

Universidade de Brasília – UnB
Campus Gama – FGA
Engenharia Automotiva

Projeto e Desenvolvimento de uma Lixadeira de Cinta

VINÍCIUS BORGES BRUM
Orientador: PROF. DR. RHANDER VIANA



VINÍCIUS BORGES BRUM

Projeto e Desenvolvimento de uma Lixadeira de Cinta

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

Orientador: Prof. Dr. Rhander Viana

Brasília, DF

2018

Brasília/DF, Dezembro de 2017

FICHA CATALOGRÁFICA

VINÍCIUS BORGES BRUM

Projeto e Desenvolvimento de uma Lixadeira de Cinta

87p., 210 × 297 mm (FGA/UnB Gama, Engenharia Automotiva, 2018)

Orientador: Prof. Dr. Rhander Viana

Trabalho de graduação em engenharia Automotiva

Universidade de Brasília, Campus Gama – FGA/UnB

1. Lixadeira de cinta 2. Projeto I. Viana, Rhander
- II. Universidade de Brasília. III. Faculdade UnB Gama.
- IV. Projeto e Desenvolvimento de uma Lixadeira de Cinta

Referência

BRUM, V.B. (2018). Projeto e Desenvolvimento de uma Lixadeira de Cinta. Dissertação de graduação em engenharia automotiva, Universidade de Brasília, Campus Gama, DF, 87p.

*Dedico esse trabalho aos meus familiares e amigos
que tanto me ajudaram nessa jornada.*

Agradecimentos

Agradeço aos familiares e amigos que nesse período não tiveram toda minha atenção mas mesmo assim me apoiaram e me deram forças para vencer essa nova etapa. A meus queridos primos que me proporcionaram ótimos momentos durante os dias de relaxamento. A Daiane Lara Ladim por me dar forças, carinho, amor e ter toda a paciência durante o final dessa fase. Aos meu pais, Newton José Cunha Brum e Sueli Brandão Borges, queridos e amados que souberam me apoiar e cobrar nos momentos certos. A meus avós, em especial meu querido avô Ildaci Silvério Borges que por vontade de Deus não pode desfrutar dessa vitória.

Vinícius Borges Brum

FGA/UnB – Universidade de Brasília, Campus Gama

Projeto e Desenvolvimento de uma Lixadeira de Cinta

Vinícius Borges Brum

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

APROVADA POR:

Prof. Dr.: Rhander Viana
(Orientador)

Nome convidado 1
(Examinador interno)

Nome convidado 2
(Examinador interno)

”Roda mundo, roda-gigante/ Roda moinho, roda pião/
O tempo rodou num instante/ Nas voltas do meu coração.”

Chico Buarque de Holanda

Resumo

Nesse trabalho serão apresentadas informações referentes ao projeto e desenvolvimento de uma lixadeira de cinta. O trabalho está focado em cinco conjuntos de elementos mecânicos, as polias, os mancais, os eixos de fixação das polias intermediária e movida, a estrutura e o tensionador do sistema.

São consideradas teorias de elementos de transmissão flexível para aquisição dos carregamentos pois a ferramenta abrasiva do sistema é uma espécie de correia com costado de tecido, a partir disso temos as informações necessárias para projeto do restante dos elementos. A estrutura foi analisada de forma a avaliar e validar estruturas utilizadas em lixadeiras comerciais.

Para projeto dos eixos duas situações foram consideradas, a usinagem em aço 1010 e a utilização de um parafuso comercial classe 8.8. Esses foram analisados conforme restrições geométricas e de resistência para a definição de qual seria adotado.

A estrutura e o tensionador foram projetados através de modelos comerciais de lixadeiras e nelas são utilizadas chapas de 1/2 e de 3/4 de polegada. Tanto a estrutura quanto o tensionador foram analisados com o auxílio de softwares *Computer-Aided Design (CAD)/Computer-Aided Engineering (CAE)*, esses apresentaram resultados de tensões, deformações, fator de segurança e vida em fadiga para os conjuntos.

Ao final foram selecionados mancais SKF série 6301 e parafusos classe 8.8 M12 para utilização como eixos do sistema. Com as condições impostas, o software CAE apresentou que toda a estrutura está superdimensionada e com fator de segurança elevado, isso foi mantido para que exista um efeito visual de segurança.

Espaçadores, apoios e elementos de auxílio no ajuste do equipamento e outros elementos que não apresentam risco para a funcionalidade do projeto não são apresentados nesse trabalho.

Palavras-chave: Lixadeira de cinta, Projeto de Elementos, Elementos Mecânicos Flexíveis.

Abstract

In this work will be presented information regarding the design and development of a belt grinder. The work is focused on five sets of mechanical elements, the pulleys, the bearings, the axes of attachment of the intermediate and moved pulleys, the structure and the tensioner of the system.

Theories of flexible transmission elements for acquisition of loads are considered as the abrasive tool of the system is a kind of belt with a fabric side, from this we have the information necessary to design the rest of the elements. The structure was analyzed in order to evaluate and validate structures used in commercial grinders.

For the design of the axes two situations were considered, the steel machining 1010 and the use of a commercial bolt class 8.8. These were analyzed according to geometric and resistance constraints for the definition of which would be adopted.

The frame and tensioner are designed through commercial belt grinders models and 1/2 and 3/4 inch plates are used. Both the structure and the tensioner were analyzed with the aid of CAD / CAE softwares, these presented results of tensions, deformations, safety factor and fatigue life for the sets.

At the end SKF series 6301 bearings and class 8.8 M12 bolts were selected for use as system shafts. With the conditions imposed, the software CAE showed that the whole structure is oversized and with a high security factor, this has been maintained so that there is a visual security effect.

Spacers, supports and help elements in adjusting the equipment and other elements that do not present a risk to the project functionality are not presented in this work.

Keywords: Belt Grinder, Element Design, Flexible Transmission Elements.

Sumário

1	Introdução	17
1.1	Objetivo	18
1.1.1	Objetivo Geral	18
1.1.2	Objetivos Específicos	18
2	Fundamentação Teórica	19
2.1	Usinagem por Abrasão	19
2.1.1	Retificação	21
2.1.2	Brunimento	21
2.1.3	Lapidação	22
2.1.4	Polimento	22
2.2	Abrasivos Revestidos	22
2.2.1	Grãos Abrasivos	23
2.2.2	Costado	24
2.2.3	Materiais Ligantes	24
2.3	Tipos de Lixadeiras	25
2.4	Lixadeira de Cinta	26
2.4.1	Motor	27
2.4.2	Mecanismo de controle de velocidade	28
2.4.3	Conjunto de Polias	28
2.4.4	Tensionador	28
2.4.5	Mecanismo de alinhamento da cinta	29
2.5	Projeto de Elementos Mecânicos	29
2.5.1	Transmissão por Correia	30
2.5.2	Polias	35
2.5.3	Mancais	37
2.5.4	Eixos	41
2.5.5	Braço e Estrutura	48
3	Desenvolvimento	50
3.1	Obtenção de Carregamentos	50
3.2	Mancais	53
3.3	Definição de Eixos	55
3.3.1	Restrição geométrica	56
3.3.2	Restrição de Resistência	57
3.4	Projeto de polias	59

3.4.1	Polia motora	59
3.4.2	Polia intermediaria	59
3.4.3	Polia Movida (Roda de Contato)	60
3.5	Braço e Estrutura	61
3.6	Motor e Inversor de Frequência	67
4	Considerações Finais	68
4.1	Proposta de Melhorias Futuras	68
	Referências Bibliográficas	69
A	Códigos MATLAB	70
A.1	Carregamento	70
A.2	Raio do Eixo	73
B	Desenhos Técnicos	75
B.1	Polias	75
B.2	Estrutura	78

Lista de Tabelas

2.1	Tipos básicos de abrasivos	23
2.2	Natureza do abrasivo	23
2.3	Tipos de Liga	25
2.4	Graus de dureza	25
2.5	Tipos de rolos e suas características.	39
3.1	Parametros para cálculo dos carregamentos	51
3.2	Resultado das variáveis para polias de 4 e 6 [in]	52
3.3	Carga de catálogo para os mancais.	54
3.4	Carga de catálogo para os mancais.	54
3.5	Lista de prioridade de vedação.	55
3.6	Valores aplicados para cálculo de diâmetro.	57
3.7	Resultado para diâmetros.	57
3.8	Resistência a Fadiga baseada na tensão de escoamento.	57
3.9	Tensão máxima x Resistência a fadiga.	58
3.10	Parâmetros polia motora.	59
3.11	Parâmetros polia intermediária.	60

Lista de Figuras

2.1	Estrutura dos Abrasivos Revestidos	23
2.2	Lixadeira profissional - GUAJUVIRA	27
2.3	Lixadeira de cinta - BEAUMONT METAL WORKS	27
2.4	Jogo de polias	28
2.5	Estrutura com motor, tensionador, polia motora e de ajuste	29
2.6	Geometria de Transmissão por Correia Plana, onde: (a) Geometria Aberta; e (b) Geometria Fechada;	31
2.7	Diagrama de tensões no lado apertado e folgado da correia	32
2.8	Corpo livre de um elemento infinitesimal de uma correia plana em contato com uma polia	33
2.9	Forças e torques em uma polia	35
2.10	Formato e alguns parâmetros da polia de face abaulada.	36
2.11	Relação do diâmetro D da polia com a altura da coroa h	37
2.12	Relação da largura da polia b com a largura da correia b_0	37
2.13	Vários tipos de mancais de esferas.	38
2.14	Tipos de mancais de rolos: (a) rolos retos;(b) rolos esféricos, axial;(c) rolos cônicos, axial;(d) agulha;(e) rolo cônico;(f) rolo cônico ingreme;.	39
2.15	Condições de carregamento do eixo, onde: (a) Primeira Condição; (b) Segunda Condição; e (c) Terceira Condição.	42
2.16	Diagramas da primeira condição de carregamento, onde: (a) Diagrama de corpo livre; (b) Diagrama de esforço cortante; e (c) Diagrama de momento fletor.	43
2.17	Diagrama S-N traçado a partir dos resultados de testes de fadiga axial completamente inversa.	47
2.18	Relação entre Limite de resistência e resistência a tração de aços.	48
2.19	Relação entre Limite de resistência e resistência a tração de aços.	48
3.1	Forças devido funcionamento do sistema.	52
3.2	Força resultante aplicada ao eixo da roda de contato.	53
3.3	Diretrizes de seleção para as soluções de vedação da SKF.	55
3.4	Esquema do posicionamento da polia no eixo.	56
3.5	Rotina para calculo do ângulo de contato da polia intermediária.	60
3.6	Configurações da estrutura, onde: (a) Estrutura; (b) Estrutura com braço e tensionador; e (c) Estrutura com motor e polia motora.	62
3.7	Resultados terceira etapa, onde: (a) Deformação; (b) Tensão; e (c) Local de máxima tensão.	63
3.8	Resultados quarta etapa, onde: (a) Deformação; (b) Tensão.	64

3.9	Resultados quarta etapa, onde: (a) Fator de segurança; (b) Vida em fadiga.	65
3.10	Resultados quinta etapa, onde: (a) Deformação; (b) Tensão; (c) Local de máxima tensão.	66

Lista de Símbolos

Al_2O_3	Óxido de Alumínio
C	Distância entre polias
D	Diâmetro da polia maior
F_r	Força Resultante
L	Comprimento da correia
R	Raio da face da polia
SiC	Carbeto de Silício
θ_D	Ângulo de contato da polia maior
θ_d	Ângulo de contato da polia menor
b	Largura da correia
cBN	Nitreto Cúbico de Boro
d	Diâmetro da polia menor
h	Altura da coroa da polia

Lista de Abreviaturas

ABNT	<i>Associação Brasileira de Normas Técnicas</i>
CAD	<i>Computer-Aided Design</i>
CAE	<i>Computer-Aided Engineering</i>
MEF	<i>Método dos Elementos Finitos</i>

1 Introdução

Pensando na necessidade de um laboratório de conformação mecânica e no auxílio de outros processos de confecção de peças realizadas no galpão da UnB - Faculdade do Gama, a lixadeira de cinta atende a falta de equipamentos responsáveis pelo acabamento superficial de alguns elementos.

Deste modo o projeto do equipamento se faz necessário para as atividades desenvolvidas no local desde que ofereça segurança, qualidade, durabilidade, fácil manutenção e custos pouco elevados.

A lixadeira de cinta pode ser caracterizado como um sistema de transmissão por correia plana, já que no equipamento a lixa é movimentada e guiada por um conjunto de polias, acopladas a um motor elétrico e a estrutura do mecanismo. Algumas das polias tem mancais acoplados e são fixadas por eixos fixos.

O início do projeto seguiu a teoria de elementos mecânicos flexíveis apresentada por [Shigley et al., 2007] e com ela foi possível compreender matematicamente o funcionamento do equipamento. Com o auxílio de programas para cálculo numérico foi realizada a obtenção dos esforços aplicados ao maquinário durante seu funcionamento.

Para definição dos esforços já é necessário uma análise prévia das polias a serem utilizadas no sistema, que devem seguir uma relação de tamanho que atenda as especificações dos fabricantes da ferramenta abrasiva (lixa de cinta).

Com os dados dos esforços e com o tamanho das polias definido, os mancais podem ser selecionados. Aqui também foram utilizadas teorias apresentadas por [Shigley et al., 2007], elas apresentam uma relação entre a carga, a vida e a confiabilidade de mancais e apresenta o formulário necessário para o cálculo da carga de catálogo essencial para a seleção do mesmo.

Com os elementos que serão fixados aos eixos selecionados, pode-se projetá-los para atender todos os requisitos geométricos e de resistência. Para essa etapa duas situações foram consideradas, a primeira corresponde a usinagem do eixo e a segunda diz respeito a utilização de uma parafuso comercial.

Após as fases apresentadas, a estrutura deve ser projetada. Com esse objetivo foram utilizadas lixadeiras encontradas no mercado como referência e foram feitas algumas modificações a fim de proporcionar um design mais arrojado ao equipamento e também fornecer o melhor acoplamento dos outros elementos. Aqui foram utilizados softwares CAD e CAE para desenvolvimento das peças e simulação da lixadeira com o objetivo de verificar a resistência às cargas impostas.

Conforme será mostrado no tópico de apresentação da aquisição de cargas a tensão inicial do sistema é essencial para o seu funcionamento, o elemento responsável por manter esse carregamento é o tensionador. Nele a polia intermediária é fixada e tem por

objetivo transmitir essa tensão a lixa e também guiá-la com o propósito de fornecer bom alinhamento durante sua rotação.

A seleção do motor elétrico utilizado na máquina segue a necessidade de torque e velocidade encontradas na etapa do carregamento, para controle de sua velocidade podem ser utilizados um conjunto de polias ou também um inversor de frequência.

1.1 Objetivo

1.1.1 Objetivo Geral

Os elementos apresentados são peças que apresentam risco de funcionalidade para lixadeira. Por esse motivo, o trabalho irá focar em um breve entendimento da usinagem por abrasão, processo utilizado no maquinário, e também nas peças que são mais importantes na lixadeira.

1.1.2 Objetivos Específicos

Com o objetivo de projeto da lixadeira, foi estabelecida uma ordem de projeto dos elementos apresentados acima. Essa ordem não foi seguida na apresentação dos resultados pois algumas informações acabam se cruzando durante os cálculos. A ordem de projeto definida foi:

- Obtenção de carregamentos:
 - Desenvolvimento de código para auxílio nos cálculos;
 - Validação do tamanho das polias;
- Seleção dos mancais;
- Projeto do eixo;
- Projeto das polias;
- Braço e Estrutura
- Motor e Sistema de controle de velocidade.

2 Fundamentação Teórica

Neste capítulo serão abordados os conhecimentos necessários para o entendimento das decisões tomadas durante o projeto da lixadeira de cinta. Os tópicos apresentarão informações sobre o processo de usinagem por abrasão, ferramentas abrasivas, alguns tipos de maquinário utilizado para o lixamento de objetos e abordarão algumas noções de projeto de máquinas.

2.1 Usinagem por Abrasão

Usinagem é processo de dar forma a uma peça a partir da retirada de material. Uma classificação técnica diz, segundo [Machado et al., 2007, p. 3], que usinagem é a "operação que ao conferir à peça forma, dimensões e acabamento, produz cavaco" e segundo [Ferraresi, 1977, p. XXV] cavaco é, "a porção de material da peça, retirada pela ferramenta, caracterizando-se por apresentar forma geométrica irregular".

Existem diversas operações de usinagem e podemos separá-las em dois tipos. As convencionais que tem como exemplos o torneamento, o fresamento, a retificação e o lixamento, e as não-convencionais, jato-d'água, eletroquímica, ultrassom, entre outras [Ferraresi, 1977].

No processo de abrasão o cavaco é removido da peça através da ação de "partículas naturais ou sintéticas, com geometria irregular e extremamente duras", NBR 15230:2016, denominadas grãos abrasivos. Dentre os procedimentos que utilizam o princípio da abrasão temos o brunimento, a lapidação, a retificação, e outros, sendo a retificação uma das operações mais utilizadas na indústria. Alguns dos principais procedimento serão apresentadas nesse tópico.

Na usinagem por abrasão a modificação da textura e/ou do formato da peça pode ocorrer, lhe atribuindo alta precisão e tolerância. Para, [Marinescu et al., 2013, p. 3], esse processo deve ser a "escolha natural para usinagem e acabamento de materiais duros e superfícies endurecidas".

Na tribologia, "ciência e tecnologia de interação entre superfícies em movimento relativo" [Marinescu et al., 2013, p. 6 apud HMSO, 1966], o processo de abrasão apresenta como objetivo o atrito e desgaste do abrasivo promovendo o desgaste abrasivo da peça lhe atribuindo textura superficial específicas e tentando eliminar os possíveis danos térmicos. Para esse tipo de usinagem os princípios tribológicos são importantes para uma constante melhoria das características obtidas ao final dos procedimentos abrasivos adotados.

Outros aspectos também devem ser observados, pois também geram melhorias ou então evitam eventuais problemas ao final da usinagem. Um exemplo é a temperatura

durante a abrasão, que é resultante do atrito e da deformação plástica na produção de cavaco advindas do processo da abrasão e pode se tornar um fatores de risco para a peça. De acordo com [Machado et al., 2007], os principais problemas ocasionados pelo excesso de temperatura durante a usinagem são:

- Alterações dimensionais;
- Alterações microestruturais;
- Indução de tensões residuais;
- Surgimento de trincas

Na opinião de [Marinescu et al., 2013], outros elementos tem a mesma ou até maior importância que a temperatura e quando relacionados podem afetar de maneira decisiva o processo de usinagem. Abaixo seguem os elementos mencionados pelos autores:

- Material da peça;
- A ferramenta abrasiva;
- Geometrias e movimentos que governam o contato entre a ferramenta abrasiva e a peça;
- Fluidos lubrificantes;
- Ambiente atmosférico;
- Máquina utilizada;

O trabalho foca no projeto do maquinário utilizado no lixamento, que é um processo abrasivo, portanto, é importante mencionar que de acordo com [Marinescu et al., 2013], o maquinário utilizado no processo afeta indiretamente na zona de contato entre peça e ferramenta a partir do momento que impõe restrições estáticas e dinâmicas em seus deslocamentos relativos. Além disto um nível elevado de vibração promove um desgaste acelerado dos grãos abrasivos.

Sabendo disso, os processos de usinagem por abrasão devem ser entendidos afim de proporcionar um bom projeto do maquinário. Por isso seguem listados alguns processos acompanhados de um breve explicação das ferramentas abrasivas utilizadas e das características de cada um.

2.1.1 Retificação

Nesse tipo de usinagem a ferramenta abrasiva utilizada é o rebolo, ferramenta constituída de grãos abrasivos e material ligante, sendo utilizados abrasivos convencionais e super abrasivos.

A retificação é um processo de abrasão de dois corpos, ou seja, onde não existe o rolamento de grãos abrasivos entre as superfícies de contato da peça e da ferramenta abrasiva [Marinescu et al., 2013]. A retificação possui diversas operações que garantem uma melhor tolerância dimensional e geométrica na peça final, que outros processos de usinagem não apresentam [Machado et al., 2007].

Durante a usinagem os grãos abrasivos devem ser desgastados e isso com o objetivo de aumentar a capacidade de desgaste da ferramenta, gerando novas arestas de corte ou sendo desprendidos para que novos grãos passem a agir durante a retificação. Mas em muitas ocasiões a etapa de desprendimento dos abrasivos não ocorre de forma correta havendo a necessidade da dressagem da ferramenta.

A dressagem é a realização do preparo da ferramenta abrasiva através da "usinagem da superfície de trabalho, normalmente utilizando uma ferramenta de diamante" [Machado et al., 2007, p. 332]. Alguns de seus objetivos são listados a seguir:

- Manter a concentricidade entre superfície de trabalho e o eixo de rotação do rebolo;
- Realizar o perfilamento da face de trabalho;
- Renovar os grãos abrasivos desgastados.

Afim de reduzir possíveis perdas por atrito, melhorar a qualidade superficial e também eliminar defeitos devido o aquecimento descontrolado da peça, o processo de retificação pode ocorrer na presença de lubrificantes, que podem ser emulsões de óleo e água ou também óleos puros [Marinescu et al., 2013].

Os tipos de rebolo, suas formas de utilização e também as formas de marcação de suas propriedades e composições são definidas em normas da *Associação Brasileira de Normas Técnicas* (ABNT).

2.1.2 Brunimento

O brunimento é caracterizado como processo de abrasão de dois corpos, ocorre a baixas velocidades e é geralmente utilizado na melhoria do acabamento superficial do interior de cilindros. Por possuir alinhamento flexível, o processo não consegue corrigir problemas de excentricidade com o diâmetro exterior do cilindro [Marinescu et al., 2013].

Devido ao tipo de movimentação da ferramenta, no processo de brunimento um padrão de hachura é produzido no interior do cilindro e em determinadas aplicações favorece a retenção de óleo nesses orifícios.

2.1.3 Lapidação

Na lapidação os abrasivos são inseridos entre a superfície da peça e o prato de lapidação, caracterizando-o como processo de abrasão de três corpos, aqui os grãos abrasivos são introduzidos entre a superfície da ferramenta e a superfície da peça a ser usinada, em geral eles estão suspensos em líquido ou cera, estando livres para rotação, deslizamento e colisão com as superfícies e com outros grãos. Uma vantagem é que durante esses movimentos novas arestas de corte podem se formar, a desvantagem é o elevado número de trocas do prato e dos abrasivos por também estarem sujeitos ao desgaste [Marinescu et al., 2013].

Uma importante consideração a ser feita sobre o processo de abrasão de dois e três corpos, é que, quando considerados o material desgastado da peça e da ferramenta abrasiva, o processo de abrasão de dois corpos pode apresentar as características do de três corpos. Nesse caso a presença dessas partículas pode gerar problemas na qualidade superficial da peça acabada, formando uma possível superfície abrasiva, tornando-a inoperante em algumas aplicações [Marinescu et al., 2013]

2.1.4 Polimento

Também é caracterizada como processo abrasivo de três corpos, e nele o processo de usinagem ocorre através de pressão aplicada nos abrasivos.

A pressão aplicada, através de ferramentas específicas, limita a penetração dos grãos abrasivos e faz com que eles acompanhem os contornos da superfície que deve estar em seu formato final. O processo modifica a textura da peça mas não promove modificação de sua forma [Marinescu et al., 2013].

2.2 Abrasivos Revestidos

Os abrasivos revestidos são utilizados no processo de usinagem por abrasão e apresentam diferentes características. As normas para marcação dos abrasivos revestidos definidas pela ABNT, apresentam as propriedades das ferramentas abrasivas e informações sobre o fabricante servindo para que a utilização da ferramenta seja feita de forma adequada.

Segundo a NBR 16195:2013, abrasivo revestido é um "produto composto de revestimento-base, partículas e ligas abrasivas, adesivo ligante e, opcionalmente, um elemento de respaldo", como mostrado na Figura 2.1.

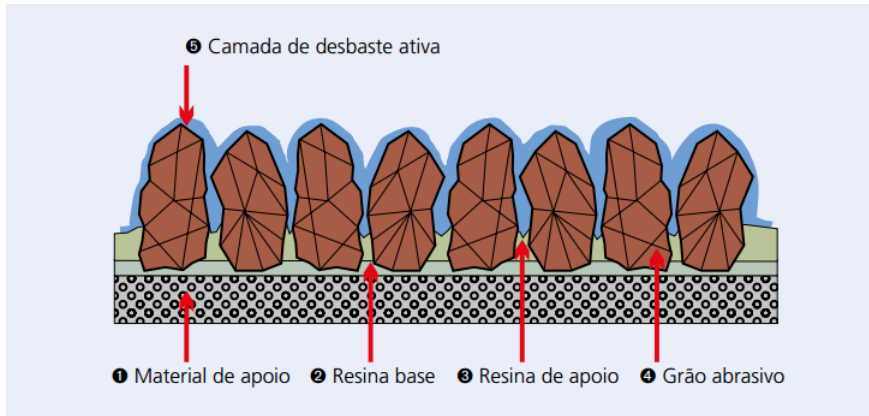


Figura 2.1. Estrutura dos Abrasivos Revestidos

Fonte: [PFERD, 2018]

2.2.1 Grãos Abrasivos

Existem diferentes tipos de grãos abrasivos. Os convencionais, como exemplo o óxido de alumínio e o carbeto de silício que são os mais utilizados na indústria metalmeccânica, estão apresentados na Tabela 2.1. Seus códigos-padrão são definidos pela ABNT e segundo a norma NBR ISO 525:2013, tipos especiais de abrasivos podem ser codificados pelo fabricante.

Código	Abrasivo
A	Óxido de Alumínio (Al_2O_3)
C	Carbeto de silício (SiC)
Z	Alumina-zircônia

Tabela 2.1. Tipos básicos de abrasivos

Fonte: NBR 15230:2016

O diamante e o nitreto cúbico de boro (cBN) também são muito utilizados na indústria, e são especificados como superabrasivos. Quando comparados com os abrasivos convencionais, apresentam maior dureza e maior condutividade térmica, mas perdem no fator estabilidade térmica.

A norma NBR 15545:2007 apresenta os requisitos de segurança no projeto e utilização de ferramentas superabrasivas. A Tabela 2.2, retirada da mesma norma, exibe os códigos de marcação para identificação do superabrasivo utilizado.

Símbolos	Designação
D	Diamantes
B	Nitreto de bóro cubico (cBN)

Tabela 2.2. Natureza do abrasivo

Fonte: NBR 15545:2016

Tanto os abrasivos convencionais como os superabrasivos são amplamente utilizados na indústria e para [Machado et al., 2007] esses elementos podem ser aplicados à diferentes materiais como aço rápido, aço temperado e cementado, aços inoxidáveis, ligas aeronáuticas e ferrosos de alta dureza.

A rugosidade da peça final esta diretamente relacionada ao tamanho médio dos grãos abrasivos, granulometria, adotados no processo de usinagem. E "quanto menor o tamanho do abrasivo, menor será a rugosidade da superfície [...]" [Machado et al., 2007, p. 327], além disso as velocidades da ferramenta abrasiva e da peça de trabalho também influenciam na rugosidade.

No ponto de interação entre peça e ferramenta o grão abrasivo deve ser mais duro, e também deve ser capaz de manter sua dureza após a elevação da temperatura. Quanto mais duro o material da peça, mais os grão abrasivos da ferramentas de corte serão desgastados [Marinescu et al., 2013].

"Embora pareça contraditório, o abrasivo deve ser duro o suficiente para penetrar e cisalhar o material da peça, bem como ser tenaz para suportar as variações cíclicas de tensões e temperatura e, ao mesmo tempo, friável para produzir arestas afiadas na fratura" [Machado et al., 2007, p. 330].

2.2.2 Costado

Como mencionado anteriormente, algumas das ferramentas abrasivas necessitam de um material de apoio para que os grão sejam fixados. O costado é onde ocorre essa fixação, ele pode ser confeccionado de diversos materiais desde que atenda as exigências das diferentes formas de utilização do abrasivo revestido.

De acordo com a norma NBR 14960:2003, costado é um "material flexível ou semi-rígido no qual o grão abrasivo é fixado por um adesivo". Sendo que os principais utilizados são tecido, fibra, filme plástico e algumas combinações.

2.2.3 Materiais Ligantes

Utilizados para assegurar a fixação dos grãos abrasivos, servem para garantir o máximo de desgaste do grão antes dele ser desprendido. Mas essa função pode variar de acordo com o processo de usinagem por abrasão adotado.

No caso do processo de retifica, os grãos são renovados por conta da composição do rebolo. Ou seja, após o desprendimento, um novo grão abrasivo passa ser desgastado na usinagem.

Já no processo de lixamento os grão são utilizados, sem a sua substituição, até que a lixa tenha que ser trocada por uma nova. Em alguns casos a ferramenta abrasiva utilizada no lixamento permite um procedimento parecido com a dressagem, mas seus grão não são

removidos. Nessa técnica ocorre a renovação das arestas de corte, reduzindo o tamanho dos grãos e permitindo um melhor acabamento superficial.

Vista essa diferença, constata-se a necessidade de definição da dureza da ferramenta abrasiva. Essa propriedade representa a capacidade do material ligante manter o grão abrasivo unido a ferramenta durante a sua utilização [Machado et al., 2007].

Com a explicação desses dois tipos de ferramentas abrasivas, é presumível a necessidade de diferentes materiais adesivos com propriedades distintas. E na norma NBR ISO 525:2013 encontra-se a Tabela 2.3 e a Tabela 2.4 que apresentam, respectivamente, alguns dos tipos de liga mais utilizados e os graus de dureza das ferramentas abrasivas, junto com seus devidos códigos de marcação.

Código-padrão	Tipo de Liga
B	Ligas resinoídes e outras ligas orgânicas termofixas
BF	Liga resinoíde de fibra reforçada
E	Liga do tipo shellac
MG	Liga de magnesita
PL	Liga de termoplástico
R	Liga de borracha
RF	Liga de borracha reforçada
V	Liga vitrificada

Tabela 2.3. Tipos de Liga

Fonte: NBR ISO 525:2013

A	B	C	D	Extremamente mole
E	F	G	-	Muito mole
H	I	J	K	Mole
L	M	N	O	Médio
P	Q	R	S	Duro
T	U	V	W	Muito duro
X	Y	Z	-	Extremamente duro

Tabela 2.4. Graus de dureza

Fonte: NBR ISO 525:2013

2.3 Tipos de Lixadeiras

Para [Ferraresi, 1977, p. XLIII], lixamento é "processo mecânico de usinagem por abrasão executado por abrasivo aderido a uma tela e movimentado com pressão contra a peça" e de acordo com a ABNT, existem três classificações para as máquinas que realizam o procedimento de lixamento.

- Lixadeira estacionária;

- Lixadeira móvel;
- Lixadeira portátil.

O ponto determinante na classificação é a forma de utilização da lixadeira. As lixadeiras estacionárias se encontram em posição fixa durante a usinagem, nesse grupo temos algumas lixadeiras combinadas e alguns modelos de lixadeiras de cinta.

A portátil é de uso manual, ela é apoiada e guiada pelo usuário. Alguns exemplos são as lixadeiras orbitais e multifunções.

Já as móveis são guiadas manualmente, mas não são apoiadas pelas mãos. Aqui temos o exemplo das lixadeiras de parede e de teto.

A NBR 16245:2013 apresenta os tipos de máquinas para usinagem por abrasão assim como os tipos de aplicação da ferramenta abrasiva e da peça de trabalho.

2.4 Lixadeira de Cinta

As lixadeiras de cinta existentes no mercado podem ser encaixadas em duas das classificações da ABNT, estacionária ou portátil, mas devido ao foco do trabalho, a máquina apresentada será a estacionária.

Para levantamento de informações, dois fabricantes foram consultados. A BEAUMONT METAL WORKS, localizada em Columbus (OH), e a GUAJUVIRA, fabricante brasileira de Porto Alegre (RS). A primeira tem sua linha voltada diretamente para lixadeiras e seus acessórios, enquanto a segunda fabricante possui uma linha voltada para o mercado de cutelaria, fabricando não só lixadeiras como também prensas hidráulicas, fornos para tratamento térmico e forjas.

O tipo de lixadeira aqui apresentado é constituído de uma estrutura metálica, com elementos soldados ou parafusados, que deve suportar os esforços aplicados assim como manter um nível de vibração aceitável durante o processo de usinagem. Os elementos fixados a ela são:

- Motor
- Mecanismo de controle de velocidade;
- Conjunto de polias;
- Mecanismo de alinhamento;
- Tensionador.

Nas Figura 2.2 e Figura 2.3 observamos o mesmo modelo de lixadeira com elementos para diferentes modos de operação. Enquanto a lixadeira da GUAJUVIRA (Figura 2.2)

está com uma mesa flat acoplada, a da BEAUMONT METAL WORKS (Figura 2.3) está equipada com uma roda de contato.

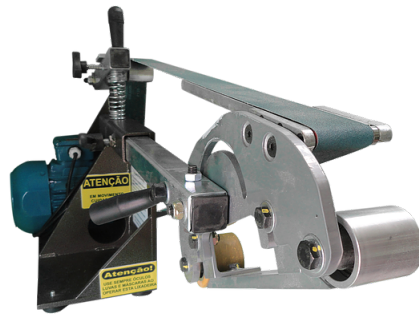


Figura 2.2. Lixadeira profissional - GUAJUVIRA



Figura 2.3. Lixadeira de cinta - BEAUMONT METAL WORKS

Além desses elementos a estrutura da lixadeira deve permitir o acréscimo de acessórios que auxiliam e protegem o operador durante os procedimentos, um exemplo é a mesa de apoio para as peças de trabalho observada na Figura 2.3 localizada a frente da roda de contato.

2.4.1 Motor

Os dois fabricantes apresentados utilizam um motor elétrico trifásico de diferentes potencias, como propulsor da polia motora. Sendo o menor de 1,5 hp e o maior de 5 hp. Em suas máquinas a fixação do motor na estrutura é realizada por meio de parafusos, facilitando a manutenção e uma possível substituição do equipamento.

Além dos motores trifásicos, existe a possibilidade da utilização de motores monofásicos de 1,5 hp ou 2 hp, de torque elevado.

2.4.2 Mecanismo de controle de velocidade

Para controle de velocidade da ferramenta abrasiva existem duas possibilidades, um conjunto de polias ou um inversor de frequência. As vantagens e desvantagens dos dois são basicamente custo e simplicidade. Enquanto o inversor de frequência apresenta custo elevado e simplicidade de aplicação, o conjunto de polias, que quase não é adotado por fabricantes, é vendido em kits para fabricação caseira do equipamento mas se for projetado apresenta maior dificuldade de aplicação.

2.4.3 Conjunto de Polias

O conjunto de polias é utilizado para movimentação e ajuste da ferramenta abrasiva na máquina. Geralmente são fabricadas de alumínio, mas também são encontradas em aço e em ambos os casos podem ser revestidas de material polimérico para melhor adesão com a ferramenta abrasiva.



Figura 2.4. Jogo de polias

Fonte: [Works, 2018]

O número de polias pode variar com o tipo de aplicação da lixadeira, mas a menor quantidade encontrada são três. Mesma quantidade encontrada na disposição vista na Figura 2.3, onde são colocadas a polia motora, a polia de ajuste da cinta e a roda de contato.

2.4.4 Tensionador

O sistema da lixadeira pode ser caracterizado como uma transmissão de correia plana, e nesse caso a tensão inicial é um elemento crucial para o funcionamento do sistema.

No caso das lixadeiras comerciais aqui apresentadas, a tensão é controlada através de "uma polia intermediária carregada por uma mola" [Shigley et al., 2007, p. 827-828].

A Figura 2.5 apresenta a estrutura da lixadeira profissional fabricada pela GUAJUVIRA, e nela é possível a visualização do motor, da polia motora, da polia intermediária e do tensionador.



Figura 2.5. Estrutura com motor, tensionador, polia motora e de ajuste

Fonte: [GUAJUVIRA, 2018]

Além de fazer parte do sistema para tencionamento da ferramenta abrasiva, o dispositivo também atua como aparato para fixação do mecanismo de alinhamento da cinta.

2.4.5 Mecanismo de alinhamento da cinta

Conforme a Figura 2.5 o mecanismo encontra-se fixado ao tensionador e é onde a polia intermediária está presa, na imagem esse conjunto está localizado acima da mola usada para tencionamento do sistema. Por se tratar de um elemento que tem por finalidade alinhar a ferramenta abrasiva durante o funcionamento da máquina, a polia adotada deve ser do tipo plana de superfície abaulada, já que esse tipo de polia é ideal para utilização como guia da cinta operada.

2.5 Projeto de Elementos Mecânicos

As teorias aqui explicadas seguem a sequência adotada para o projeto da lixadeira, começando pelo sistema de transmissão por correias onde é apresentado o modelo ma-

temático de funcionamento do sistema. Com a exposição de um método para aquisição dos esforços, realizada através do modelo matemático, é possível avançar para os próximos tópicos.

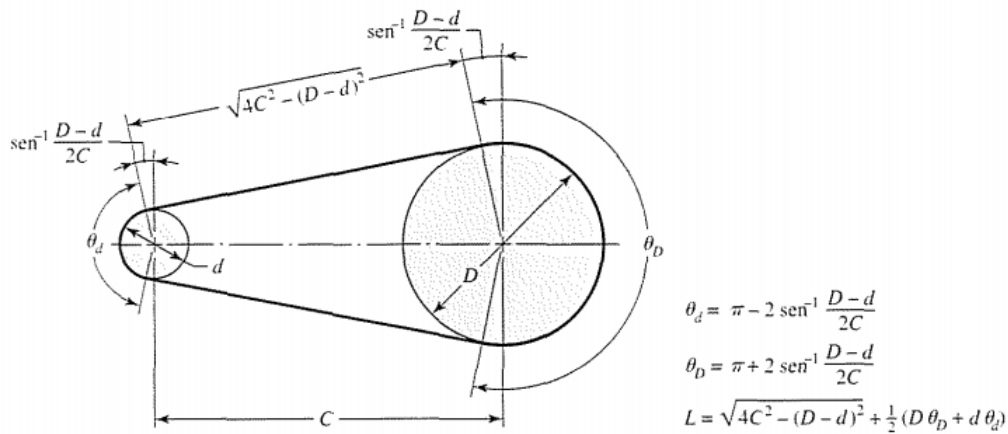
Os conceitos apresentados abaixo apresentam a teoria utilizada para o projeto de mancais, eixos e da estrutura da lixadeira, explicando os conceitos necessários para demonstração das considerações e resultados obtidos durante o projeto.

2.5.1 Transmissão por Correia

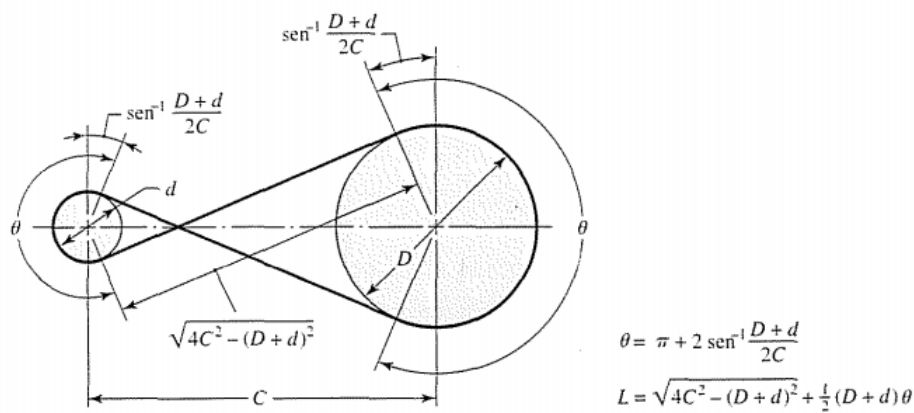
As correias são utilizadas em sistema de transporte e de transmissão de potência, e podem ser de diferentes tipos mas os principais são a plana, a redonda, em 'V', e de tempo. Esse tipo de sistema permite a transmissão por longas distâncias, contudo apresenta algum deslizamento e deformação lenta nas correias, o que não ocorre nas correias de tempo.

Correias Planas

São confeccionadas, segundo [Shigley et al., 2007, p. 818], "de uretano e também de tecido impregnado de borracha reforçado com cabo de aço, ou com cordas de náilon, para absorver a carga de tensão". Dois tipos de geometria podem ser aplicados e sua utilização, a aberta ou a fechada, como ilustrado na Figura 2.6.



(a) Geometria Aberta.



(b) Geometria Fechada.

Figura 2.6. Geometria de Transmissão por Correia Plana, onde: (a) Geometria Aberta; e (b) Geometria Fechada;

Fonte: [Shigley et al., 2007, p. 817]

Também na Figura 2.6 pode-se verificar alguns fatores para o correto dimensionamento da transmissão, que são:

- D, d - Diâmetro das polias
- θ_D, θ_d - Ângulo de contato da polia maior e menor
- L - Comprimento da correia
- C - Distancia entre polias

Três fatores desse tipo transmissão são de extrema relevância para o projeto, eficiência, ruído e vibração. [Shigley et al., 2007, p.819] diz que além das correias planas apresentarem aproximadamente 98% de eficiência elas "produzem pouco barulho, absorvem mais vibração torcional do sistema [...]".

Apresentando as formulas dos ângulos de contato das polias menor e maior, presentes na Figura 2.6,

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

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

E tendo o comprimento da correia estipulado pela soma dos arcos, formados pelo contato com as polias, e pelo comprimento entre o início e o fim dos contatos [Shigley et al., 2007]. Estabelecemos,

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

Uma teoria importante para a análise do funcionamento desse tipo de transmissão, teoria de *Firbank*, diz que a força de fricção entre a polia e a correia gera uma alteração na tensão da mesma. Essa alteração provoca contração ou alongamento, provocando um movimento relativo entre a correia e a superfície da polia [Shigley et al., 2007].

Considere o diagrama apresentado na Figura 2.7. Com a polia motora em movimento, a correia entra em contato com a polia pelo lado apertado com uma tensão F_1 e uma velocidade V_1 igual a velocidade da superfície da polia. Enquanto passa pela polia a correia sofre deformação elástica lenta, reduzindo sua tensão e velocidade, perdendo o contato com a polia no lado folgado do sistema. Na figura, é possível a visualização da tensão F_2 da correia no lado folgado e define-se a velocidade nessa região como V_2 .

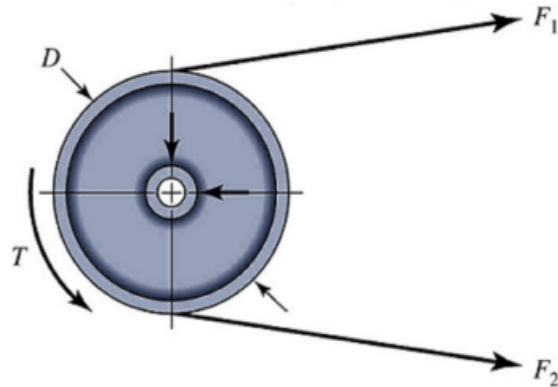


Figura 2.7. Diagrama de tensões no lado apertado e folgado da correia

Fonte: [Shigley et al., 2007]

De acordo com [Shigley et al., 2007, p. 820], assumimos que a força de fricção é proporcional à força normal através do arco de contato. E analisando a Figura 2.8

é possível entender matematicamente a mecanismo de transmissão da correia plana [Shigley et al., 2007, p. 820].

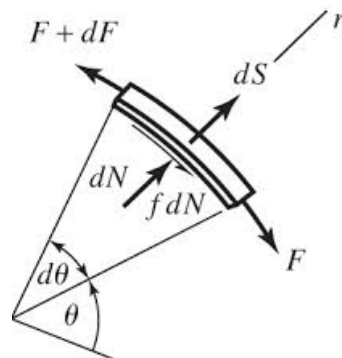


Figura 2.8. Corpo livre de um elemento infinitesimal de uma correia plana em contato com uma polia

Fonte: [Shigley et al., 2007, p. 820]

Os termos presentes na Figura 2.8 são definidos como:

- dS - Força diferencial devido à força centrífuga;
- dN - Força normal entre correia e polia;
- fdN - Força de cisalhamento decorrente da fricção;
- b - Largura da correia;
- t - Espessura da correia;
- m - Massa da correia expressa por unidade de comprimento.

Durante a análise, a primeira coisa a ser feita é definir uma relação entre as tensões do lado folgado e do lado apertado da correia. Para isso expressamos dS na equação 2.4, e também fazemos o somatório das forças radiais no ponto de contato entre o elemento infinitesimal da correia e a polia, equação 2.5,.

$$dS = (mrd\theta)r\omega^2 = mr^2\omega^2d\theta = mV^2d\theta = F_c d\theta \quad (2.4)$$

Sendo V a velocidade da correia, em ft/min .

$$\sum F_r = -(F + dF)\frac{d\theta}{2} - F\frac{d\theta}{2} + dN + dS = 0 \quad (2.5)$$

Fazendo o somatório das forças tangenciais, temos:

$$\sum F_t = -fdN - F + (F + dF) = 0 \quad (2.6)$$

Juntando as equações 2.4, 2.5 e 2.6, encontra-se a equação diferencial linear de primeira ordem não-homogênea apresentada abaixo.

$$\frac{dF}{d\theta} - fF = -fmr^2\omega^2 \quad (2.7)$$

Essa equação apresenta solução na forma da equação 2.8, com uma constante A que é definida a partir da condição de contorno $\theta = 0$.

$$F = Aexp(f\theta) + mr^2\omega^2 \quad (2.8)$$

Para a condição apresentada, $\theta = 0$, encontra-se:

$$A = F - mr^2\omega^2 \quad (2.9)$$

Também nessa condição $F = F_2$, ou seja, a força definida pela equação 2.8 é igual a força no lado folgado da correia. Logo, a solução final é:

$$F = (F_2 - mr^2\omega^2)exp(f\theta) + mr^2\omega^2 \quad (2.10)$$

Sabendo que ϕ é o angulo de contato da polia motora, e que igualando a θ temos $F = F_1$. Define-se:

$$F_1 = (F_2 - mr^2\omega^2)exp(f\phi) + mr^2\omega^2 \quad (2.11)$$

Com o estabelecimento de F_1 e F_2 , pode-se realizar o primeiro passo na análise de transmissões por correias planas, calcular $exp(f\phi)$.

$$\frac{F_1 - mr^2\omega^2}{F_2 - mr^2\omega^2} = exp(f\phi) \quad (2.12)$$

O segundo passo da análise corresponde a determinação de F_c , e como apresentado na equação 2.4 a tensão circunferencial decorrente da força centrífuga é equivalente aos termos subtraídos de F_1 e F_2 em 2.12. Então,

$$\frac{F_1 - F_c}{F_2 - F_c} = exp(f\phi) \quad (2.13)$$

E através da equação 2.4,

$$F_c = \frac{\omega}{g} \left(\frac{V}{60} \right)^2 \quad (2.14)$$

A Figura 2.9 mostra o diagrama de corpo livre da polia motora e demonstra que a diferença entre as forças do lado apertado e folgado desse tipo de transmissão é gerada pela tensão decorrente do torque T da polia.

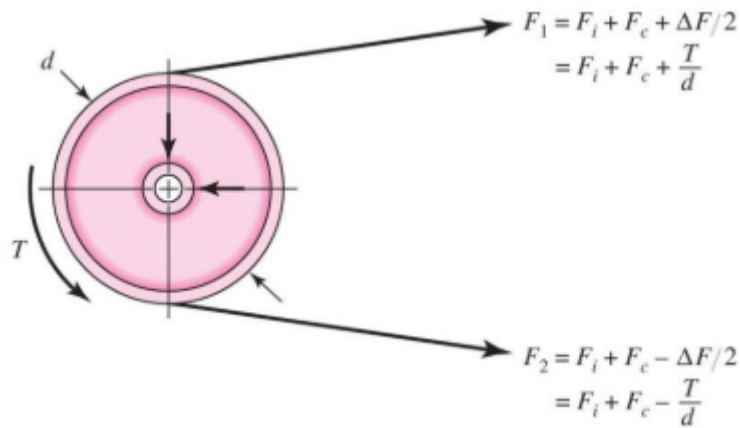


Figura 2.9. Forças e torques em uma polia

Fonte: [Shigley et al., 2007, p. 822]

Em tal caso apresentamos o terceiro passo da análise, a definição do torque. Segundo [Shigley et al., 2007, p. 824], ele depende da potência H transmitida pelo sistema, em hp, do fator de projeto n_d , do fator de serviço aplicado K_s e da velocidade de rotação da polia motora n , em rev/min. É estipulado por,

$$T = \frac{63025 H_{nom} K_s n_d}{n} \quad (2.15)$$

Após encontrado o torque, os passos para análise se resumem na definição de F_1 , F_2 e também a definição da tensão inicial.

A tensão inicial, F_i , que está presente na Figura 2.9, representa a tensão necessária para que ocorra transmissão de torque para a correia, isso é comprovado através da equação 2.16. Essa equação é obtida por meio da manipulação das equações presentes na mesma figura.

$$F_i = \frac{T \exp f \phi + 1}{D \exp f \phi - 1} \quad (2.16)$$

Para [Shigley et al., 2007], a tensão inicial deve ser provida, sustentada e mantida na quantidade apropriada para que ocorra uma transmissão satisfatória.

2.5.2 Polias

Para o projeto da lixadeira, três polias são necessárias para o funcionamento do equipamento. A primeira é a polia motora, que é fixada no motor do sistema. A segunda é a movida ou *roda de contato*, é nela que ocorre o contato entre a peça e a ferramenta abrasiva, nesse caso a lixa de cinta. A terceira é a polia intermediária, que fica fixa no sistema de alinhamento do dispositivo.

Cada uma delas tem uma função específica e por esse motivo apresentam características próprias para cada situação. Durante o projeto das polias fatores como superfície, formato e tamanho são projetados seguindo normas e especificações de fabricantes. Existem diversos tipos de polias, e dentre eles as polias de face plana e de face abaulada serão utilizadas no projeto.

As polias de face plana não exercem efeito centralizador na correia, e para o caso da lixadeira permite a utilização de toda a largura da lixa no processo de lixamento. Ela é ideal para utilização como roda de contato, mas seu uso exige a utilização de uma ou mais polias guia [Habasit,].

Seguindo a exigência da utilização de polias guia acompanhando a roda de contato, as polias motora e intermediária serão de face abaulada. Esse tipo de polia exerce um efeito centralizador na lixa e são um pouco mais complexas de serem projetadas [Habasit,].

A imagem 2.10 apresenta o formato da polia de face abaulada e trás três parâmetros a serem considerados no projeto. O primeiro deles é a altura da coroa h responsável pelo efeito de centralização, o segundo é a largura b da polia e o ultimo é o raio R que forma o abaulamento da face da polia [Habasit,].

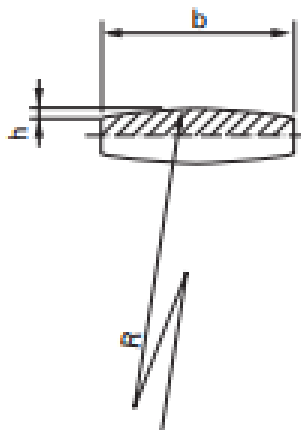


Figura 2.10. Formato e alguns parâmetros da polia de face abaulada.

Fonte: [Habasit, , p. 54]

Esses parâmetros já são pré-definidos e segundo [Habasit,], seguem normas ISO. Para definição dessas variáveis, apenas o diâmetro da polia e a largura da correia são necessários. As imagem 2.11 e as equações 2.17 e 2.18 apresentam as formas de definição dos parâmetros apresentados.

$$R = \frac{h}{2} + \frac{b}{8h} \quad (2.17)$$

$$h = \frac{b}{2} \tan\left(\frac{\arcsin\left(\frac{b}{2R}\right)}{2}\right) \quad (2.18)$$

Roller diameter d [mm] [in]	Height of crown h [mm] [in]
$\leq 40 / 1.6$	0.2 – 0.3 / 0.008 – 0.012
$\leq 40 - 112 / 1.6 - 4.4$	0.3 / 0.012
$> 112 - 200 / 4.4 - 7.9$	0.4 / 0.016
$> 200 - 355 / 7.9 - 14$	0.5 / 0.020

Figura 2.11. Relação do diâmetro D da polia com a altura da coroa h .

Fonte: [Habasit, , p. 54]

Afim de conseguir uma boa transmissão de energia livre de deslizamentos, a superfície da polia motora deve apresentar rugosidade $R_a = 1,6\mu m$, quando não ocorre transmissão de potência uma rugosidade aceitável corresponde a $R_a = 3,2\mu m$ [Habasit,].

É importante mencionar que a polia intermediária, além de fornecer centralização da lixa no maquinário, também oferece uma redução na distância entre a polia motora e a roda de contato [Habasit,].

Duas definições são apresentadas para a finalização deste tópico, as definições do diâmetro e da largura da polia. O diâmetro mínimo da polia d_{min} segue padronização ISO e é tabelado, já a largura b da polia é definida na figura 2.12. Os dois parâmetros dependem apenas da largura da correia para serem definidos [Habasit,].

Belt width b_0	Pulley width b
$b_0 \leq 100 \text{ mm} / 4 \text{ in}$	$b = b_0 + 20 \text{ mm} / 0.8 \text{ in}$
$b_0 > 100 \text{ mm} / 4 \text{ in}$	$b = (1.08 \cdot b_0) + 12 \text{ mm} / 0.5 \text{ in}$

Figura 2.12. Relação da largura da polia b com a largura da correia b_0 .

Fonte: [Habasit, , p. 54]

2.5.3 Mancais

Após definição e projeto das polias presentes no sistema, chega a vez do projeto dos mancais. O termo projeto não é muito bem empregado nessa situação, vez que o elemento já foi projetado e construído. Nesse caso o projetista tem o problema de selecionar o mancal que cabe no sistema, suporta as cargas impostas e tem vida satisfatória quando utilizado de maneira adequada [Shigley et al., 2007, p. 536].

Não podemos definir de forma determinística a vida de um mancal, para esse tipo de avaliação são necessárias considerações estatísticas em especial a distribuição weibulliana.

Desta forma chega-se a uma equação que relaciona vida, confiabilidade e carga, de forma a selecionar o mancal de forma correta.

Segundo [Shigley et al., 2007], os mancais são constituídos basicamente de quatro elementos: anel externo, anel interno, elementos rolantes e separadores. Cada tipo de mancal suporta uma forma de carga específica e por isso deve ser selecionado de acordo com a situação apresentada no sistema.

As figuras 2.13 e 2.14 apresentam alguns tipos de mancais que aqui serão classificados. Os mancais de sulco profundo e fila única aguentam cargas radiais e alguma carga axial, já os de contato angular tem maior capacidade axial. Para situação de desalinhamento de deflexão de eixo o mais indicado são mancais de auto-alinhamento e para cargas radiais elevadas a melhor escolha são mancais de fila dupla [Shigley et al., 2007, p. 537].

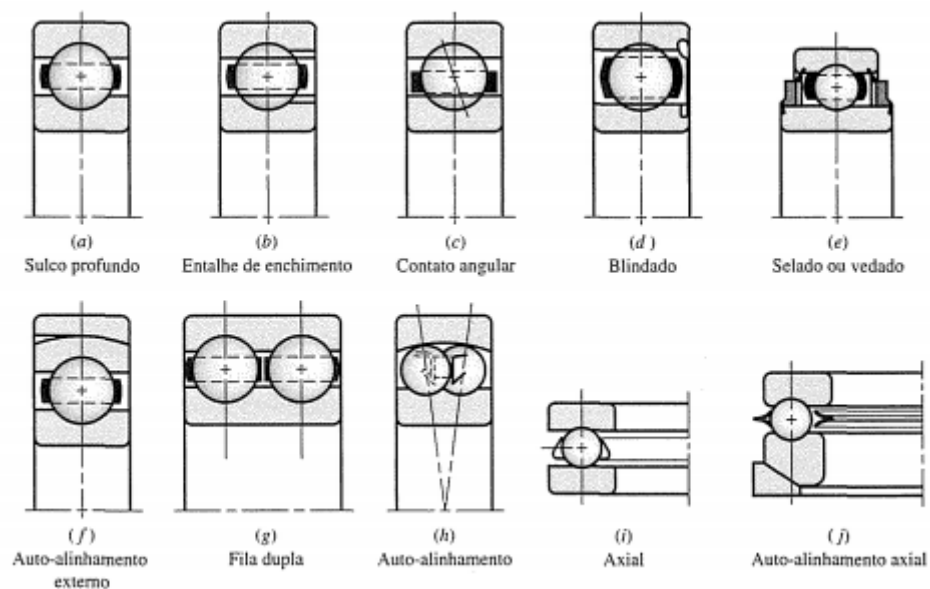


Figura 2.13. Vários tipos de mancais de esferas.

Fonte: [Shigley et al., 2007, p. 537]

Além da utilização de esferas como elemento rolante, também encontramos mancais com rolos. Alguns deles são os mancais de rolos retos, rolos esféricos, mancais de agulha e de rolos cônicos. A tabela 2.5 apresenta suas características.

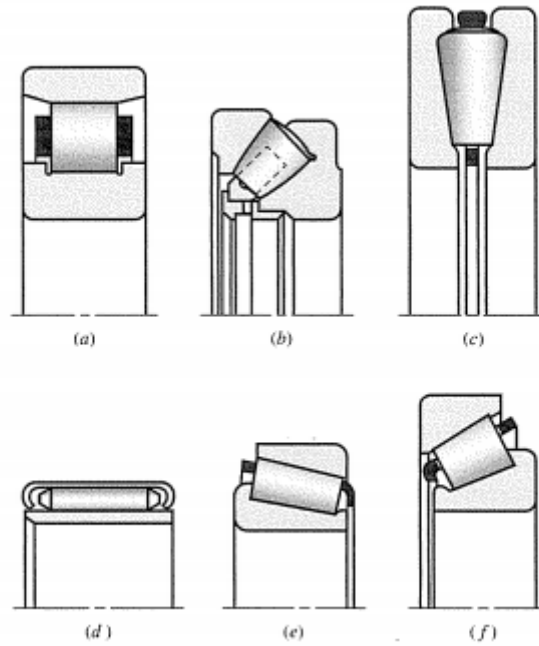


Figura 2.14. Tipos de mancais de rolos: (a) rolos retos;(b) rolos esféricos, axial;(c) rolos cônicos, axial;(d) agulha;(e) rolo cônico;(f) rolo cônico ingreme;

Fonte: Timken Company, apud [Shigley et al., 2007, p. 537]

Tipo de rolo	Característica
Retos	Suportam maiores cargas radiais, mas com a desvantagem da necessidade de alinhamento preciso, por esse motivo também não aceitam cargas axiais.
Esféricos	Utilizados em situações de grandes cargas radiais, também permitem cargas axiais devido o tipo de contato com a pista do rolamento.
Agulha	Aplicação onde o espaço radial é limitado, suporta grande quantidade de carga quando utilizado com separadores.
Cônicos	Combinação das características dos mancais de esferas e de rolos retos, pois suportam igualmente cargas radiais e axiais.

Tabela 2.5. Tipos de rolos e suas características.

Fonte: Autor

Os mancais apresentam blindagem ou vedação que pode ser em um ou em ambos os lados. As duas opções apresentam proteção contra sujeira, no caso da vedação a lubrificação é feita na fábrica mas um método de relubrificação também é fornecido [Shigley et al., 2007, p. 536].

Carga, Vida e Confiabilidade

Durante o funcionamento dos mancais as tensões de contato ocorrem em três elementos do mesmo: Anel externo, anel interno e no elemento rolante. Se utilizado de forma correta, sem presença de sujeira e com temperatura dentro da faixa de operação, a única variável que pode levar o mecanismo à falha é a fadiga [Shigley et al., 2007].

Segundo [Shigley et al., 2007], o termo que classifica o tempo até a falha desse tipo de elemento é a *vida de mancal*, que pode ser medida pelo número de rotações do anel interno ou número de horas de uso até a primeira evidência de fadiga, que consiste na lascagem ou crateramento da superfície de rolagem. Por ter a fadiga como principal causa de falha, a vida de mancal apresenta uma distribuição e parâmetros estatísticos associados [Shigley et al., 2007].

Vida nominal, é o número de revoluções que 90% de um grupo de mancais atinge, antes do critério de falha se manifestar. Sendo representada também por vida mínima, vida L10 e vida B10.

Como mencionado, o problema básico corresponde em relacionar a vida, a velocidade e a carga aplicada com os fatores do fabricante. Isso para que tenhamos a carga de catálogo, definindo assim o mancal que melhor se adéqua a aplicação. Para isso utiliza-se a equação 2.19 a baixo, que é válida para confiabilidade maior que 0,9.

$$C_{10} = F_D \left[\frac{x_D}{X_0 + (\theta - x_0)(1 - R_D)^{\frac{1}{b}}} \right]^{\frac{1}{a}} \quad (2.19)$$

Sendo:

- F_r = Carga aplicada sobre o mancal;
- x_D = Variante adimensional de medida da vida;
- x_0 , θ e b - Correspondem a variantes do fabricante, relacionadas a distribuição weibulliana;
- R_d = Confiabilidade desejada.

Para o cálculo da variante adimensional x_D , que é a razão da vida e velocidade desejada e do fabricante, utiliza-se a equação 2.20. Sendo L_r e n_r , respectivamente a vida [h] e velocidade [rpm] nominais, entregues pelo fabricante [Shigley et al., 2007].

$$x_D = \frac{L}{L_{10}} = \frac{60L_D n_D}{60L_R n_R} \quad (2.20)$$

Após o calculo da carga de catálogo, são necessários loops de projeto. Pois a seleção do mancal deve respeitar o diâmetro mínimo do eixo e inverso também é válido, já que o eixo deve respeitar as restrições geométricas do mancal.

2.5.4 Eixos

Podemos encontrar dois tipos de eixos em um sistema mecânico, os eixos rotativos e os eixos fixos. Os eixos rotativos, utilizados para transmissão de potência, devem suportar cargas torcionais e deflexões flexionais ou até uma combinação desses esforços. Já os eixos fixos ou estacionários, por serem elementos não rotativo, são carregados estaticamente durante o tempo de aplicação da carga que pode ser oriunda do suporte de rodas girantes, polias e elementos similares [Norton, 2013].

É realizada uma definição preliminar das dimensões e detalhes do eixo, que é efetuada após o projeto de tamanho e posicionamento dos elementos nele fixados. Tomadas essas decisões, o projeto do eixo deve ser analisado conforme: Deflexão e rigidez, Tensão e Resistência [Shigley et al., 2007].

A variação do diâmetro do eixo é um método muito utilizado para realização de um posicionamento preciso de seus elementos, essas variações devem ser muito bem pensadas e por isso o projetista deve ter em mente a justificativa para cada degrau projetado. Segundo [Shigley et al., 2007], essas variações apresentam a área crítica do eixo, a qual será projetada para atender as necessidades de resistência. O restante do eixo é projetado pensando nos elementos a serem fixados.

Pensando em uma forma de simplificar o problema, [Shigley et al., 2007], apresenta uma ordem contrária a apresentada por [Norton, 2013]. Para ele, iniciar o problema com a análise das restrições geométricas relacionada com deformação e depois passar para às restrições de resistência associadas as tensões críticas pode tornar o problema mais simples [Shigley et al., 2007, p. 868].

Restrições Geométricas

A distorção dos materiais é inevitável sob qualquer tipo de carga, por esse motivo, controlar esse efeito a fim de evitar o bom funcionamento do equipamento é fundamental. Segundo [Shigley et al., 2007], um dos requisitos a ser considerado é a inclinação permitida por cada tipo de mancal:

- Mancal de rolo cilíndrico $< 0,001$ rad
- Mancal de rolo cônico $< 0,0005$ rad
- Mancal de rolos de sulco e pista profundos $< 0,004$ rad
- Mancal de bolas esféricas $< 0,0087$ rad

Essas considerações são importantes pois o único elemento que representa risco para o funcionamento do equipamento aqui projetado são os mancais, que ficam responsáveis pela conexão das polias movida e intermediária com seus respectivos eixos, logo, o projeto dos eixos deve respeitar essas restrições.

Três condições de distribuição de carga, figura 2.15, foram consideradas para o projeto. A primeira e a segunda representam toda a carga do sistema sobre um dos mancais da polia, e a terceira representa a distribuição da carga nos mancais. A última corresponde ao correto funcionamento da lixadeira, onde a lixa está bem posicionada correspondendo ao bom alinhamento sobre as polias.

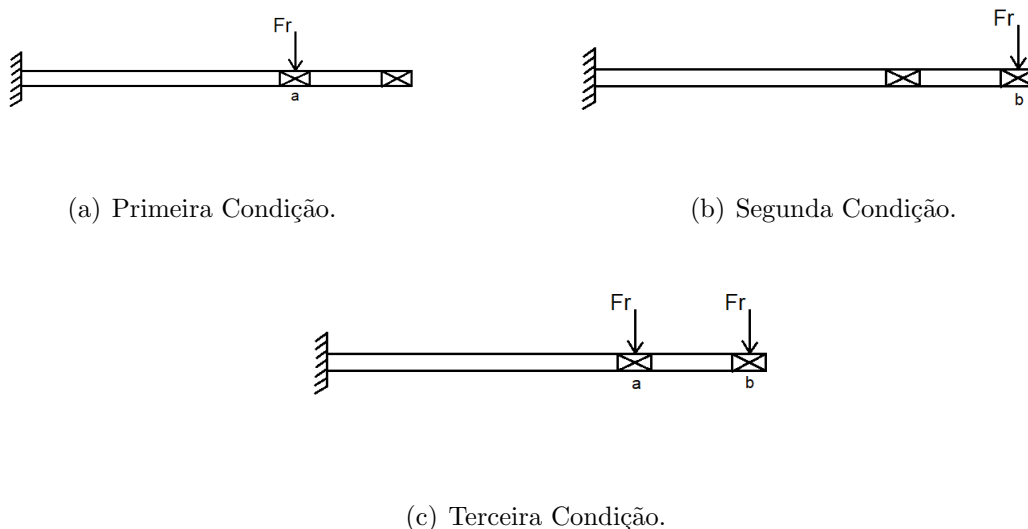


Figura 2.15. Condições de carregamento do eixo, onde: (a) Primeira Condição; (b) Segunda Condição; e (c) Terceira Condição.

A fim de analisar essas três condições de carregamento dois métodos para determinação de deflexão de eixos foram utilizados, o método da integração direta e o método da superposição. Os dois apresentam formas de encontrar a tensão, a deflexão e o deslocamento máximos no eixo.

Método da Integração Direta

Segundo [Hibbeler, 2004], na maioria dos problemas, a rigidez à flexão é constante ao longo do comprimento da viga. E por esse motivo, através de sucessivas diferenciações da equação da curvatura, equação 2.21, e com a consequência das restrições de projeto, que especificam uma inclinação de eixo muito pequena, encontra-se as equações 2.22, 2.23 e 2.24 apresentadas a baixo.

$$\frac{1}{\rho} = \frac{d^2v}{dx^2} \quad (2.21)$$

Para cada uma delas são necessárias diversas integrações para obtenção da deflexão. Cada uma das integrações irá pedir uma constante de integração que serão determinadas, através de condições de contorno pré-definidas, afim de encontrar a solução única do problema [Hibbeler, 2004].

$$EI \frac{d^4 v}{dx^4} = -w(x) \quad (2.22)$$

$$EI \frac{d^3 v}{dx^3} = V(x) \quad (2.23)$$

$$EI \frac{d^2 v}{dx^2} = M(x) \quad (2.24)$$

Importante observar que se o momento interno for determinado, por apresentar menor grau, são necessárias apenas duas constantes para determinação da deflexão.

A baixo o modelo dos eixos será abordado afim de determinar as equações de tensão, deflexão e deslocamento máximos. Ele aborda as duas primeiras condições apresentadas acima, tendo como única diferença a distância entre o engaste da viga e o local de aplicação do carregamento resultante F_r .

Primeira e Segunda Condição

O problema começa retornando a 2.15(a) que apresenta a primeira condição de contorno. O diagrama de corpo livre, o diagrama de força cortante e o diagrama de momento fletor são traçados e apresentados a seguir na 2.16.

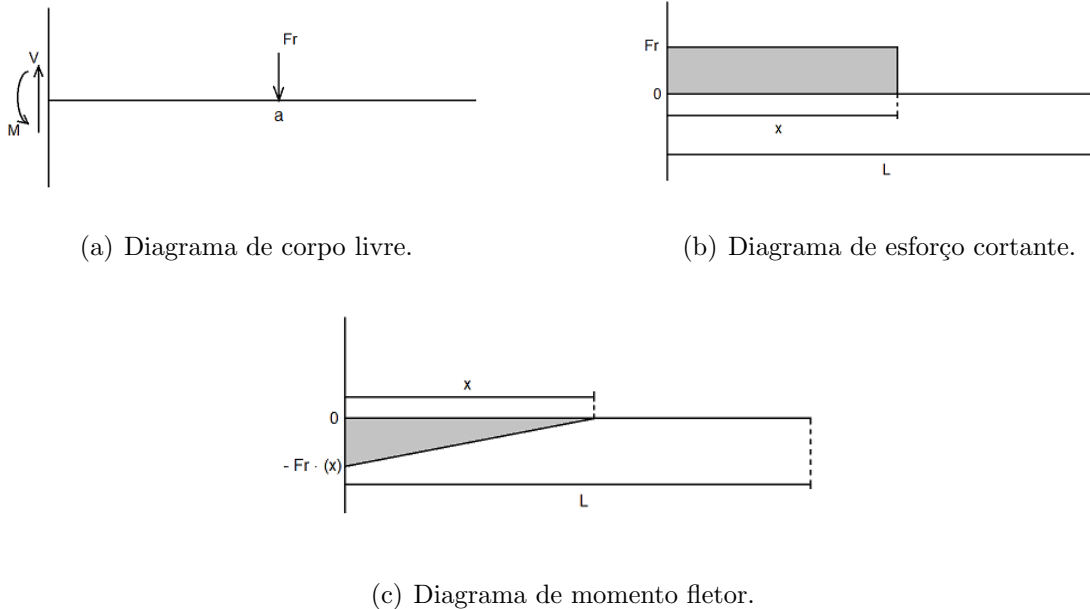


Figura 2.16. Diagramas da primeira condição de carregamento, onde: (a) Diagrama de corpo livre; (b) Diagrama de esforço cortante; e (c) Diagrama de momento fletor.

Através da 2.25, apresentada por [Hibbeler, 2004, p. 225], calcula-se a tensão normal máxima no eixo, que está localizada no ponto mais afastado do eixo neutro.

$$\sigma_{max} = \frac{Mc}{I} \quad (2.25)$$

Sendo:

- M = Momento interno resultante;
- I = Momento de inércia da área da seção transversal;
- c = Distância perpendicular do eixo neutro ao ponto mais afastado do mesmo.

Então aplica-se o método da integração direta para determinação da deflexão do eixo. Sabe-se, conforme diagrama de momento fletor, que $M = F_r \cdot x$. Aplicando isso na [2.24](#) e integrando duas vezes obtém-se:

$$EI \frac{d^2v}{dx^2} = F_r x \quad (2.26)$$

$$EI \frac{dv}{dx} = \frac{F_r x^2}{2} + C_1 \quad (2.27)$$

$$EIv = \frac{F_r x^3}{3} + C_1 x + C_2 \quad (2.28)$$

Agora ocorre a definição das condições de contorno. No engaste da viga encontramos o deslocamento $v = 0$ e a inclinação $dv/dx = 0$, mas agora o eixo x inverte seu posicionamento passando a ser nulo no local de aplicação da força e se torna positivo no sentido da fixação da viga em balanço. Logo temos as duas condições de contorno definidas, que são respectivamente as equações [2.29](#) e [2.30](#).

$$v = 0 \quad em \quad x = x \quad (2.29)$$

$$\frac{dv}{dx} = 0 \quad em \quad x = x \quad (2.30)$$

Com isso as constantes C_1 e C_2 são definidas e quando substituídas nas equações [2.27](#) e [2.28](#), encontra-se as soluções de deslocamento e inclinação do problema proposto. Também sabemos, que nesse caso, a inclinação e a deflexão máximas ocorrem no ponto em que a carga é aplicada. Sendo assim tem-se, respectivamente:

$$\theta_{max} = \frac{-F_r(x)^2}{2EI} \quad (2.31)$$

$$v_{max} = \frac{-F_r x^3}{3EI} \quad (2.32)$$

Sendo x = distância de aplicação da carga até o ponto de fixação da viga em balanço.

A segunda condição é solucionada da mesma maneira, mas ocorre variação do local de aplicação da carga como visto na figura 2.15(b).

Método da Superposição

Com a equação diferencial $EI \frac{d^4v}{dx^4} = -w(x)$, apresentada acima, encontra-se a relação linear entre a carga e a deflexão. Por esse motivo, quando múltiplas cargas atuam em uma viga, suas deflexões podem ser superpostas.

Terceira Condição

Observando a figura 2.15(c), e utilizando a convenção de sinal definida por [Hibbeler, 2004, p. 456], define-se as equações de inclinação e deflexão devido o primeiro esforço aplicado no ponto A. Elas são definidas utilizando o método anterior, com a diferença de que as forças aplicadas nos pontos 'A' e 'B' correspondem a metade da força aplicada nas condições 1 e 2 apresentadas.

$$\theta'_a = \frac{-F_r x^2}{4EI} \quad (2.33)$$

$$v'_a = \frac{-F_r x^3}{6EI} \quad (2.34)$$

Depois da análise dos efeitos no primeiro ponto, são definidas as equações de inclinação e deslocamento no ponto B, também considerando o carregamento em A.

$$\theta'_b = \theta'_a = \frac{-F_r x^2}{4EI} \quad (2.35)$$

$$v'_b = v'_a + \theta'_a \cdot L_{ab} \quad (2.36)$$

Logo,

$$v'_b = \frac{-F_r x^3}{6EI} - \frac{F_r x^3}{6EI} \cdot L_{ab} \quad (2.37)$$

- L_{ab} = Distância em os pontos a e b de aplicação das cargas.

Terminada a avaliação de deflexão e deslocamento para o primeiro carregamento, passa-se para o segundo. Através dessa análise a deflexão e o deslocamento no ponto b, devido ao segundo carregamento, é encontrados e apresentados nas equações 2.38 e 2.39.

$$\theta''_b = \frac{-F_r L^2}{4EI} \quad (2.38)$$

$$v''_b = \frac{-F_r L^3}{6EI} \quad (2.39)$$

Sabe-se que a máxima deflexão e o máximo deslocamento são encontrados no ponto b, pois, segundo o método, os dados encontrados para o primeiro carregamento devem ser superpostos com o do segundo carregamento. Dessa forma, encontra-se:

$$\theta_{max_2} = \frac{-F_r x_a^2}{4EI} - \frac{F_r L^2}{4EI} \quad (2.40)$$

$$v_{max_2} = \frac{-F_r x_a^3}{6EI} - \frac{F_r x_a^2}{4EI} \cdot L_{ab} - \frac{F_r L^3}{6EI} \quad (2.41)$$

Restrições de Resistência

Nessa etapa do projeto de eixos, a avaliação é voltada para as tensões geradas no eixo e se elas são suficientes para gerar uma possível falha por fadiga. O limite de resistência a fadiga é calculado para cada material pré-selecionado, e então essa tensão é utilizada para verificação do diâmetro do eixo.

Falha por Fadiga

Membros de máquinas falham devido a cargas que variam no tempo, mas após maiores análises observou-se que as tensões reais máximas estavam abaixo da resistência última e até da resistência ao escoamento do material. A principal característica dessa falha é a repetição das tensões. E por conta dessas variáveis, a falha é denominada *falha por fadiga* [Shigley et al., 2007].

A falha por fadiga é súbita, diferente da falha estática que envolve grandes deflexões que avisam o usuário sobre a condição da peça. Esse tipo de falha surge a partir de três estágios de desenvolvimento, e por conta disso se difere da fratura frágil estática [Shigley et al., 2007].

No primeiro estágio ocorrem a primeira ou as primeiras micro trincas que são discerníveis a olho nu. No segundo estágio as trincas se propagam deixando de ser micro e passando a ser macro trincas, superfícies de fratura com platôs paralelos separados por sulcos paralelos, e são chamados de marcas de praia. No terceiro e último estágio, o material que restou não suporta mais as cargas e sofre uma fratura repentina, a falha nesse estágio pode ser frágil ou dúctil e até uma combinação das duas. Geralmente as marcas geradas durante o processo apontam para a origem do processo de falha [Shigley et al., 2007].

Segundo [Shigley et al., 2007], existem três abordagens fundamentais para análise de componentes submetidos a cargas cíclicas. Elas basicamente servem para predizer se o elemento irá falhar sob as cargas que estão sendo aplicadas, e qual o tempo de vida desse mecanismo em tais circunstâncias. Eles são o método da vida sob tensão, o método da vida sob deformação e o método da mecânica de fratura linear elástica.

Nesse projeto o método utilizado foi o método da vida sob tensão, pois mesmo sendo o método menos preciso, ele é o de mais simples implementação e possui muitos dados

para uma aplicação adequada para alta ciclagem [Shigley et al., 2007].

Método da Vida sob Tensão

O ensaio de viga rotativa é realizado aplicando uma carga de flexão constante e rotacionando o eixo até o momento da falha, o número de revoluções até o momento da falha é registrado. O primeiro teste é feito com uma carga próxima da resistência última do material e nos próximos testes a carga vai sendo reduzida. Os resultados são utilizados na confecção do diagrama S-N, apresentado na 2.17, onde a ordenada representa a resistência à fadiga (S_e) [Shigley et al., 2007].

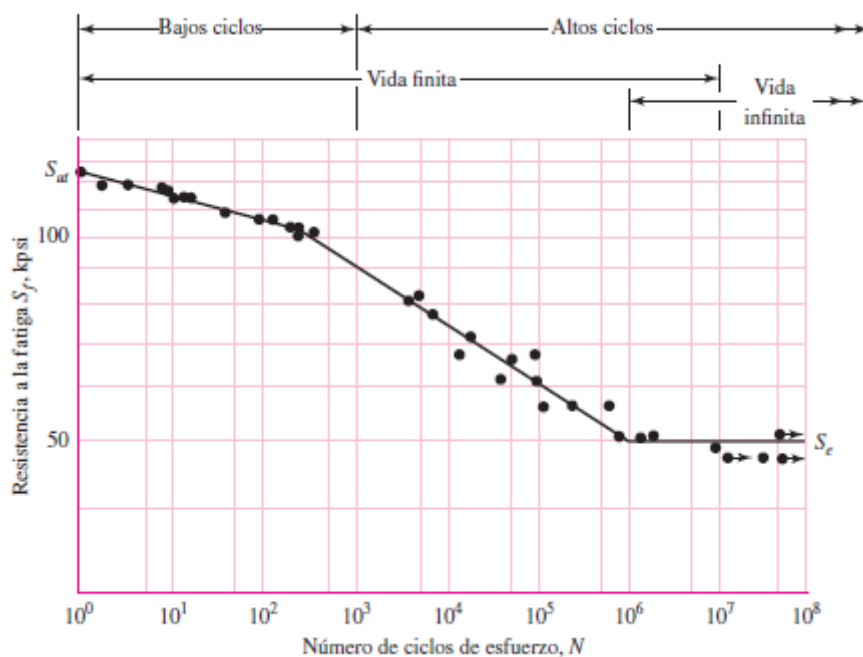


Figura 2.17. Diagrama S-N traçado a partir dos resultados de testes de fadiga axial completamente inversa.

Fonte: [Shigley et al., 2007, p. 310 com modificação.]

Existem materiais que em algum momento o gráfico se torna horizontal, ou seja, a partir desse ponto não ocorrem mais falhas. A resistência que corresponde a essa variação no gráfico é chamada de *limite de resistência a fadiga*. Esse ponto não ocorre para materiais não-ferrosos ou ligas [Shigley et al., 2007].

Serão usados como base duas referências para o calculo do limite de resistência, as duas apresentam fórmulas que o relacionam com a resistência à tração dos aços. Elas estão presentes nas imagens ?? e ?? abaixo.

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

Figura 2.18. Relação entre Limite de resistência e resistência a tração de aços.

Fonte: [Shigley et al., 2007, p. 318]

$$\begin{cases} S_e \equiv 0,5S_w & \text{para } S_w < 200 \text{ kpsi (1400 MPa)} \\ S_e \equiv 100 \text{ kpsi (700 MPa)} & \text{para } S_w \geq 200 \text{ kpsi (1400 MPa)} \end{cases}$$

Figura 2.19. Relação entre Limite de resistência e resistência a tração de aços.

Fonte: [Norton, 2013, p. 328]

Após cálculo do limite de resistência a fadiga, outros fatores devem ser considerados. Dentre eles estão a superfície do material, tamanho, a carga, a temperatura de operação, a confiabilidade e alguns efeitos variados. Conforme [Norton, 2013], todos são fatores modificadores da resistência a fadiga e devem ser considerados durante a definição do limite de resistência a fadiga.

Os fatores de modificação de cada um deles será apresentado durante aplicação do método no tópico 3.3, junto com os resultados obtidos para seleção do material a ser utilizado na lixadeira.

Ao finalizar a estimativa do limite de resistência a fadiga do material, um diâmetro para o eixo é calculado para que este possua a vida necessária para o projeto. Esse diâmetro é comparado com o entregue pelos cálculos de restrição geométrica do eixo e então um diâmetro necessário é definido.

2.5.5 Braço e Estrutura

Para simplificação da avaliação dos componentes, uma simulação numérica utilizando o software ANSYS foi realizada. Toda essa análise é baseada no *Método dos Elementos Finitos* (MEF), que apresenta uma aproximação para solução de problemas complexos [Dias et al., 2010].

Segundo [Dias et al., 2010], é um método matemático para soluções aproximadas de problemas científicos e de engenharia. Para a simulação é necessário discretizar a estrutura da lixadeira, ou seja, os elementos foram divididos em um número finito de elementos através de uma malha [Dias et al., 2010].

As cargas são acrescentadas ao sistema e então aproximações do deslocamento, tensões, vida em fadiga, e outros, são apresentados após análise computacional.

Para [Dias et al., 2010], o processo é dividido em três etapas, o pré-processamento, a análise e o pós-processamento. Para que elas possam ser realizadas, é necessário um

conhecimento prévio das teorias e dos elementos a serem testados. Por esse motivo o braço e a estrutura da lixadeira serão apresentados quanto a sua solicitação e funcionalidade.

Braço

O braço da lixadeira, como visto na imagem 2.3, é responsável pela fixação de todo o conjunto da roda de contato e de alguns adicionais do equipamento.

Para seu projeto é necessário o conhecimento sobre carregamentos combinados de resistência de materiais, pois a viga está submetida a forças axiais e cisalhantes, e também a momento fletor e torsor.

Essa análise pode ser feita pelo princípio da superposição, assim, é necessário determinar as tensões resultantes de cada carga e então superpor todas elas a fim de identificar a distribuição de tensão resultante [Hibbeler, 2010].

Segundo [Hibbeler, 2010], esse princípio pode ser utilizado quando não ocorrem grandes deformações no elemento e a relação tensão e carga é linear.

Estrutura

Pode-se separar a estrutura da lixadeira em três partes distintas. A primeira, e principal, corresponde a uma viga-caixão. Segundo [Hibbeler, 2010, p. 276], é um elemento estrutural composto por vários elementos que tem por finalidade aumento da resistência às cargas impostas. Nesse caso os componentes da viga são fixados por parafusos, mas em outras aplicações podem ser utilizados pregos, material de soldagem, entre outros.

A segunda parte é o mecanismo de alinhamento da lixa, que deve suportar as cargas aplicadas sobre a polia intermediária.

E a terceira parte da estrutura são os pés de apoio, que tem o objetivo de fixar a peça principal na bancada ou em uma chapa onde são fixados o motor e o equipamento de controle de velocidade do mecanismo. Também tem por objetivo prevenir contra vibrações excessivas e suportar todas as cargas do sistema.

3 Desenvolvimento

Feita a apresentação das teorias necessárias para o desenvolvimento ou seleção de cada elemento do projeto, nesse tópico as decisões tomadas e os resultados obtidos serão expostos.

Os softwares MATLAB, EXCEL, CATIA e ANSYS foram utilizados para simplificação de cálculos e desenho da estrutura. Os resultados obtidos serão apresentados por meio de tabelas e imagens. As rotinas desenvolvidas em MATLAB e os desenhos técnicos feitos no CATIA serão apresentados, respectivamente, nos apêndices [A](#) e [B](#).

3.1 Obtenção de Carregamentos

O início do projeto é focado na obtenção dos carregamentos e outras características do sistema da lixadeira. Como mostrado no tópico [2.5.1](#), oito variáveis devem ser determinadas através das equações mostradas. são elas:

- Distância entre polias;
- Ângulos de contato;
- Velocidade da correia;
- Tensão circunferencial;
- Tensão Inicial;
- Tensão do lado apertado;
- Tensão do lado folgado;
- Torque;

Para cálculo dessas variáveis, foram definidos parâmetros conforme fabricantes e recomendações da literatura utilizada. Esses parâmetros estão apresentados na tabela [3.1](#) abaixo. Também é apresentada uma lista com uma breve explicação para cada um deles.

Parâmetros	Valor
Comprimento da correia	2000 [mm] / 78,74 [in]
Diâmetro da Polia Maior	250 [mm] / 9,84 [in]
Rotação Máxima	3490 rpm
Coefficiente de Fricção	0,22
Peso da correia	40,8 [g] / 0,089979 [lbf/ft]
Fator de serviço	1,5
Fator de segurança	1,5
Potência do motor	2 [cv] / 1,973 [hp]

Tabela 3.1. Parametros para cálculo dos carregamentos

Fonte: Autor

- Comprimento da correia: Selecionado de acordo com as lixadeiras de cinta encontradas no mercado.
- Diâmetros das polias: Selecionadas conforme velocidade requisitada pelo fabricante das lixas.
- Coeficiente de fricção: Segue valor apresentado na literatura.
- Peso da correia: Dados do fabricante.
- Fatores de serviço: Segue valor apresentado por [Shigley et al., 2007, p. 837], que segue padrão para choques médios e elevados.
- Fator de projeto: Valor definido conforme recomendações de [Shigley et al., 2007] e [Norton, 2013].
- Potência do motor: Adotada conforme lixadeiras presentes no mercado.

Um código foi desenvolvido, através do MATLAB, para cálculo das variáveis desejadas. Ele é baseado nas equações apresentadas na seção 2.5.1, e está apresentado no Apêndice A.

Dois resultados foram obtidos com o programa, o primeiro considerando a polia motora de 4 [in] e o segundo com uma polia de 6 [in]. Todos os resultados são apresentados na tabela 3.2.

Variáveis	Polia 4"	Polia 6"
Distância entre polias	0,72 [m] / 28,35 [in]	0,68227 [m] / 26,861 [in]
Angulo de contato:		
θ_d	2,93523 [rad] / 168,17629 [deg]	2,99851 [rad] / 171,80196 [deg]
θ_D	3,34795 [rad] / 191,82341 [deg]	3,28467 [rad] / 188,19773 [deg]
Velocidade da correia	3654,719 [ft/min] / 18,5659 [m/s]	5482,079 [ft/min] / 27,8489 [m/s]
Tensão Circunferencial	1,584137 [lbf] / 7,04659 [N]	3,564316 [lbf] / 15,85487 [N]
Tensão Inicial	64,21508 [lbf] / 285,64290 [N]	41,96706 [lbf] / 186,67878 [N]
Tensão do lado apertado	85,84103 [lbf] / 381,83992 [N]	58,89258 [lbf] / 261,96725 [N]
Tensão do lado folgado	45,75740 [lbf] / 203,53905 [N]	32,17016 [lbf] / 143,1 [N]
Torque	80,16726 [lbf.in] / 9,05768 [N.m]	80,16726 [lbf.in] / 9,05768 [N.m]

Tabela 3.2. Resultado das variáveis para polias de 4 e 6 [in]

Fonte: Autor

A fim de proporcionar redução dos carregamento, menor distância entre as polias e também atender a velocidade da ferramenta abrasiva os valores encontrados para a polia motora de 6 [in] foram considerados para o projeto.

Após aquisição desses dados, as tensões no lado apertado e folgado foram decompostas de acordo com o angulo de contato θ_D . Esse procedimento determina as forças oriundas da transmissão de potência através da lixa que são aplicadas ao eixo da roda de contato, Figura 3.1.

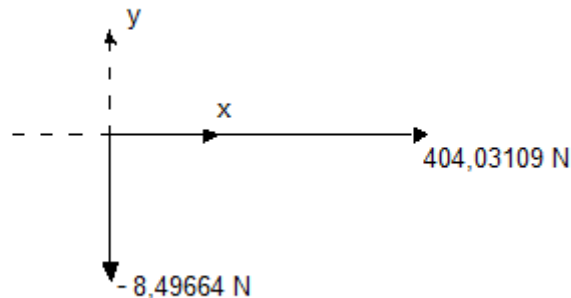


Figura 3.1. Forças devido funcionamento do sistema.

Fonte: Autor

Para finalizar a definição da força aplicada ao eixo da roda de contato, adiciona-se ao eixo y o peso da polia. O peso é definido considerando que a polia é um cilindro de alumínio com densidade igual a $2,71 [g/cm^3]$. Com isso define-se a força resultante no eixo, Figura 3.2.

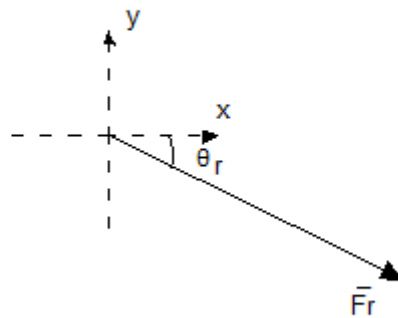


Figura 3.2. Força resultante aplicada ao eixo da roda de contato.

Fonte: Autor

Sendo:

$$F_r = 420,382 \quad [N] \quad (3.1)$$

$$\theta_r = -16,03 \quad [deg] \quad (3.2)$$

3.2 Mancais

O projeto dos mancais para a lixadeira começa com o entendimento da situação crítica para esse elemento. Ao ligar o equipamento a lixa pode escorregar e aplicar todo o carregamento proveniente da transmissão em apenas um dos mancais, isso ocorrer por falha na regulagem do sistema de alinhamento da lixa.

A fim de projetar mancais que suportem essa situação, toda a força resultante do sistema foi considerada como a carga aplicada sobre eles. Ou seja, na equação 2.19 o termo F_D se iguala a F_r da equação 3.1.

Depois da definição da carga, passa-se ao cálculo de X_D , equação 2.20. O fabricante selecionado, SKF, fornece o valor de L_{10} . O cálculo de L depende do valor da vida L_D e da velocidade de rotação n_D .

O fator L_D é embasado em uma tabela, que associa a vida do mancal ao tipo de aplicação, presente em [Shigley et al., 2007, p. 547]. n_D é calculado por meio da velocidade da correia, que ao passar na roda de contato faz com que ela rotacione 2127,5 vezes por minuto. Logo,

$$x_D = \frac{60 \cdot 11000 \cdot 2127,5}{10^6} = 1404,15 \quad (3.3)$$

As variáveis x_0 , θ e b , também são entregues pelo fabricante e correspondem respectivamente a 0,02, 4,459 e 1,483 [Shigley et al., 2007, p. 573].

O termo 'a' diferencia a carga de catálogo para mancais de esferas e mancais de rolos (cilíndricos e cônicos). Seu valor é dado por [Shigley et al., 2007, p. 540], sendo:

- $a = 3$ para mancais de esferas
- $a = 10/3$ para mancais de rolos (rolo cilíndrico e cônico)

Após definir a confiabilidade R_D em 99%, chega-se aos resultados de C_{10} apresentados na tabela 3.3

	Mancais de esferas	Mancais de rolos
C_{10} [kN]	7,81	5,831

Tabela 3.3. Carga de catálogo para os mancais.

Fonte: Autor

Os possíveis mancais a serem utilizados no projeto foram selecionados comparando o catálogo da SKF, os valores dos rolamentos e suas funcionalidades. Sendo assim, os rolamentos rígidos de uma carreira de esferas foram selecionados pois atendem o projeto suportando a carga radial e alguma carga axial oriunda de um movimento no sistema e também por possuírem uma menor restrição de deflexão. A série dos rolamentos e suas características são apresentadas na tabela 3.4.

Série	Diâmetro interno [mm]	Diâmetro externo [mm]	Espessura [mm]	C_{10} [kN]
6300	10	35	11	8,52
6301	12	37	12	10,1
6202	15	35	11	8.06
6302	15	35	11	11,9

Tabela 3.4. Carga de catálogo para os mancais.

Fonte: Autor

A seleção também deve levar em conta o tipo de vedação do mancal. O fabricante apresenta as diretrizes para a seleção da vedação, e elas são apresentadas na Figura 3.3.

Diretrizes de seleção para as soluções de vedação da SKF					
Requisito	Placas de proteção	Vedações sem contato	Vedações de baixo atrito	Vedações de contato	
	Z, ZS	RZ	RSL	RSH	RS1
Baixo atrito	+++	+++	++	○	○
Alta velocidade	+++	+++	+++	○	○
Retenção de graxa	○	+	+++	+++	++
Exclusão de poeira	○	+	++	+++	+++
Exclusão de água	estática	-	○	+++	++
	dinâmica	-	○	+	+
	alta pressão	-	○	+++	○

Símbolos: +++ = melhor ++ = muito bom + = bom ○ = razoável - = não recomendado

Figura 3.3. Diretrizes de seleção para as soluções de vedação da SKF.

Fonte: Catálogo Rolamentos de esferas SKF

Com as diretrizes, uma lista de prioridade de vedação é feita conforme as características desejadas (Tabela 3.5). Observando a tabela, a vedação de maior prioridade esta a esquerda e o de menor a direita.

Prioridade	RSL / RZ / RSH / Z
------------	--------------------

Tabela 3.5. Lista de prioridade de vedação.

Fonte: Autor

Para finalização da seleção dos mancais o projeto de eixos deve ser realizado, com o objetivo de identificar o diâmetro interno necessário para o encaixe dos dois elementos.

3.3 Definição de Eixos

Dois cenários foram analisados para o projeto do eixo. Um visa a usinagem em aço 1010, e outro substitui a usinagem do elemento por um parafuso comercial classe 8.8. Para escolha de qual opção utilizar, as duas alternativas foram consideradas conforme apresentado na seção 2.5.4, e foram analisadas de acordo com as restrições geométricas e depois considerando as restrições de resistência.

3.3.1 Restrição geométrica

Os métodos e condições apresentados no tópico 2.5.4, são exemplos que seguem o projeto real da lixadeira. A imagem 3.4 apresenta a disposição dos elementos no eixo e considerando as situações da figura 2.15 encontra-se três equações para deflexão e deslocamento do mesmo.

Na figura 3.4 o engaste do eixo representa sua fixação no braço da lixadeira, o espaço de 20mm foi considerado para possíveis ajustes no alinhamento das polias.

Um código que considera o comprimento do eixo, a distância do engaste até a polia, o módulo de elasticidade do material aplicado, a força radial e a restrição de inclinação para os mancais foi desenvolvido no MATLAB para cálculo dos diâmetros necessários. O código é apresentado no apêndice A.

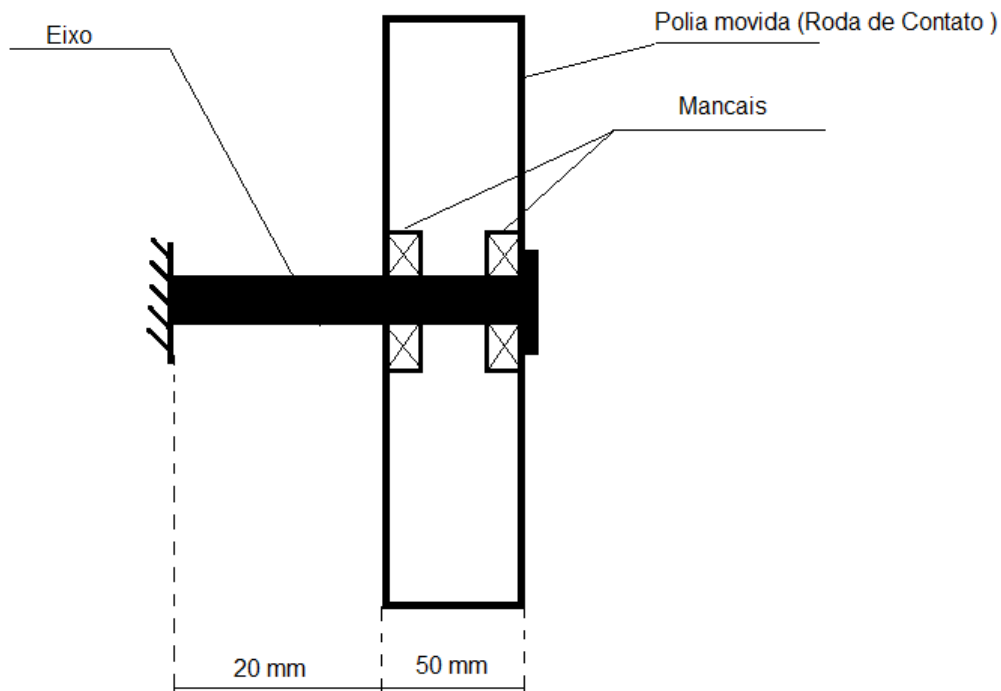


Figura 3.4. Esquema do posicionamento da polia no eixo.

Fonte: Autor

Os valores utilizados no programa, tanto para o aço 1010 quanto para o parafuso classe 8.8, são apresentados na tabela 3.6. O comprimento do eixo e a distância do braço até a polia são definições de projeto, a inclinação corresponde ao limite permitido pelo mancal de esferas. O módulo de elasticidade do parafuso classe 8.8 foi retirado de [Thompson, 2017] e difere do aço 1010.

	Aço 1010	Classe 8.8
Comprimento do eixo [m]	0,07	0,07
Distância do engaste até polia [m]	0.02	0,02
E [GPa]	190	210
Força Aplicada [N]	-420,382	- 420,383
Inclinação Máx. [rad]	0,0087	0,0087

Tabela 3.6. Valores aplicados para cálculo de diâmetro.

Fonte: Autor

Após aplicar os valores no código programado os resultados para os diâmetros encontrados foram:

	1ª condição	2ª condição	3ª condição
Aço 1010 [mm]	5,67	10,61	9,1
Classe 8.8 [mm]	5,54	10,4	8,9

Tabela 3.7. Resultado para diâmetros.

Fonte: Autor

Esses diâmetros mostram que a 2ª condição é a mais crítica, assim os valores encontrados para ela serão analisados na próxima etapa, restrição de resistência. Também pode-se excluir os rolamentos da série 6300 do projeto por terem diâmetro interno inferior ao valor exigido pela restrição geométrica dos eixos.

3.3.2 Restrição de Resistência

O objetivo nessa etapa do projeto de eixo é definir se os diâmetros encontrados para a situação crítica suportam a tensão máxima provocada pelo carregamento e se podem sofrer falha por fadiga durante a utilização da lixadeira. Isso é feito comparando a tensão máxima com o limite de escoamento do material, e também calculando os valores do limite de resistência a fadiga para cada um deles e comparando com a tensão máxima provocada pelo carregamento.

O cálculo do limite é iniciado com sua relação com a tensão de escoamento do material apresentado na figura 2.19. O aço 1010 apresenta tensão de escoamento de 365 MPa, e para o parafuso de classe 8.8, [Thompson, 2017, p. 34] após a realização de ensaios define a resistência a tração em 866 ± 19 MPa. Com isso S'_e para o aço 1010 e para o parafuso classe 8.8 são definidos e apresentados na tabela 3.8

	Aço 1010	Classe 8.8
S'_e [MPa]	182,5	423,5

Tabela 3.8. Resistência a Fadiga baseada na tensão de escoamento.

Fonte: Autor

Mas esse não é o valor final, os fatores de correção devem ser aplicados para que a resistência a fadiga seja melhor aplicada a peça projetada. Segundo [Norton, 2013, p. 330], esses são os fatores de redução da resistência e tem relação com o carregamento, com o tamanho da peça, sua superfície, a temperatura de funcionamento e a confiabilidade desejada.

Seguindo os requisitos de aplicação de [Norton, 2013, p. 330], para o aço 1010 os fatores que afetam na resistência a fadiga são a superfície e a confiabilidade. Conforme fórmulas apresentadas em referência:

$$C_{superf} = 4,51(365)^{-0,265} = 0,944 \quad (3.4)$$

$$C_{conf} = 0,897 \quad para \quad R = 0,9 \quad (3.5)$$

Sendo assim, o limite de resistência a fadiga para o aço 1010 é definido por:

$$S_e = C_{superf} \cdot C_{conf} \cdot S'_{e1010} \quad (3.6)$$

Logo,

$$S_{e1010} = 154,5 \quad MPa \quad (3.7)$$

Agora para o parafuso de classe 8.8 apenas o fator de confiabilidade interfere, isso porque é um componente de aço tratado, tendo $C_{superf} = 1$. Por esse motivo consegue-se um aumento na confiabilidade do elemento. Conforme [Norton, 2013, p. 335], para R=99,9999% tem-se $C_{conf} = 0,62$. Assim:

$$S_{e8.8} = C_{conf} \cdot S'_{e8.8} \quad (3.8)$$

$$S_{e8.8} = 262,57 \quad MPa \quad (3.9)$$

A tabela 3.9 compara os valores das tensões máximas calculadas, para o raio de 6mm de eixo (menor diâmetro interno valido para os mancais) com os valores obtidos da resistência a fadiga para os dois casos analisados.

	σ_{max}	S_e
aço 1010	173,46[MPa]	154,5[MPa]
Classe 8.8	173,46[MPa]	262,57[MPa]

Tabela 3.9. Tensão máxima x Resistência a fadiga.

Fonte: Autor

Com esses resultados é possível observar que a utilização de um parafuso classe 8.8 M12 atende tanto os requisitos geométricos quanto os de resistência, além disso se adéqua

ao diâmetro interno dos mancais série 6301 apresentados na tabela 3.3.

3.4 Projeto de polias

Três polias serão utilizadas na lixadeira, a polia motora, a polia movida (roda de contato) e a polia intermediária. Além dos dados apresentados no tópico 2.5.2, as informações do mancal selecionado também são necessárias para as tolerâncias para encaixe nos mancais.

3.4.1 Polia motora

Dois diâmetros de polia foram selecionados para possível utilização no projeto, as polias motoras de 4 e 6 [in]. Com os diâmetros, as equações 2.17, 2.18 e a figura 2.12, os parâmetros para projeto são todos definidos e apresentados na tabela 3.10.

	4"	6"
b [mm]	70	70
h [mm]	0,3	0,4
R [mm]	2010	1340

Tabela 3.10. Parâmetros polia motora.

Fonte: Autor

Conforme bibliografia apresentada, a superfície das polias projetadas deve apresentar rugosidade $R_a = 1,6\mu m$. Os desenhos técnicos das polias são apresentados no Apêndice B.

Para os dois casos o furo central corresponde ao encaixe do eixo do motor. O acoplamento polia/eixo é realizado por meio de chaveta determinada pelo fabricante.

3.4.2 Polia intermediária

Essa polia tem função de guia para a cinta no sistema da máquina, ela é responsável por alinhar a lixa e também por transferir o carregamento do tensionador para o elemento.

Ele segue os mesmos parâmetros da polia motora, com a diferença da definição do diâmetro. Segundo [Habasit, , p. 26], as polias que servem como guia devem ter um ângulo mínimo de contato de 30° .

Uma rotina foi desenvolvida em EXCEL para cálculo do diâmetro necessário para a polia. A rotina deve ser utilizada com o auxílio de uma plataforma CAD para definição dos fatores de entrada. Nela são calculados o ângulo de contato da polia intermediária e o comprimento da correia conforme extensão de lixa em contato e entre as polias.

A figura 3.5 apresenta os resultados obtidos para uma polia intermediária de 60mm de diâmetro, nele é possível identificar o ângulo de contato dentro do aceitável e o comprimento da correia próximo do valor original, essa diferença pode ser retirada com uma pequena regulagem do braço da lixadeira.

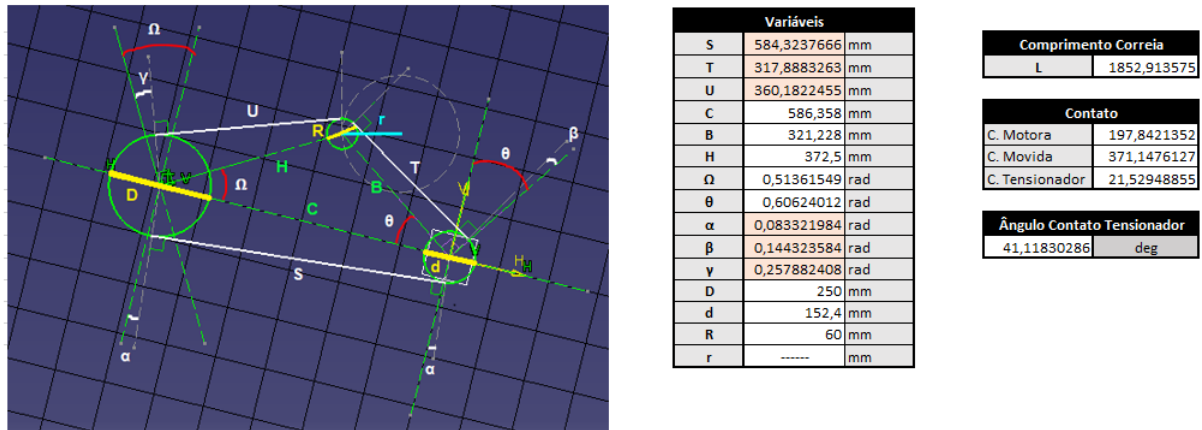


Figura 3.5. Rotina para calculo do ângulo de contato da polia intermediária.

Fonte: Autor

Com a definição do diâmetro da polia, tem-se:

Diâmetro [mm]	60
b [mm]	70
h [mm]	0,3
R [mm]	2010

Tabela 3.11. Parâmetros polia intermediária.

Fonte: Autor

O desenho técnico da polia intermediária está apresentado no Apêndice B.

3.4.3 Polia Movida (Roda de Contato)

O projeto da roda de contato é diferente das outras polias e por estar em contato direto com a peça não apresenta as folgas recomendadas na bibliografia. Apresenta espessura $b=50\text{mm}$, ou seja, a mesma da lixa utilizada no maquinário. Essa diferença permite maior manobrabilidade da peça no momento da usinagem.

Não é apresentado nenhum desenho desse componente pois a escolha de uma peça comercial foi mais vantajosa, ela apresenta face plana e diâmetro de 250mm. O diâmetro foi selecionado conforme necessidade do fabricante da ferramenta abrasiva, pois sua relação com a polia motora permite a velocidade ideal de funcionamento da maquina que deve ser entre 5 e 30m/s.

Tanto a polia intermediária quanto a roda de contato terão os mancais selecionados acoplados e sua conexão a estrutura será feita através do parafuso classe 8.8 M12.

3.5 Braço e Estrutura

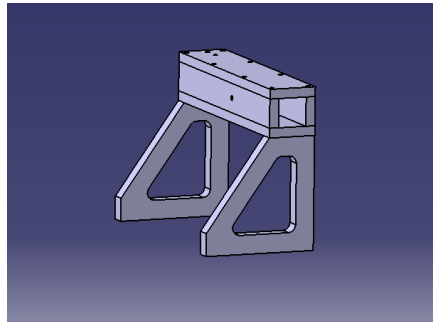
Como dito anteriormente, a análise da estrutura da lixadeira foi realizada por meio do software ANSYS. Esta fase do projeto foi dividida em etapas correspondentes ao desenvolvimento da estrutura no software CATIA, validação do ANSYS e por fim as simulações.

Desenvolvimento da estrutura

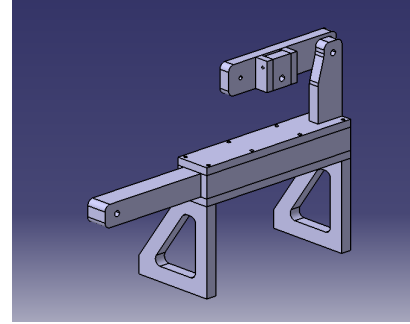
Todo o projeto da estrutura foi baseado em lixadeiras comerciais, ele foi desenvolvido considerando as características do aço 1010 por conta da facilidade de aquisição do material. Duas espessuras de chapa foram consideradas, chapas de 1/2 e de 3/4 de polegada.

A estrutura foi pensada para uma fixação através de parafusos de 6mm de diâmetro de diferentes comprimentos. Em locais de maior solicitação foram colocados parafusos de 10mm de diâmetro. A figura 3.6 apresenta a estrutura com e sem o tensionador, e também com o acoplamento do motor junto a polia motora.

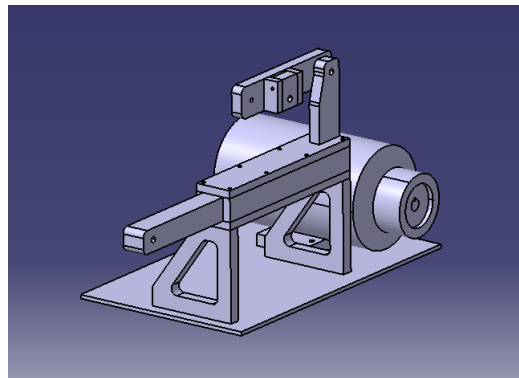
O software ANSYS apresenta a possibilidade de amarração da estrutura sem a necessidade de desenvolvimento dos parafusos em CAD. Por esse motivo eles não foram desenhados. Ao total, doze peças foram projetadas para as análises da estrutura, todos os desenhos técnicos estão presentes no Apêndice B.



(a) Estrutura.



(b) Estrutura com braço e mecanismo do tensionador.



(c) Estrutura com motor e polia motora.

Figura 3.6. Configurações da estrutura, onde: (a) Estrutura; (b) Estrutura com braço e tensionador; e (c) Estrutura com motor e polia motora.

Validação

A validação do ANSYS foi realizada por meio dos cálculos feitos para os eixos. Um eixo de 12mm de diâmetro foi desenhado e exportado para o programa, depois disso uma simulação para cálculo da tensão, deflexão e deslocamento foi feita e os resultados obtidos apresentaram erro de aproximadamente 3%. Esse erro pode ter ocorrido por conta das características do material pois na biblioteca do programa não temos o aço 1010 e sim um aço estrutural com propriedades muito próximas.

Junto a esse erro deve-se lembrar que, como mencionado na bibliografia, os programas baseados em MEF apresentam aproximações dos resultados reais.

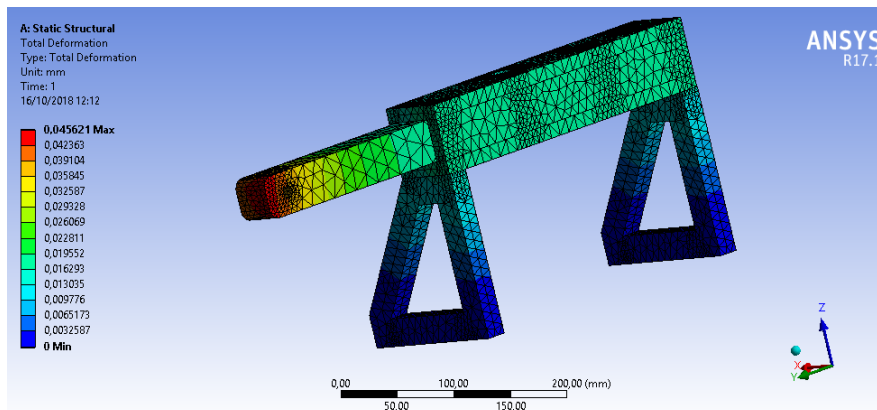
Simulação

As simulações foram divididas em cinco etapas, isso para análise da funcionalidade da viga caixão e dos mecanismos de engaste fornecidos pelo ANSYS.

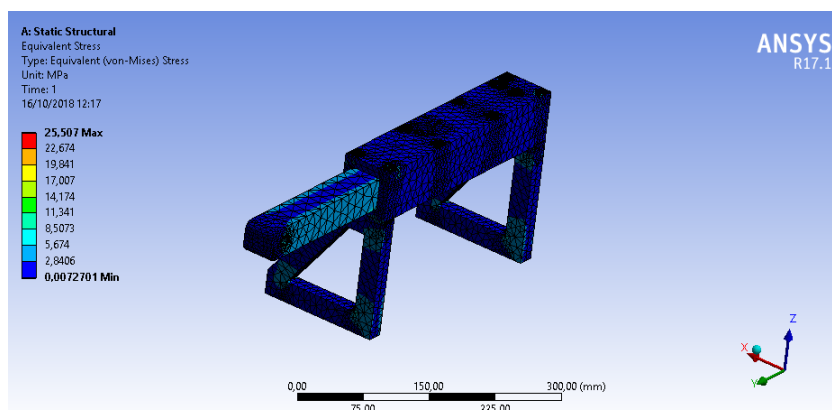
A primeira corresponde a todos os elementos fixos um aos outros, tornando todos um só elemento. A segunda apresenta a estrutura separada de suas bases, considerando sua união realizada por meio de parafusos. Na terceira o braço também foi separado da

estrutura. A quarta e situação real de funcionamento apresenta todos os elementos presos por parafusos e considerando a fricção entre eles.

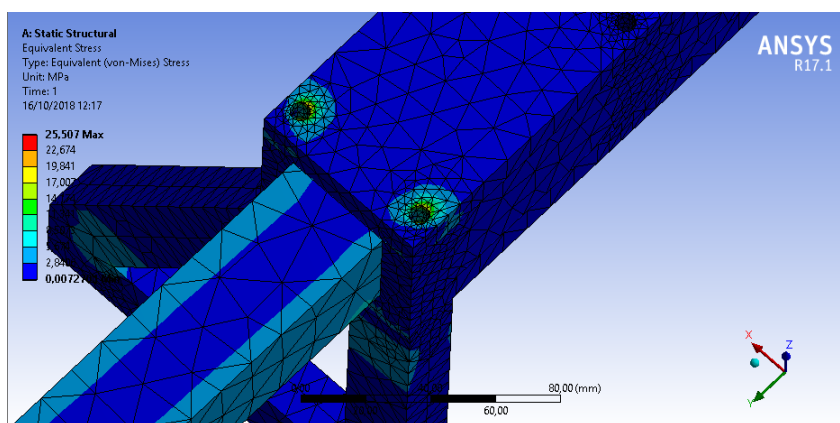
Para efeito de análise foram consideradas apenas a terceira e a última condições, elas são apresentadas nas figuras 3.7 e 3.10 abaixo.



(a) Deformação.



(b) Tensão.



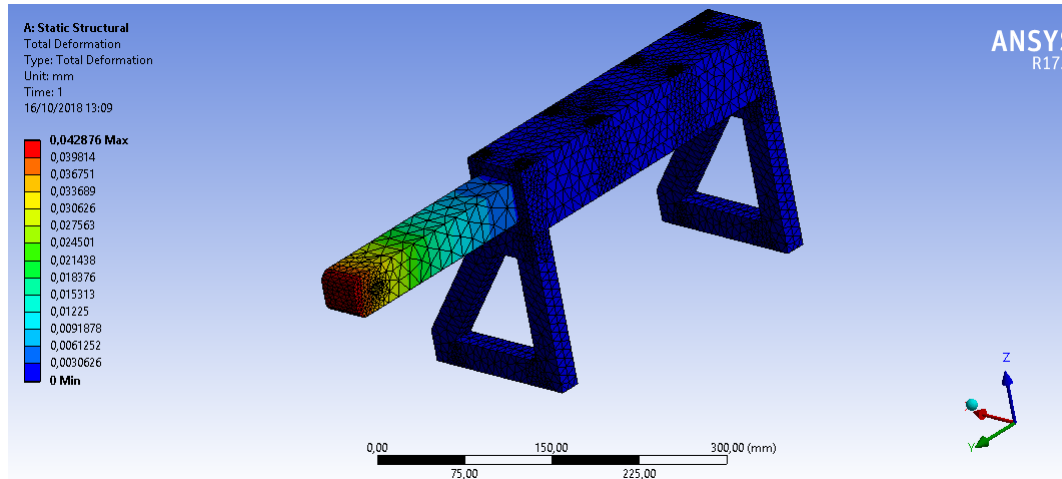
(c) Local de máxima tensão.

Figura 3.7. Resultados terceira etapa, onde: (a) Deformação; (b) Tensão; e (c) Local de máxima tensão.

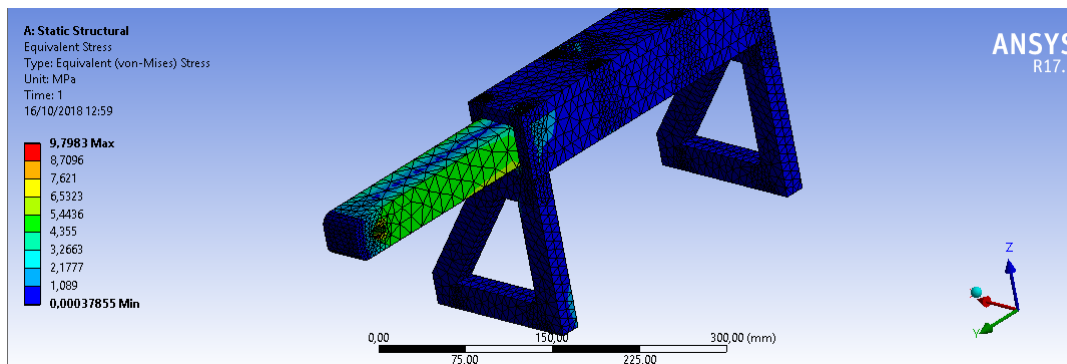
Quando analisada as duas situações, observa-se exatamente o descrito na bibliografia.

Quando a simulação é realizada considerando a viga caixão, as tensões e deformações do sistema são reduzidos. A deformação é a menos afetada quase não apresentando mudança, já as tensões são reduzidas em mais da metade.

O ponto máximo de deformação, como esperado nos dois casos, ocorre no braço do sistema. Já as tensões ficam mais distribuídas no caso da viga caixão, mas nos dois casos ocorrem no primeiro par de parafuso localizados no ponto de entrada do braço.



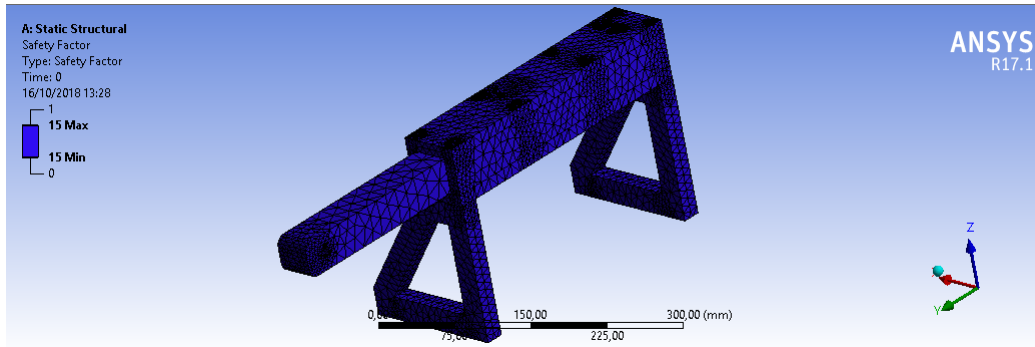
(a) Deformação.



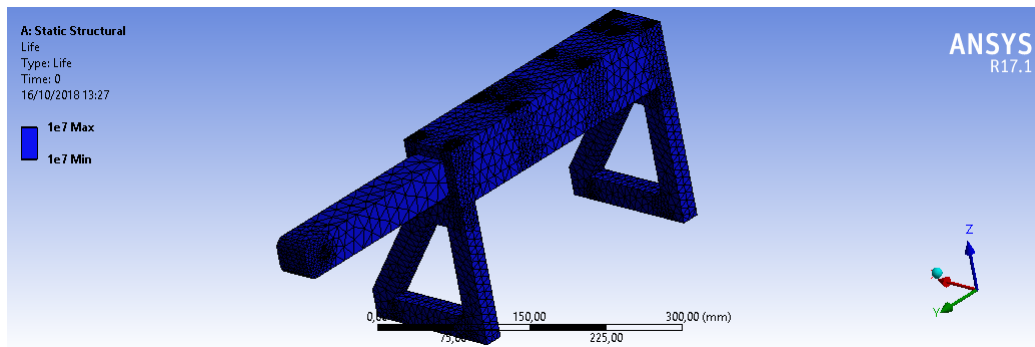
(b) Tensão.

Figura 3.8. Resultados quarta etapa, onde: (a) Deformação; (b) Tensão.

Visto os resultados e melhorias apresentadas pela utilização da viga caixão, é hora de realizar uma simulação voltada para obtenção do fator de segurança e da vida em fadiga da estrutura. Resultados apresentados na figura 3.9.



(a) Deformação.

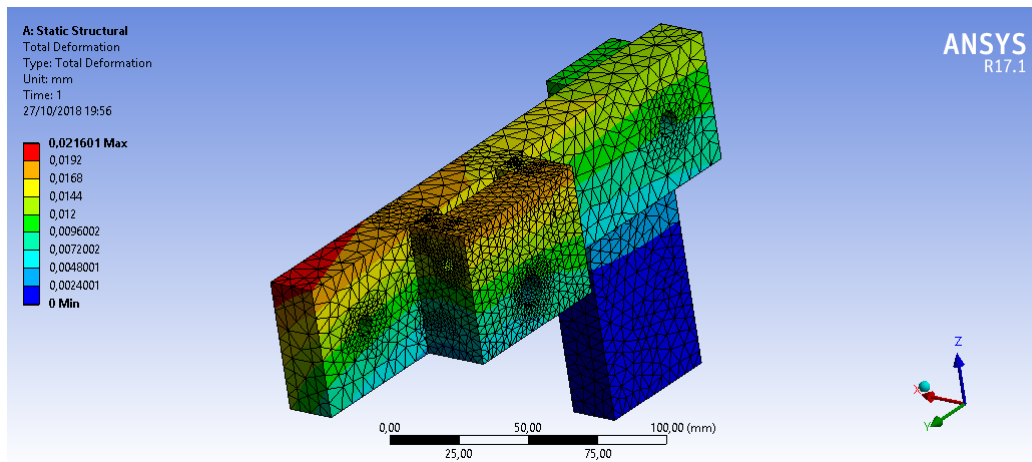


(b) Tensão.

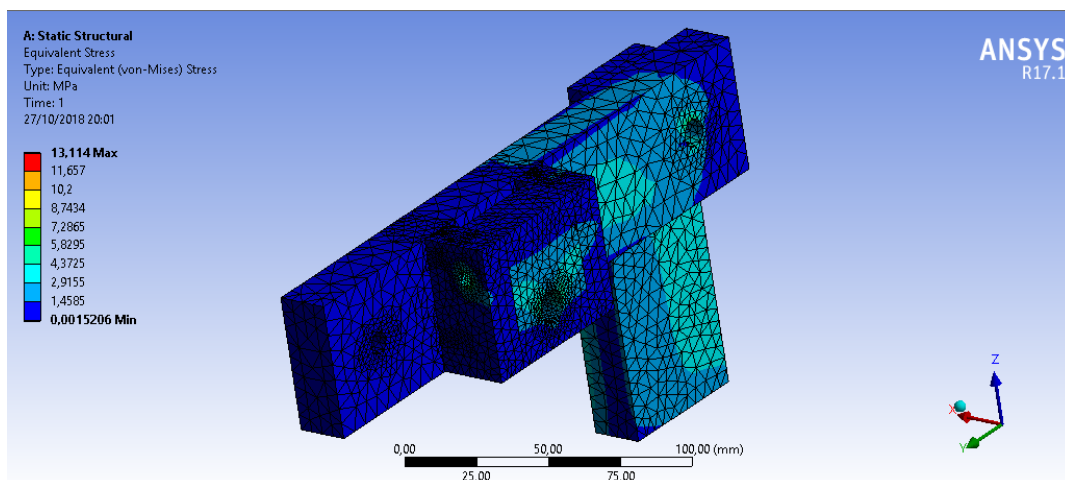
Figura 3.9. Resultados quarta etapa, onde: (a) Fator de segurança; (b) Vida em fadiga.

Para simulação para vida em fadiga foi realizada para todos os critérios de falha fornecido pelo programa. As cargas do sistema variam entre nulas (maquina esta sem a lixa), tensão inicial (quando a máquina esta com lixa e desligada) e força resultante (lixadeira em funcionamento). Por esse motivo o tipo de carga analisado foi o "zero-base" que varia a carga de zero até a máxima aplicada. Para todos critérios a estrutura apresenta vida infinita.

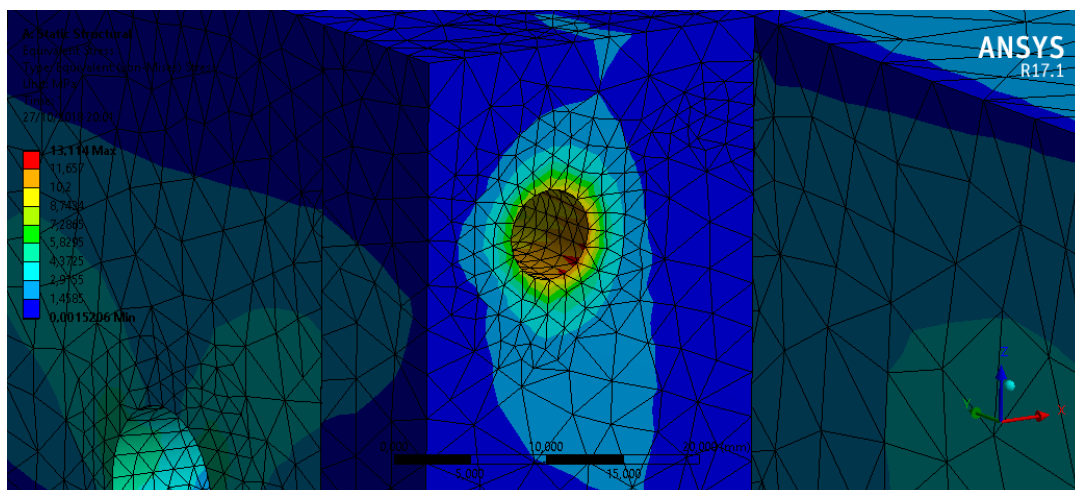
A quinta e ultima fase de simulação corresponde ao tensionador. Nela foram identificadas respostas similares ao da estrutura, apresentando deslocamento máximo em seu braço. Outro fator importante de ser observado é o do fator de segurança que apresenta um ponto infinitesimal com valor nulo, por ser um ponto o resultado pode ser desconsiderado. Os resultados são apresentados na figura ??.



(a) Deformação.



(b) Tensão.



(c) Local de máxima Tensão.

Figura 3.10. Resultados quinta etapa, onde: (a) Deformação; (b) Tensão; (c) Local de máxima tensão.

3.6 Motor e Inversor de Frequência

O motor selecionado para a máquina deve atender os requisitos de velocidade e torque obtidos nos cálculos de carregamento. Para essas necessidades um *Motor Trifásico de Indução - Rotor de Gaiola* WEG foi selecionado.

A linha do produto é a W21 MAGNET IR2 Trifásico, apresenta potência de 2 [HP], 2 polos e frequência de 60 [Hz]. Através desses valores é possível obter a velocidade síncrona do motor, que nesse caso corresponde a 3600 [rpm].

Com o fator de escorregamento sendo 3,89% encontramos uma velocidade nominal de 3460 rpm. Foi escolhido um motor com rotação menor que a de projeto pois além de apresentar torque suficiente para o funcionamento este apresenta dimensões que satisfazem as necessidades.

O inversor de frequência da mesma marca é recomendado pois entrega os requisitos para o bom funcionamento do equipamento, segundo o fabricante o motor é projetado para atender os dados fornecidos desde que utilizado com um inversor recomendado.

Para esse motor o torque de partida e o torque máximo são, respectivamente, 11,6 [Nm] e 12,4 [Nm].

4 Considerações Finais

O projeto apresenta elementos que satisfazem as necessidades e funcionalidades do equipamento, apresentando fácil obtenção de peças e segurança para utilização. Durante o trabalho foram apresentados todos os requisitos e dimensionamentos necessários para o desenvolvimento dos cinco conjuntos mais importantes da máquina, seguindo restrições de resistência, vida e segurança. Diversos loops foram necessários no projeto, principalmente na definição das polias. Esses elementos interferem diretamente na obtenção dos carregamentos, e precisam estar de acordo com as velocidades de funcionamento da ferramenta abrasiva. O projeto visa a confecção do equipamento, e por isso existem melhorias a serem feitas que serão apresentadas a seguir.

4.1 Proposta de Melhorias Futuras

Mesmo obtendo resultados satisfatórios, o projeto pode ter melhorias. O mesmo pode ser apresentado com maiores detalhes de elementos da máquina a fim de proporcionar maior noção de montagem da lixadeira.

Alguns dos dados observados na aquisição dos esforços são muito elevados, e por isso podem merecer uma maior atenção a fim de uma análise mais precisa.

Um foco maior também pode ser dado nos processos de usinagem e conformação das peças a serem utilizadas.

Referências Bibliográficas

- [Dias et al., 2010] Dias, F. T., Cruz, J. P. d., Valente, R. F., and Souza, R. A. d. (2010). *Métodos dos Elementos Finitos: Técnicas de Simulação Numérica em Engenharia*. Lidel, 1 edition.
- [Ferraresi, 1977] Ferraresi, D. (1977). *Fundamentos da usinagem dos metais*. Blucher.
- [GUAJUVIRA, 2018] GUAJUVIRA (2018?). Lixadeira profissional. Disponível em: <https://www.guajuvira.com.br/lixadeira-profissional>. Acesso em: 04 maio 2018.
- [Habasit,] Habasit. *Fabric Conveyor Belts Engineering Guide*. Habasit.
- [Hibbeler, 2004] Hibbeler, R. (2004). *Resistência dos Materiais*. Pearson, 5 edition.
- [Hibbeler, 2010] Hibbeler, R. (2010). *Resistência dos Materiais*. Pearson, 7 edition.
- [Machado et al., 2007] Machado, R., Abrão, A. M., Coelho, R. T., and Silva, M. B. d. (2007). *Teoria da Usinagem dos Materiais*. Pearson Addison Wesley.
- [Marinescu et al., 2013] Marinescu, I. D., Rowe, W. B., Dimitrov, B., and Ohmori, H. (2013). *Tribology of Abraasive Machining Processes*. William Andrew.
- [Norton, 2013] Norton, R. L. (2013). *Projeto de máquina: uma abordagem integrada*. Bookman, 4 edition.
- [PFERD, 2018] PFERD (2018?). Catálogo 204 - Ferramentas para acabamento fino e polimento. Disponível em: http://www.pferd.com/br-pt/239_PTB_HTML.htm. Acesso em: 04 maio 2018.
- [Shigley et al., 2007] Shigley, J. E., Mischke, C. R., and Budynas, R. G. (2007). *Projeto de engenharia mecânica*. Bookman, 7 edition.
- [Thompson, 2017] Thompson, F. d. F. (2017). *Estudo de Resistência à Fadiga de Uniões Parafusadas Submetidas à Carga Axial Cíclica em Função do Comprimento do Parafuso*.
- [Works, 2018] Works, B. M. (2018?). conjunto de polias. Disponível em: <https://beaumontmetalworks.com/product/builder-kits-4-or-6-wheel/>. Acesso em: 04 maio 2018.

A Códigos MATLAB

A seguir são apresentados os códigos desenvolvidos em MATLAB.

A.1 Carregamento

```
1
2 %%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
3 %----Projeto de transmissoes de correias----%
4 %----Vinicius B. Brum---12/0023598-----%
5 %%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
6 %----Definicao dos angulos de contato-----%
7 %-----Distancia de centros-----%
8 %-----For as e Torque-----%
9 %%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
10
11 %----Dados necessarios para o programa-----%
12
13 % L = comprimento da correia plana [in]
14 % D = Diamentro da polia maior [in]
15 % d = Diametro da polia menor [in]
16 % n = Rotacao max da polia motora [rpm]
17 % p = Peso da correia [lbf/ft]
18 % H = potencia do motor [hp]
19 % thetaD = Angulo de contato polia maior [rad]
20 % thetad = Angulo de contato polia menor [rad]
21 % f = Coeficiente de friccao
22 % Ks = Fator de servico
23 % nd = Fator de seguranca
24
25 format long
26
27 comp_cor = input('Comprimento da correia:\n');
28 D = input('\nDiametro da polia maior:\n');
29 d = input('\nDiametro da polia menor:\n');
30 n = input('\nRotacao Max. da polia motora:\n');
31 f = input('\nCoeficiente de friccao:\n');
32 p = input('\nPeso da correia:\n');
33 Ks = input('\nFator de servico:\n');
34 nd = input('\nFator de seguranca:\n');
35 H = input('\nPotencia do motor:\n');
36
37 Cmax=5000; %distancia max. entre polias
```

```

39 %Calculando o comprimento da correia para cada valor possivel entre as
... polias e comparando com o valor real da correia (definida pelo
41 ... fabricante).

43 for C=1:0.001:Cmax

45     teste = (D-d)/(2*C); %termo para calculo do angulo de contato
46     thetad = pi - (2*asin(teste)); %Angulo de contato (polia menor)
47     thetaD = pi + (2*asin(teste)); %Angulo de contato (polia maior)
48     A = D*thetaD + d*thetad; %Termo para calculo do comprimento de correia
49     B = (4*C^2)-(D-d)^2; %Termo para calculo do comprimento de correia
50     L = (B^(1/2))+((1/2)*(A)); %Comprimento de correia
51     dif = comp_cor - L; %comparando dados calculados e entregues

53     if abs(dif) < 0.001 %condicao de parada

55         %plotando os resultados
56         fi = thetad; %associando uma variavel ao angulo de contato da polia
57         motora
58         disp('Diferenca entre os comprimentos:'); disp(dif) %erro entre os
59         dados
60         disp('Distancia entre as polias:'); disp(C) %[in]
61         disp('Angulos de contato:'); %[rad]
62         disp('Theta_d:'); disp(thetad)
63         disp('Theta_D:'); disp(thetaD)

64         break
65     end

66 end

67 %Termo para facilitar nas equacoes abaixo
68 e = exp(f*fi);

69 %Definindo a massa de um pe da correia [lbf/ft]
70 w = p/(L/12);

71 %Velocidade da correia [ft/min]
72 V = (pi*d*n)/12

73 %Tensao Circunferencial [lbf]
74 Fc = (w/32.117)*((V/60)^2);

75 %Definicao do Torque [lbf*in]
76 T = (63025*H*Ks*nd)/n;

77 %Tensao inicial [lbf]
78 Fi = (T/d)*((e+1)/(e-1));

```

```

85 %Tensao do lado apertado [lbf]
   F1 = Fc + Fi*((2*e)/(e+1));
87
   %Tensao do lado folgado [lbf]
89 F2 = Fc + Fi*(2/(e+1));

91 %Plotando os resultados
   disp('Tensao circunferencial [lbf]:');
93 disp(Fc)
   disp('Torque [lbf.in]:');
95 disp(T)
   disp('Tensao inicial [lbf]:');
97 disp(Fi)
   disp('Tensao do lado apertado [lbf]:');
99 disp(F1)
   disp('Tensao do lado folgado [lbf]:');
101 disp(F2)

```


A.2 Raio do Eixo

```

2 %%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
4 %-----Projeto de transmissoes de correias-----%
6 %-----Vinicius B. Brum---12/0023598-----%
8 %%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
10 %---Definicao de tensao, inclina ao e deslocamento para---%
12 %-----aplicacao de restricao geometrica e calculo do-----%
14 %-----diametro necessario devido essa restricao-----%
16 %%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
18 %-----Eixo Fixo em balan o (Polia Movida)-----%
20 %-----Secao transversal circular-----%
22 %%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
24 %-----Dados necessarios para o programa-----%
26 % L = comprimento do eixo [m]
28 % Fr = for a radial aplicada no eixo [N]
30 % E = modulo de elasticidade do material adotado [Pa]
32 % Lab = distancia entre aplicacao de forcas [m]
34 %-----Condicoes-----%
36 %
38 %      |---|
39 %      |---|------(a)------(b)
40 %      |---|
41 %      |-----La-----|-----Lab-----|
42 %      |-----Lb-----|
43 %      |-----L-----|
44 %
45 % Tres situacoes considerados:
46 % 1   condicao: Forca aplicada apenas em (a)
47 % 2   condicao: Forca aplicada apenas em (b)
48 % 3   condicao: Forca divida em (a) e (b)
49 %-----Aquisi o de Dados-----%
50
51 L = input('Comprimento do eixo [m]:\n');
52 La = input('Distancia do engaste ate a polia [m]:\n');
53 E = input('Modulo de Elasticidade [Pa]:\n');
54 %Lb = input('Distancia do engaste ao segundo ponto de aplicacao [m]:\n');
55 Fr = input('Forca aplicada [N]:\n');
56 tmax = input('Inclinacao maxima do eixo [rad]:\n');

```

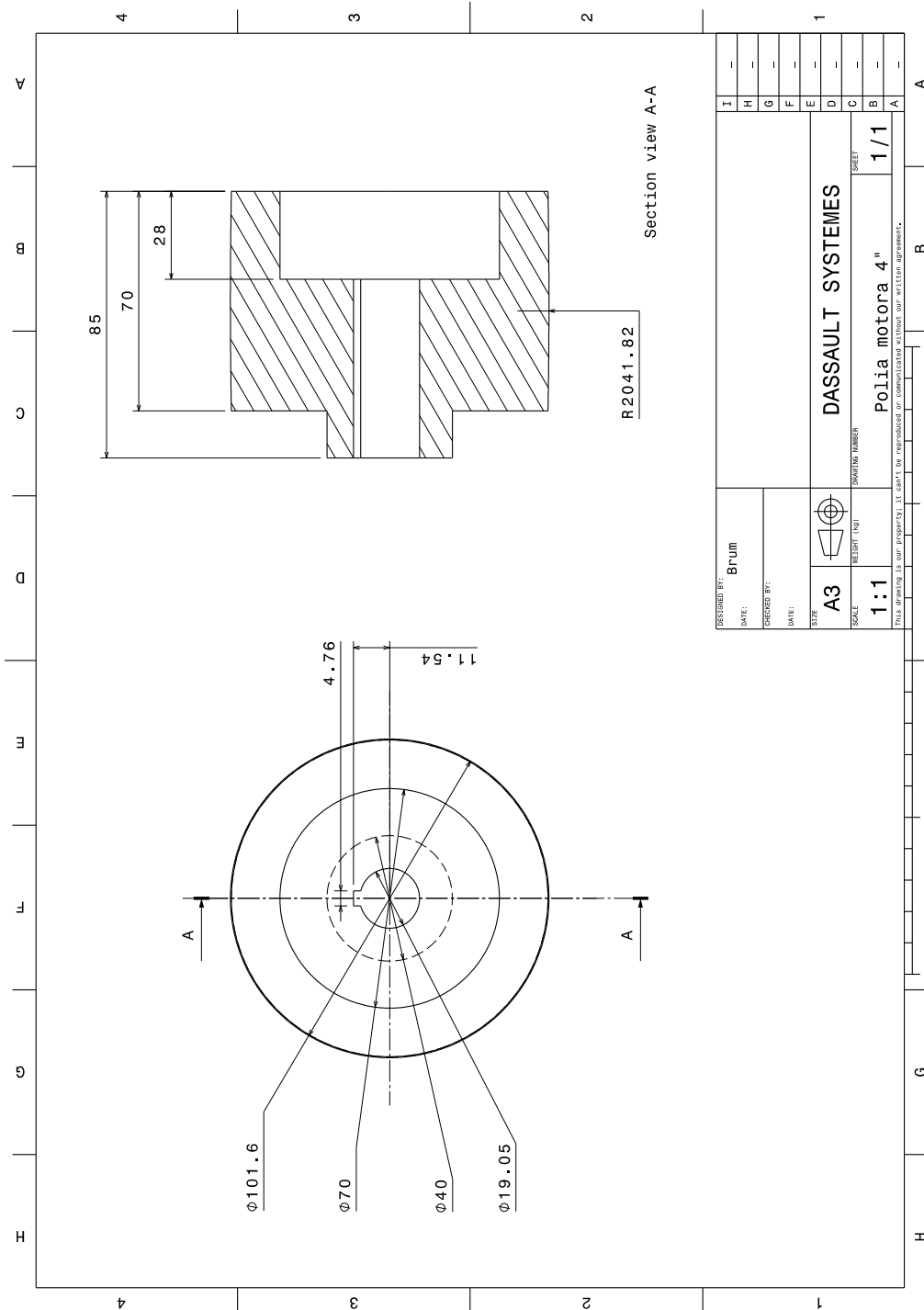
```

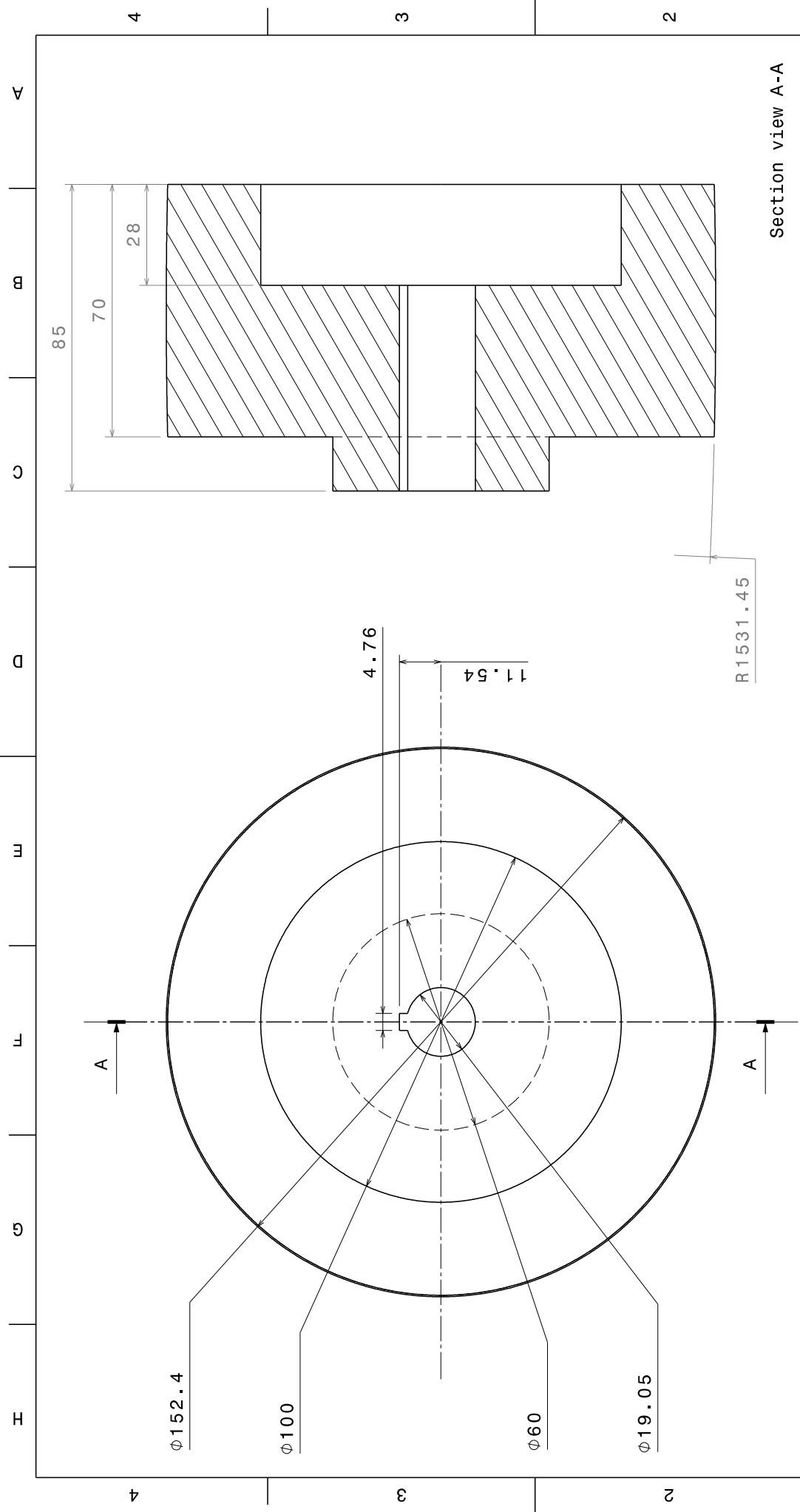
46 %-----1 condicao-----%
48
50 I = Fr*(La)^2/(2*E*tmax);
52 r1 = ((4*(-I)/pi)^(1/4));
54 %-----2 condicao-----%
56 I = Fr*(L)^2/(2*E*tmax);
58 r2 = ((4*(-I))/pi)^(1/4);
60 %-----3 condicao-----%
62 I = (Fr/(4*E*tmax))*(((La)^2)+((L)^2));
64 r3 = ((4*(-I)/pi)^(1/4));
66 %-----Solucao-----%
68 disp('1 condi o:');
disp('Raio para condicao 1 [m]:');
70 disp(r1)
disp('Raio para condicao 2 [m]:');
72 disp(r2)
disp('Raio para condicao 3 [m]:');
74 disp(r3)

```

B Desenhos Técnicos

B.1 Polias

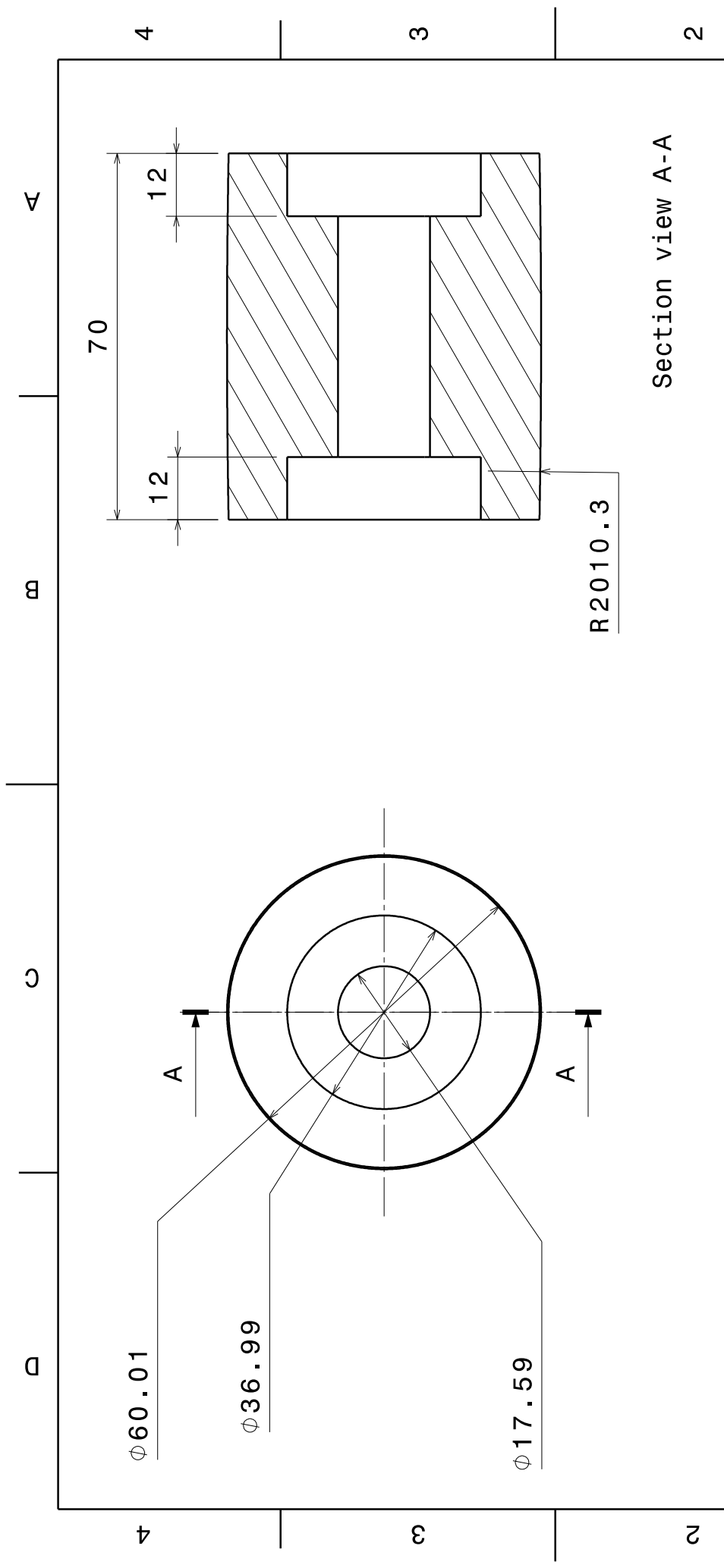




Section view A-A

DESIGNED BY:	Brum	I	-
DATE:		H	-
CHECKED BY:		G	-
DATE:		F	-
		E	-
		D	-
		C	-
		B	-
		A	-
SIZE	A3	DRAWING NUMBER	
SCALE	1:1	SHEET	
WEIGHT (kg)	1,14	1/1	
DASSAULT SYSTEMES			
Polia motora 6"			
This drawing is our property; it can't be reproduced or communicated without our written agreement.			





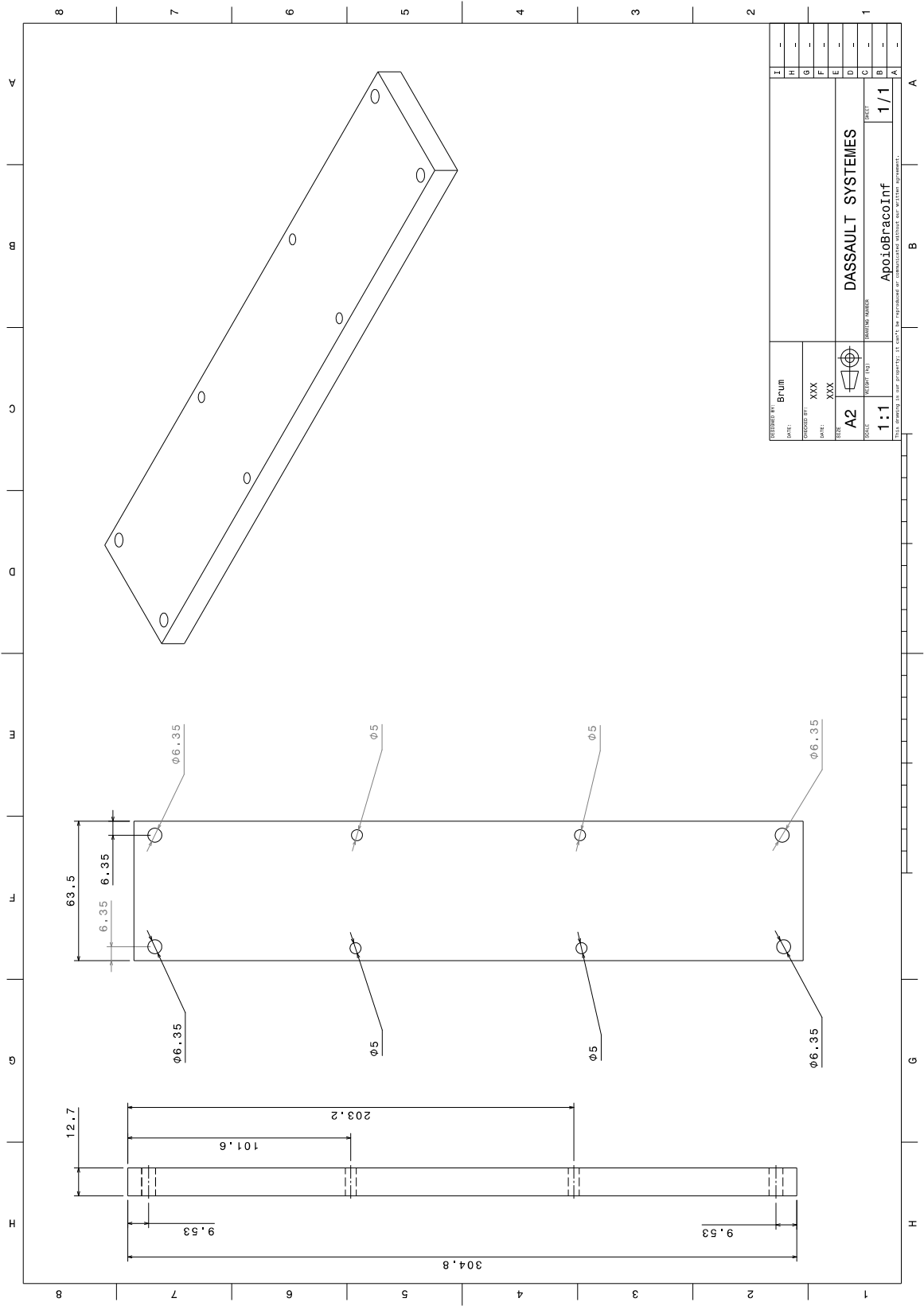
Section view A-A

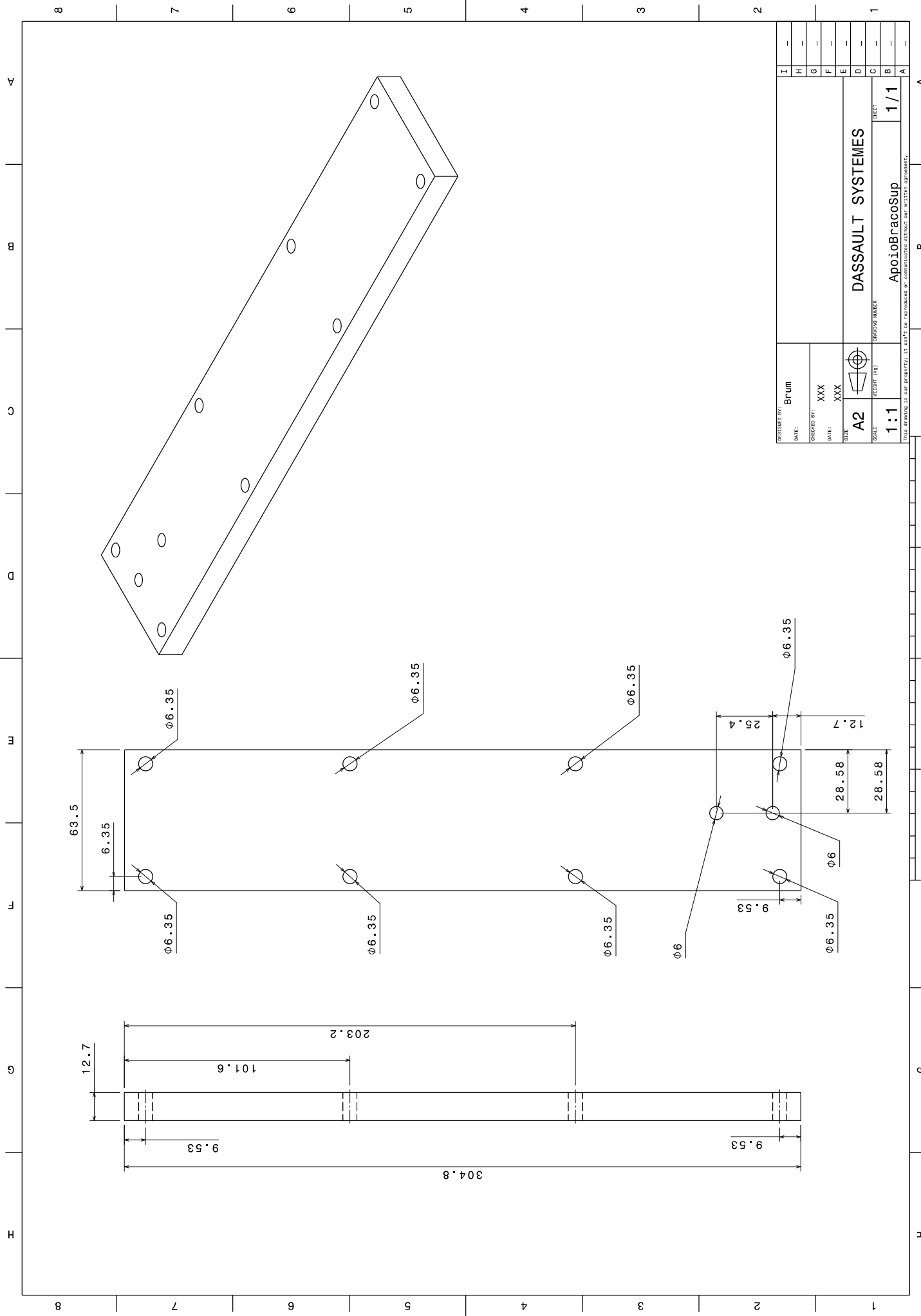
DESIGNED BY: Brum		I	-
DATE:		H	-
CHECKED BY:		G	-
DATE:		F	-
SIZE A4		E	-
SCALE 1:1		D	-
WEIGHT (kg) XXX		C	-
DRAWING NUMBER 1/1		B	-
DASSAULT SYSTEMES		A	-
Polia Intermediária			

This drawing is our property; it can't be reproduced or communicated without our written agreement.

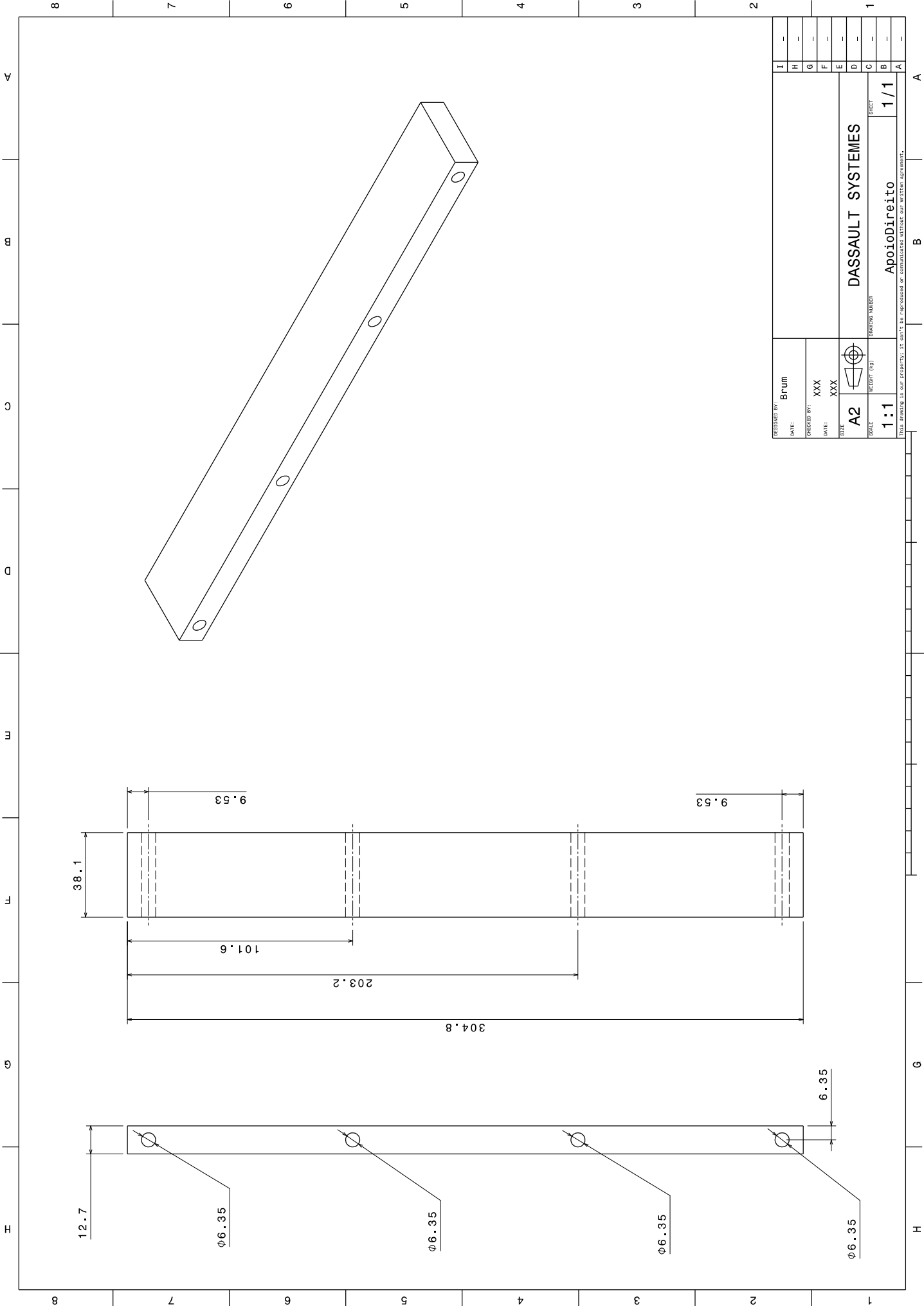
D A

B.2 Estrutura



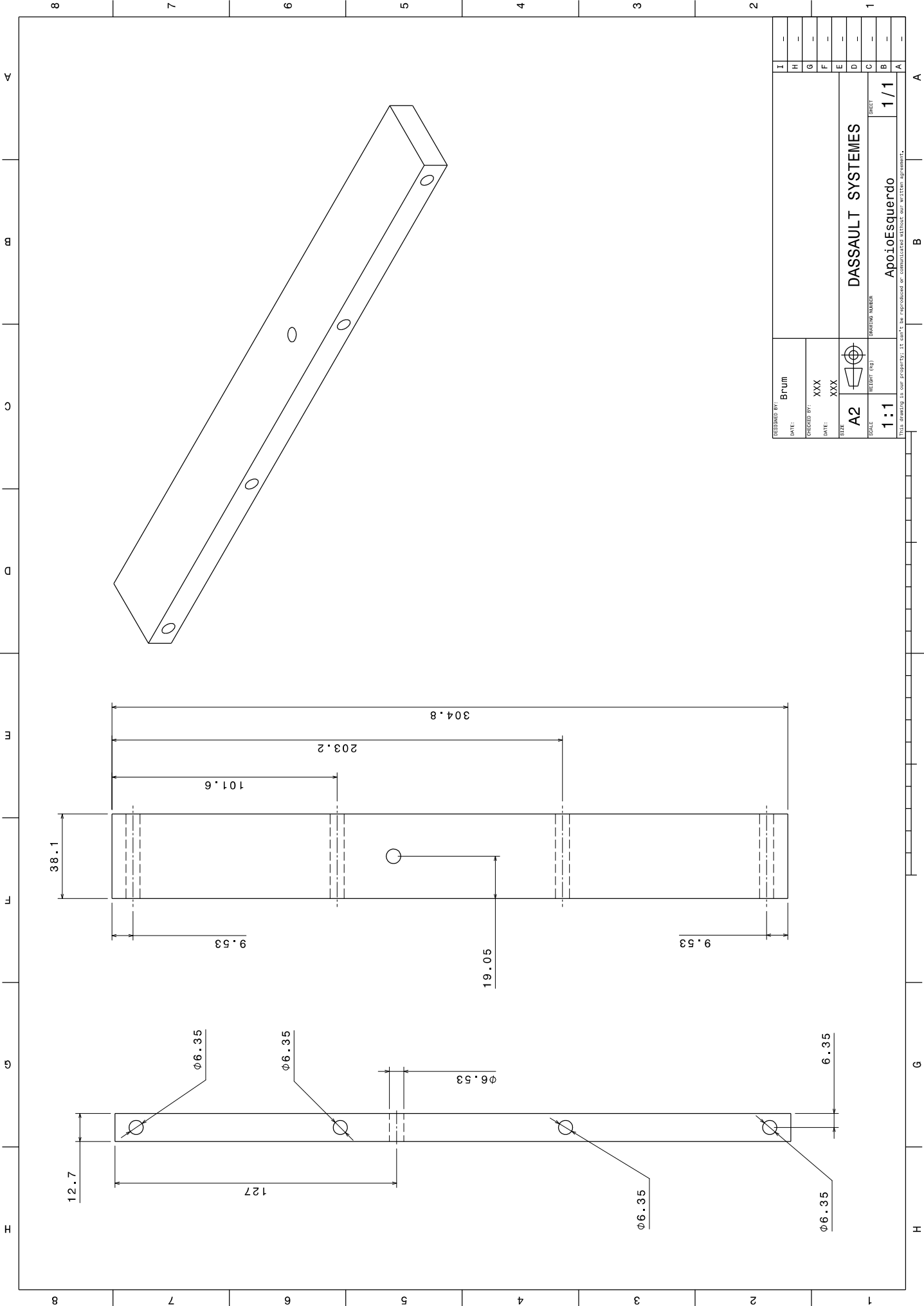


DESIGNED BY: Brum	DATE:	XXX	XXX	XXX	XXX	XXX	XXX	XXX	XXX	XXX	XXX	XXX	XXX	XXX	XXX	XXX	XXX	XXX	XXX	XXX
DATE:	DATE:	DATE:	DATE:	DATE:	DATE:	DATE:	DATE:	DATE:	DATE:	DATE:	DATE:	DATE:	DATE:	DATE:	DATE:	DATE:	DATE:	DATE:	DATE:	DATE:
SIZE: A2	REPORT (Y):	REPORT (N):	REPORT (O):	REPORT (P):	REPORT (Q):	REPORT (R):	REPORT (S):	REPORT (T):	REPORT (U):	REPORT (V):	REPORT (W):	REPORT (X):	REPORT (Y):	REPORT (Z):	REPORT (AA):	REPORT (AB):	REPORT (AC):	REPORT (AD):	REPORT (AE):	REPORT (AF):
SCALE: 1:1	DASSAULT SYSTEMES		ApoioBracosup		DRAFT NUMBER		1/1		DRAFT		1/1		DRAFT		1/1		DRAFT		1/1	
THIS DRAWING IS OUR PROPERTY. IT CANNOT BE REPRODUCED OR COMMERCIALIZED WITHOUT OUR WRITTEN AGREEMENT.																				



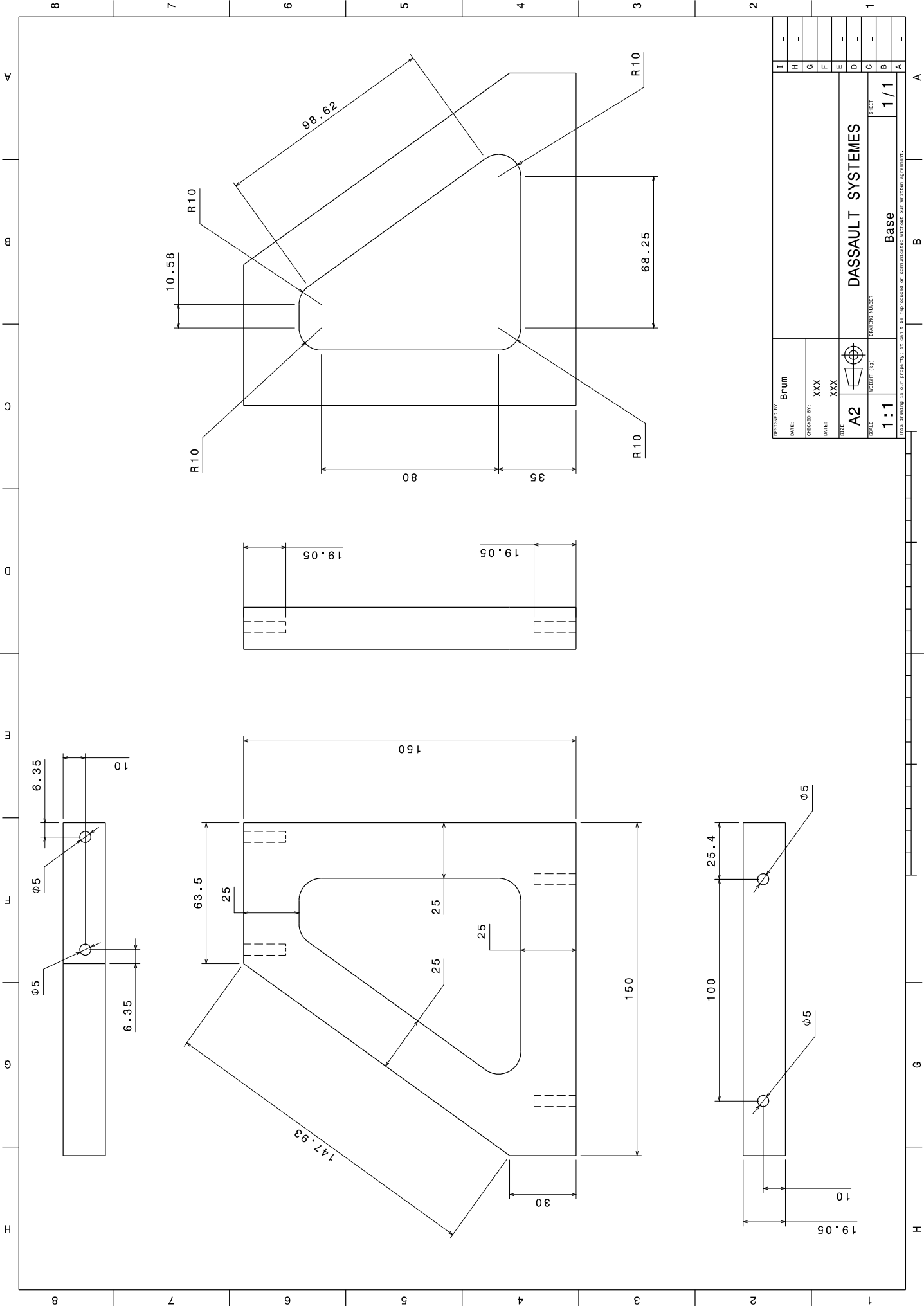
DESIGNER BY: Brum	DATE: XXX	SIZE: A2	SCALE: 1:1
ENGINEER BY: XXX	DATE: XXX	REVISION: 1/1	
DASSAULT SYSTEMES			
Apoiodireito			
1/1			
DRAFT			

THIS DRAWING IS OUR PROPERTY. IT MUST BE APPROVED BY COMPANY PERSONNEL FOR REVISIONS.



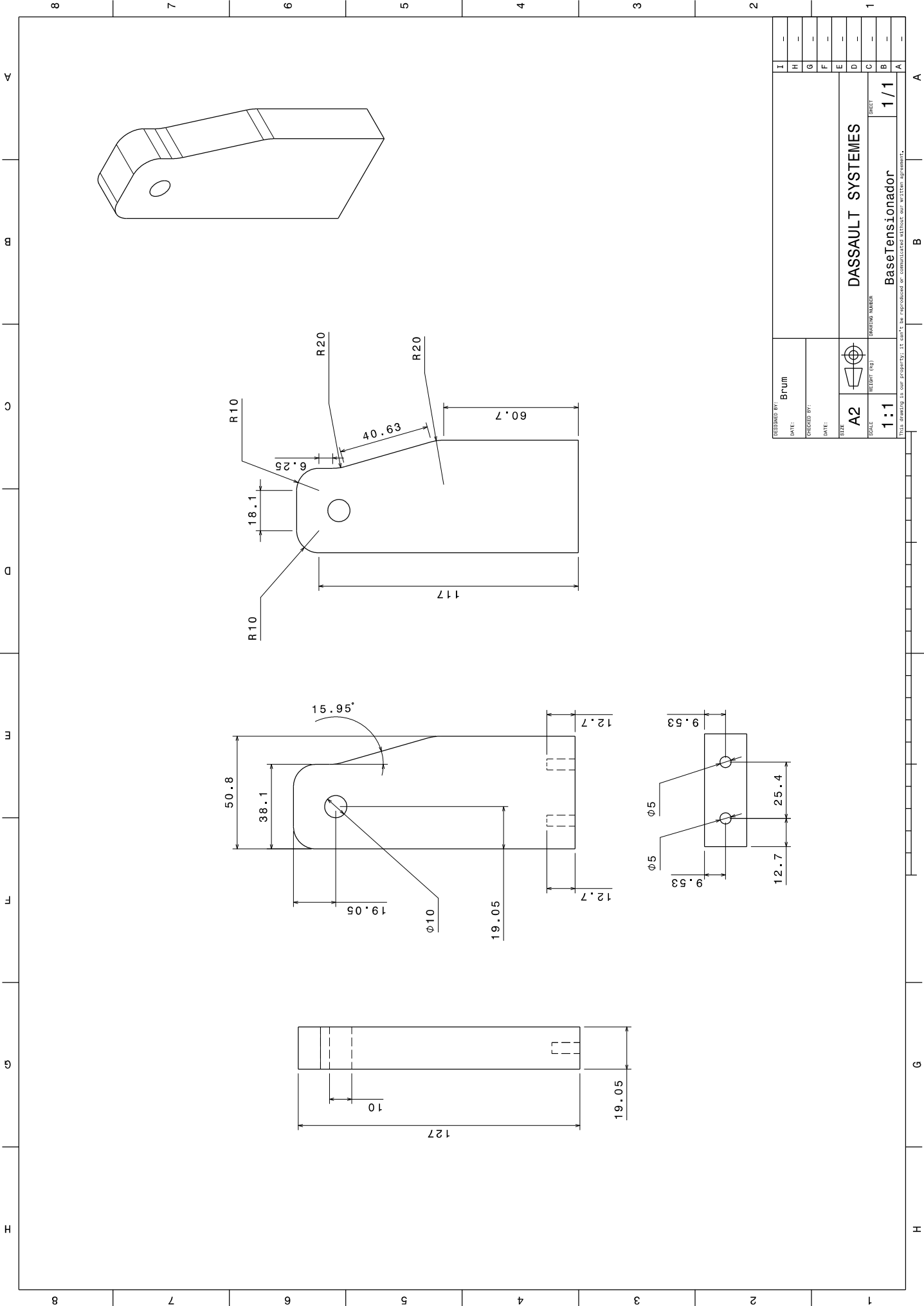
DESIGNER BY: Brum	DATE: -	REV: I
ENGINEER BY: XXX	DATE: -	REV: H
DATE: XXX	DATE: -	REV: G
SIZE: A2	REVISION NUMBER: DASSAULT SYSTEMES	REV: F
SCALE: 1:1	DRAWING NUMBER: ApoioEsquerdo	REV: E
	SHEET: 1 / 1	REV: D
		REV: C
		REV: B
		REV: A

THIS DRAWING IS OUR PROPERTY. IT MUST BE REPRODUCED OR COMMUNICATED WITHOUT OUR WRITTEN AGREEMENT.



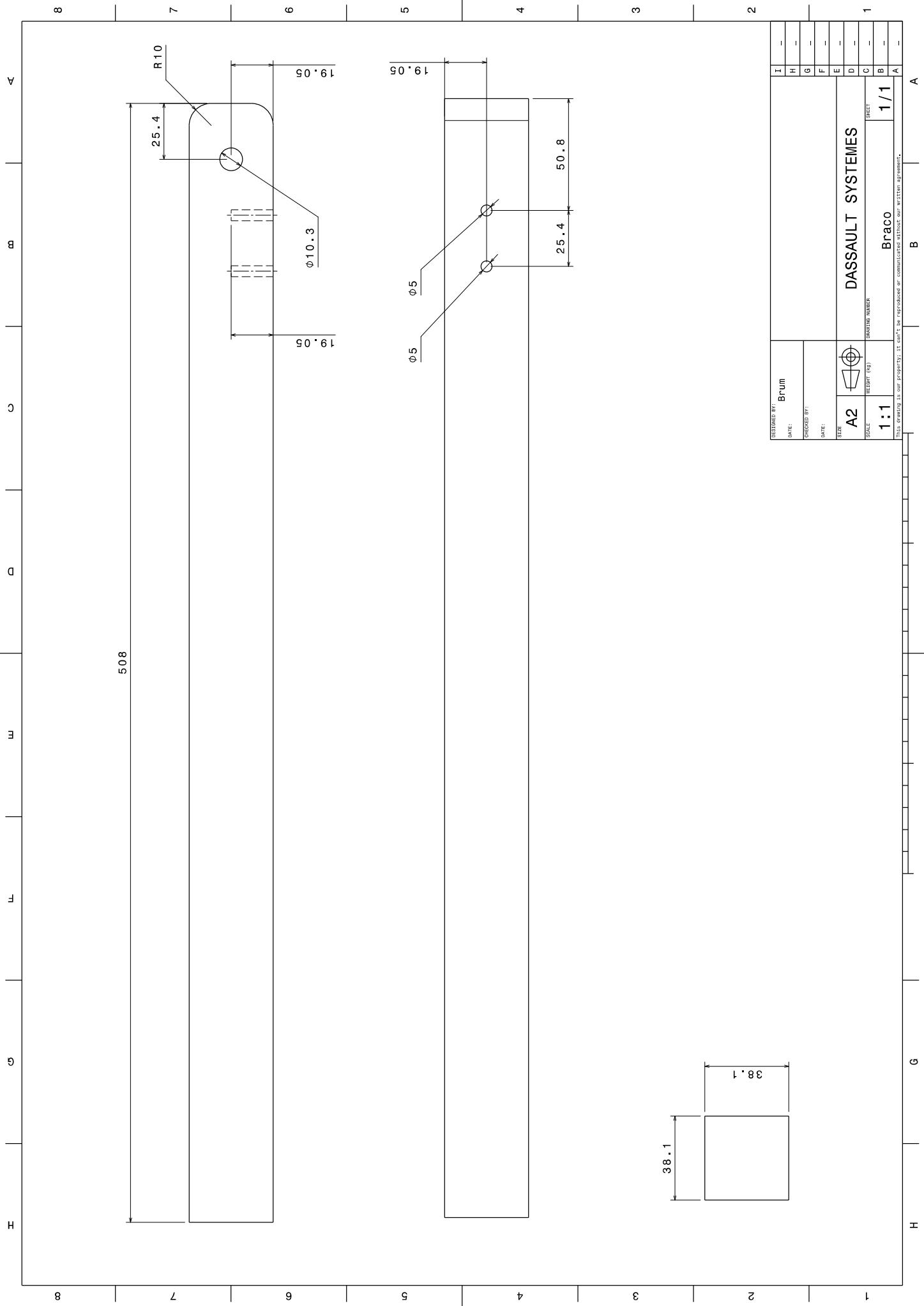
DESIGNED BY:	Brum	DATE:	XXX
DRAWN BY:	XXX	DATE:	XXX
SIZE:	A2	SCALE:	1:1
PROJECT:	DASSAULT SYSTEMES	REPORT (N°):	1/1
BASE:	Base	SHIPPING NUMBER:	
THIS DRAWING IS OUR PROPERTY. IT CANNOT BE REPRODUCED OR COMMUNICATED WITHOUT OUR WRITTEN AGREEMENT.			

A B C D E F G H 1 2 3 4 5 6 7 8



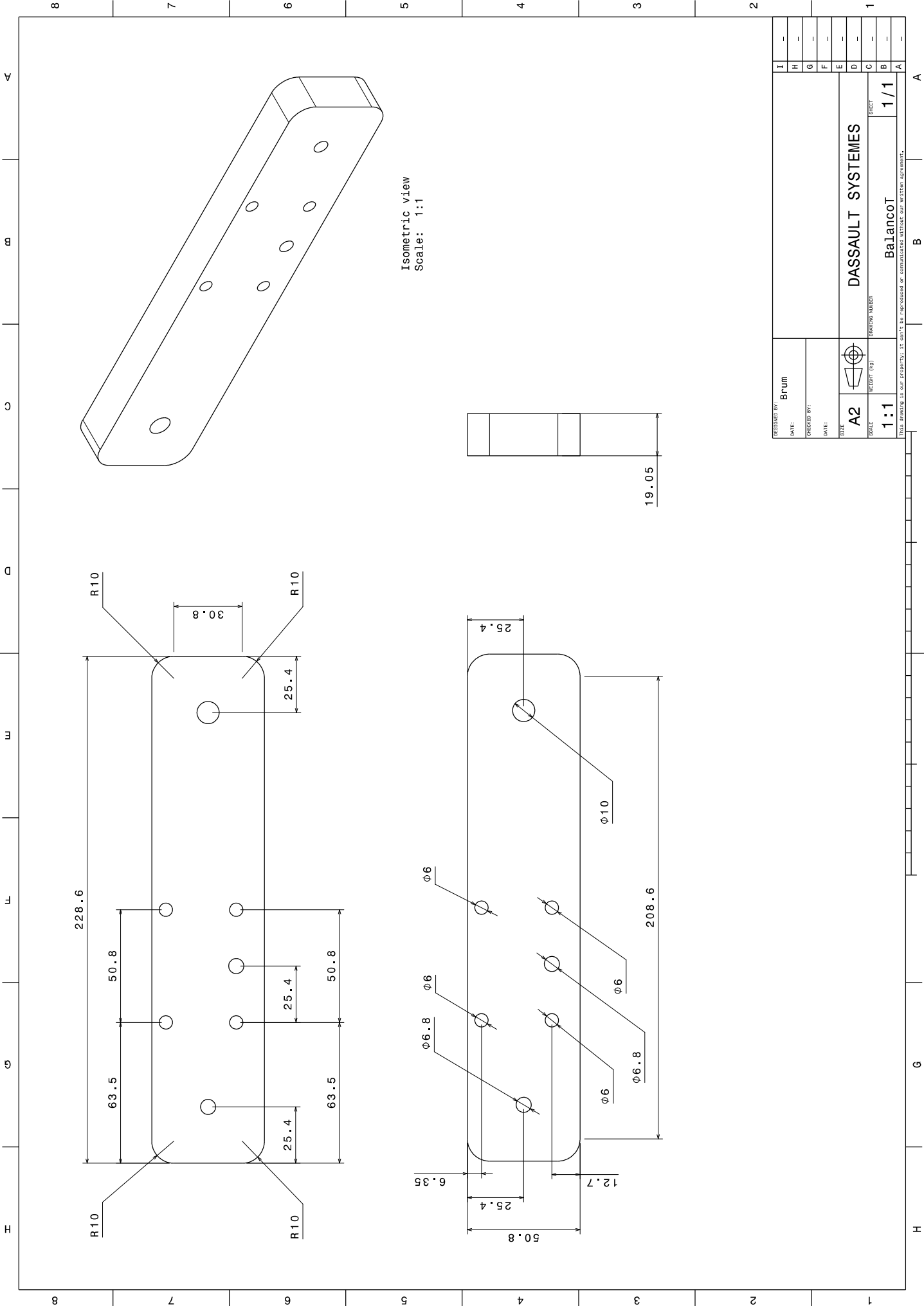
DESIGNER BY:	Brum
DATE:	
ENGINEER BY:	
DATE:	
SIZE:	A2
PROJ.:	
SCALE:	1:1
DRW. NO.:	1/1
DASSAULT SYSTEMES	
BaseTensionador	
1 / 1	

THIS DRAWING IS OUR PROPERTY. IT CANNOT BE REPRODUCED WITHOUT OUR WRITTEN AGREEMENT.



DESIGNED BY:	Brum	DATE:	
DRAWN BY:		DATE:	
SIZE:	A2	SCALE:	1:1
PROJECT:	DASSAULT SYSTEMES	REVISION:	1/1
DASSAULT SYSTEMES		Braco	
1		A	

THIS DRAWING IS OUR PROPERTY, IT CANNOT BE REPRODUCED OR COMMUNICATED WITHOUT OUR WRITTEN AGREEMENT.



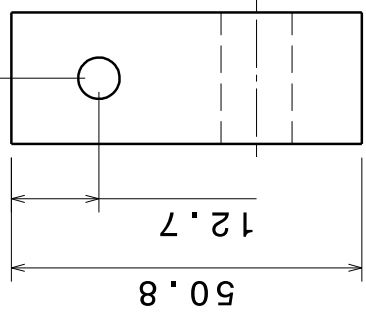
Isometric view
Scale: 1:1

DESIGNED BY:	Brum	DATE:	
ENGINEER BY:		DATE:	
SIZE:	A2	SCALE:	1:1
PROJECT NUMBER:	DASSAULT SYSTEMES		
PROJECT:	Balancot		
SHEET:	1 / 1		
THIS DRAWING IS OUR PROPERTY. IT CANNOT BE REPRODUCED OR COMMUNICATED WITHOUT OUR WRITTEN AGREEMENT.			

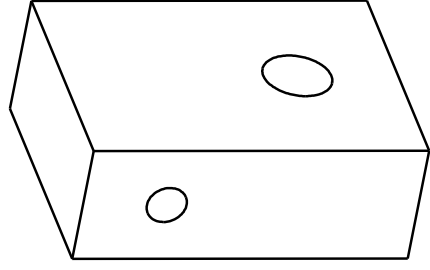
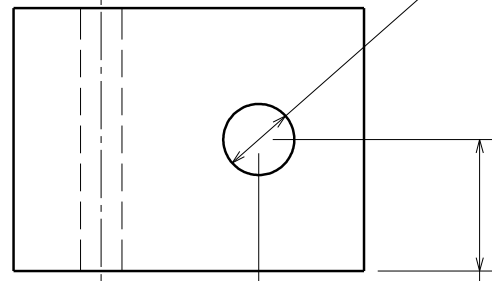
A
B
C
D
E
F
G
H
I
J
K
L
M
N
O
P
Q
R
S
T
U
V

4 3 2 1 A

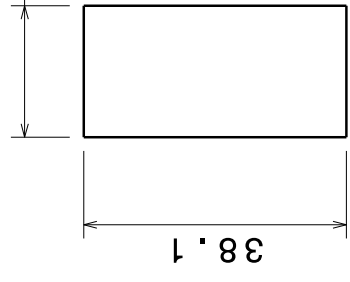
9.53



15.24



19.05

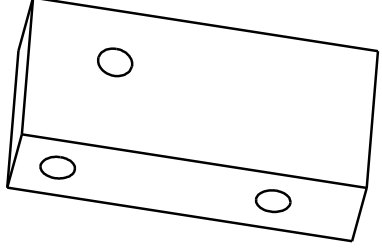
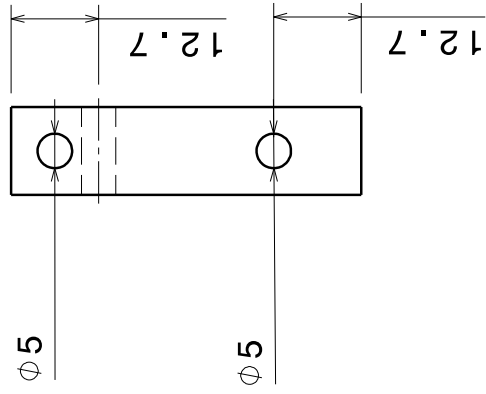
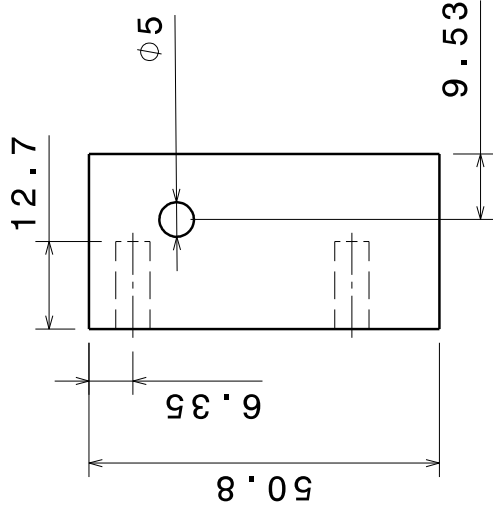


DESIGNED BY: Brum	DASSAULT SYSTEMES		I	-
DATE:	DASSAULT SYSTEMES		H	-
CHECKED BY:	DASSAULT SYSTEMES		G	-
DATE:	DASSAULT SYSTEMES		F	-
SIZE A4	DASSAULT SYSTEMES		E	-
WEIGHT (kg)	DASSAULT SYSTEMES		D	-
SCALE 1:1	DASSAULT SYSTEMES		C	-
DRAWING NUMBER	DASSAULT SYSTEMES		B	-
DASSAULT SYSTEMES		SHEET	A	-
DASSAULT SYSTEMES		1/1		

This drawing is our property; it can't be reproduced or communicated without our written agreement.

D A

4 3 2 1



DESIGNED BY: **Brum**
 DATE:
 CHECKED BY:
 DATE:

SIZE: **A4**
 SCALE: **1:1**
 WEIGHT (kg)
 DRAWING NUMBER

DASSAULT SYSTEMES

LateralPoliaT

SHEET **1/1**

I	-
H	-
G	-
F	-
E	-
D	-
C	-
B	-
A	-

This drawing is our property; it can't be reproduced or communicated without our written agreement.

D A