

pela remoção de material, e o químico-mecânico, que se aproveita de ambos os mecanismos, utilizando abrasivos suspensos em meios capazes de produzir essas mesmas reações, de acordo com o material que está sendo usinado. (MARINESCU et al., 2013a)

### 2.1.3 Retificação

A retificação é um processo de usinagem destinado a obtenção de superfícies com auxílio de um rebolo, uma ferramenta adaptável a um eixo em que os grãos abrasivos estão ligados por aglutinante, na forma de uma superfície de revolução. Nesse processo o rebolo gira em seu eixo e há deslocamento da peça, do rebolo ou de ambos. (SOUZA, 2011)

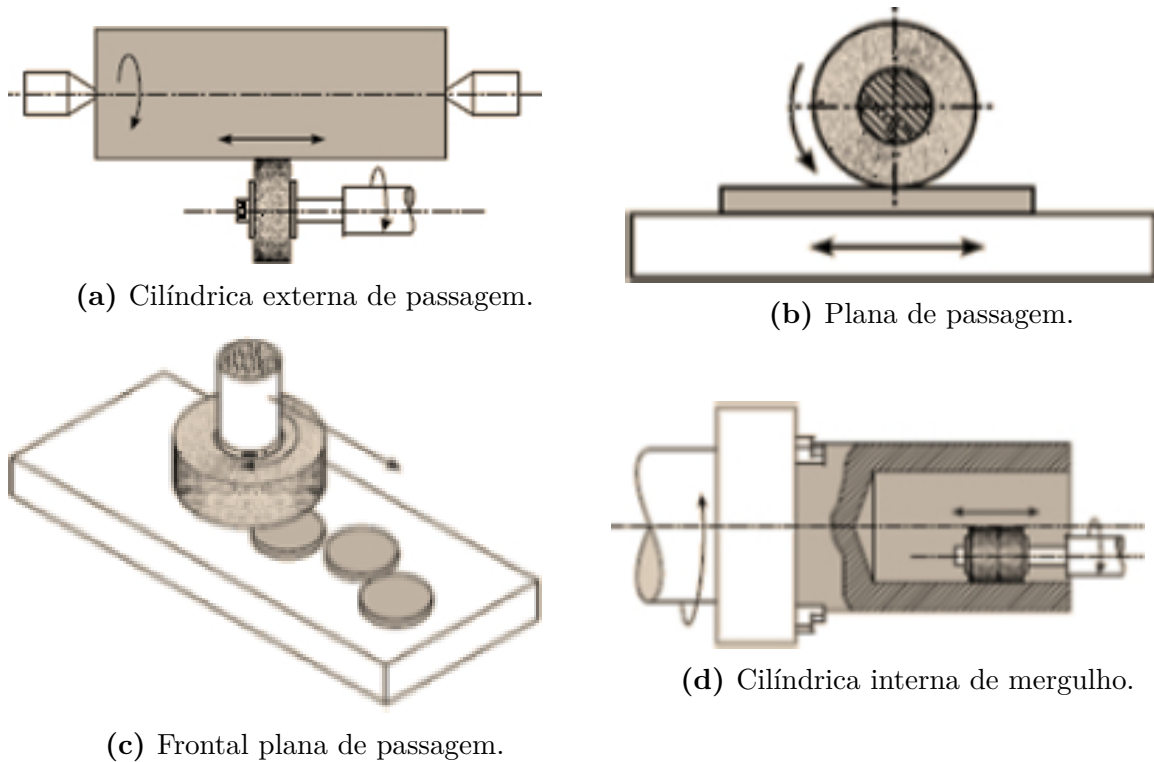
Segundo (MACHADO et al., 2015), a retificação é capaz de produzir componentes com elevado grau de tolerância geométrica e dimensional, inclusive superior a processos de usinagem como fresamento e torneamento, que utilizam ferramentas de corte com geometria definida, apesar de ser menos eficiente em termos de consumo de energia por quantidade de material removido da peça.

A retificação pode ser tangencial, em que a superfície de revolução do rebolo é a que entra em contato com a peça, ou frontal, onde é a face do rebolo que remove material da peça (SOUZA, 2011). Ainda é possível agrupar as diferentes operações de retificação de acordo com o movimento relativo entre peça e ferramenta, que pode ser de mergulho ou de passagem, e de acordo com o tipo de superfície que está sendo usinada, podendo ser plana, cilíndrica interna ou cilíndrica externa (MACHADO et al., 2015). Algumas operações de retificação são mostradas na Figura 2.3 abaixo.

### 2.1.4 Lixamento

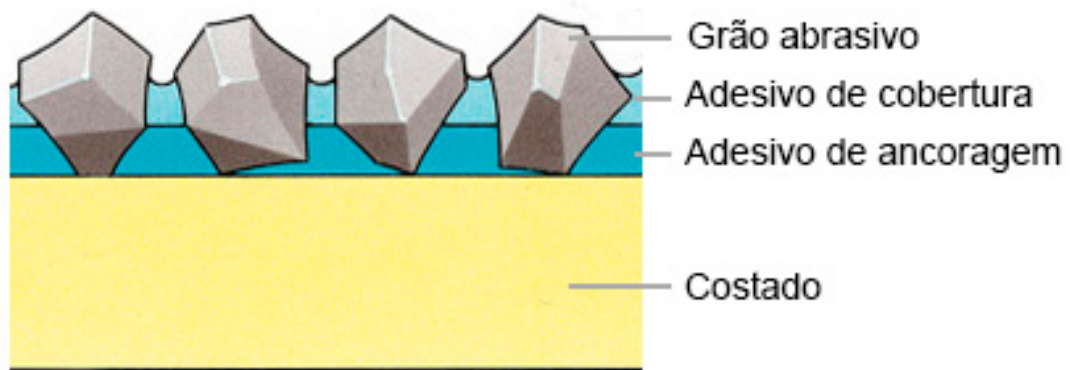
Segundo Souza (2011), o lixamento é o processo de usinagem executado pela movimentação, com aplicação de pressão, de uma lixa sobre uma peça. Neste, os grãos abrasivos se encontram aderidos a um costado, por meio de adesivos, como visto na Figura 2.4 e removem material da peça de acordo com o poder abrasivo de cada um (BOMBASSARO, 2007).

Durante o lixamento, além do esperado desgaste da peça, há desgaste dos próprios grãos abrasivos por meio de dois processos, clivagem e corrosão. No primeiro os grãos se fragmentam sucessivamente, em camadas, e conservam suas arestas de corte. Já na corrosão, há um arredondamento dos cantos e, por consequência, menor remoção de material da peça (BOMBASSARO, 2007).



**Figura 2.3** – Exemplos de operação de retificação.

Fonte: Adaptado de (SOUZA, 2011).



**Figura 2.4** – Composição de uma lixa.

Fonte: Adaptado de (Sia Abrasives Industries AG., 2020)

## 2.2 Grãos abrasivos

Diferentes materiais são utilizados como grãos abrasivos atualmente e há diferenças consideráveis de propriedades mecânicas e custo entre as opções, isso faz com que cada material tenha áreas ou processos onde é mais utilizado. O carbeto de silício, por exemplo, é bastante utilizado para usinar madeira, vidro e algumas ligas metálicas, porém não é recomendado para usinagem da maioria das ligas ferrosas (GAETA, 1990).

Diversos fatores devem ser considerados na escolha do tipo de abrasivo a ser utilizado e um dos mais importantes é a sua reatividade com material usinado. Durante o

lixamento, principalmente de metais, são atingidas altas temperaturas e nessas condições os grãos abrasivos tendem a reagir com o material da peça, com a atmosfera ao redor e com os adesivos da própria lixa. Fatores como a velocidade de operação, pressão aplicada, utilização ou não de líquidos lubrificantes, tipo de lixadeira, configuração da peça de trabalho e outros também devem ser levados em conta no momento de selecionar o tipo de grão ideal para cada processo (GAETA, 1990).

Os tipos mais comuns de grãos abrasivos são o já mencionado carbeto de silício (SiC), o óxido de alumínio (Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>), a alumina-zircônia, o diamante e o nitreto cúbico de boro (cBN). Os três primeiros são definidos pela NBR 15230 como abrasivos básicos e possuem código-padrão de identificação C, A e Z, respectivamente. Já o diamante e o cBN são definidos pela NBR 15545 como superabrasivos, por possuírem maior dureza e condutividade térmica, e possuem código-padrão D e B. A tabela 2.1 apresenta algumas propriedades e aplicações destes abrasivos.

## 2.3 Costado

Costado é parte da lixa que serve de suporte para os grãos abrasivos e não entra em contato com a superfície que está sendo usinada. No costado também são impressas informações relativas a lixa, como sua composição, aplicação, entre outros. (BOMBASSARO, 2007)

São utilizados principalmente cinco tipos de costado: papel, tecidos de algodão, fibra vulcanizada, tecido e filmes sintéticos, além da combinação de qualquer dois ou mais desses, laminados em conjunto. O papel é utilizado quando a força e a flexibilidade do costado não são importantes, e sim o menor custo financeiro. Os tecidos de algodão proporcionam mais força e melhor resistência ao calor que o papel, mas são utilizados quando o preço ainda é um fator importante. A fibra vulcanizada é utilizada em discos de lixa, geralmente de lixadeira portátil, onde o costado precisa ser menos flexível e mais forte em todas as direções. Já os filmes sintéticos, normalmente de poliéster ou os tecidos, que podem ser feitos de misturas de poliéster, algodão-poliéster, rayon ou poliéster-nylon, são utilizados em aplicações mais exigentes, por apresentarem melhores propriedades mecânicas mas com maior custo financeiro. Por fim, é possível combinar esses materiais e utilizar diferentes processos a fim de obter costados com propriedades diferentes das apresentadas pelos materiais individualmente (GAETA, 1990).

## 2.4 Adesivos

Nas lixas o adesivo é disposto em duas camadas, uma de ancoragem e uma de cobertura, como visto na Figura 2.4. A primeira camada é aplicada diretamente sobre o



Abrasivo	Dureza Knoop ( $kgf/mm^2$ )	Condutividade térmica relativa	Estabilidade térmica (žC)	Afinidade química	Recomendado para:
Al <sub>2</sub> O <sub>3</sub>	2.100	1	1.750	Cerâmicas, óxidos, vidros, rocha	Aços em geral, aço rápido, aços temperados e cementados, aços inoxidáveis e liga aeronáuticas
cBN	4.700	35-120	1.400	Nenhuma	Aços temperados, ligas aeronáuticas, ferrosos de alta dureza
SiC	2.400	10	1.500	Materiais que assimilam carbono	Não metálicos, vidro, ferros fundidos, carboneto de tungstênio
Diamante	8.000	100-350	800	Materiais que assimilam carbono	Cerâmicas duras, não metálicos, não ferrosos, metal duro brasado

**Tabela 2.1** – Propriedades e aplicações de abrasivos  
**Fonte:** (MACHADO et al., 2015)

costado e tem como objetivo a aderência dos grãos abrasivos, que são depositados logo em seguida, ao próprio costado. A camada de cobertura é aplicada sobre o abrasivo e serve para unir os grãos entre si, além de determinar a sua maior ou menor exposição (BOMBASSARO, 2007).

Segundo (MARINESCU et al., 2013b), se a lixa for destinada a uso seco, o adesivo pode ser cola, entretanto se for utilizada em processos de lixamento com líquidos refrigerantes, o adesivo deve ser uma resina fenólica.

O tipo de cola mais utilizado em abrasivos revestidos é a cola animal, principalmente a feita de couro, que são modificadas por aditivos como plastificantes, dispersantes e outros. São de fácil aplicação e baixo custo, fatores importantes em produtos que utilizam costado de papel (GAETA, 1990).

Já as resinas fenólicas, aplicadas nos sistemas de alto desempenho, possuem boa resistência mecânica e térmica, e geralmente atingem as características desejadas através da mistura de dois ou mais tipos de resina, com propriedades distintas. A aplicação deste tipo de adesivo requer cura térmica por reações de policondensação, que ocorrem em temperaturas na faixa de 90-120°C (GAETA, 1990).

## 2.5 Lixadeira de cinta

A NBR 16195 (ABNT, 2013) define três tipos de lixadeira: As estacionárias são aquelas que se mantêm fixas durante a operação de usinagem ou tem seus movimentos de alimentação do produto abrasivo guiados mecanicamente; As lixadeiras móveis são apoiadas em uma estrutura rígida porém o movimento do abrasivo revestido é manualmente guiado, com a peça usinada estando sempre fixa; E, por fim, as lixadeiras portáteis, que são apoiadas e guiadas manualmente durante o processo de lixamento.

A lixadeira de cinta apresenta diferentes configurações e projetos, dependendo da aplicação e dos requisitos de remoção de material e acabamento superficial, pode ser estacionária ou portátil, Figura 2.5, e sua construção é baseada na sustentação de uma fita abrasiva por duas ou mais polias (BOMBASSARO, 2007).



(a) Lixadeira de cinta estacionária.



(b) Lixadeira de cinta portátil

**Figura 2.5** – Exemplos de lixadeira de cinta

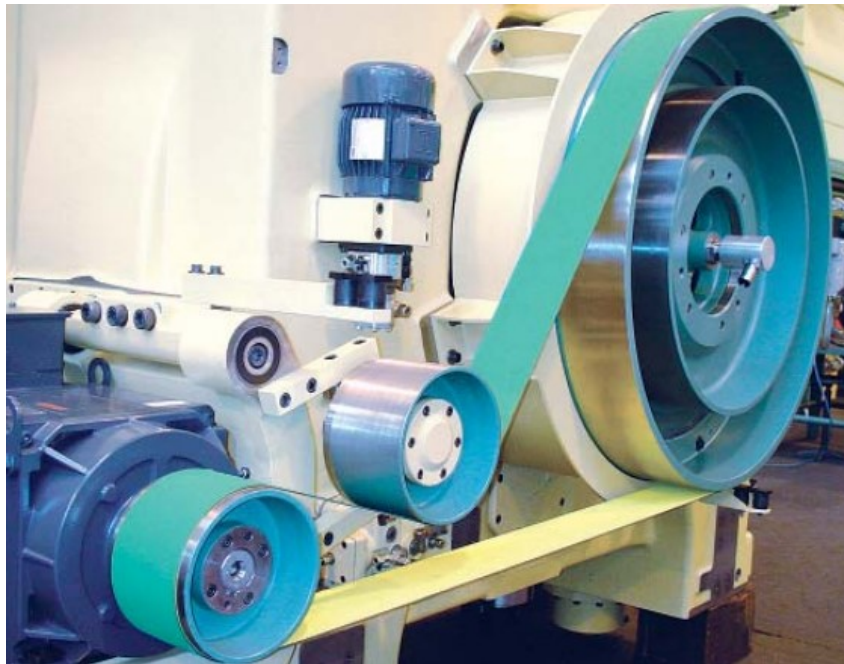
Fonte: Adaptado de (GurgelMix Máquinas e Ferramentas S.A. , 2020)

A lixadeira de cinta é uma máquina-ferramenta constituída de uma estrutura e diversos outros componentes a ela conectados, seja por uniões soldadas ou parafusadas.

## 2.6 Transmissão por correia plana

As transmissões mecânicas de potência podem ser realizadas por diferentes tipos de elementos. Elementos como engrenagens ou eixos são classificados como transmissões rígidas, já em transmissões flexíveis ou elásticas, os responsáveis são elementos como correntes, cabos ou correias. (BUDYNAS; NISBETT, 2016)

A movimentação da ferramenta abrasiva em uma lixadeira de cinta é feita por um sistema de transmissão por correia plana, em que a própria lixa é a correia. De acordo com (BUDYNAS; NISBETT, 2016), a transmissão por correia é geralmente utilizada em sistemas mecânicos com grandes distâncias entre eixos onde proporcionam amortecimento de uma parte das vibrações e uma maior absorção dos impactos, o que aumenta a vida útil do sistema como um todo. Além disso, correias são elementos silenciosos, de baixo custo quando comparados as transmissões rígidas e ainda permitem simplificações de projeto.



**Figura 2.6** – Transmissão por correia plana em uma prensa de 160 toneladas.

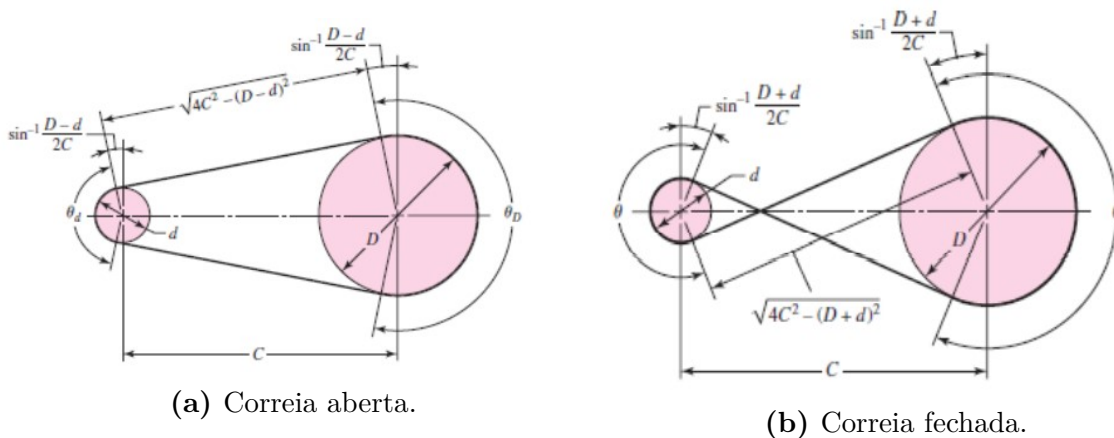
**Fonte:** Adaptado de (Habasit AG., 2011)

Entretanto, esse tipo de transmissão traz consigo problemas, principalmente relacionados a elasticidade da correia, ao seu escorregamento sobre alguma polia, ao seu alongamento permanente ou ao desalinhamento das polias. Esse tipo de transmissão também requer o uso de apoios robustos para as polias, devido as grandes forças radiais presentes. (BRITO, 2014)

O seu funcionamento se dá por atrito entre a correia e as polias, portanto depende dos materiais empregados, da rugosidade das superfícies e do ambiente para que seja eficiente. Uma força de tração inicial deve ser exercida sobre a correia de forma calculada, uma vez que se esta for menor que a necessária haverá escorregamento, e se for maior

levará a um funcionamento instável, sobrecarga de eixos e rolamentos além de desgaste prematuro da correia. (BRITO, 2014)

O ângulo de abraçamento é outro fator muito importante nas transmissões por correia plana, uma vez que diz respeito a superfície de contato entre a correia e a polia e, portanto, reflete na eficiência do sistema. Esse fator depende da geometria da transmissão, sendo os dois mais simples o de correia aberta, Fig. 2.7a, com as polias tendo o mesmo sentido de rotação, e o de correia fechada, Fig. 2.7b, com sentidos invertidos. (BUDYNAS; NISBETT, 2016)



**Figura 2.7** – Exemplos de geometria em uma transmissão por correia plana.

**Fonte:** Adaptado de (BUDYNAS; NISBETT, 2016)

Para o sistema de transmissão por correia aberta os ângulos de abraçamento da polia maior e menor são calculados, respectivamente, por:

$$\theta_d = \pi - 2 * \sin^{-1} \left( \frac{D - d}{2 * C} \right) \quad (2.1)$$

$$\theta_D = \pi + 2 * \sin^{-1} \left( \frac{D - d}{2 * C} \right) \quad (2.2)$$

Onde:

- D - Diâmetro da polia maior;
- d - Diâmetro da polia menor;
- C - Distância entre os centros das polias;
- $\theta$  - Ângulo de contato.

O comprimento da correia é determinado pela soma do comprimento dos dois arcos com duas vezes a distância entre contatos, expresso na equação 2.3.

$$L = [4C^2 - (D - d)^2]^{1/2} + \frac{1}{2}(D\theta_D + d\theta_d) \quad (2.3)$$

Para o sistema de transmissão por correia fechada as equações que determinam o ângulo de abraçamento, que é o mesmo para ambas as polias, e o comprimento da correia são:

$$\theta_D = \pi + 2 * \sin^{-1} \left( \frac{D + d}{2 * C} \right) \quad (2.4)$$

$$L = [4C^2 - (D - d)^2]^{1/2} + \frac{1}{2}(D + d)\theta \quad (2.5)$$

A transmissão de potência em um conjunto de correia plana só ocorre quando as forças de atrito entre a correia e as polias são suficientemente grandes, pois elas são as responsáveis por causar uma mudança na tração da correia a medida que esta passa pelo arco de contato com a polia. (BUDYNAS; NISBETT, 2016)

O arco de contato é composto por uma parte que transmite potência, o arco efetivo, e por uma parte intermediária, o arco inativo. Na polia motora a correia entra em contato com uma velocidade  $V_1$ , a mesma velocidade da superfície da polia, e uma tração  $T_1$ , que é a tração do lado tenso. A correia passa primeiro pelo arco inativo, sem alteração na tração ou na velocidade e em seguida, ao entrar no arco efetivo, começa a ocorrer deslizamento ou fluência e as forças de atrito alteram a tração da correia. Ao chegar no final do arco de contato a correia tem então uma tração  $T_2$ , que é a tração do lado bambo, e uma velocidade  $V_2$ , inferior a  $V_1$ . (BUDYNAS; NISBETT, 2016)

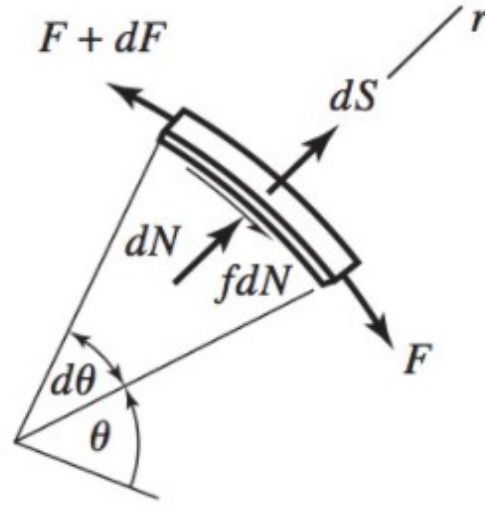
A partir do diagrama de corpo livre, Fig. 2.8, e admitindo que a força de atrito na correia é proporcional à pressão normal ao longo do arco de contato, (BUDYNAS; NISBETT, 2016) busca encontrar uma relação entre as trações no lado tenso e no lado bambo como se segue:

Onde:

- $dS$  - Força diferencial causada pela força centrífuga;
- $dN$  - Força normal entre a correia e a polia;
- $fDN$  - Tração por cisalhamento causada pelo atrito no ponto de deslizamento

Admitindo a largura da correia  $b$ , a espessura  $m$  e a velocidade da correia  $V$ , a força centrífuga  $dS$  pode ser expressa como

$$dS = (mrd\theta)r\omega^2 = mr^2\omega^2d\theta = mV^2d\theta = F_c d\theta \quad (2.6)$$



**Figura 2.8** – Diagrama de corpo livre de um elemento infinitesimal de uma correia plana em contato com uma polia.

Fonte: (BUDYNAS; NISBETT, 2016)

Somando as forças radialmente, temos

$$\sum F_r = -(F + dF)\frac{d\theta}{2} - F\frac{d\theta}{2} + dN + dS = 0 \quad (2.7)$$

Ignorando o termo de ordem, produz

$$dN = Fd\theta - dS \quad (2.8)$$

Somando as forças tangencialmente

$$\sum F_t = -fdN - F + (F + dF) = 0 \quad (2.9)$$

e incorporando as equações 2.6 e 2.8, temos

$$dF = fdN = fFd\theta - fdS = fFd\theta - fmr^2\omega^2 d\theta \quad (2.10)$$

ou ainda

$$\frac{dF}{d\theta} - fF = -fmr^2\omega^2 \quad (2.11)$$

Esta é uma equação diferencial linear de primeira ordem, não homogênea, com solução

$$F = A \exp(f\theta) + mr^2\omega^2 \quad (2.12)$$

Onde  $A$  é uma constante arbitrária. Se  $\theta$  começar no lado bambo, a condição de contorno de que  $F$ , em  $\theta = 0$ , se iguala a  $F_2$  resulta em  $A = F_2 - mr^2\omega^2$ . Portanto a solução fica

$$F = (F_2 - mr^2\omega^2) \exp(f\theta) + mr^2\omega^2 \quad (2.13)$$

Já no final do ângulo de abraçamento  $\phi$ , no lado tenso, onde  $F$  se iguala a  $F_1$ , temos

$$F|_{\theta=\phi} = F_1 = (F_2 - mr^2\omega^2) \exp(f\phi) + mr^2\omega^2 \quad (2.14)$$

Com isso, podemos escrever

$$\frac{F_1 - mr^2\omega^2}{F_2 - mr^2\omega^2} = \frac{F_1}{F_2} \frac{F_c}{F_c} = \exp(f\phi) \quad (2.15)$$

Da equação 2.6, temos que  $F_c = mr^2\omega^2$ , que pode ser escrita como

$$F_c = \frac{w}{g} \left( \frac{V}{60} \right)^2 = \frac{w}{32,17} \left( \frac{V}{60} \right)^2 \quad (2.16)$$

Onde o peso  $w$  de um pé de correia é dado em termos da densidade  $\gamma$  em  $N/m^3$ ,  $w = \gamma bt$  N/m, com as variáveis  $b$  e  $t$  em polegadas. E a velocidade da correia é determinada a partir da velocidade rotacional  $n$ , em rev/min da polia, e do seu diâmetro  $d$ , em polegadas, sendo  $V = \pi dn/12$  ft/min.

A Figura 2.9 apresenta o diagrama de corpo livre de uma polia e parte da coreia.

Onde  $F_i$  é a tração inicial,  $F_c$  a tração circunferencial causada pela força centrífuga,  $\delta F/2$  a tração causada pelo torque transmitido e  $d$  o diâmetro da polia.

A diferença entre  $F_1$  e  $F_2$  é relacionada ao torque na polia, podendo ser escrita como

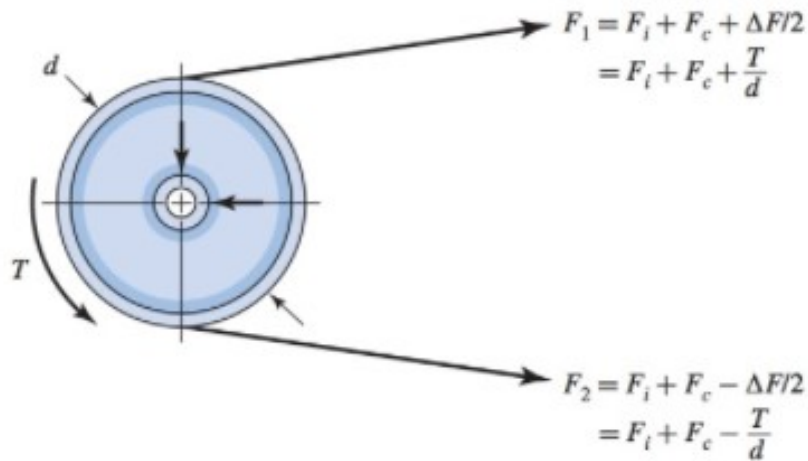
$$F_1 - F_2 = \frac{2T}{d} \quad (2.17)$$

A tração inicial é determinada a partir da soma de  $F_1$  e  $F_2$  que produz

$$F_1 + F_2 = 2F_i + 2F_c \quad (2.18)$$

resultando em

$$F_i = \frac{F_1 + F_2}{2} - F_c \quad (2.19)$$



**Figura 2.9** – Diagrama de corpo livre de um conjunto de polia e correia e as forças e torques envolvidos.

**Fonte:** (BUDYNAS; NISBETT, 2016)

Dividindo as equações 2.17 e 2.19, além de utilizar e manipular a equação 2.15, podemos escrever a tração inicial  $F_i$  como

$$F_i = \frac{T \exp(f\phi) + 1}{d \exp(f\phi) - 1} \quad (2.20)$$

A partir da equação 2.20 é possível analisar a relação entre a tração inicial e o torque, de forma que se  $F_i$  é igual a zero, então  $T$  também se iguala a zero. O torque é proporcional à tração inicial, de forma que para obter uma transmissão de potência satisfatória, esta deve ser, segundo (BUDYNAS; NISBETT, 2016), provida, sustentada, na quantidade apropriada e mantida por meio de inspeções de rotina.

As forças  $F_1$  e  $F_2$  também podem ser escritas da forma que se segue

$$F_1 = F_c + F_i \frac{2 \exp(f\phi)}{\exp(f\phi) + 1} \quad (2.21)$$

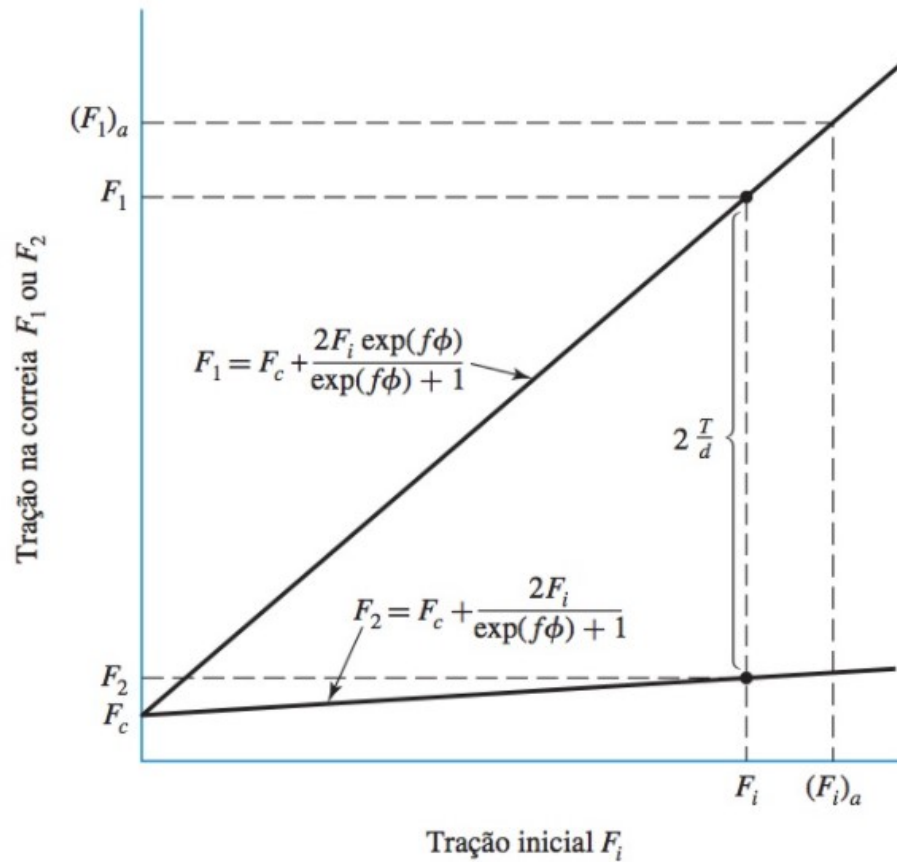
$$F_2 = F_c + F_i \frac{2}{\exp(f\phi) + 1} \quad (2.22)$$

Traçando o gráfico das equações 2.21 e 2.22 contra  $F_i$ , é possível observar que a tração inicial precisa ser tal que a diferença entre a curva de  $F_1$  e  $F_2$  seja  $2T/d$ , como pode ser visto na Figura 2.10.

A potência transmitida, em cavalos, é dada por

$$H = \frac{(F_1 - F_2)V}{33000} \quad (2.23)$$





**Figura 2.10** – Gráfico das trações  $F_1$  e  $F_2$  contra a tração inicial  $F_i$ , mostrando  $F_c$  e o ponto  $F_i$  onde a distância entre as curvas é  $2T/d$ .

Fonte: (BUDYNAS; NISBETT, 2016)

com as forças em lbf e V em ft/min. A partir da aplicação de um fator de serviço  $K_s$ , para afastamentos da carga em relação ao valor nominal, e de um fator de projeto  $n_d$  à potência nominal, podemos encontrar o torque necessário por meio da equação 2.24

$$T = 63025H_{\text{nom}}K_s n_d/n \quad (2.24)$$

Após o cálculo do torque é possível retornar a 2.19 para calcular a tração inicial  $F_i$  que, de acordo com (BUDYNAS; NISBETT, 2016), deve ser provida, sustentada, na quantidade apropriada e mantida por meio de inspeções de rotina, de forma que haja uma transmissão satisfatória de potência.

## 2.7 Correia

Em sistemas de transmissão por correia plana, geralmente o foco é a transmissão de potência entre dois ou mais eixos distantes e, neste caso, utilizam correias de couro, poliamida ou uretano. (BUDYNAS; NISBETT, 2016). Já em uma lixadeira de cinta a

potência é utilizada para o processo de lixamento e portanto a correia, neste caso, é uma cinta de lixa, com costado, adesivo e grãos abrasivos.

É possível obter, através das fabricantes, informações relativas a cinta de lixa, como os materiais que as compõem, a forma que são fabricadas, as melhores aplicações, os tamanhos disponíveis e os tamanhos de grão. Entretanto, informações como a tração permissível por unidade de largura ou o coeficiente de atrito carecem de literatura para cintas de lixa quando comparadas a correias para transmissão de potência.

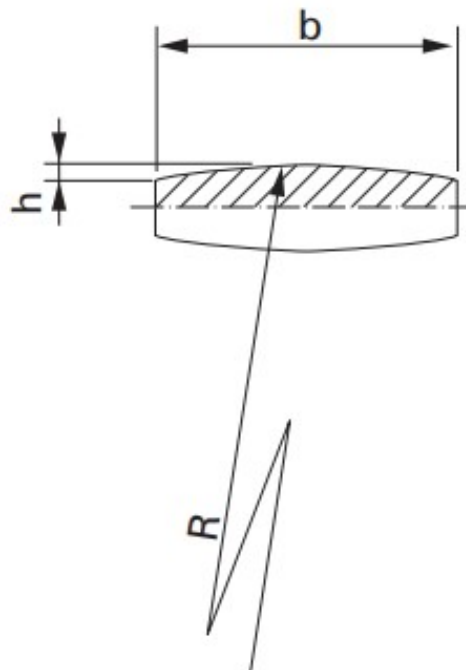
## 2.8 Polias

Segundo (ROCHA, 2020), as polias tem um papel importante nos sistemas de transmissão por correia plana, pois são os elementos que fazem a ligação dos eixos a correia e, portanto, precisam estar em perfeito funcionamento a fim de evitar mal funcionamento do sistema como um todo. Além disso as polias podem ser responsáveis por centralizar a correia.

As polias de uma lixadeira de cinta podem ser de face plana ou abaulada, a do primeiro tipo não exerce efeito centralizador, enquanto a do segundo tipo, visto na Figura 2.11, consegue alinhar a correia de duas formas. A primeira, de acordo com (BOWEN; KNABLE, 2003), diz que se considerarmos a polia abaulada dividida em duas metades, verifica-se que a metade a esquerda da correia faz um esforço para se mover ao ponto onde o contato ocorreu primeiro, ou seja, à direita. Enquanto a metade à direita fara esforço para se mover para a esquerda. E, portanto, as forças se equilibram quando a correia está no centro.

Já a segunda forma diz respeito a diferença de tensão ao longo da largura da correia. Como as correias plana são projetadas para terem tensão igual em toda sua largura, as polias de face abaulada criam uma maior área de contato no centro da mesma, portanto se a correia se mover para o lado, isso causará um desequilíbrio nas tensões internas da correia e esta se moverá do forma a alcançar novamente o equilíbrio, o seja, o centro. (BOWEN; KNABLE, 2003)

As polias ainda podem ser classificadas de acordo com sua função. As polias motoras transmitem potência do motor para a correia. As polias de retorno recebem a potência através das forças de atrito com a correia. As de abraçamento podem aumentar o arco de contato, reduzir distâncias entre os lado da correia, e para guiar a correia, caso sejam abauladas. Além disso, as polias ainda podem ser de tensionamento da correia, ajustando a força de tração para o melhor funcionamento do sistema e corrigindo defeitos relativos a variação no tamanho da correia, podendo ser ajustadas manualmente ou automaticamente. (ROCHA, 2020)



**Figura 2.11** – Formato e medidas da polia de face abaulada.

Fonte: (Habasit AG., 2011)

Para o projeto de polias abauladas, (Habasit AG., 2011) determina a relação entre o raio da polia e sua largura com a altura do abaulamento a partir das equações 2.25 e 2.26.

$$R = \frac{h}{2} + \frac{b^2}{8h} \quad (2.25)$$

$$h = \frac{b}{2} \tan \left( \frac{\arcsin \left[ \frac{b}{2R} \right]}{2} \right) \quad (2.26)$$

Além disso, (Habasit AG., 2011) apresenta a tabela de altura recomendada da coroa, que segue as recomendações da norma ISO 22 e pode ser vista na Figura 2.12. Também recomenda que a largura da polia deve ser entre 1.05 e 1.1 vezes a largura da correia, de forma que esta sempre faça contato com toda a superfície mesmo que não esteja centralizada.

## 2.9 Motor

A maioria dos acionamentos em máquinas-ferramentas são de ação rotativa, ou seja, utilizam motores elétricos para realizar a movimentação do sistema (STOETERAU, 2004). Motores elétricos são máquinas capazes de transformar energia elétrica em energia mecânica através da interação entre bobinas geradoras de campo magnético e ímãs per-

Pulley diameter acc. to ISO 22	Recommended crown height (h) [mm]					Crown height acc. to ISO 22 <b>Not recommended</b> [mm]	
	Pulley width b acc. to ISO 22 [mm]						Pulley width [mm]
[mm]	20, 25, 32, 40, 50	63, 71, 80, 90, 100	112, 125, 140, 160	180, 200, 244, 250	280, 315, 355, 400	b ≤ 250	b ≥ 280
40	0.3	0.3	0.3	0.4	0.5	0.3	0.3
50							
63							
71							
80							
90							
100	0.4	0.4	0.4	0.5	0.6	0.4	0.4
112							
125							
140							
160							
180							
200	0.5	0.5	0.5	0.6	0.7	0.5	0.5
224							
250							
280							
315							
355							
400	0.6	0.6	0.6	0.7	0.8	0.6	0.6
450							
500							
560							
630							
710							
800	0.7	0.7	0.7	0.8	0.9	0.8	0.8
900							
1000							
1120							
1250							
1400							
1600	0.8	0.8	0.8	0.9	1.0	0.9	0.9
1800							
2000							

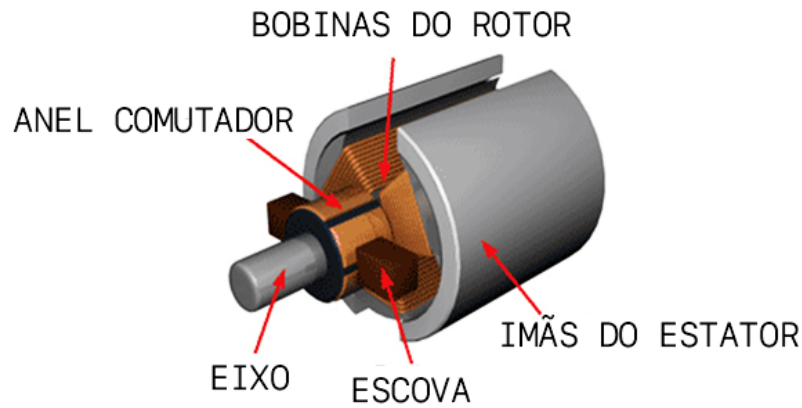
**Figura 2.12** – Alturas recomendadas da coroa de acordo com o raio e a largura da polia.

Fonte: (Habasit AG., 2011)

manentes, essa interação gera uma força que é então transferida para o eixo do motor. (DRURY et al., 2001)

Diferentes tipos de motores elétricos podem ser encontrados no mercado, os mais comuns são os motores de corrente contínua com ou sem escova, os motores de indução por corrente alternada, além dos servomotores e dos motores de passo.

O motor DC com escova (DC Brushed), visto na Figura 2.13, é o mais simples, as bobinas compõe o rotor e os ímãs permanentes, o estator, com a comutação sendo feita internamente por uma escova. Já os motores DC sem escova (DC Brushless) tem os ímãs no rotor e as bobinas no estator, com a comutação sendo feita externamente por um controlador. (GOMES, 2018)



**Figura 2.13** – Parte interna de um Motor DC com escova.  
**Fonte:** (GOMES, 2018)

Os motores de corrente alternada são os mais comuns, possuem estrutura física semelhante aos motores DC Brushless, mas necessitam de tensões AC igualmente defasadas para funcionar. Têm baixa relação potência/tamanho, o que impede a construção de motores AC pequenos e muito fortes, porém em aplicações de alta potência, onde os motores podem ser grandes e pesados, são a melhor opção, pois com o aumento de tamanho não aumentam as perdas magnéticas, ao contrario dos motores brushless. (GOMES, 2018)

Já os servomotores e os motores de passo são motores DC brushed e brushless, respectivamente, com melhor controle de posicionamento. Os servomotores permitem esse controle a partir de um acoplamento externo ao motor e os motores de passo a partir da separação dos ímãs e bobinas em passos. (GOMES, 2018)

Por apresentarem diversas configurações diferentes, algumas características devem ser comparadas para que seja escolhido o motor que melhor se adéque ao sistema. A Tabela 2.2 apresenta um comparação entre os motores DC com escova, DC sem escova e AC.

**Tabela 2.2** – Comparação entre motores elétricos.

**Fonte:** (GOMES, 2018)

Característica / Motor	DC Brushed	DC Brushless	AC Indução
Manutenção	Periódica	Nenhuma	Nenhuma
Vida útil	Curta	Alta	Alta
Eficiência	Moderada	Alta	Alta
Potência / Tamanho	Moderada	Alta	Baixa
Ruído elétrico	Alto	Baixo	Baixo
Custo	Moderado	Alto	Baixo
Controle	Simple	Complexo	Simple ou Complexo

Para aplicações em máquinas-ferramentas de pequeno ou médio porte os motores de corrente contínua sem escovas são, hoje, a melhor opção disponível no mercado, sendo amplamente utilizados.

## 2.10 Controlador

Os motores DC Brushless necessitam de um controlador externo ao motor para funcionarem corretamente. Os controladores possuem duas partes principais, o Controlador Central analisa as entradas e decide qual fase deve ser excitada e a Ponte H é responsável por transferir a potencia de alimentação para a fase correta. (GOMES, 2018)

Esse equipamento também é responsável por controlar a velocidade de rotação do motor e, portanto, tira a necessidade de um dispositivo mecânico específico para esta tarefa.

## 2.11 Mancais

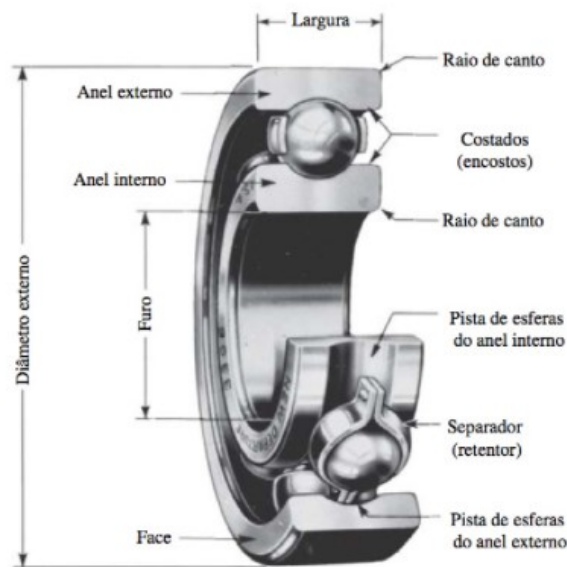
Segundo Budynas e Nisbett (2016), mancal é o elemento que serve de apoio para um eixo girante e pode ser de deslizamento, o que exige lubrificação para evitar desgaste da máquina, ou de rolamento, que utiliza elementos de contato rolante para transferir a carga principal.

No caso dos mancais de rolamento, o projeto visa escolher a melhor opção disponível, uma vez que estes elementos já foram projetados e construídos, restando ao projetista o trabalho de selecionar aquele que atende aos requisitos. Fatores como as dimensões do mancal, o carregamento de fadiga, o tempo de vida, a necessidade ou não de lubrificação, a resistência a corrosão entre outros devem ser levados em consideração para se chegar na melhor opção. (BUDYNAS; NISBETT, 2016)

Mancais são projetados de acordo com as cargas que vão ser aplicadas sobre eles, alguns são feitos para lidar com cargas radiais puras, outros para suportar cargas de empuxo ou ainda para uma combinação desses dois esforços. Os tipos mais comuns de mancais de rolamento são os de esferas, rolos retos, rolos esféricos, rolos cônicos e de agulhas, porém há uma variedade muito grande de opções, até mesmo diferentes das citadas, e o projetista deve utilizar os manuais das fabricantes para chegar na solução adequada. (BUDYNAS; NISBETT, 2016)

No geral, os mancais de rolamento de esferas são constituídos por quatro partes, o anel externo, o anel interno, os elementos rolantes e o separador, que pode ser suprimido dependendo do tipo ou do custo do mancal. (BUDYNAS; NISBETT, 2016)

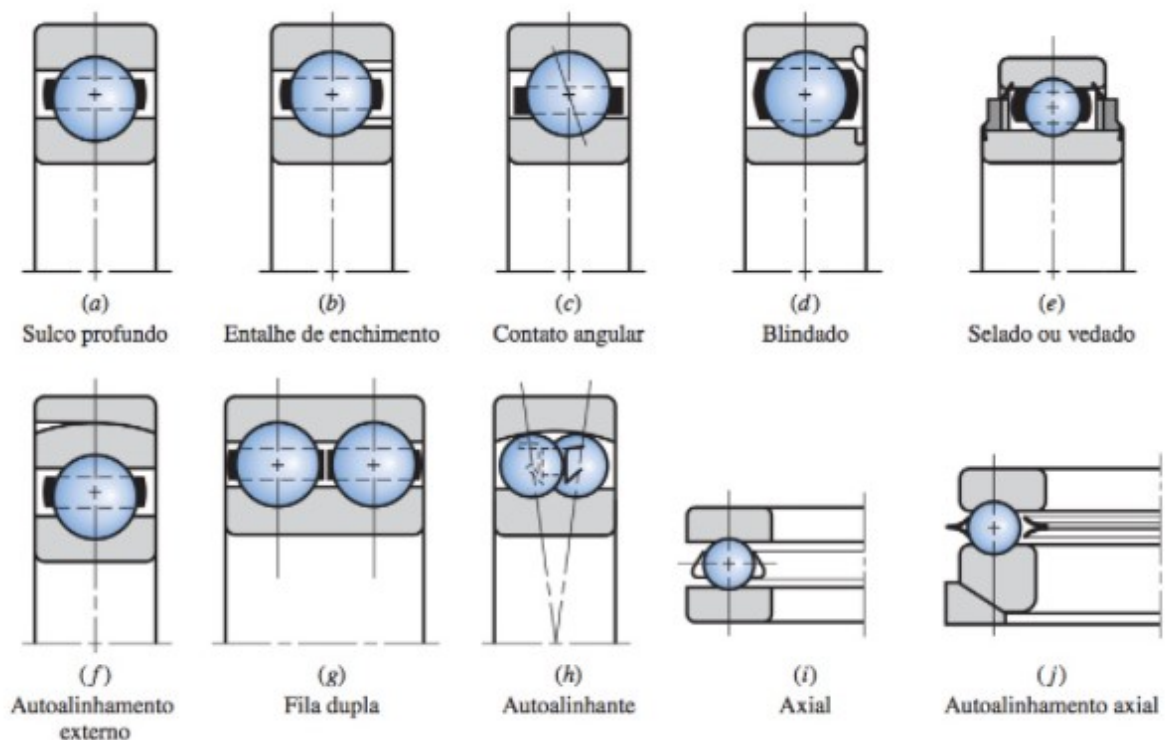
A estrutura básica de um rolamento de esferas é mostrada na Figura 2.14.



**Figura 2.14** – Estrutura de um mancal de esferas.

Fonte: Budynas e Nisbett (2016)

Alguns dos modelos padronizados de mancais de esferas podem ser vistos na Figura 2.15.



**Figura 2.15** – Alguns tipos de mancais de esferas.

Fonte: Budynas e Nisbett (2016)

Mancais como o de sulco profundo (Figura 2.15a) são capazes de receber principalmente carga radial e um pouco de carga axial. Com o uso de um entalhe de enchimento (Figura 2.15b) é possível colocar um maior número de esferas no rolamento, o que au-

menta a capacidade de carga radial que pode ser aplicada, mas diminui a resistência a cargas axiais. Quando se procura uma resistência ligeiramente maior a esforços no sentido do eixo pode-se utilizar um mancal de contato angular (Figura 2.15c). Há também mancais de fileira dupla que proporcionam uma maior resistência (Figura 2.15g) ou que possuem capacidade auto-alinhante (Figura 2.15h) e mancais axiais (Figuras 2.15i e 2.15j) de diferentes tipos e tamanhos. (BUDYNAS; NISBETT, 2016)

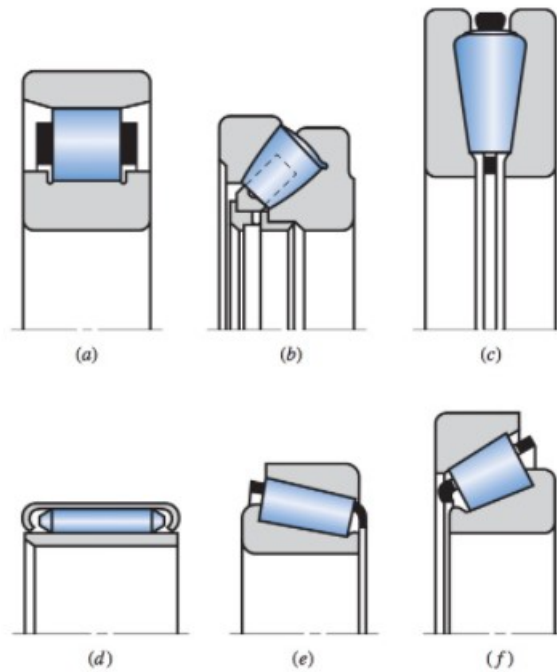
A montagem deste tipo de rolamento é feita ao se movimentar o anel interno para uma posição excêntrica, que permite que as esferas sejam inseridas e em seguida serem separadas para só então o separador ser colocado. A blindagem (Figura 2.15d) pode ser colocada em um ou ambos os lados do mancal para oferecer maior proteção contra sujeira e, quando colocada em ambos, supõe-se o rolamento lubrificado de fábrica e por toda sua vida útil apesar de algumas vezes ser possível fazer a relubrificação. (BUDYNAS; NISBETT, 2016)

Os mancais de rolo vistos na Figura 2.16 também possuem grande variedade de formas e aplicações, a começar pelo de rolos retos (Figura 2.16a) que suporta grandes cargas radiais, quando comparado aos mancais de esferas do mesmo tamanho, mas não aceita carga axial. Mancais de agulha (Figura 2.16d) são recomendados quando há limitações de geometria do sistema no sentido radial, suportando bem as cargas aplicadas nesse sentido. Já os rolamentos com roletes cônicos (Figuras 2.16e e 2.16f) combinam propriedades dos mancais de esferas com os de rolos retos e aceitam bem tanto cargas radiais como axiais. (BUDYNAS; NISBETT, 2016)

Em um mancal vedado, que esteja apropriadamente lubrificado e limpo, a única causa de falha é a fadiga do metal devido as tensões de contato que ocorrem quando a esfera ou rolo do mancal rola, seja nos anéis ou nos próprios elementos rolantes. A quantidade de revoluções do anel interno, considerando o interno estacionário, ou o número de horas de uso a uma velocidade angular padrão até que a primeira evidência tangível de fadiga apareça é denominada *vida do mancal*. (BUDYNAS; NISBETT, 2016)

De acordo com Budynas e Nisbett (2016) a variável vida do mancal, por depender de uma falha por fadiga, possui distribuição estatística. A *vida nominal* é o número de revoluções ou horas de uso que 90% de um grupo de mancais irá atingir antes de apresentar falha, também podendo aparecer como *vida mínima*, *vida*  $L_{10}$  e *vida*  $B_{10}$ . Para conseguir relacionar os fatores de projeto com as informações disponibilizadas pelas fabricantes utiliza-se a Equação 2.27 que expressa o valor da carga catalogada  $C_{10}$  em função da carga desejada  $F_D$ , da vida desejada  $L_D$  em número de revoluções e do valor de vida catalogado  $L_R$ , também em número de revoluções. A constante  $a$  diz respeito ao tipo de mancal e tem-se  $a = 3$  para mancais de esferas e  $a = 10/3$  para mancais de rolos cilíndricos e truncados.





**Figura 2.16** – Mancais de rolos: (a) retos; (b) axial esférico; (c) axial cônico; (d) agulha; (e) cônico; (f) cônico de ângulo íngreme.

**Fonte:** Budynas e Nisbett (2016)

$$C_{10} = F_D \left( \frac{L_D}{L_R} \right)^{1/a} \quad (2.27)$$

Caso os valores de vida do mancal sejam dados em horas  $L_H$ , a relação entre esta e a vida em número de revoluções  $L_R$  é dada pela Equação 2.28, onde  $n_R$  é a velocidade de classificação do mancal em rev/min.

$$L_{10} = L_R = L_H n_H 60 \quad (2.28)$$

Segundo Budynas e Nisbett (2016), para as situações de projeto onde se tenha uma confiabilidade desejada  $R_D$  maior que a confiabilidade padrão de 0,9, utiliza-se a equação 2.29 para calcular a carga catalogada  $C_{10}$ .

$$C_{10} = a_f F_D \left[ \frac{x_D}{x_0 + (\theta - x_0) (\ln 1/R_D)^{1/b}} \right]^{1/a} \quad (2.29)$$

Onde:

- $a_f$  = Fator operacional ou de segurança;
- $x_D = L_D/L_R$  = Multiplicador de vida nominal;
- $x_0, \theta$  e  $b$  = Parâmetros do fabricante relacionados a distribuição de *Weibull*;

- $R_D =$  Confiabilidade desejada.

## 2.12 Eixos

Segundo [Budynas e Nisbett \(2016\)](#) há dois tipos de eixos, os fixos e os rotativos. Eixos fixos são aqueles utilizados como suporte para membro girantes como rodas ou polias, não transmitem movimento e podem ser analisados como uma viga estática. Já os eixos rotativos são utilizados para transmissão de torque e potência, acoplados a elementos como engrenagens, embreagens, rodas dentadas e outros, que estão sujeitos a carregamentos dinâmicos torcionais, flexionais ou ainda uma combinação dos dois.

Para o projeto de um eixo fixo como o que é escopo deste projeto é necessário que os elementos que serão acoplados a ele tenham sido ao menos parcialmente definidos em termos de tamanho e espaçamento, para que seja possível analisar as restrições geométricas do sistema relacionadas com a deformação do eixo. Em seguida são discutidas as restrições de tensões críticas e resistência. ([BUDYNAS; NISBETT, 2016](#))

Como no projeto de uma lixadeira de cinta, como a que é escopo deste projeto, os únicos elementos acoplados aos eixos que apresentam risco são os mancais que suportam as polias movidas a análise deve começar por suas restrições de inclinação. Valores máximos típicos para essas inclinações estão descritos na tabela [2.2](#)

Tipo de mancal	Inclinações
Rolo cônico	0,0005 - 0,0012 rad
Rolo cilíndrico	0,0008 - 0,0012 rad
Esfera de sulco profundo	0,001 - 0,003 rad
Esfera	0,026 - 0,052 rad
Esfera auto alinhante	0,026 - 0,052 rad

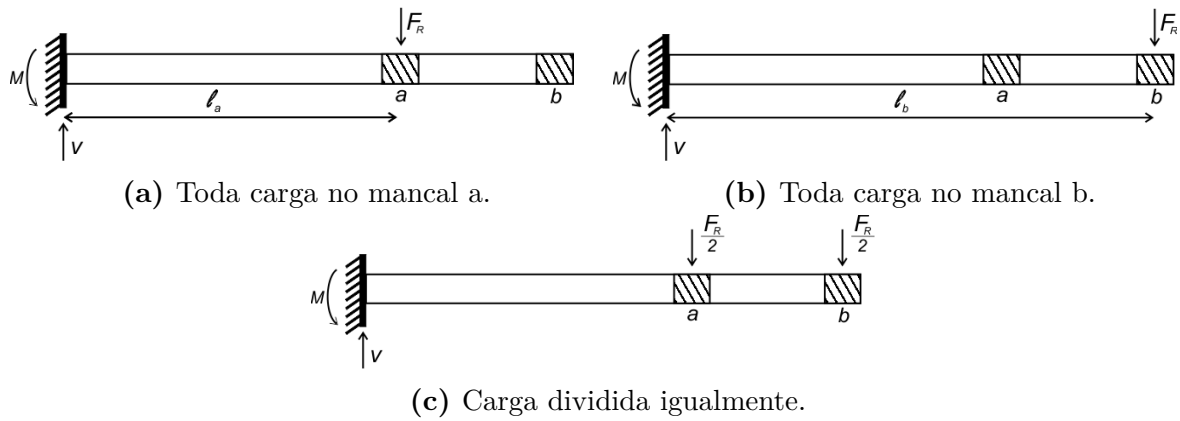
**Tabela 2.3** – Inclinações máximas típicas de mancais.

**Fonte:** ([BUDYNAS; NISBETT, 2016](#))

O primeiro passo é elaborar os diagramas de corpo livre, a partir da análise das cargas vistas na [Figura 2.17](#), para as situações de carga em apenas um dos mancais e para a carga dividida igualmente entre ambos, ou seja, na condição ideal de trabalho.

Considerando o sentido da viga como o eixo  $x$  e o eixo  $y$  estando no engaste, paralelo a direção de aplicação da força  $F_R$ , é possível utilizar as equações de equilíbrio da estrutura [2.30](#) e [2.31](#) para encontrar as reações  $V$  e  $M$  do engaste. Não há forças no sentido do eixo  $x$  em nenhuma das condições.

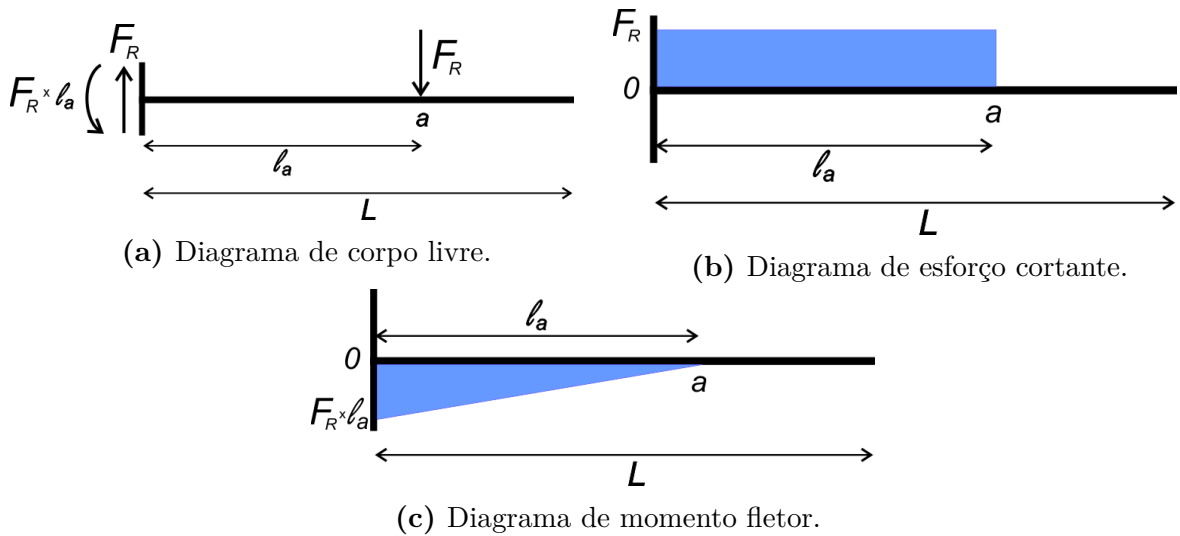
$$\sum F_y = 0 \rightarrow V = F_R \quad (2.30)$$



**Figura 2.17** – Condições de carga no eixo.  
**Fonte:** Elaborado pelo autor.

$$\sum M_{engaste} = 0 \rightarrow M = F_R * x \quad (2.31)$$

Com isso é possível elaborar os diagramas de corpo livre, esforço cortante e de momento fletor. Para a condição vista na Figura 2.17a, com toda a carga aplicada no mancal  $a$ , os diagramas traçados são apresentados na Figura 2.18 abaixo.



**Figura 2.18** – Diagramas para a condição onde toda a carga está aplicada no mancal  $a$   
**Fonte:** Elaborado pelo autor.

Em seguida, [Budynas e Nisbett \(2016\)](#) utilizam as condições de contorno estabelecidas para uma viga em balanço  $y(0) = 0$  e  $\theta(0) = 0$  e o grupo de equações abaixo para analisar a declividade e a deflexão.

$$\frac{q}{EI} = \frac{d^4 y}{dx^4} \quad (2.32)$$

$$\frac{V}{EI} = \frac{d^3 y}{dx^3} \quad (2.33)$$

$$\frac{M}{EI} = \frac{d^2y}{dx^2} \quad (2.34)$$

$$\theta = \frac{dy}{dx} \quad (2.35)$$

$$y = f(x) \quad (2.36)$$

Substituindo momento fletor  $M = F_R * x$  para antes do ponto  $a$  na Equação 2.34 e integrando duas vezes, tem-se:

$$EI \frac{d^2y}{dx^2} = F_R x \quad (2.37)$$

$$EI \frac{dy}{dx} = \frac{F_R x^2}{2} + C_1 \quad (2.38)$$

$$EI y = \frac{F_R x^3}{3} + C_1 x + C_2 \quad (2.39)$$

Com as constantes definidas encontra-se a solução vista na equação 2.40 para a posição  $y_{0a}(x)$  entre o engaste e o ponto de aplicação da força.

$$y_{0a}(x) = \frac{F x^2}{6EI} (x - 3l_a) \quad (2.40)$$

E também as equações 2.41 e 2.42, respectivamente para a posição  $y_{aL}(x)$ , entre o ponto  $a$  e o final da viga de comprimento total  $L$  e para o deslocamento máximo  $y_{\max}$  no final da viga, onde  $x = L$ .

$$y_{aL}(x) = \frac{F l_a^2}{6EI} (l_a - 3x) \quad (2.41)$$

$$y_{\max} = \frac{F l_a^2}{6EI} (l_a - 3L) \quad (2.42)$$

Derivando equações 2.40 e 2.41 encontramos as angulações  $\theta_{0a}$ , para entre o engaste e o ponto de aplicação da força, e  $\theta_{aL}$ , que é constante, para depois deste mesmo ponto.

$$\theta_{0a}(x) = \frac{F x}{2EI} (x - 2l_a) \quad (2.43)$$

$$\theta_{aL}(x) = -\frac{F l_a}{2EI} \quad (2.44)$$

Para a condição vista na Figura 2.17b, com toda a carga aplicada no mancal  $b$ , a solução se dá da mesma forma que a vista acima com mudança apenas no ponto de aplicação da carga.

Já para a condição vista na Figura 2.17c a solução envolve utilizar o *método da superposição* que, segundo Budynas e Nisbett (2016), consiste em determinar os efeitos de cada carga separadamente e então somá-las algebricamente. Esse método pode ser aplicado em diferentes casos desde que a relação entre carga e efeito seja linear, uma carga não crie condições que afetam outras cargas e as deformações de cada carga não sejam grandes o suficiente para alterar a geometria do sistema.

Portanto, para o caso visto, o método da superposição pode ser utilizado solucionando a viga para um carregamento pontual  $F_R/2$  aplicado em  $a$  e depois em  $b$ , separadamente, para então somar seus resultados. Dessa forma chega-se as equações apresentadas abaixo para o deslocamento e ângulo de inclinação do ponto  $b$ , que neste caso são os valores máximos para ambos.

$$\theta_{\max b} = \frac{-F_R l_a^2}{4EI} - \frac{F_R L^2}{4EI} \quad (2.45)$$

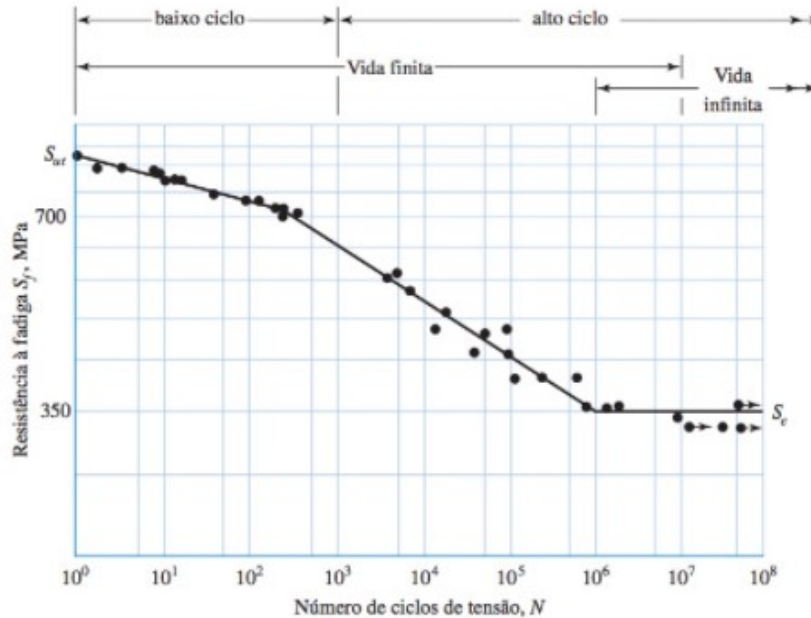
$$v_{\max 2} = \frac{-F_R l_a^3}{6EI} - \frac{F_R l_a^2}{4EI} \cdot (L - l_a) - \frac{F_R L^3}{6EI} \quad (2.46)$$

Além das análises estáticas do eixo, devem ser avaliadas também possíveis *falhas por fadiga*, uma vez que os carregamentos cíclicos que ocorrem durante o funcionamento de uma lixadeira de cinta podem ocasionar fraturas mesmo que não gerem grandes tensões ou deformações. Segundo Budynas e Nisbett (2016), a falha por fadiga é súbita e ocorre seguindo três estágios começando pelo aparecimento das primeiras micro trincas visíveis a olho nu, que então se transformam em macrotrincas gerando marcas paralelas que mostram os planos de fratura para, no último estágio, falharem de forma repentina. A fratura por fadiga por se dar de forma dúctil, frágil ou de forma combinada.

Há alguns métodos para se avaliar falhas por fadiga com o principais sendo *vida sob tensão*, *vida sob deformação* e o *método da deformação linear elástica*. Tais métodos retornam a vida  $N$  em número de ciclos até a ocorrência de falha onde valores de  $N \leq 10^3$  são considerados *fadiga de baixo ciclo*, com  $10^3 \leq N \leq 10^6$  *fadiga de alto ciclo* e para valores de  $N \geq 10^6$  tem-se o que é chamado de *vida infinita*. (BUDYNAS; NISBETT, 2016)

O método da vida sob tensão, apesar de não ser tão preciso, é de fácil implementação, possui uma vasta quantidade de dados disponíveis, além de oferecer boa confiança para aplicações de alta ciclagem. É baseado no ensaio de corpos de prova e gera diagramas  $S-N$ , como o visto na Figura 2.19, com a ordenada  $S_f$  sendo a resistência a fadiga, em  $MPa$ , e a abscissa  $N$  o número de ciclos de tensão. A partir deste gráfico é possível

observar, principalmente para aços, um *limite de endurance*  $S_e$  além do qual não há falha por fadiga. (BUDYNAS; NISBETT, 2016)



**Figura 2.19** – Diagrama S-N para o aço UNS G41 300 normalizado  
**Fonte:** Budynas e Nisbett (2016)

Budynas e Nisbett (2016) apresentam, como uma forma de estimar os limites de endurance, a aproximação vista abaixo. É uma forma rápida, mas que exige que maiores fatores de projeto sejam aplicados para minimizar o grande efeito das incertezas.

$$S'_e = \begin{cases} 0,5S_{ut} & S_{ut} \leq 200\text{kpsi}(1400\text{MPa}) \\ 100\text{kpsi} & S_{ut} > 200\text{kpsi} \\ 700\text{MPa} & S_{ut} > 1400\text{MPa} \end{cases} \quad (2.47)$$

Uma vez que os corpos de prova são preparados e ensaiados sob condições controladas, é esperado que os limites de endurance de componentes mecânicos reais sejam mais baixos devido aos fatores modificadores. A relação entre o limite  $S'_e$ , do ensaio, e o limite  $S_e$ , da peça em condição de uso é dada pela equação de Marin vista abaixo. (BUDYNAS; NISBETT, 2016)

$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_e k_f S'_e \quad (2.48)$$

Onde:

- $k_a$ : Fator de superfície;
- $k_b$ : Fator de tamanho;

- $k_c$ : Fator de carregamento;
- $k_d$ : Fator de temperatura;
- $k_e$ : Fator de confiabilidade;
- $k_f$ : Fator de efeitos diversos.

Cada um destes fatores deve ser avaliado para o projeto correto de um eixo. As restrições de fadiga devem ser então comparadas as restrições de estáticas e geométricas, de forma a avaliar se os tamanhos estão compatíveis e se atendem as expectativas de vida útil. Ainda deve se relacionar o projeto do eixo ao projeto dos mancais e das polias, em um loop, de forma que sejam respeitadas as restrições geométricas e de carga para ambos os componentes.

## 2.13 Estrutura

Segundo [Stoeterau \(2004\)](#) a estrutura tem como função ser a base para a montagem de todos os demais elementos que constituirão a máquina e possui um arranjo, que independe da construção interna ou do material de qual é constituída, porém depende de fatores como a cinemática do processo e da opção construtiva da máquina, entre outros.

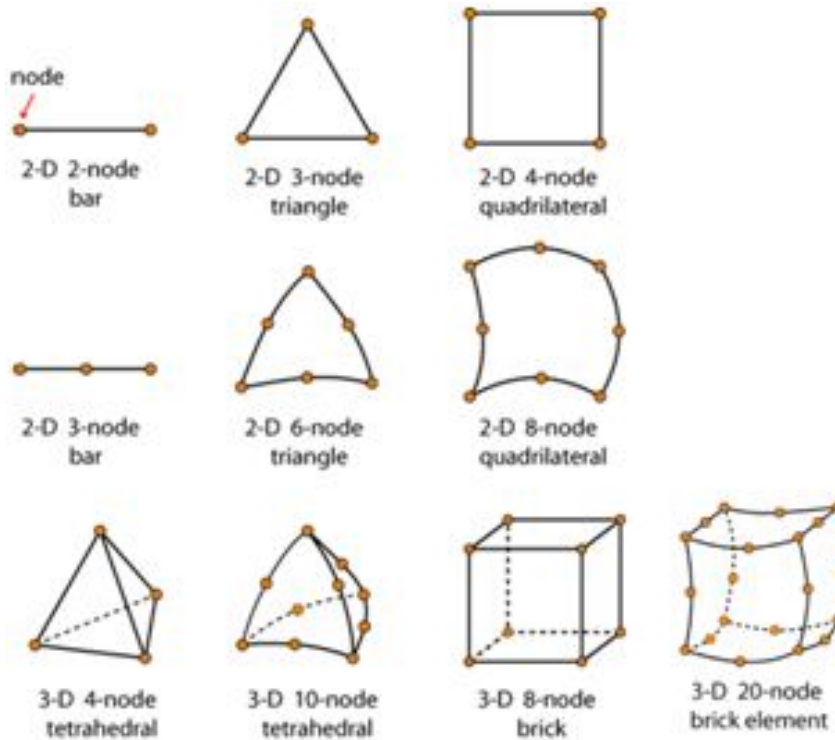
O projeto da estrutura de uma lixadeira de cinta parte da definição da posição e geometria dos elementos que serão fixados a ela e sofrem carregamentos, como os eixos das polias e o motor. Com isso é possível fazer um projeto preliminar que atenda a alguns critérios iniciais e utilizar métodos computacionais para adaptar e validar a estrutura final. De acordo com [Stoeterau \(2004\)](#) os requisitos a serem observados numa estrutura dizem respeito a rigidez estática e dinâmica, a estabilidade química e estabilidade térmica, a facilidade de manipulação e acesso aos componentes além do custo de produção.

Para testar e validar este projeto será utilizado o Método dos Elementos Finitos que, segundo [Budynas e Nisbett \(2016\)](#), é útil para resolver problemas em que os elementos mecânicos são complexos, uma vez que traz uma aproximação feita a partir da discretização do objeto contínuo em pequenos elementos elásticos, finitos e bem definidos.

### 2.13.1 Método dos elementos finitos

Em projetos mecânicos onde os elementos estruturais são mais complexos que barras e vigas a *análise por elementos finitos* (FEA) se faz muito útil, uma vez que traz uma solução aproximada através da discretização do componente contínuo em pequenos elementos tridimensionais elásticos e da utilização de funções polinomiais e operações matriciais. Os elementos podem ser lineares, superficiais ou sólidos e as entidades governamentais destes são os *nós*, onde os elementos se interligam e suas propriedades são

definidas, é também nos nós onde são aplicadas as condições de contorno e as forças. Os tipos mais usuais de elementos finitos utilizados são mostrados na Figura 2.20. (BUDYNAS; NISBETT, 2016)



**Figura 2.20** – Exemplos de elementos finitos

**Fonte:** Dissemination of IT for the Promotion of Materials Science (DoITPoMS) (2021)

Os nós de um elemento possuem graus de liberdade (*dofs* - da sigla em inglês), no máximo três graus de translação e três de rotação. Após a definição dos elementos, da sua ligação através dos nós e da aplicação das forças e condições de contorno é possível obter o deslocamento de cada um desses graus de liberdade e então as tensões e resistências envolvidas. (BUDYNAS; NISBETT, 2016)

Como este é um método numérico, os erros computacionais e de discretização são inerentes ao processo. O primeiro tipo de erro está relacionado aos arredondamentos provenientes dos cálculos e das formulações utilizadas por cada ferramenta. Já os erros de discretização são relativos a aproximação de uma estrutura contínua em elementos finitos, que não correspondem exatamente a geometria real. O papel do projetista nesse caso é reduzir principalmente os erros de discretização. Essa rede de elementos finitos interligados é chamada de *malha* e a sua densidade aumenta a medida que são colocados mais elementos em uma região. (BUDYNAS; NISBETT, 2016)

Em regiões com gradiente de tensão elevado ou de transição geométrica é recomendado uma malha mais densa, com elementos menores, para avaliar melhor os resultados. Geralmente, com uma malha mais discretizada, os resultados costumam se aproximar mais do real porém o custo computacional aumenta. (BUDYNAS; NISBETT, 2016)



## 3 Desenvolvimento

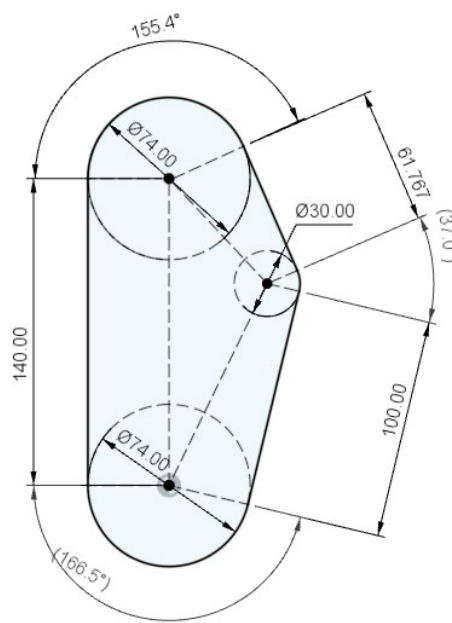
Com os conceitos necessários tendo sido definidos, este capítulo discorrerá acerca das questões encontradas e decisões tomadas ao longo do projeto de uma lixadeira de cinta. Serão demonstrados os procedimentos e softwares utilizados, a exemplo do Autodesk Fusion 360 e MATLAB.

### 3.1 Visão geral

O projeto parte inicialmente da definição de características desejadas como o tamanho da cinta de lixa, 20 mm de largura e 520 mm de comprimento, e a velocidade de lixamento, em torno de 35 m/s para materiais metálicos. Com isso é possível estimar o diâmetro da polia a partir da equação 3.1.

$$D = \frac{v \cdot 60}{\pi \cdot n} = \frac{35 \cdot 60}{2\pi \cdot 4500} = 0,074 \text{ m} = 74 \text{ mm} \quad (3.1)$$

O raio de 74 mm para a polia motora foi selecionado uma vez que retorna uma velocidade linear de 34,87 m/s quando na rotação de 4500 RPM. Com auxílio do software *Fusion 360* foi feito um projeto preliminar das polias e do seu posicionamento, que pode ser visto na Figura 3.1, de forma que seja possível começar a entender a dinâmica do sistema.



**Figura 3.1** – Posicionamento das polias, distâncias e ângulos do sistema.

**Fonte:** Elaborado pelo autor.

## 3.2 Transmissão por correia

Após o posicionamento dos elementos principais, é necessário calcular os carregamentos envolvidos, como as tensões circunferencial e inicial, além das tensões do lado folgado e do lado bambo da cinta de lixa e do torque necessário para o correto funcionamento. Para isso foram coletados dados de fabricantes de lixa como a Deerfos, a United Abrasives e a Klingspor para chegar nos valores aproximados de densidade superficial correia,  $400 \frac{g}{m^2}$ , e do coeficiente de fricção para lixadeiras de cinta,  $f = 0,25$ . Ainda foram considerados motores elétricos comerciais com aplicação e velocidade de rotação compatível para obter valores de potência nominal de  $200 W$ .

A tabela 3.1 traz uma síntese dos parâmetros definidos antes dos cálculos.

**Tabela 3.1** – Parâmetros definidos previamente.

Parâmetros	Valores	
Largura da correia ( $b$ )	20 mm	0,787 in
Comprimento da correia	520 mm	20,472 in
Espessura ( $t$ )	1,2 mm	0,047 in
Velocidade da correia	34,87 $\frac{m}{s}$	6864,17 $\frac{ft}{min}$
Potência do motor	200 W	0,272 cv
Massa da correia	4,16 g	0,00917 lb
Peso específico da correia ( $\gamma$ )	3,267 $\frac{kN}{m^3}$	
Rotação máxima	4500 RPM	
Coeficiente de atrito ( $f$ )	0,3	
Fator de projeto ( $n_d$ )	1,5	
Fator de serviço ( $K_s$ )	1,4	

Com esses valores definidos é possível utilizar o *software MATLAB* para resolver as fórmulas da seção 2.6 e obter as demais variáveis. O código desenvolvido está disponível no Apêndice A e os resultados obtidos estão na tabela 3.2 abaixo.

**Tabela 3.2** – Parâmetros calculados.

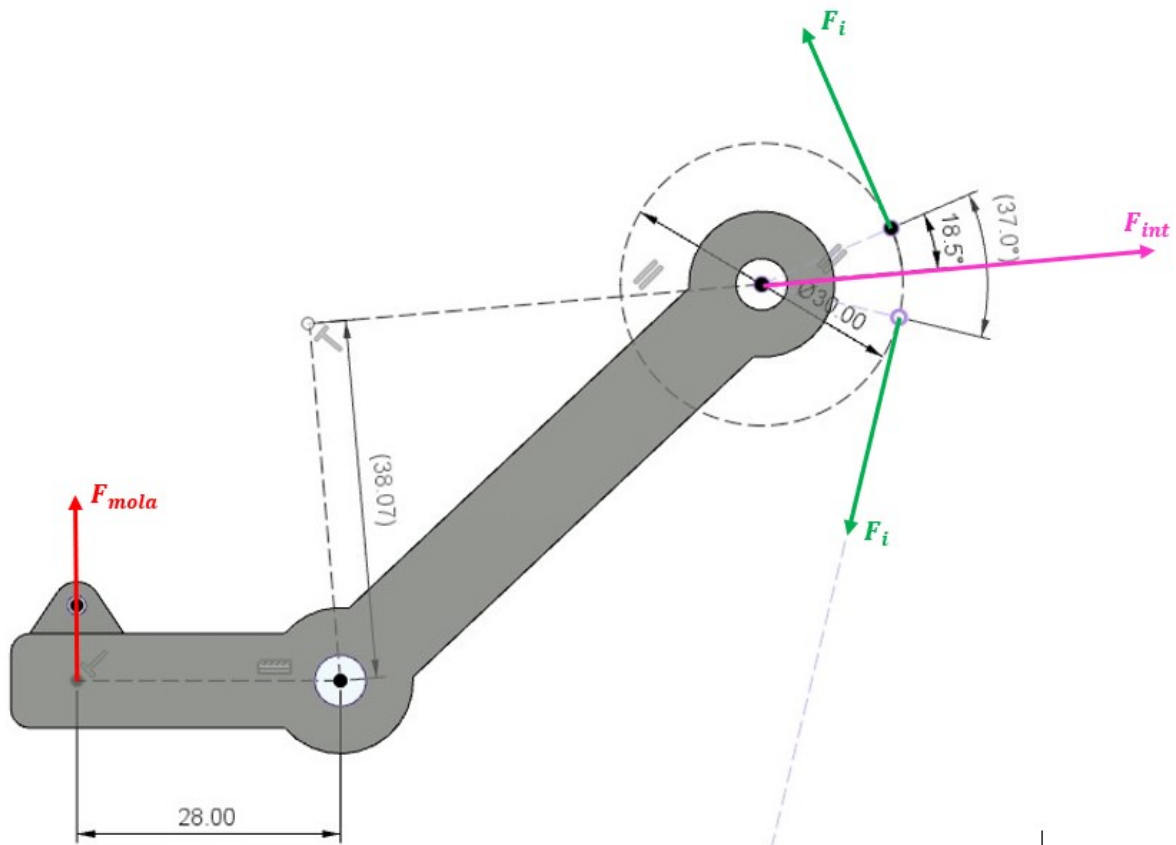
Variáveis	Valores
Massa de um pé de correia ( $\omega$ )	0,0784 $\frac{kN}{m}$
Tração centrífuga ( $F_c$ )	9,719 N
Torque aplicado pelo motor ( $T$ )	0,891 N · m
Tração inicial ( $F_i$ )	31,222 N
Força lado tenso ( $F_1$ )	52,986 N
Força lado bambo ( $F_2$ )	28,898 N
Diferença $F_1 - F_2$ necessária	24,088 N

Podemos então calcular a força que a polia intermediária deve exercer na correia a fim de manter a tração inicial  $F_i$  a partir da relação geométrica 3.2.

$$F_{int} = F_i \cdot \sin \frac{37,0^\circ}{2} = 31,222 \cdot \sin 18,5^\circ = 9,907N \quad (3.2)$$

### 3.3 Tensionador

Um mecanismo tensionador baseado em um braço articulado, com uma das extremidades contendo a polia intermediária exercendo força na correia e a outra uma mola de tração exercendo força no braço, foi elaborado e suas dimensões estão na figura 3.2 a seguir.



**Figura 3.2** – Representação do braço articulado, as forças atuantes no sistema e os braços de alavanca.

**Fonte:** Elaborado pelo autor.

Para o braço em equilíbrio estático a relação entre  $F_{mola}$  e  $F_{int}$  é dada pela equação 3.3.

$$F_{mola} = \frac{F_{int} \cdot d_{int}}{d_{mola}} = \frac{9,907 \cdot 0,03807}{0,02800} = 13,469N \quad (3.3)$$

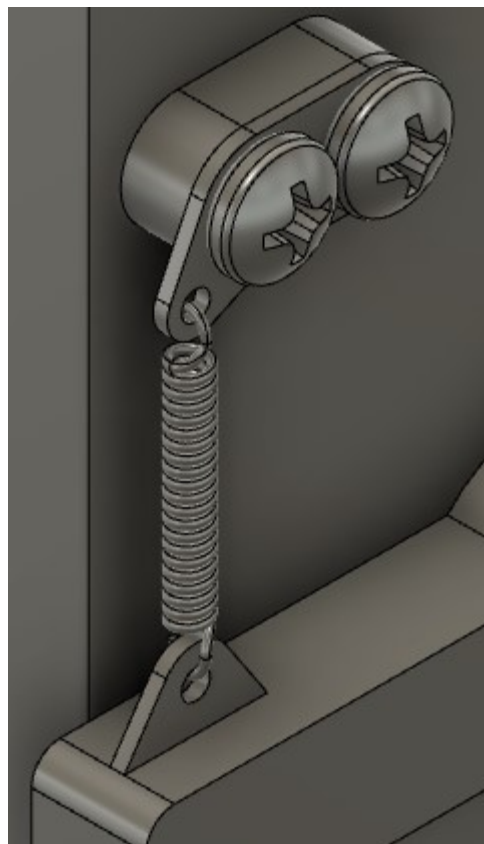
Desta forma foi selecionada uma mola de tração do catálogo da McMASTER-CARR, de código 7678N12. As características desta mola se encontram na tabela 3.3 a seguir.

A partir da Lei de Hooke  $F = kx$ , com  $F = F_{mola}$ , é possível estimar então que o ponto de apoio superior da mola deve estar a pelo menos 21,09 mm de distância do ponto inferior para que a mola exerça força suficiente para manter a tração inicial adequada.

**Tabela 3.3** – Características da mola selecionada.**Fonte:** McMaster-Carr (2022)

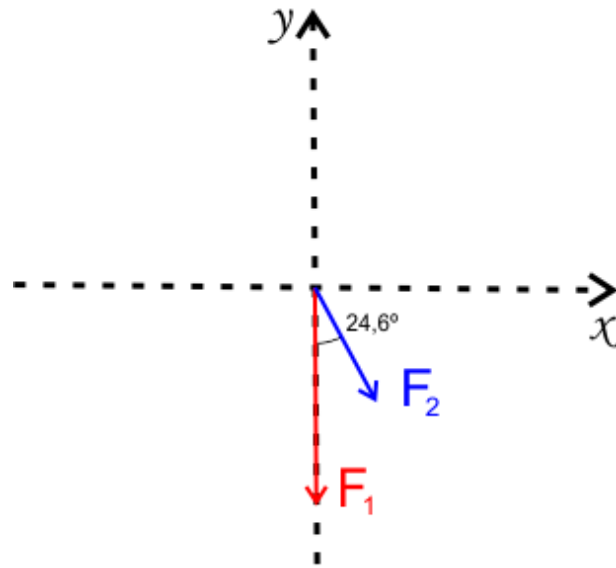
Parâmetros	Valores
Constante elástica ( $k$ )	$0,74 \frac{lbs}{mm}$ $3,2917 \frac{N}{mm}$
Comprimento original (sem carga)	$17 mm$
Espessura do fio	$0,55 mm$
Comprimento estendido (carga máxima)	$22 mm$

Pontos mais distantes podem ser adicionados ao projeto para que seja possível lidar com os desgastes tanto da mola quanto da cinta de lixa. Na figura 3.3 está representado o sistema de suporte da mola de tração.

**Figura 3.3** – Sistema de suporte da mola de tração.**Fonte:** Elaborado pelo autor.

### 3.4 Mancais de rolamento

Para seleção dos mancais de rolamento, tanto para a polia movida quanto para a intermediária, é necessário entender qual a situação mais crítica que estes elementos podem enfrentar, sendo assim, consideramos toda a força resultante do sistema aplicada sobre estes. Para a polia movida, o diagrama de forças resultante devido ao funcionamento do sistema está abaixo na figura 3.4.



**Figura 3.4** – Diagrama de forças atuantes devido ao funcionamento do sistema

**Fonte:** Elaborado pelo autor.

A força peso da polia também deve ser levada em consideração, tratando esta como um cilindro de  $74\text{ mm}$  de diâmetro com  $22\text{ mm}$  de altura e sendo feita de alumínio com densidade de  $2,7 \frac{\text{g}}{\text{cm}^3}$ , obtemos o valor de  $2,5\text{ N}$  que deve ser adicionada na direção do eixo  $y$  com o mesmo sentido de  $F_1$ . Com isso obtemos a força resultante aplicada perpendicularmente ao eixo da polia movida, equivalente a  $82,668\text{ N}$ .

Para os mancais projetados, com base na tabela 11-4 [Budynas e Nisbett \(2016\)](#), chega-se a valores estimados de especificação de vida útil em horas operacionais na casa das 20000 horas, sendo a lixadeira de cinta aqui apresentada uma máquina para serviço de 8 horas que não é utilizado de maneira plena. Utilizando a equação 3.4 para o multiplicador de vida nominal  $x_D$ , tem-se:

$$x_D = \frac{L_D}{L_R} = \frac{L_D n_D 60}{L_R} = \frac{20000 \cdot 4500 \cdot 60}{10^6} = 5400 \quad (3.4)$$

Retornando na equação 2.29, calculamos  $C_{10}$ , com confiabilidade de 95 %, para a carga  $F_D$  igual a força resultante no eixo da polia movida. Utilizamos  $a = 3$ , para mancais de esferas, e os parâmetros Weibull dados na tabela 11-6 [Budynas e Nisbett \(2016\)](#),  $x_0 = 0,02$ ,  $\theta = 4,459$  e  $b = 1,483$ .

$$C_{10} = 1,2 \cdot 82,668 \left[ \frac{5400}{0,02 + (4,457) (\ln 1/0,95)^{1/1,483}} \right]^{1/3} = 2039,418\text{ N} \quad (3.5)$$

Com o valor da capacidade de carga  $C_{10}$  calculado, é possível selecionar no catálogo da fabricante SKF, citecatálogo, alguns modelos de mancais que suportem a aplicação e tenham medidas compatíveis com o projeto. Os candidatos estão listados abaixo na tabela 3.4.

**Tabela 3.4** – Modelos de mancais selecionados

Fonte: (Grupo SKF, 2015)

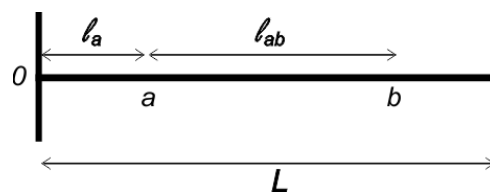
Modelo	Diâmetro interno (d) [mm]	Diâmetro externo (D) [mm]	Espessura (b) [mm]	$C_{10}$ [kN]
635	5	19	6	2,34
626	6	19	6	2,34
607	7	19	6	2,34

Uma vez que estes mancais suportam as cargas relacionadas a polia movida, podem também ser utilizados na polia intermediária, uma vez que as forças resultantes são menores nesta. Segue-se então para o projeto dos eixos de forma que seja possível calcular o diâmetro destes e, em seguida, selecionar o mancal ideal.

### 3.5 Eixos

Como dito anteriormente os eixos deste projeto podem ser analisados como vigas estáticas uma vez que não são elementos girantes que transmitem torque. Portanto, são inicialmente selecionados três medidas de parafusos, M5, M6 e M7, feitos de aço, com módulo de elasticidade entre 190 e 207  $GPa$ , (Tabela A-5 Budynas e Nisbett (2016)), para cumprir esta função, uma vez que facilitam a montagem dos demais componentes e reduzem custo.

Começamos pela análise da deflexão e inclinação de viga e em seguida comparamos os valores de inclinação ao limites estabelecidos na tabela 2.3. Foi considerada uma viga redonda com diâmetro definido pela especificação, o tamanho do eixo e os pontos de aplicação da força, mostrados na figura 3.5 abaixo são definidos pelo projeto.

**Figura 3.5** – Diagrama do eixo.

Fonte: Elaborado pelo autor.

Onde:

- $l_a$ : Distância até a polia: 5,5  $mm$ ;
- $l_{ab}$ : Tamanho da polia: 22  $mm$ ;
- $L$ : Tamanho do eixo: 42  $mm$ ;

As equações da seção 2.12 foram utilizadas de modo a determinar os valores que aparecem na tabela 3.5.

**Tabela 3.5** – Inclinações dos eixos em cada condição.

**Fonte:** Elaborado pelo autor.

Especificação	Condição	Inclinação ( $\theta$ ) [rad]
M5	1	-0,0358
	2	-0,1790
	3	-0,0026
M6	1	-0,0173
	2	-0,0863
	3	-0,0012
M7	1	-0,0093
	2	-0,0466
	3	-0,0006

Portanto, verificamos que a condição 2 é a mais crítica e o parafuso M7 é o único que está dentro da faixa aceitável de inclinação para utilização de mancal de esferas. Entretanto ainda é necessário analisar se este elemento atende as restrições relacionadas as tensões envolvidas e de fadiga ou se será necessário selecionar um diâmetro de eixo maior.

Para isso, verificamos se as tensões máximas do segundo caso superam a tensão limite da fase elástica do parafuso M7 classe 8.8 que é definida pela norma ASTM F568M como sendo  $S_{ut} = 580 MPa$ . As fórmulas para as tensões máximas de flexão e cisalhamento de vigas redondas em balanço, com a carga toda aplicada no ponto b, estão resolvidas abaixo.

$$\sigma_x = -\frac{My}{I} = -67,5 MPa \quad (3.6)$$

$$\tau_{\max} = \frac{4V}{3A} = 2,86 MPa \quad (3.7)$$

Estando as tensões dentro dos limites partimos para análise de falha por fadiga, começamos estimando o *limite de endurance*  $S'_e$  a partir da tensão de escoamento do aço e da aproximação vista na equação 2.47, temos que:

$$S'_e = 290 MPa \quad (3.8)$$

Precisamos então analisar os *fatores de Marin* de forma a encontrar o *imite de endurance no local crítico* ( $S_e$ ) para o caso específico visto neste trabalho, começando pelo fator de superfície  $k_a$ , temos que o parafuso M7 classe 8.8 é usinado a frio portanto, segundo Budynas e Nisbett (2016), portanto:

$$k_a = aS_{ut}^b = 4,51 * 580^{-0,265} = 0,835 \quad (3.9)$$

Para o fato de tamanho  $k_b$ , temos:

$$k_b = 0,879 * (0,37 * d)^{-0,107} = 0,794 \quad (3.10)$$

Para o fator de carregamento  $k_c$ , como a viga está sujeita principalmente a flexão, tem-se:

$$k_c = 1 \quad (3.11)$$

Já o fator de temperatura  $k_d$  para aços começa em 1 para a temperatura de 20°C e sobe ligeiramente até por volta de 200°C, como o eixo projetado aqui se destina a trabalhos em temperatura ambiente e sem muito aquecimento, definimos:

$$k_d = 1 \quad (3.12)$$

Temos ainda o fator  $k_e$ , definido pela confiabilidade desejada e disponível na tabela 6-5 de [Budynas e Nisbett \(2016\)](#), para o eixo analisado aqui a confiabilidade de 95% é escolhida e, portanto:

$$k_e = 0,868 \quad (3.13)$$

O último *fator de Marin*,  $k_f$ , conhecido como fator de efeitos diversos, não é definido e está descrito para que o projetista analise se pode ocorrer redução da resistência em função de algum outro efeito como a concentração de tensão, corrosão ou o chapeamento eletrolítico. Consideramos aqui que não há efeitos diversos envolvidos, portanto:

$$k_f = 1 \quad (3.14)$$

Com isso, podemos calcular o *limite de endurance*  $S_e$  para a condição de uso:

$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_e k_f S'_e = 166,89 \text{ MPa} \quad (3.15)$$

Considerando a tensão  $\sigma_x$  como totalmente reversa, o pior caso para um eixo, podemos estimar o número de ciclos até a falha através da equação, dada por [Budynas e Nisbett \(2016\)](#), abaixo.

$$N = \left( \frac{\sigma_{rev}}{a} \right)^{1/b} \quad (3.16)$$



Onde:

- $a = \frac{(fS_{ut})^2}{S_e}$
- $b = -\frac{1}{3} \log\left(\frac{fS_{ut}}{S_e}\right)$

A constante  $f$  pode ser encontrada na figura 6-18 [Budynas e Nisbett \(2016\)](#) e aqui será considerada como  $f = 0,87$ . Portanto o número de ciclos até a falha é de cerca de  $4,6 * 10^3$ , considerado vida finita de alto ciclo.

Com o parafuso M7 classe 8.8 atendendo a todas restrições geométricas e de resistência, é possível selecionar o mancal modelo 607 da tabela 3.4, uma vez que o diâmetro interno deste mede  $7 \text{ mm}$ .

## 3.6 Motor

Para o funcionamento do sistema da lixadeira de cinta foi selecionado um motor de corrente contínua sem escova que atenda aos requisitos de potência e torque das tabelas 3.1 e 3.2. O modelo MACHIFIT 895 foi selecionado na sua versão de baixa velocidade, as principais características deste motor estão na tabela 3.6 abaixo.

**Tabela 3.6** – Principais características do motor elétrico selecionado.

<b>Fonte: MACHIFIT.</b>		
Principais características do motor MACHIFIT 895 (baixa velocidade)		
Potência	200 W	200 W
Tensão nominal	12 V	24 V
Torque nominal	0,510 Nm	0,980 Nm
Rotação nominal	3000 RPM	6000 RPM
Corrente nominal	1 A	0,5 A

As medidas gerais do motor, da sua carcaça e dos seus pontos de fixação são disponibilizadas pela fabricante e estão mostradas na figura 3.6.

Para o correto funcionamento deste motor é necessário utilizar um controlador para modular a tensão e tornar possível um controle de velocidade de rotação. Diversos modelos estão disponíveis no mercado e cumprem sua função.

## 3.7 Polias

Como pôde ser visto na Figura 3.1, o equipamento conta com três polias, uma intermediária com  $30 \text{ mm}$  de diâmetro, responsável por aplicar a tensão inicial necessária para o correto funcionamento do sistema e que tem giro livre apoiada nos mancais de rolamento, uma movida, com  $74 \text{ mm}$ , posicionada na parte superior que também pode



**Figura 3.6** – Principais medidas do motor MACHIFIT 895

Fonte: MACHIFIT

girar livremente apoiada em mancais e uma polia motora, com  $74\text{mm}$ , mas que é acoplada ao eixo do motor, através de um ajuste por interferência e é responsável por transmitir a potência do eixo do motor para o sistema.

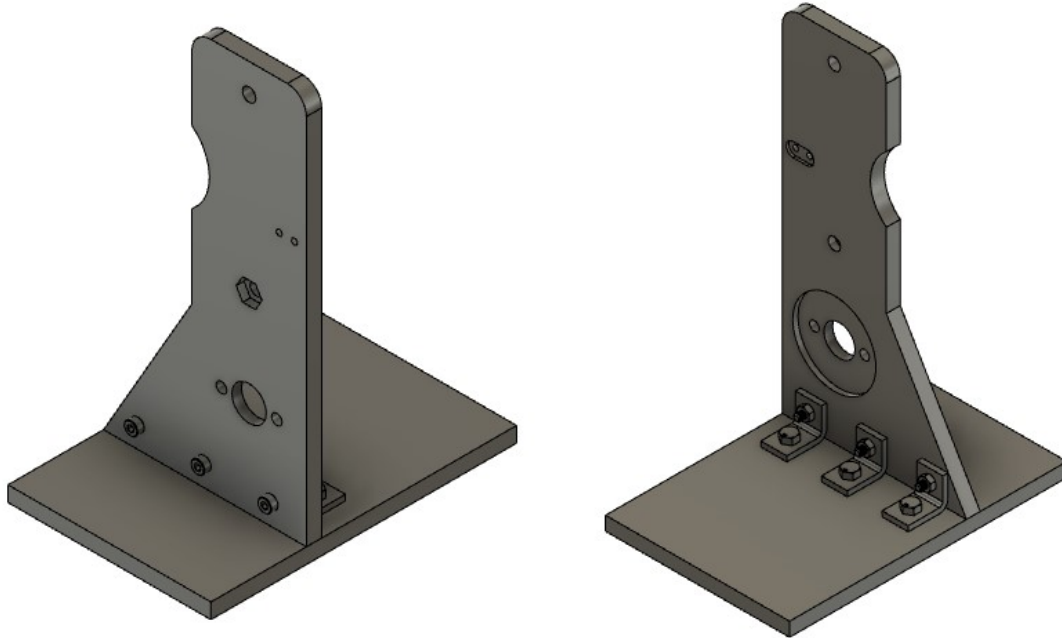
As polias movida e intermediária devem ter o furo central compatível com o diâmetro externo do mancal selecionado, devem apresentar também a coroa responsável pelo alinhamento da cinta de lixa e rugosidade superficial suficiente para garantir o atrito necessário para o correto funcionamento do sistema. Os desenhos técnicos das três polias estão disponíveis no Apêndice.

### 3.8 Estrutura

Com a geometria geral do equipamento definida e com as medidas dos elementos que serão utilizados disponíveis o projeto da estrutura pode ter início. Para manter o projeto com baixo custo a estrutura foi pensada inicialmente para ser usinada a partir de uma chapa grossa de alumínio ou aço, assim como o suporte da polia intermediária, que terá função de tensionador da cinta de lixa.

Além dos elementos já desenvolvidos ao longo deste trabalho, a estrutura também deve ser capaz de suportar itens adicionais que ajudem no trabalho do operador e melhorem a segurança no trabalho, como uma esteira para a cinta na parte frontal, uma mesa de trabalho regulável para apoiar as peças e algumas capas de proteção. A estrutura

desenvolvida apresenta então, uma parte vertical e uma parte horizontal, feitas a partir de chapas de 8 mm de alumínio e unidas por cantoneiras de aço em formato de "L". A montagem da estrutura está mostrada na Figura 3.7 abaixo.



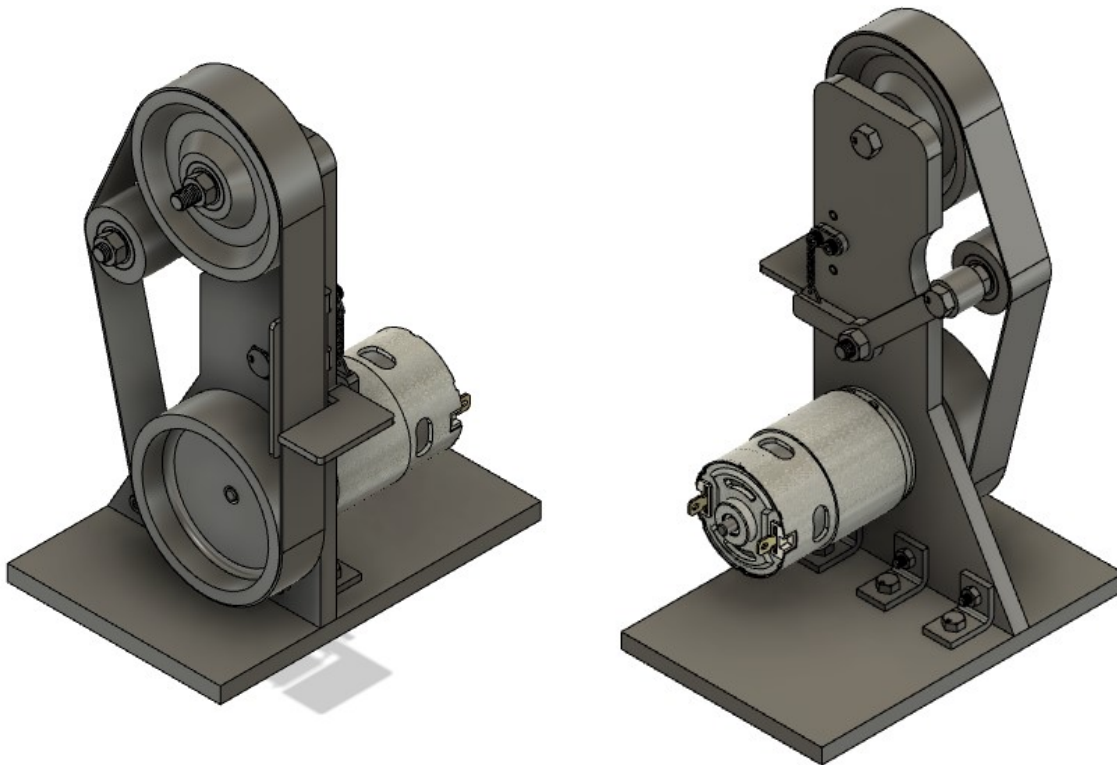
**Figura 3.7** – Estrutura da lixadeira de cinta.  
**Fonte:** Elaborado pelo autor.

Como forma de avaliar os espaços entre os elementos e facilitar a visualização da cinemática do equipamento e dos esforços envolvidos foi feita a montagem de todo o conjunto no *Software Fusion 360*, que pode ser vista na Figura 3.8.

### 3.9 Análise por elementos finitos

Para avaliar a resistência da estrutura o ambiente de simulação do software *Fusion 360* foi utilizado e uma malha da parte vertical foi gerada de forma automática com elementos tridimensionais tetraédricos de 10 nós, o tamanho base de cada elemento foi definido como 1 mm para que mesmo nas faces mais finas da peça haja pelo menos três elementos. O material utilizado foi a liga de alumínio de média resistência disponibilizada pelo próprio *software*, na tabela 3.7 é possível ver as propriedades do material.

Para a análise estática foram aplicadas restrições nos três furos na parte inferior que prendem a parte vertical na base da estrutura e forças nos furos que sustentam o motor elétrico, a polia movida e o braço articulado, de forma a simular as reações ao funcionamento do sistema. Para a análise estática as tensões máximas são mostrados na Figura 3.9, a partir destes foi possível realizar que o fator de segurança para toda a estrutura tem valores acima de 15 o que garante que o elemento está superdimensionado para a situação apresentada.



**Figura 3.8** – Montagem da lixadeira de cinta.

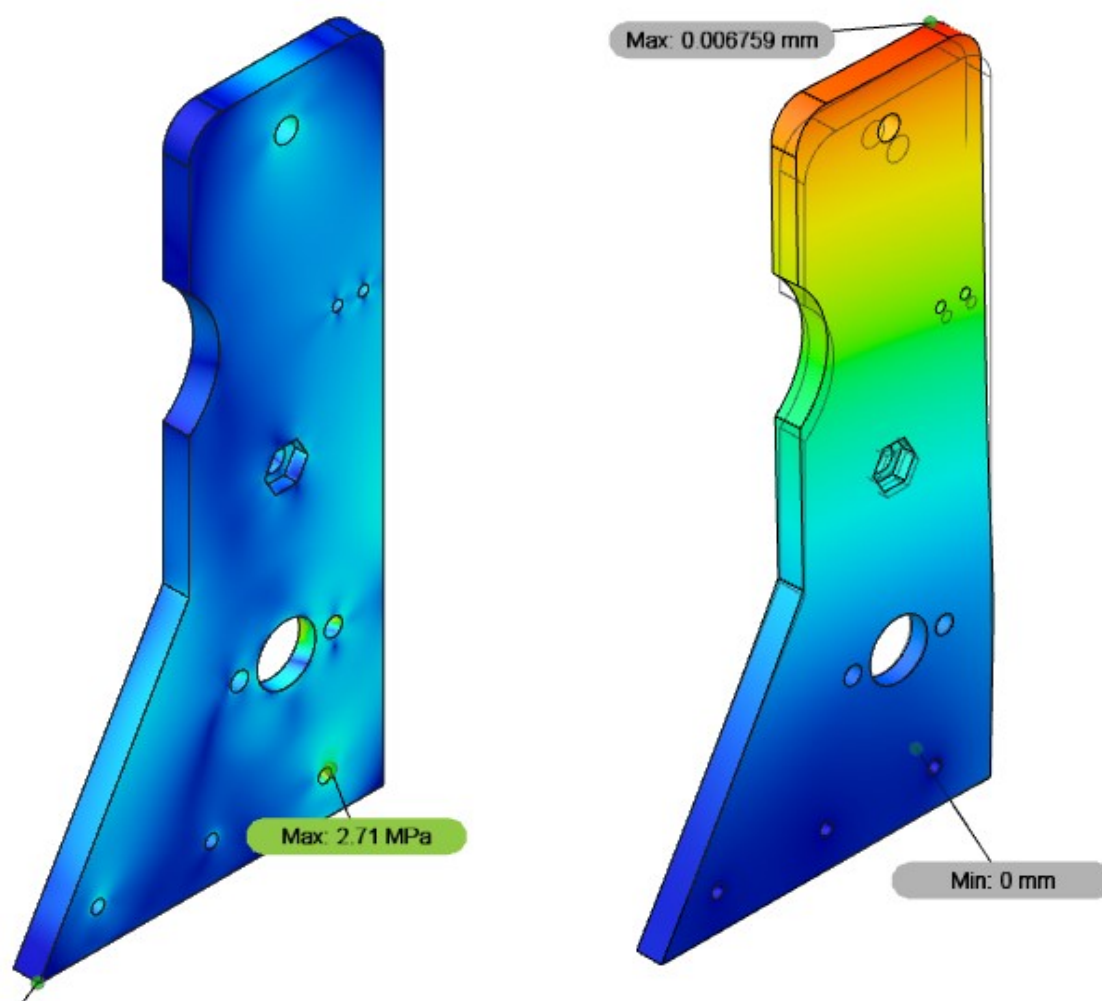
**Fonte:** Elaborado pelo autor.

**Tabela 3.7** – Propriedades da liga de alumínio de média resistência.

**Fonte:** Budynas e Nisbett (2016)

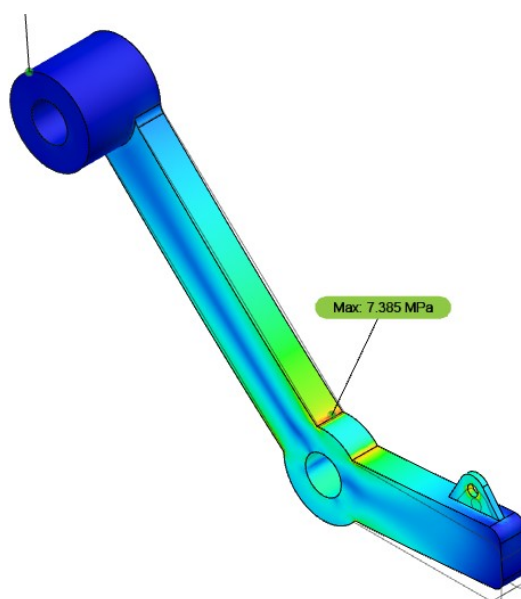
Módulo de elasticidade	68,950 GPa
Módulo de rigidez	25,921 GPa
Coefficiente de Poisson	0,33
Tensão de escoamento	144,790 MPa
Resistência a tração	151,685 MPa

O mesmo processo foi realizado para o braço articulado que suporta a polia intermediária de forma a avaliar a resistência deste elemento e o resultado pode ser visto na figura 3.10.



**Figura 3.9** – Resultado de tensões e deslocamentos da simulação estática realizada no software *Fusion 360*

**Fonte:** Elaborado pelo autor.



**Figura 3.10** – Resultado para a análise estática do braço articulado

**Fonte:** Elaborado pelo Autor



## 4 Considerações Finais

Este trabalho partiu de uma necessidade apresentada pelo Laboratório de Processos de Fabricação e tinha como objetivo desenvolver uma lixadeira de cinta de pequeno porte para trabalhos com cutelaria e usinagem no geral. A revisão bibliográfica parte do entendimento dos processos de usinagem e, mais especificamente, do lixamento, mostrando os elementos que compõe uma lixa e como cada um influencia no processo, além de apresentar soluções já conhecidas para alguns tipos de materiais. Em seguida é estudado o sistema de transmissão por correia plana, utilizado por lixadeiras de cinta, e todos os demais elementos que compõe a máquina-ferramenta, como a própria cinta de lixa, as polias, o motor, a estrutura.

Com isso é possível elaborar uma análise do funcionamento esperado e definir alguns parâmetros previamente, como o tamanho da lixa, a velocidade de usinagem e o tamanho das polias. A partir destas, são feitos vários cálculos de forma cíclica com o objetivo de definir as características dos elementos que irão compor a lixadeira de cinta. Foram utilizados alguns elementos comerciais do catálogo da fabricante *McMASTER-CARR*, como os parafusos e a mola do tensor, e outros foram desenvolvidos especificamente para este trabalho. O motor elétrico foi selecionado a partir das opções disponíveis para o consumidor final encontradas em sítios na internet que, no geral, carecem de informações mais precisas acerca do funcionamento destes.

Foi feita ainda uma análise de esforços estáticos, a partir do método dos elementos finitos, nos elementos estruturais projetados, de forma a verificar se estes estariam aptos a aplicação desejada.

### 4.1 Proposta de trabalhos futuros

Do ponto de vista da revisão bibliográfica, uma importante adição ao trabalho seria o melhor estudo do consumo de energia pelo processo de lixamento e do deslizamento na interface entre a cinta e a polia de forma a ser possível calcular com mais exatidão as perdas no funcionamento da máquina-ferramenta e, assim, obter melhores resultados nas peças trabalhadas.

Já do ponto de vista do projeto é possível trabalhar no sentido de realizar a implementação da lixadeira de cinta, a partir da fabricação das peças descritas e da montagem do sistema. Desta forma seria possível analisar o funcionamento em condição de trabalho e propor mudanças.





# Referências

- ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. *NBR 16195*: Requisitos de segurança para produtos abrasivos revestidos. Rio de Janeiro, 2013. 21 p. Citado na página 32.
- BOMBASSARO, L. *Preparação de Superfícies para Acabamento*. 2007. Acessado em: 16-07-2020. Disponível em: <<http://sbri.ibict.br/dossie-tecnico/downloadsDT/MTU1>>. Citado 4 vezes nas páginas 28, 30, 31 e 32.
- BOWEN, D.; KNABLE, M. Crowned pulleys. *NIBA Belt Line Newsletter*, 2003. Citado na página 40.
- BRITO, J. T. M. V. V. d. *Sistemas de Centragem de Correias Planas em Atividades de Transporte*. Dissertação (Mestrado) — FCT/UNL, Lisboa, Portugal, 2014. Citado 2 vezes nas páginas 33 e 34.
- BUDYNAS, R. G.; NISBETT, J. K. *Elementos de Máquinas de Shigley*. Porto Alegre: AMGH, 2016. Citado 22 vezes nas páginas 33, 34, 35, 36, 38, 39, 44, 45, 46, 47, 48, 49, 51, 52, 53, 54, 59, 60, 61, 62, 63 e 66.
- Dissemination of IT for the Promotion of Materials Science (DoITPoMS). *Nodes, elements, degrees of freedom and boundary conditions*. 2021. Acessado em: 30-12-2021. Disponível em: <<https://www.doitpoms.ac.uk/tlplib/fem/node.php>>. Citado na página 54.
- DRURY, B. et al. *Control Techniques Drives and Controls Handbook*. Institution of Engineering and Technology, 2001. (IEE Power Series). ISBN 9780852967935. Disponível em: <<https://books.google.com.br/books?id=vDQHzeEmSfUC>>. Citado na página 42.
- GAETA, A. C. Coated abrasives. In: \_\_\_\_\_. *Handbook of Adhesives*. Boston, MA: Springer US, 1990. p. 671–677. Disponível em: <[https://doi.org/10.1007/978-1-4613-0671-9\\_40](https://doi.org/10.1007/978-1-4613-0671-9_40)>. Citado 5 vezes nas páginas 23, 29, 30, 31 e 32.
- GOMES, M. E. *Sistema Embarcado para Controle de Motores Brushless DC sensorless e sensorless para Veículos Portáteis de Transporte Individual*. 2018. Monografia (Bacharel em Engenharia da Computação), UnB, Brasília, Brasil. Citado 3 vezes nas páginas 42, 43 e 44.
- Grupo SKF. *Rolamentos de esferas*. 2015. Acessado em: 20-12-2021. Disponível em: <[https://www.skf.com/binaries/pub45/Images/0901d19680416a2b-10000\\_2-PT-BR---Rolling-bearings\\_tcm\\_45-121486.pdf](https://www.skf.com/binaries/pub45/Images/0901d19680416a2b-10000_2-PT-BR---Rolling-bearings_tcm_45-121486.pdf)>. Citado na página 60.
- GurgelMix Máquinas e Ferramentas S.A. . *Loja do Mecânico*. 2020. Acessado em: 21-08-2020. Disponível em: <<https://www.lojadomecanico.com.br/>>. Citado na página 32.
- Habasit AG. *Power Transmission Belts Engineering Guide*. 2011. Acessado em: 03-03-2021. Disponível em: <<http://www.habasit.com/>>. Citado 3 vezes nas páginas 33, 41 e 42.

- KHADTARE, R. et al. Design of mini abrasive vertical belt grinding machine. *Aegaeum Journal*, 2020. Citado na página 23.
- MACHADO, A. R. et al. *Teoria da Usinagem dos Materiais*. São Paulo: Blucher, 2015. Citado 4 vezes nas páginas 25, 26, 28 e 31.
- MARINESCU, I. D. et al. 13 - loose abrasive processes. In: MARINESCU, I. D. et al. (Ed.). *Tribology of Abrasive Machining Processes (Second Edition)*. Second edition. Oxford: William Andrew Publishing, 2013. p. 399 – 421. Disponível em: <<http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/B9781437734676000136>>. Citado 3 vezes nas páginas 26, 27 e 28.
- MARINESCU, I. D. et al. 9 - abrasives and abrasive tools. In: MARINESCU, I. D. et al. (Ed.). *Tribology of Abrasive Machining Processes (Second Edition)*. Second edition. Oxford: William Andrew Publishing, 2013. p. 243 – 311. Disponível em: <<http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/B9781437734676000094>>. Citado na página 31.
- McMaster-Carr. *McMaster-Carr catalog*. 2022. Acessado em: 20-02-2022. Disponível em: <<https://www.mcmaster.com/>>. Citado na página 58.
- ROCHA, R. M. R. d. *Desenvolvimento de um Sistema de Transporte com Correias Para a Indústria de Pavimentação com Cortiça*. Dissertação (Mestrado) — ISEP, Porto, Portugal, 2020. Citado na página 40.
- Sia Abrasives Industries AG. *Coated Abrasives - Coating method*. 2020. Acessado em: 16-07-2020. Disponível em: <<https://www.siaabrasives.com/ca/en/abrasives-applications/types-of-abrasives/coated-abrasives/manufacturing/coating-method/>>. Citado na página 29.
- SOUZA, A. J. *Processos de Fabricação por Usinagem - Parte 1*. Rio Grande do Sul, 2011. Citado 3 vezes nas páginas 25, 28 e 29.
- STOETERAU, R. L. *Projeto de Máquinas-Ferramentas*. Florianópolis: CTDEM - UFSC, 2004. Citado 2 vezes nas páginas 41 e 53.

# Apêndices



## APÊNDICE A – Código *MATLAB*

```

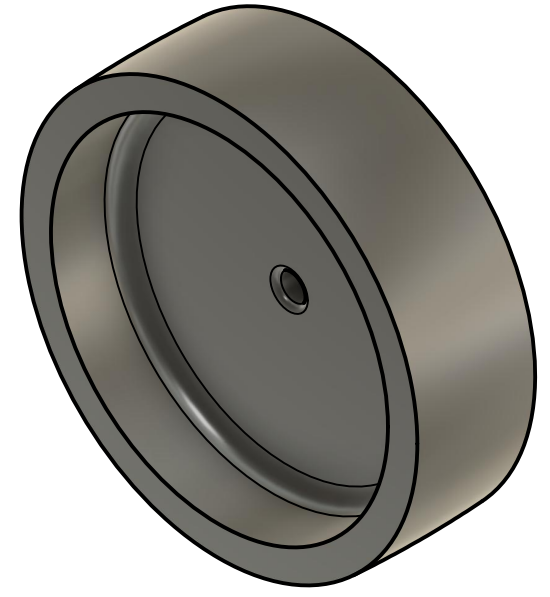
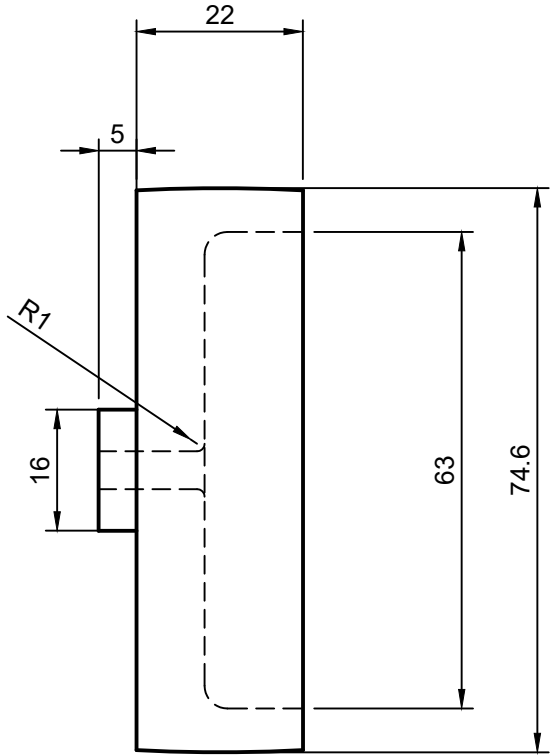
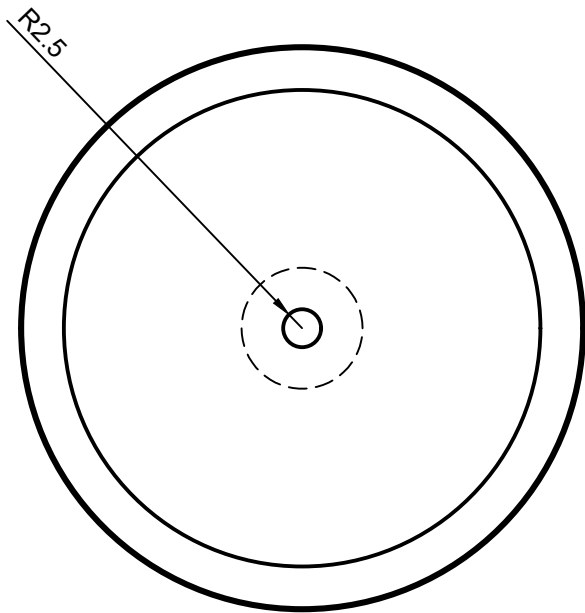
1 % Calculando variáveis %
2
3 d = 74.0;           % Diâmetro polia movida (mm)
4 D = 74.0;           % Diâmetro polia motora (mm)
5 d_int = 30.0;       % Diâmetro polia intermediária
6 theta_d = 2.712;    % Ângulo de contato polia movida
7 theta_D = 2.906;    % Ângulo de contato polia motora
8 L = 520.0;          % Comprimento da correia (mm)
9 larg = 20.0;        % Largura da correia (mm)
10 esp = 1.2;          % Espessura da correia (mm)
11 peso_esp = 3267;    % Peso específico da correia (N/mş)
12 RPM = 4500;         % Rotação máxima do motor
13 H = 200;           % Potência do motor (W)
14 fi = 0.3;          % Coef de atrito
15 n_d = 1.5;          % Fator de projeto
16 k_s = 1.4;          % Fator de serviço
17 g = 9.81;          % Gravidade aproximada (m/sş)
18
19 % Massa de um pé de correia
20 omega = peso_esp*(larg/1000)*(esp/1000);
21
22 % Velocidade linear da correia
23 v = (d/1000)*((2*pi)/60)*RPM;
24
25 % Tração centrífuga F_c
26 F_c = (omega*(v^2))/g;
27
28 % Torque aplicado pelo motor
29 Torq = (H*k_s*n_d)/(2*pi*(RPM/60));
30
31 % Tração inicial F_i
32 F_i = (Torq/(d/1000))*((exp(fi*theta_d)+1)/(exp(fi*theta_d)-1));
33
34 % Força lado tenso
35 F1 = F_c+(F_i*((2*exp(fi*theta_d))/(exp(fi*theta_d)+1)));
36
37 % Força lado bambo
38 F2 = F_c+(F_i*(2/(exp(fi*theta_d)+1)));
39
40 % Diferença F1F2 necessária para transmitir o torque
41 F1F2 = (2*Torq)/(d/1000);

```

**Listing A.1** – Código fonte em M

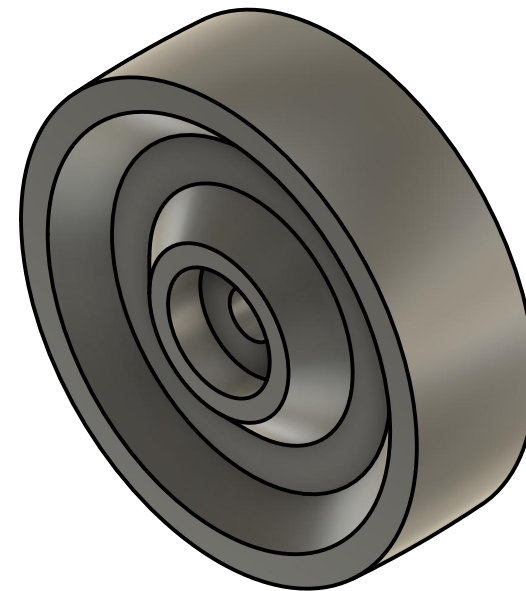
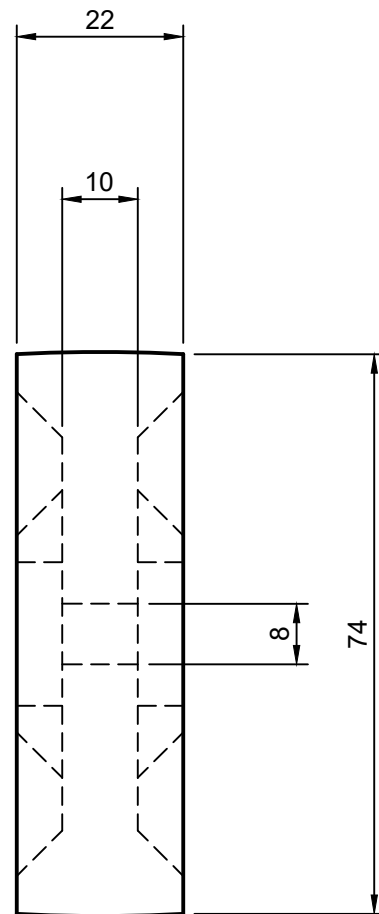
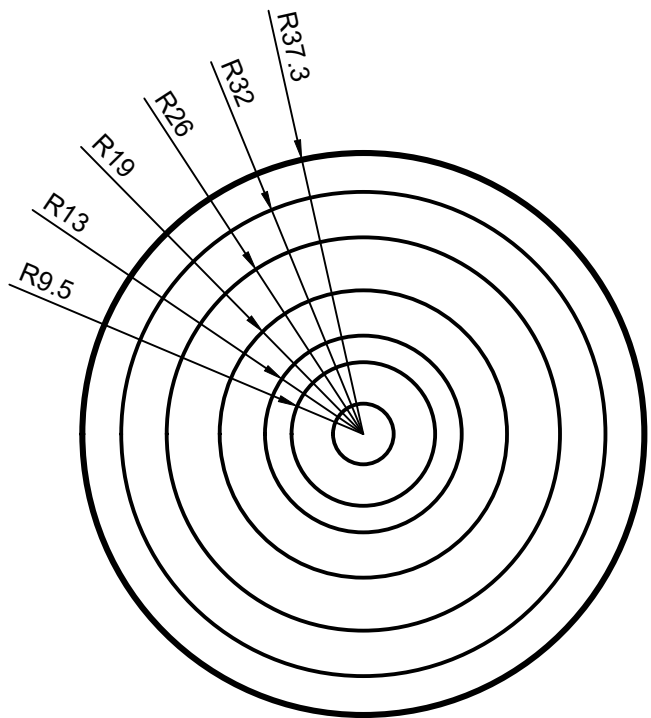


## APÊNDICE B – Desenhos Técnicos

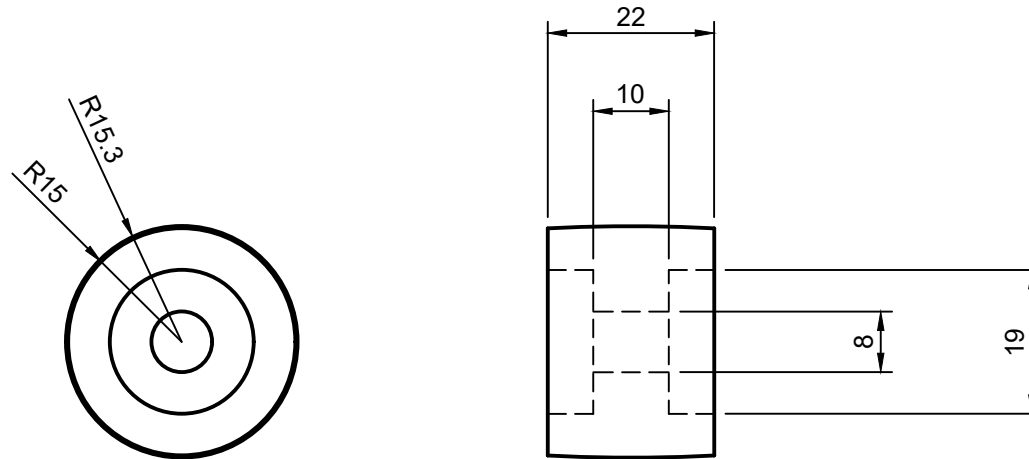
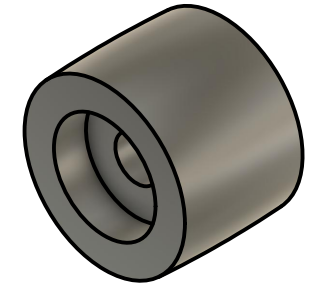


Dept.	Scale <b>1:1</b>	Created by <b>Vinícius Mateus de Sousa 06/04/2022</b>	Approved by	
		Document type	Document status	
		Title <b>Mini Lixadeira de Bancada</b>	DWG No. <b>Polia Motora</b>	
		Unit	Date of issue	Sheet <b>1/9</b>

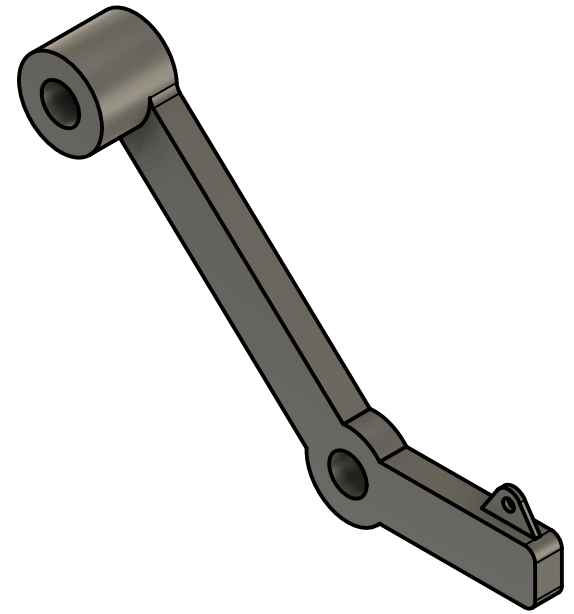
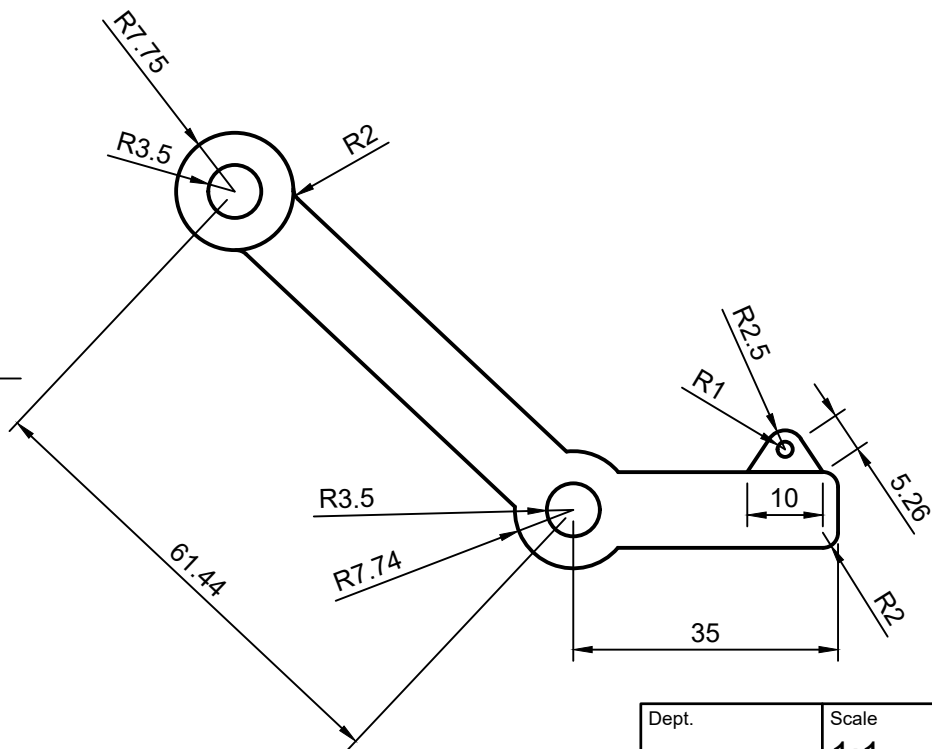




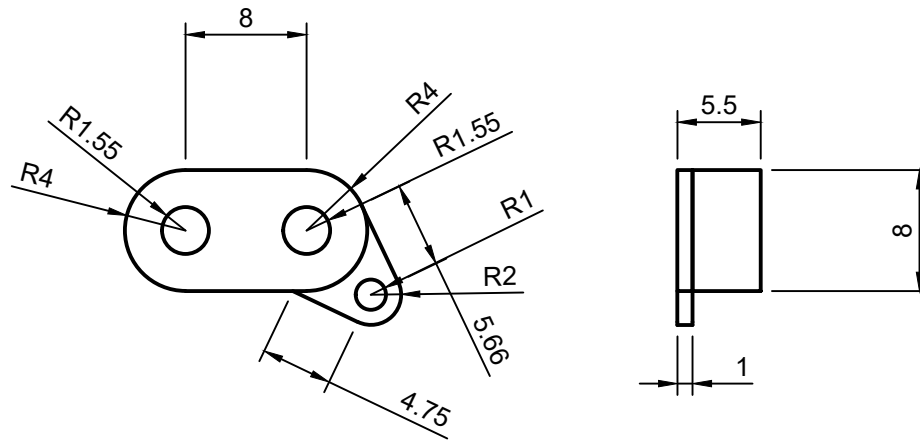
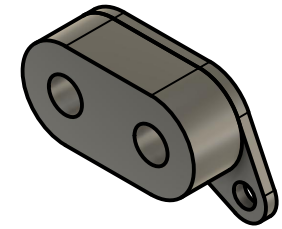
Dept.	Scale <b>1:1</b>	Created by <b>Vinícius Mateus de Sousa 06/04/2022</b>	Approved by	
		Document type	Document status	
		Title <b>Mini Lixadeira de Bancada</b>	DWG No. <b>Polia Movida</b>	
		Unit	Date of issue	Sheet <b>2/9</b>



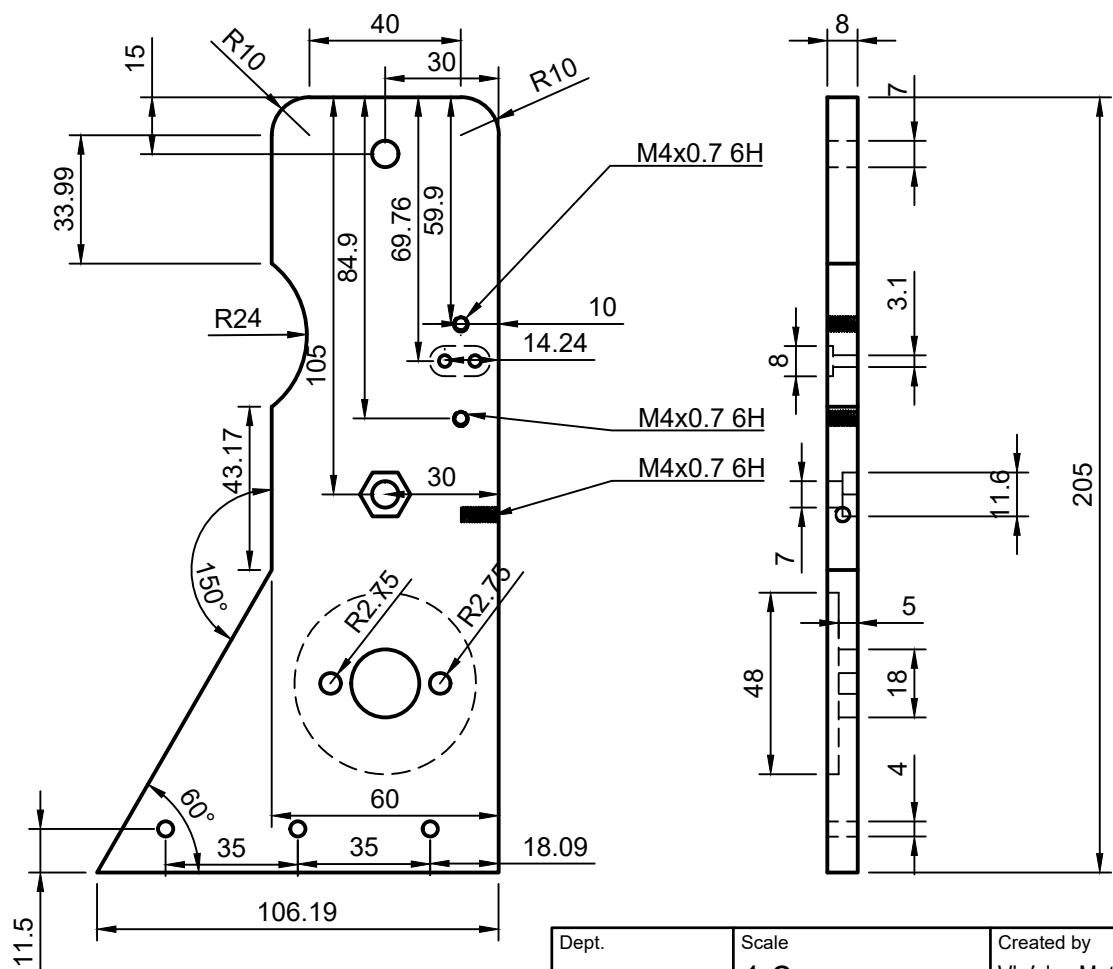
Dept.	Scale 1:1	Created by Vinícius Mateus de Sousa 06/04/2022	Approved by	
		Document type	Document status	
		Title Mini Lixadeira de Bancada	DWG No. Polia Tensor	
		Unit	Date of issue	Sheet 3/9



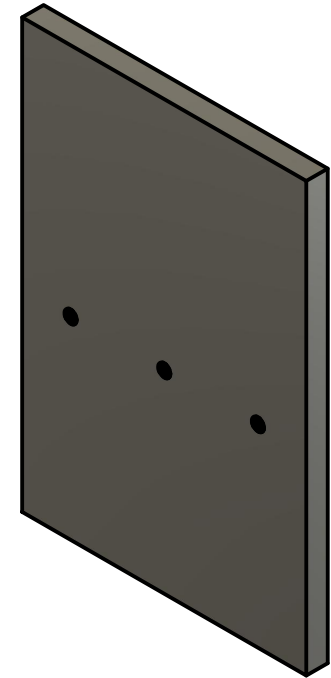
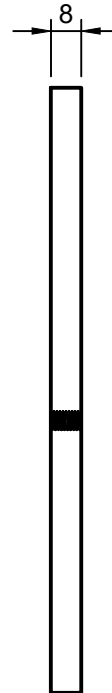
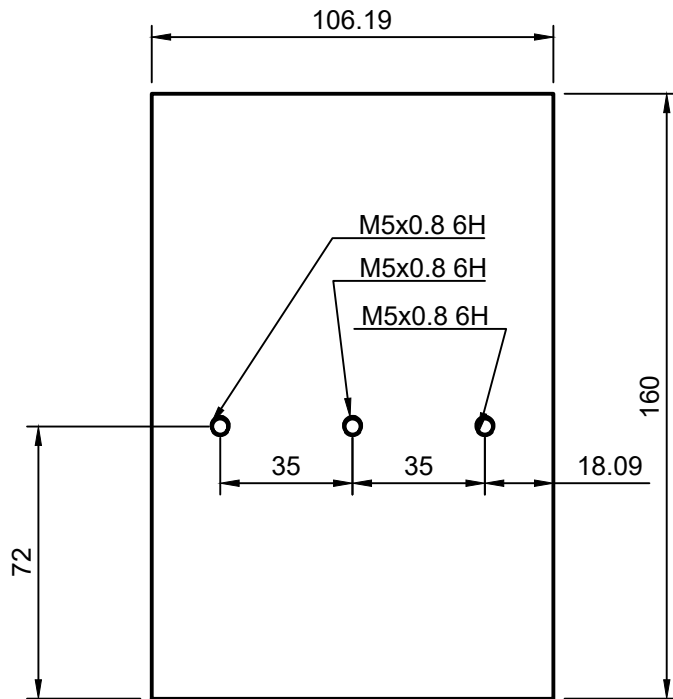
Dept.	Scale <b>1:1</b>	Created by <b>Vinícius Mateus de Sousa 06/04/2022</b>	Approved by	
		Document type	Document status	
		Title <b>Mini Lixadeira de Bancada</b>	DWG No. <b>Braço Tensor</b>	
		Unit	Date of issue	Sheet <b>4/9</b>



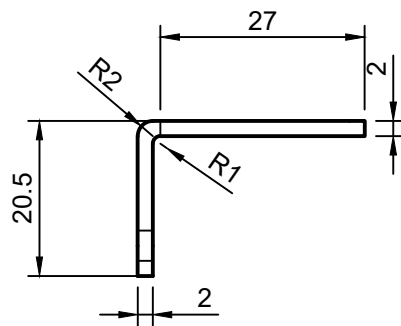
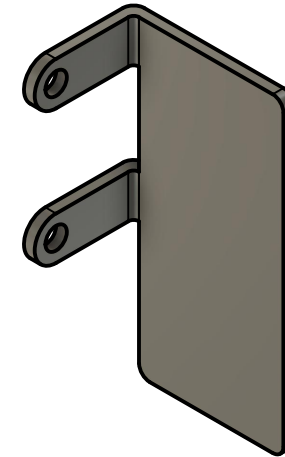
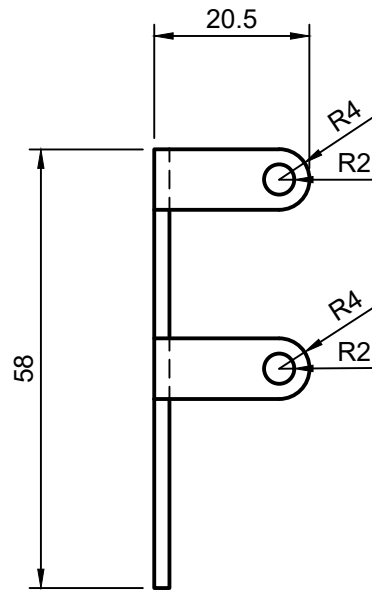
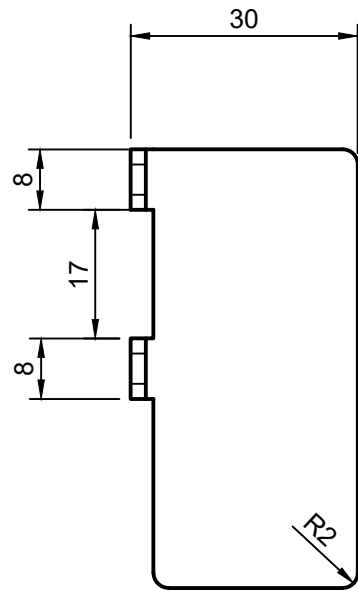
Dept.	Scale 2:1	Created by Vinícius Mateus de Sousa 06/04/2022	Approved by	
		Document type	Document status	
		Title Mini Lixadeira de Cinta	DWG No. <b>Suporte Mola</b>	
		Unit	Date of issue	Sheet 5/9



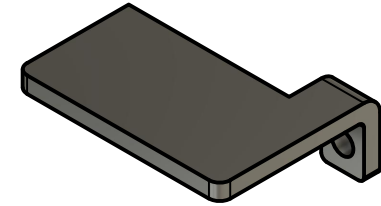
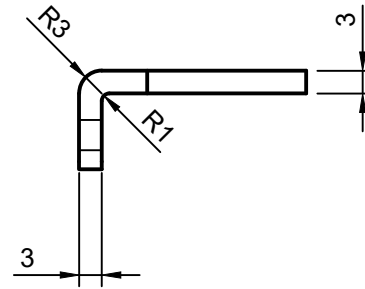
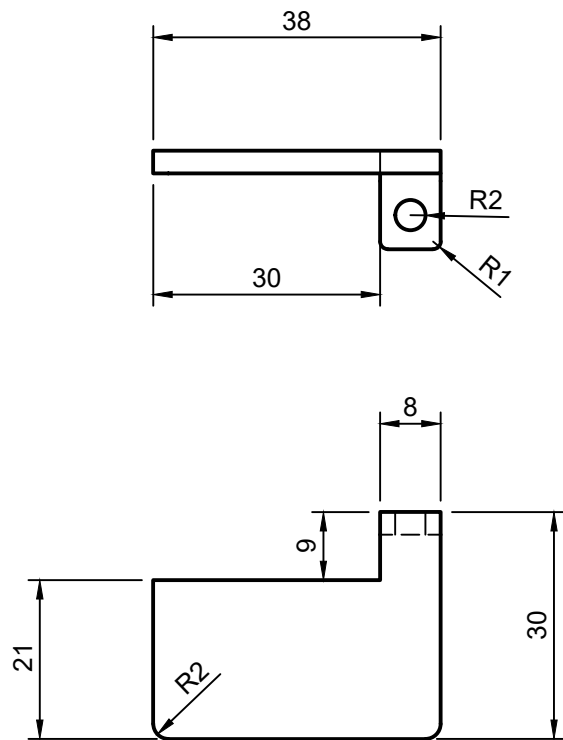
Dept.	Scale 1:2	Created by Vinícius Mateus de Sousa 06/04/2022	Approved by	
		Document type	Document status	
		Title Mini Lixadeira de Bancada	DWG No. Estrutura	
		Unit	Date of issue	Sheet 6/9



Dept.	Scale <b>1:2</b>	Created by <b>Vinicius Mateus de Sousa 06/04/2022</b>	Approved by	
		Document type	Document status	
		Title <b>Mini Lixadeira de Bancada</b>	DWG No. <b>Base Estrutura</b>	
		Unit	Date of issue	Sheet <b>7/9</b>



Dept.	Scale <b>1:1</b>	Created by Vinícius Mateus de Sousa 06/04/2022	Approved by	
		Document type	Document status	
		Title <b>Mini Lixadeira de Bancada</b>	DWG No. <b>Apoio Cinta de Lixa</b>	
			Unit	Date of issue



Dept.	Scale <b>1:1</b>	Created by <b>Vinicius Mateus de Sousa 06/04/2022</b>	Approved by	
		Document type	Document status	
		Title <b>Mini Lixadeira de Bancada</b>		DWG No. <b>Apoio de Trabalho</b>
		Unit	Date of issue	Sheet <b>9/9</b>