

PONTIFÍCIA UNIVERSIDADE CATÓLICA  
DO RIO DE JANEIRO



**PONTIFÍCIA UNIVERSIDADE CATÓLICA  
DO RIO DE JANEIRO**

Departamento de Engenharia Mecânica

Projeto de Graduação

**PROJETO DE UMA MÁQUINA ELÉTRICA DE  
DOBRAMENTO DE TUBOS A FRIO POR TRAÇÃO**

Eduardo Mendonça Belotti Vargas

Orientador: **Jaime Tupiassú**

Rio de Janeiro  
1 de julho de 2015

PONTIFÍCIA UNIVERSIDADE CATÓLICA  
DO RIO DE JANEIRO



**PONTIFÍCIA UNIVERSIDADE CATÓLICA  
DO RIO DE JANEIRO**

**Departamento de Engenharia Mecânica**

**PROJETO DE UMA MÁQUINA ELÉTRICA DE  
DOBRAMENTO DE TUBOS A FRIO POR TRAÇÃO**

Eduardo Mendonça Belotti Vargas

Relatório de Projeto Final de Graduação  
apresentado à banca de Engenharia Mecânica  
da Pontifícia Universidade Católica do Rio  
de Janeiro - PUC-RIO como requisito  
parcial para obtenção do grau de Engenheiro  
Mecânico.

Orientador: **Jaime Tupiassu**

## **Resumo**

Esse projeto foi elaborado com o intuito de desenvolver uma máquina elétrica dobradora de tubos por tração para ser usada no desenvolvimento de protótipos Baja-SAE pela Equipe Reptiles da PUC-Rio. A máquina é capaz de realizar dobramentos sem esforço para o operador. Para isso, ela conta com um motor elétrico e uma caixa de redução por corrente.

## **Palavras-Chave**

Dobramento, Dobradora de Tubos, Dobramento por Tração, Projeto de Máquinas

## **Abstract**

This project was designed with the intention of developing an electric rotary-draw tube bender to be used in the development of PUC-Rio's Baja-SAE Team prototypes. The machine is capable of bending without the operator making any force. It achieves it's purpose using an electric motor and a chain reduction drive.

## **Keywords**

Bending, Tube Bender, Rotary Draw Bending, Machine design

# Sumário

<b>1</b>	<b>Introdução</b>	<b>8</b>
1.1	Justificativa . . . . .	8
1.2	Máquinas semelhantes do mercado . . . . .	8
<b>2</b>	<b>Objetivo</b>	<b>9</b>
<b>3</b>	<b>Revisão Bibliográfica</b>	<b>10</b>
3.1	Elasticidade . . . . .	10
3.2	Deformação Plástica em Tubos . . . . .	11
3.3	Fadiga . . . . .	12
3.3.1	Definição . . . . .	12
3.3.2	Fenomenologia básica da iniciação de trincas por fadiga . . . . .	13
3.3.3	O Método de Wöhler . . . . .	14
3.3.4	Rotina do Dimensionamento SN . . . . .	15
3.4	Dobreira por Tração (Rotary-Draw Tube Bender) . . . . .	17
3.4.1	Componentes . . . . .	17
3.4.2	Funcionamento . . . . .	18
3.5	Transmissão . . . . .	19
3.5.1	Transmissão por corrente . . . . .	20
3.5.1.1	Corrente de rolos . . . . .	20
<b>4</b>	<b>Modelo analítico</b>	<b>22</b>
<b>5</b>	<b>Projeto da Máquina</b>	<b>25</b>
5.1	Capacidade . . . . .	25
5.2	Motor . . . . .	26
5.3	Pinhões e Coroas . . . . .	28
5.3.1	Primeiro estágio . . . . .	29
5.3.2	Segundo estágio . . . . .	30
5.3.3	Terceiro estágio . . . . .	30
5.4	Eixos . . . . .	30
5.5	Rolamentos . . . . .	31
<b>6</b>	<b>Orçamento</b>	<b>33</b>
<b>7</b>	<b>Conclusão</b>	<b>34</b>
<b>A</b>	<b>Memória de Cálculo dos Eixos</b>	<b>37</b>
<b>B</b>	<b>Desenhos dos componentes</b>	<b>41</b>
<b>C</b>	<b>Tabela de chavetas</b>	<b>54</b>

## Lista de Figuras

1	Máquina elétrica SB48 Super Bender da ERCOLINA . . . . .	8
2	Representação gráfica do módulo de elasticidade num gráfico de tensão deformação . . . . .	10
3	Retorno elástico no descarregamento . . . . .	11
4	Linha neutra separando as regiões . . . . .	11
5	Variação de espessura e ovalização de um tubo . . . . .	12
6	Representação esquemática do retorno elástico em tubos . . . . .	12
7	Acompanhamento do crescimento de uma trinca . . . . .	13
8	Curva SN genérica . . . . .	14
9	Tabela com equações das tensões lineares máximas induzidas em barras circulares de diâmetro $d_{eixo}$ ou retangulares de altura $a$ e base $b$ . . . . .	15
10	Matriz de dobramento . . . . .	17
11	Matriz de pressão . . . . .	18
12	Diferentes tipos de mandril . . . . .	18
13	Esquema de funcionamento de uma dobradora de tubos . . . . .	19
14	Esquema de duas engrenagens com a mesma velocidade linear no ponto de contato . . . . .	19
15	Esquema de uma caixa de redução de três estágios . . . . .	20
16	Componentes da corrente de rolos . . . . .	21
17	Parâmetros geométricos da corrente de rolos . . . . .	21
18	Esquema tridimensional do dobramento [12] . . . . .	22
19	Comparação entre $J$ e $I$ em função de $k$ . As curvas estão praticamente sobrepostas [12] . . . . .	23
20	Esquema mostrando a força de atrito gerada pelo movimento do tubo em relação à matriz . . . . .	23
21	Histórico de momentos aplicados ao tubo durante o dobramento de 180 graus . . . . .	26
22	Relação de transmissão para diferentes entradas de torque, para uma redução de 2 e 3 estágios . . . . .	27
23	Representação gráfica dos motores quanto ao preço e ao conjugado . . . . .	28
24	Linha de correntes indicadas para o caso de corrente simples, dupla e tripla . . . . .	29
25	Modelo utilizado para determinação do máximo momento fletor nominal . . . . .	30
26	Vista dimétrica da máquina montada . . . . .	34
27	Modelo para cálculo do momento fletor dos eixos 1 e 2 . . . . .	37
28	Modelo para cálculo do momento fletor do eixo 3 . . . . .	37
29	Diagrama de momento fletor do eixo 1 . . . . .	38
30	Diagrama de momento fletor do eixo 2 . . . . .	39
31	Diagrama de momento fletor do eixo 3 . . . . .	40
32	Tabela normatizada para rasgos de chaveta . . . . .	54
33	Tabela normatizada de rasgos de chaveta e chavetas . . . . .	55

## Lista de Tabelas

1	Capacidade da máquina sem levar em conta o atrito da matriz de pressão .	25
2	Tabela de custos de motores . . . . .	28
3	Orçamento. Valores com asterisco foram estimados . . . . .	33

## Lista de símbolos

$\alpha$	Ângulo entre o centróide do elemento circunferencial infinitesimal e o ponto do tubo que intercepta o plano de dobramento
$\alpha_f$	Constante dependente do material usada no cálculo de $K_f$
$\omega$	Velocidade angular
$\Phi$	Fator de segurança à fadiga
$\rho$	Raio do entalhe
$\sigma$	Tensão axial
$\varepsilon$	Deformação axial
$\varepsilon_e$	Retorno elástico ou deformação elástica
$B$	Expoente de Wöhler
$C$	Coeficiente de Wöhler
$D$	Diametro externo do tubo
$d$	Diâmetro interno do tubo
$d_n$	Diâmetro do corpo n
$E$	Módulo de Young ou Módulo de Elasticidade
$FS$	Fator de segurança
$i$	Relação de transmissão
$J$	Aproximação da inércia do tubo proposta por Tang[12]
$k$	Coeficiente geométrico que relaciona a matriz de dobramento e o tubo
$K_f$	Fator de concentração de tensões à fadiga
$K_t$	Fator de concentração de tensão linear elástico
$M$	Momento fletor
$N$	Número de ciclos de carregamento e descarregamento
$q$	Sensibilidade ao entalhe
$R$	Raio interno da matriz de dobramento



$r$	Raio
$r_m$	Raio médio da seção transversal do tubo
$S'_L$	Limite de resistência à fadiga
$S_F$	Resistência à fadiga
$S_R$	Resistência do material à ruptura
$t$	Espessura do tubo
$V$	Velocidade linear

# 1 Introdução

## 1.1 Justificativa

A conformação mecânica é um processo de fabricação em que uma força é aplicada à matéria prima de modo a fazê-la adquirir o formato desejado através de deformação plástica. O dobramento de tubos é um exemplo de conformação muito utilizado na construção civil, indústria energética, engenharia automotiva e engenharia aeroespacial.

O dobramento de tubos é um processo mais barato e mais rápido de ser realizado do que a soldagem. O produto final dobrado também leva vantagem sobre a solda em relação à massa, tornando-o mais competitivo em setores onde a massa é um fator primordial, como em veículos de competição de chassis tubulares.

De modo a firmar a equipe Reptiles PUC-Rio de Baja SAE como uma equipe de ponta no cenário nacional, o processo de fabricação de seus chassis tubulares deve ser aprimorado. Atualmente, os dobramentos são realizados em uma máquina manual antiga, fazendo com que a repetibilidade de dobras seja pequena. Com isso, os chassis tendem a ser fabricados com base na soldagem, tornando-os mais pesados, mais custosos e com fabricação mais demorada do que se fossem dobrados.

## 1.2 Máquinas semelhantes do mercado

Uma rápida pesquisa revela que uma máquina semelhante à proposta por este relatório custa mais de \$7000 USD, como é o caso da *ERCOLINA SB48 Super Bender* ®[13], que custa \$8,900.00 USD e da *BAILEIGH RDB-175* ®[14], que sai por \$7,295.00 USD. A primeira usa um motor elétrico, possui um display programável e tem a opção de compensar o retorno elástico. Já a segunda se utiliza de um sistema de pistões hidráulicos e também dispõe de display programável. É importante notar que ambas tem controle eletrônico.



Figura 1: Máquina elétrica SB48 Super Bender da ERCOLINA

## 2 Objetivo

Esse projeto tem como objetivo desenvolver uma máquina elétrica de dobramento de tubos por tração de baixo custo. Ela deverá ser capaz de dobrar os tubos mais rígidos usados na confecção de veículos Baja-SAE. O operador controlará a angulação da dobra por meio de um botão Liga-Desliga.

## 3 Revisão Bibliográfica

### 3.1 Elasticidade

Elasticidade é a capacidade de um material retornar a sua forma inicial após sofrer um carregamento. Uma barra submetida a tração ou compressão simples obedece a Lei de Hooke<sup>1</sup>:

$$\sigma = E\varepsilon \quad (1)$$

Sendo  $\sigma$  a tensão axial,  $E$  o fator de proporcionalidade conhecido como módulo de elasticidade (ou módulo de Young <sup>2</sup>) e  $\varepsilon$  a deformação axial.

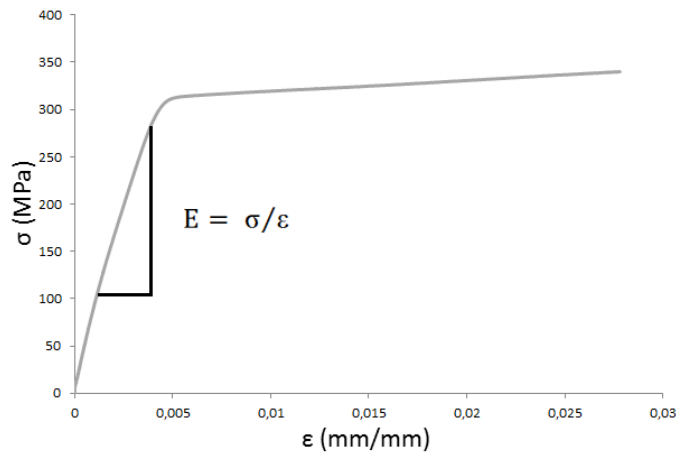


Figura 2: Representação gráfica do módulo de elasticidade num gráfico de tensão deformação

A resistência ao escoamento é a tensão limite que faz com que o material não mais obedeça à Lei de Hooke. Quando um corpo é submetido a tensões superiores à resistência ao escoamento, o material passa a exibir um comportamento plástico, fazendo com que as deformações sejam permanentes. No momento em que se retira um carregamento de uma peça que já sofreu deformação plástica, ela tende a se retrair. Essa retração da deformação é conhecida como retorno elástico ou deformação elástica ( $\varepsilon_e$ ).

---

<sup>1</sup>Robert Hooke (Freshwater, Ilha de Wight, 18 de Julho de 1635 — Londres, 3 de Março de 1703) foi um cientista experimental inglês do século XVII, uma das figuras chave da revolução científica.[10]

<sup>2</sup>Thomas Young (Milverton, 13 de junho de 1773 — Londres, 10 de maio de 1829) foi um físico, médico e egiptólogo britânico. [5]

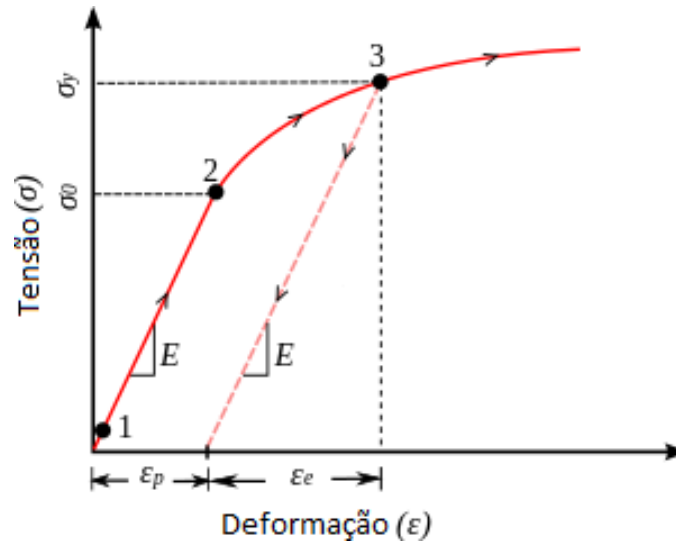


Figura 3: Retorno elástico no descarregamento  
3

### 3.2 Deformação Plástica em Tubos

É sabido que a região externa de um corpo sob flexão fica sob tração enquanto a região interna fica sob compressão. A linha que divide essas regiões é chamada linha neutra e é onde as fibras do material se mantêm intactas, como mostra a figura 4.



Figura 4: Linha neutra separando as regiões

No dobramento de tubos, a área comprimida é chamada de *intrados* enquanto a tracionada se chama *extrados*. No processo de conformação, há variação da espessura  $t$  da parede do tubo. No intradorso, há um aumento dessa espessura enquanto no extradorso, a parede afina. Além desse efeito, também pode ser notada uma ovalização do tubo. Ambos efeitos tem limites máximos definidos por norma. O uso de um raio de curvatura adequado faz

<sup>3</sup>[http://en.wikipedia.org/wiki/Elastic\\_and\\_plastic\\_strain](http://en.wikipedia.org/wiki/Elastic_and_plastic_strain)

com que os efeitos de ovalização e diminuição de espessura de parede não comprometam o produto final.

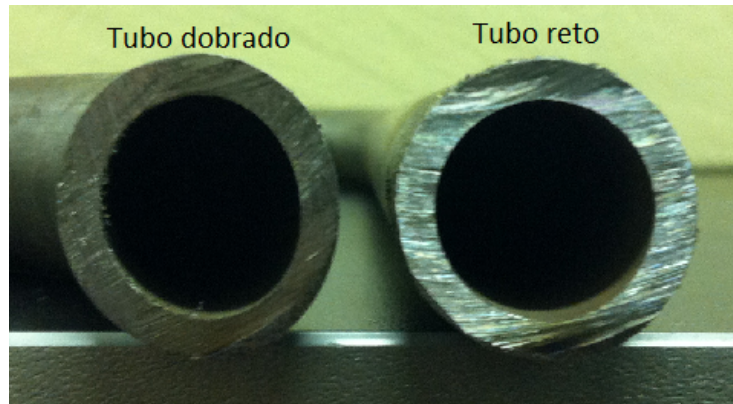


Figura 5: Variação de espessura e ovalização de um tubo

No instante em que o carregamento feito para o dobramento do tubo é aliviado, há um retorno elástico, fazendo com que sempre seja necessário dobrar um tubo além do ângulo desejado, como mostra a figura 6.

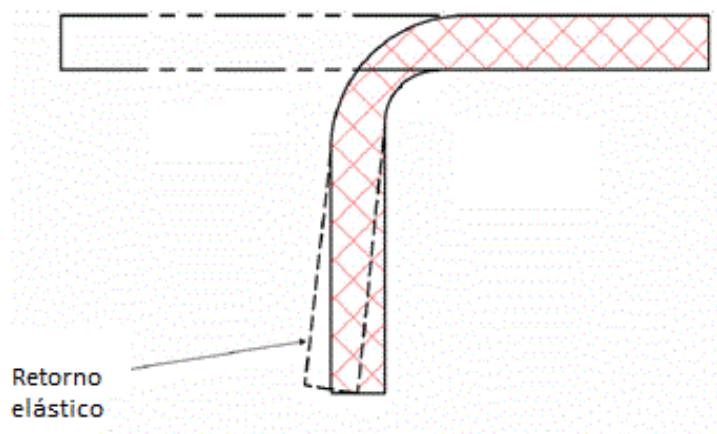


Figura 6: Representação esquemática do retorno elástico em tubos

4

## 3.3 Fadiga

### 3.3.1 Definição

Fadiga é o tipo de falha mecânica causada primariamente pela aplicação repetida de cargas variáveis, cuja principal característica é gerar e/ou propagar paulatinamente uma

---

<sup>4</sup>disponível em <http://image.thefabricator.com/a/die-basics-101-part-xv-springback.gif>

trinca, até a eventual fratura da peça[6]. A figura 7 retrata o crescimento de uma trinca. Note que  $N$  é o número de ciclos de carregamento e descarregamento da peça.

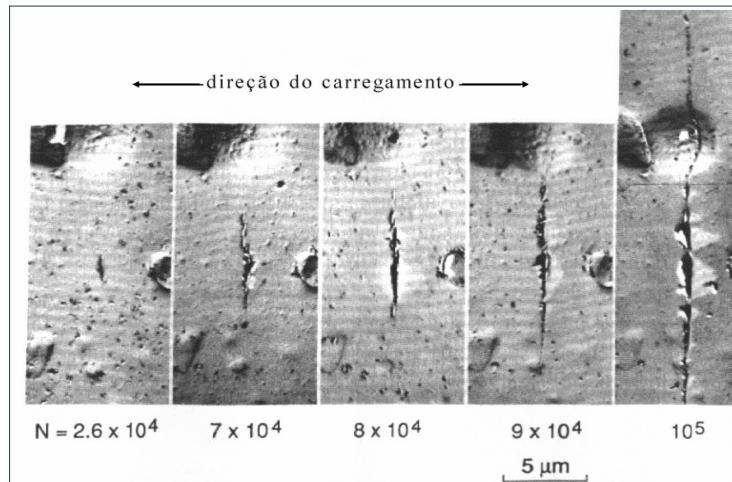


Figura 7: Acompanhamento do crescimento de uma trinca  
5

### 3.3.2 Fenomenologia básica da iniciação de trincas por fadiga

Castro, J.T.P. & Meggiolaro, M [6, p.134] afirmam:

Quando as gamas de tensão  $\Delta\sigma$  que atuam no ponto crítico são baixas em relação à resistência ao escoamento cíclico naquele ponto, elas controlam a iniciação de uma trinca por fadiga. Mas só pode haver dano por fadiga quando estas gamas macroscopicamente elásticas conseguem induzir o movimento cíclico de discordâncias, o que ocorre numa escala microscópica sem qualquer mudança detectável no comportamento global da peça. Assim, pode-se até dizer que fadiga é um problema de propagação que começa com o degrau formado pelo movimento da primeira discordância. Mas estes degraus são pequenos demais para serem modelados como trincas macroscópicas. Por isso, é didaticamente melhor separar a fase de iniciação de trinca, que pode ser modelada por uma análise de tensões, da fase de propagação, que só pode ser modelada pelos conceitos da Mecânica da Fratura.

Como quem rege a propagação da trinca na peça é o ponto crítico, deve-se tomar cuidado com quaisquer detalhes que possam por algum motivo concentrar tensões em algum ponto. Os principais detalhes que influenciam localmente na iniciação de trincas são:

- Acabamento superficial

<sup>5</sup>disponível em <http://inspecaoequipto.blogspot.com.br/2014/02/falha-por-fadiga.html>

- Gradiente de tensões
- Gradiente de propriedades mecânicas do material
- Microtensões residuais.

Sendo assim, caso uma peça esteja falhando por fadiga, a causa dessa falha reside em um dos 4 itens listados acima.

### 3.3.3 O Método de Wöhler

O método de Wöhler<sup>6</sup>, ou **SN**, é uma ferramenta para se evitar a iniciação de trincas, e dessa maneira, dimensionar peças com alta vida à fadiga, visto que não há fadiga quando não há trincas. Por isso, é considerado o método mais conservador de dimensionamento de peças quanto à fadiga. A resistência à fadiga, ou  $S_F$  é uma função não linear do número de ciclos  $N$ . A vida à fadiga é dada pela curva de Wöhler, ou curva SN:

$$S_F(N) = \left( \frac{C}{B} \right)^{\frac{1}{B}} \quad (2)$$

Sendo B e C constantes do material analisado, chamadas de expoente e coeficiente de Wöhler respectivamente. Dois pontos importantes nessa curva são as resistências  $S_F(10^3)$  e  $S_F(10^6)$ , que também é chamada de  $S'_L$ , por ser o limite de resistência à fadiga para aços (peças com resistência à fadiga igual ou superior à  $S'_L$  tendem a não quebrar por fadiga se forem feitas de aço).

É educado estimar as resistências à fadiga para um corpo de prova de aço como sendo:

- $S_F(10^3) = 0.76S_R$
- $S'_L(10^6) = 0.5S_R$  caso  $S_R \leq 1400\text{MPa}$
- $S'_L(10^6) = 700\text{MPa}$  caso  $S_R \geq 1400\text{MPa}$

A figura 8 mostra uma curva SN genérica.

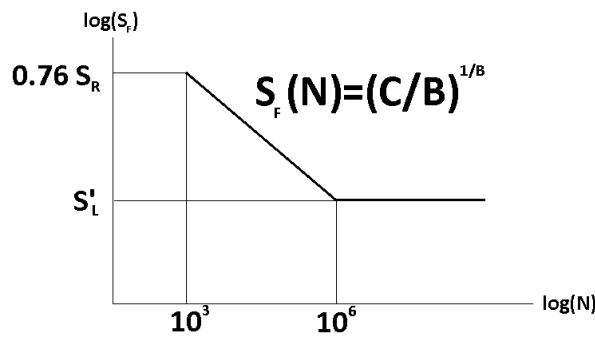


Figura 8: Curva SN genérica

<sup>6</sup>August Wöhler (Soltau, 22 de junho de 1819 — Hannover, 21 de março de 1914) foi um engenheiro alemão notável por sua contribuição na área da Mecânica da Fratura[3]



### 3.3.4 Rotina do Dimensionamento SN

Chama-se de “rotina de dimensionamento à fadiga” ao conjunto de informações e de técnicas de cálculo necessários para modelar e prever o dano causado por cargas reais de serviço de forma confiável.[6, p.138].

#### Análise de Tensões

Para se dimensionar uma peça quanto à fadiga no SN, primeiro se deve fazer uma análise de tensões. Uma vez que as trincas nascem de acordo com a movimentação de discordâncias de planos atômicos, e que geralmente a peça a ser dimensionada estará exposta a esforços combinados, é importante saber combiná-los de maneira correta. Segundo Tresca, combina-se tensões normais com tensões cisalhantes quando a segunda maior tensão principal  $\sigma_2 < 0$ , por:

$$\sigma_{Tresca} = \sqrt{(\sigma_x - \sigma_y)^2 + 4\tau_{xy}^2} \quad (3)$$

E quando  $\sigma_2 > 0$ , por:

$$\sigma_{Tresca} = \frac{\sigma_x + \sigma_y \sqrt{(\sigma_x - \sigma_y)^2 + 4\tau_{xy}^2}}{2} \quad (4)$$

	força normal <b>P</b>	momento fletor <b>M</b>	momento torçor <b>T</b>	esforço cortante <b>F</b>
<b>seção circular</b>	$\sigma_N = \frac{4P}{\pi d_{eixo}^2}$	$\sigma_M = \frac{32M}{\pi d_{eixo}^3}$	$\tau_T = \frac{16T}{\pi d_{eixo}^3}$	$\tau_C = \frac{16F}{3\pi d_{eixo}^2}$
<b>seção retangular</b>	$\sigma_N = \frac{P}{ba}$	$\sigma_M = \frac{M}{ba^2}$	vide e.g. [2]	$\tau_C = \frac{3F}{2ba}$

Figura 9: Tabela com equações das tensões lineares máximas induzidas em barras circulares de diâmetro  $d_{eixo}$  ou retangulares de altura  $a$  e base  $b$ .

#### Concentração de Tensões

Pelo princípio de Saint-Venant, as fórmulas básicas da análise de tensões só valem longe dos pontos de aplicação da carga e das variações bruscas da seção; Mas, por razões funcionais, quase todas as peças reais devem ter entalhes, nome que se dá às transições bruscas da geometria onde aquelas fórmulas não se aplicam. Assim, rasgos, furos, ombros, cordões de solda, dentes de engrenagem, etc. são entalhes. As tensões calculadas pelas fórmulas básicas são chamadas de nominais, porque não consideram o efeito concentrador dos

entalhes. Entretanto, a tensão máxima  $\sigma_{max}$  que atua na raiz de um entalhe pode ser muito maior que a tensão nominal  $\sigma_n$ , mas como os problemas lineares elásticos têm solução única, elas podem ser catalogadas associando a cada combinação de carga e geometria o seu fator de concentração de tensão (linear elástico), definido por: [6, p.182-183]

$$K_t = \frac{\sigma_{max}}{\sigma_n} \quad (5)$$

Para efeito de cálculo à fadiga, o fator de concentração de tensões utilizado é o  $K_f$ , que é função de  $K_t$  e da sensibilidade ao entalhe  $q$ . Na falta de dados experimentais de  $q$ , recomenda-se o uso de  $K_t$  para o cálculo da fadiga, mas isso costuma fazer com que a peça seja muito conservativa. A equação de  $K_f$  é dada por:

$$K_f = 1 + q(K_t - 1) \quad (6)$$

Peterson afirma que

$$q = \left(1 + \frac{\alpha_f}{\rho}\right)^{-1} \quad (7)$$

Sendo  $\rho$  o raio do entalhe e  $\alpha_f$  uma dimensão dependente do material dada por:

- $\alpha_f = 0.185(700/S_R)[\text{mm}]$  para aços com  $SR < 700\text{MPa}$
- $\alpha_f = 0.025(200/S_R)^{1.9}[\text{mm}]$  para aços com  $SR \geq 700\text{MPa}$

Para a modelagem de uma barra com um entalhe à fadiga, é necessário multiplicar os devidos  $K_f$  às equações apresentadas na figura. 9.

### Modelagem do efeito das tensões médias

No método SN, é comum se utilizar a componente alternada  $\sigma_a = (\sigma_{max} - \sigma_{min})/2$  e média,  $\sigma_m = (\sigma_{max} + \sigma_{min})/2$ . As tradicionais regras de ajuste de  $\sigma_{max}$  e  $\sigma_{min}$  são:

$$\text{Goodman} : \frac{\sigma_a}{S_F(N)} + \frac{\sigma_m}{S_R} = 1 \quad (8)$$

$$\text{Gerber} : \frac{\sigma_a}{S_F(N)} + \left(\frac{\sigma_m}{S_R}\right)^2 = 1 \quad (9)$$

$$\text{Soderberg} : \frac{\sigma_a}{S_F(N)} + \frac{\sigma_m}{S_e} = 1 \quad (10)$$

## 3.4 Dobradeira por Tração (Rotary-Draw Tube Bender)

### 3.4.1 Componentes

#### Matriz de Dobramento

A matriz de dobramento é a ferramenta de conformação que dá ao tubo o raio de dobramento especificado. O raio de dobramento mínimo costuma obedecer à equação:

$$R = 4D \quad [4] \quad (11)$$

Sendo  $R$  o raio interno da matriz e  $D$  o diâmetro externo do tubo a ser dobrado. Quanto menor o valor do raio de dobramento, maiores são as forças agindo no tubo.



Figura 10: Matriz de dobramento

7

#### Matriz de Pressão

A matriz de pressão age de modo a segurar o tubo contra a matriz de dobramento, gerando uma força de reação ao momento. É comum encontrar dois tipos de matrizes de pressão:

- Estacionárias, quando há movimento relativo entre matriz e tubo.
- Móvel, quando a matriz rola num suporte, fazendo com que não haja movimento relativo entre matriz e tubo.

---

<sup>7</sup>disponível em <http://pro-tools.myshopify.com/>

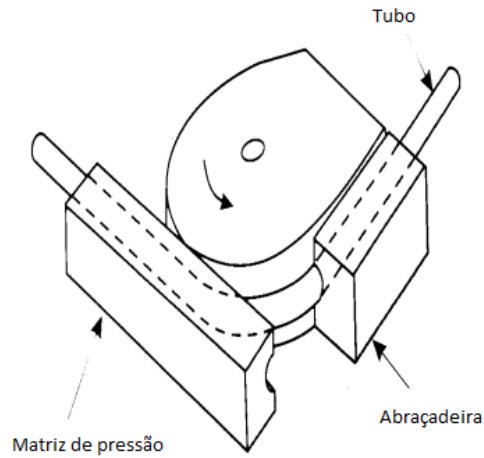


Figura 11: Matriz de pressão<sup>8</sup>

### Abraçadeira

A abraçadeira tem como função fixar o tubo à matriz de dobramento. Ver fig.11.

### Mandril

O mandril é um componente opcional no processo de dobramento. Ele é posicionado dentro do tubo e funciona de modo a prover uma pressão interna, evitando falhas como achatamento, enrugamento e flambagem.



Figura 12: Diferentes tipos de mandril<sup>9</sup>

### 3.4.2 Funcionamento

Para efetuar um dobramento, o operador deve inserir o tubo pela matriz de pressão. A abraçadeira deve então ser fixada (de maneira automática ou manual) de modo a segurar

<sup>8</sup>disponível em [http://www.thecollaboratoryonline.org/w/images/IPC\\_Mobility\\_Tube\\_Bending.pdf](http://www.thecollaboratoryonline.org/w/images/IPC_Mobility_Tube_Bending.pdf)

<sup>9</sup>disponível em [http://i00.i.aliimg.com/photo/219653280/BALL\\_MANDREL.jpg](http://i00.i.aliimg.com/photo/219653280/BALL_MANDREL.jpg)

o tubo na posição correta. Após as etapas anteriores, a matriz de dobramento deve ser rotacionada de modo a atingir a angulação pretendida. O tipo de máquina define como essa rotação será alcançada: manualmente, eletricamente ou hidraulicamente.

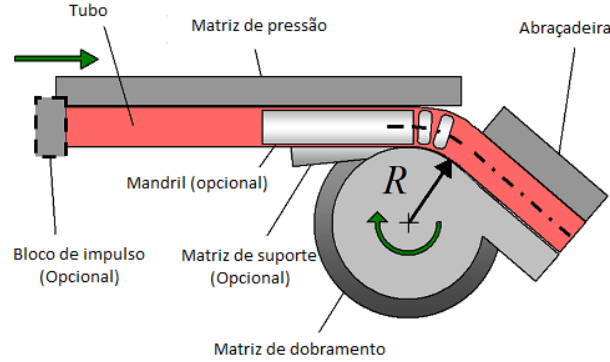


Figura 13: Esquema de funcionamento de uma dobradora de tubos

10

### 3.5 Transmissão

A transmissão de potência funciona de modo a fornecer o torque ou rotação necessária a um eixo de saída. Durante o processo de transmissão de potência, o torque e a rotação transmitida costumam se modificar, devido a multiplicadores, que são dados pelas relações de transmissão. Partindo do pressuposto que a velocidade linear  $V$  dos dois elementos de transmissão que estão em contato são iguais ( $V_A = V_B$ ), como mostra a figura 14;

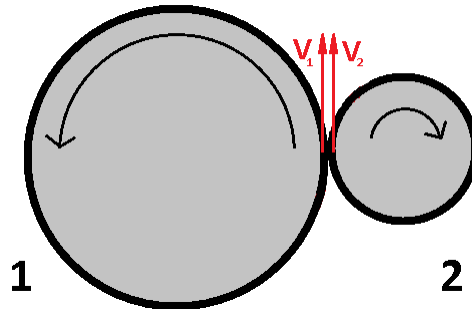


Figura 14: Esquema de duas engrenagens com a mesma velocidade linear no ponto de contato

E também sabendo que

$$V = r\omega \quad (12)$$

<sup>10</sup>disponível em <http://www.real-world-physics-problems.com/tube-bending.html>

É natural conjecturar que

$$\frac{r_1}{r_2} = \frac{d_1}{d_2} = \frac{\omega_2}{\omega_1} = i \quad (13)$$

Sendo  $i$ , a relação de transmissão. Para o caso de uma transmissão em mais de um estágio, como mostra a figura a seguir,

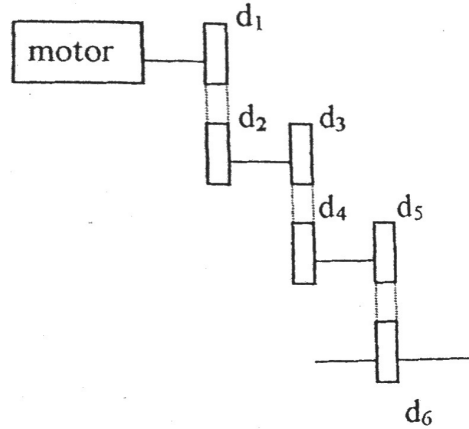


Figura 15: Esquema de uma caixa de redução de três estágios

[15]

A relação total de transmissão é dada por:

$$i_{total} = i_{12} \times i_{34} \times i_{56} \quad (14)$$

Combinando a eq. 13 com a eq. 14, chega-se a conclusão de que

$$i_{total} = \frac{d_1}{d_2} \times \frac{d_3}{d_4} \times \frac{d_5}{d_6} \quad (15)$$

### 3.5.1 Transmissão por corrente

A transmissão por correntes é formada por duas engrenagens dentadas e uma corrente que age como o elemento transmissor de potência. Por convenção, a maior engrenagem leva o nome de coroa, enquanto a menor é chamada de pinhão. As vantagens do uso de uma transmissão por corrente frente às demais, são o baixo custo, a fácil manutenção, e a grande eficiência. Ela peca pela alta manutenção e alto ruído.

#### 3.5.1.1 Corrente de rolos

A corrente de rolos é, talvez a corrente mais comum de se ver no dia a dia. Isso porque ela está presente em todas as bicicletas. Elas são a união de diversos elos formados por pinos, buchas, rolos ou roletes e placas ou talas, como mostra a figura a seguir.

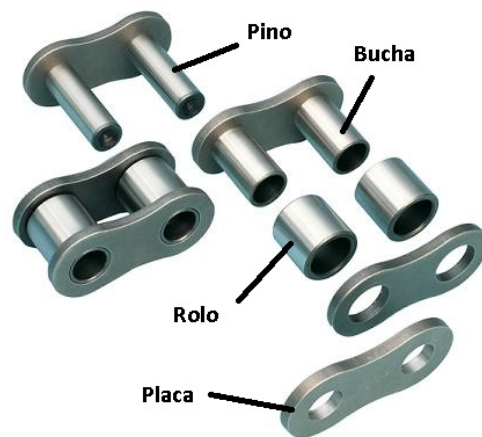


Figura 16: Componentes da corrente de rolos

Para o dimensionamento correto da corrente, alguns parâmetros geométricos tem de ser conhecidos, como é o caso do passo, diâmetro do rolo, largura e distância entre correntes múltiplas, como é exemplificado na figura a seguir.

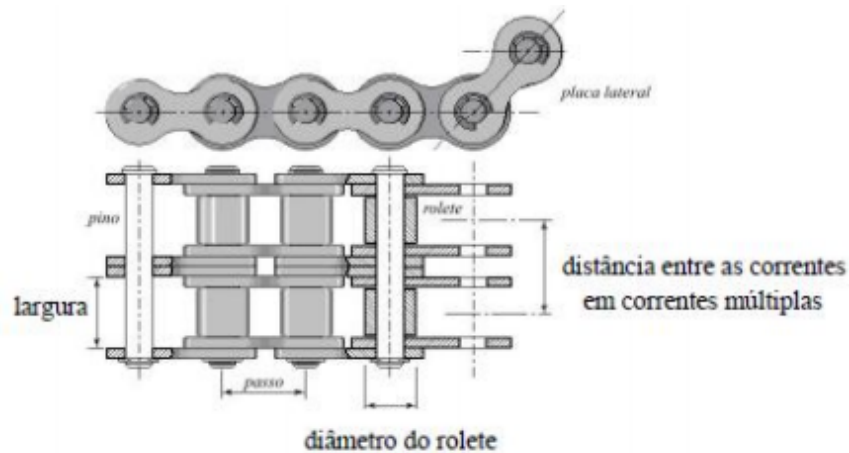


Figura 17: Parâmetros geométricos da corrente de rolos

11

Esses parâmetros variam de acordo com especificações de projeto. Geralmente para o dimensionamento de uma corrente de rolos, se usa o catálogo do fabricante de correntes.

<sup>11</sup><http://www.madeira.ufpr.br/disciplinasalan/AT102-Aula06.pdf>

## 4 Modelo analítico

Segundo Tang [12], para o cálculo do momento fletor necessário para dobrar um tubo é necessário primeiro saber os parâmetros  $S_y$ ,  $W$  e  $I$ . Sendo eles a resistência ao escoamento do material do tubo, o módulo de seção e o momento de inércia respectivamente.  $S_y$  é obtido através de um ensaio de tração, o módulo de seção é dado por:

$$W = 0.1 \frac{D^4 - d^4}{D} \quad (16)$$

Sendo  $d$  o diâmetro interno e  $D$  o diâmetro externo do tubo. E o momento de inércia é dado por:

$$I = \left[ \frac{5r_m D}{D^2 + d^2} \left( 0.636 + \frac{0.42}{k} \right) N_o \right] \quad (17)$$

Sendo  $r_m$  o raio médio da seção transversal,  $k$  um coeficiente geométrico dado pela matriz de dobramento:

$$k = \frac{R}{2r_m} \quad (18)$$

e  $N_o$  dado por:

$$N_o = \int_0^{90} \left( \frac{2k + 1}{2k + 2 - \cos \alpha} \right) \times \left( 1 - \frac{2k + \cos \alpha}{4k + 3 - \cos \alpha} \frac{\cos \alpha}{2k} \right) d\alpha \quad (19)$$

Com  $\alpha$  sendo o ângulo entre o centróide do elemento circunferencial infinitesimal e o ponto do tubo que intercepta o plano de dobramento, como pode ser visto na figura 18

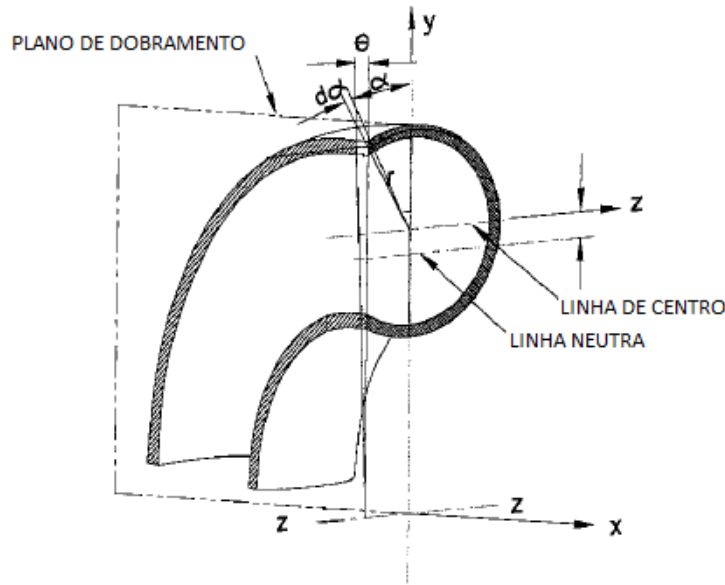


Figura 18: Esquema tridimensional do dobramento [12]



Uma simplificação para  $I$  é proposta por Tang [12] como sendo

$$I \approx J = 1.41 + \frac{0.42}{k} \quad (20)$$

A figura 19 mostra uma comparação entre o termo simplificado  $J$  e  $I$ .

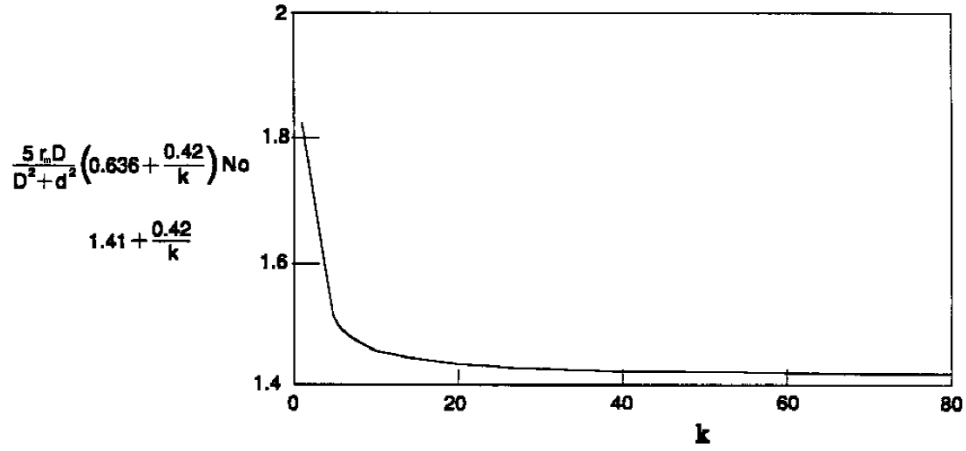


Figura 19: Comparação entre  $J$  e  $I$  em função de  $k$ . As curvas estão praticamente sobrepostas [12]

O momento fletor necessário para dobrar um tubo após as simplificações fica sendo:

$$M = S_y W J \quad (21)$$

Como há fricção do tubo com a matriz de pressão, o momento fletor total fornecido pela máquina tem de ser capaz de sobrepor também o momento do atrito da matriz.

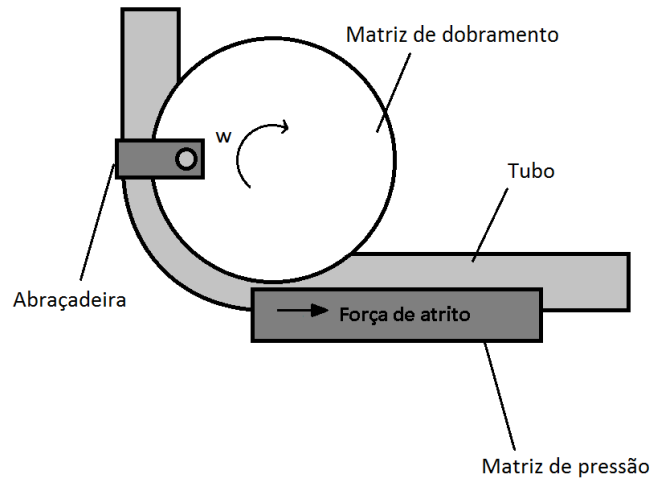


Figura 20: Esquema mostrando a força de atrito gerada pelo movimento do tubo em relação à matriz

Assim sendo, o momento torçor necessário para efetuar o dobramento no tubo deve ser a soma do momento fletor para dobrar o tubo com o momento torçor gerado no eixo pela força de atrito da matriz de pressão:

$$M_{total} = (M + M_{atrito})FS \quad (22)$$

Sendo FS o fator de segurança empregado.

## 5 Projeto da Máquina

### 5.1 Capacidade

A capacidade da máquina foi definida levando em conta a capacidade de máquinas similares, como as já citadas *BAILEIGH RDB-175* ® e *ERCOLINA SB48 Super Bender* ®, além de levar em conta os tubos tipicamente usados numa oficina de Baja SAE. O tubo de maior rigidez a flexão suportado pela máquina é um SAE 1020 de diametro externo 1<sup>1/4</sup>” (31,75mm) com 2 mm de parede. Utilizando a eq. 21 foi possível determinar o momento fletor necessário para a dobra do tubo, como mostra a tabela a seguir.

CAPACIDADE		
ENTRADA		
Material	SAE 1020	
Espessura (t)	2.00	mm
Diametro externo (D)	31.75	mm
Diametro interno (d)	27.75	mm
Resistencia ao escoamento Sy	350,000,000.00	Pa
Modulo de elasticidade E	205,000,000,000.00	Pa
Diametro interno da matriz	232.00	mm
SAIDA		
k	3.65	
J	1.52	
W	1.33E-06	
Momento Fletor 'M'	7.11E+02	Nm

Tabela 1: Capacidade da máquina sem levar em conta o atrito da matriz de pressão

É importante ressaltar que o diâmetro interno da matriz utilizado foi baseado em matrizes existentes no mercado. O coeficiente  $k$  ficou dentro da faixa admissível segundo Tang [12] (entre 1.4 e 30).

Segundo Masoumi [8], para dobrar um tubo de AISI304 com 38mm de diâmetro externo e 1.58mm de parede, usando uma matriz de dobramento de diâmetro 158mm é necessário o seguinte histórico de momentos:

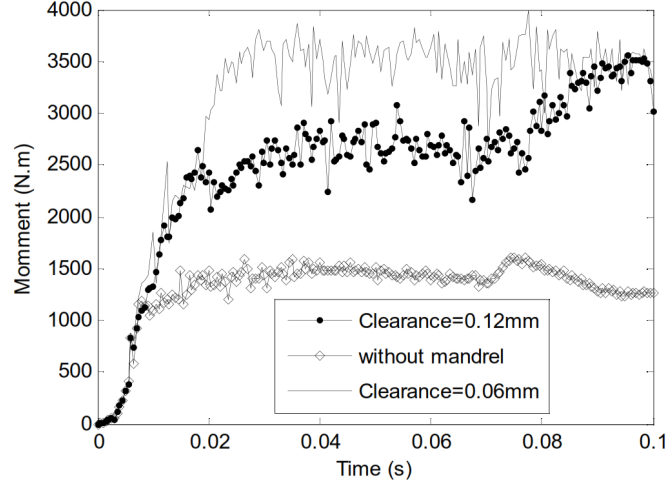


Figura 21: Histórico de momentos aplicados ao tubo durante o dobramento de 180 graus [8]

É importante ressaltar que as duas curvas de maior momento são para dobramentos com o uso de mandril, enquanto a de menor momento é para o dobramento realizado sem mandril. Pode-se observar que durante o dobramento, há um momento em que o  $M_{Masoumi} \approx 1600\text{Nm}$ . Ao aplicar o modelo de Tang[12] no tubo usado por Masoumi[8], o momento  $M_{Tang}$  foi de 532Nm. Pode-se estabelecer uma relação para tubos semelhantes ao de Masoumi usando o momento real necessário (levando em conta o atrito) e o momento de Tang seguindo esses valores:

$$FA = \left( \frac{1600}{M_{Tang38mm}} \right) = \frac{1600}{532} \quad (23)$$

Sendo  $M_{Tang38mm}$  o momento fletor necessário para dobrar o tubo AISI304 com 38mm de diâmetro externo e 1.58mm de parede usando a eq. 21.

Utilizou-se um FS de 1.2, devido ao fato da hipótese descrita na eq.23 ser muito conservadora pois Masoumi leva em conta o contato aço-aço sem lubrificação em sua publicação, enquanto para o bom funcionamento da máquina projetada, solicita-se que se use lubrificante na matriz de pressão. Sendo assim,

$$M_{total} = \left[ 711 \times \left( \frac{1600}{532} \right) \right] \times 1.2 = 2566.0\text{Nm} \quad (24)$$

## 5.2 Motor

Sabendo  $M_{total}$ , pode-se definir o motor e a redução a ser utilizada na máquina. Nesse quesito, há uma imensa liberdade de projeto. Pode-se usar desde um motor com baixo torque e uma grande redução até um motor de alto torque e uma baixa redução.

De modo a tornar a máquina compacta e simples, descartaram-se as opções de redução de 1 estágio e a de redução de 4 estágios ou mais. A primeira foi descartada pois seria

necessário o uso de um motor elétrico de torque muito alto, o que acarreta em dimensões grandes ou o uso de reduções inviavelmente grandes para o caso de uso de motores menores, impossibilitando o projeto de uma máquina compacta. A segunda opção foi riscada pelo fato de adicionar muita complexidade ao projeto.

De modo a simplificar o projeto e a manutenção da máquina, foi adotada uma única relação de transmissão  $i$ , para uniformizar os passos de redução. De posse do catálogo de um fabricante de motores elétricos, alguns foram selecionados levando em conta seu conjugado (torque) e suas dimensões físicas. A imagem a seguir mostra a relação de transmissão necessária para cada entrada de torque de motor levando-se em conta uma eficiência típica de 0.95 para cada estágio.

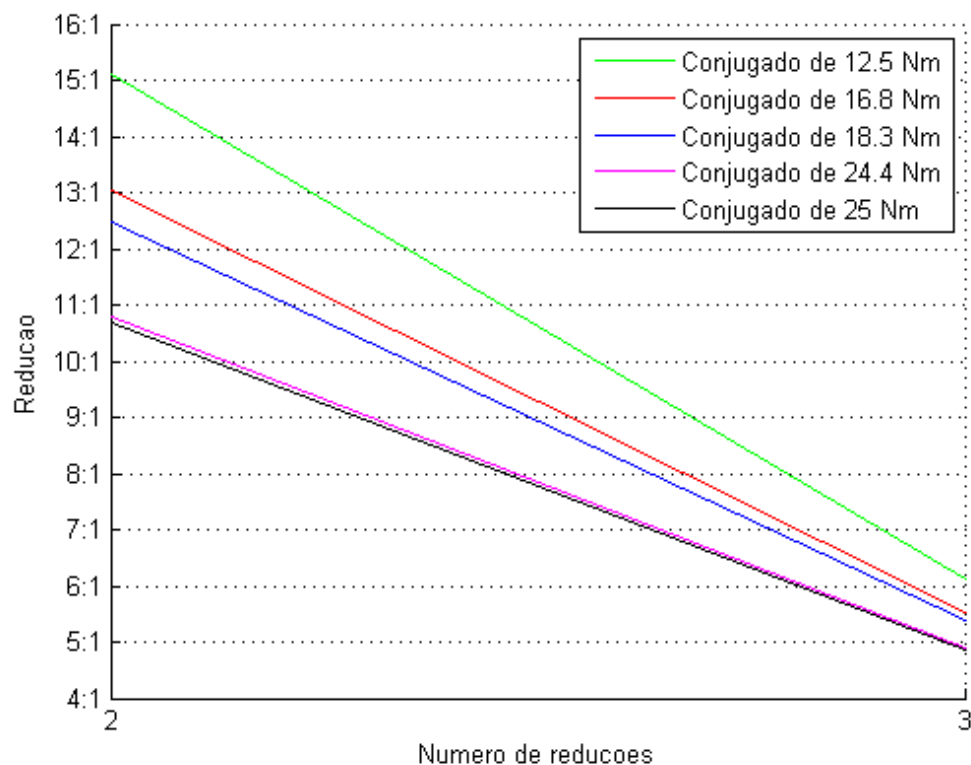


Figura 22: Relação de transmissão para diferentes entradas de torque, para uma redução de 2 e 3 estágios

A literatura aconselha não usar reduções maiores do que 7:1. Para seguir essa recomendação, a opção de 2 estágios foi descartada, fazendo com que o número de estágios da transmissão fosse fixado em três.

O custo do motor e da transmissão foi o fator decisivo na escolha do par. A seguir pode-se ver o custo de cada motor listado na fig.22.

Modelo	Preço [R\$]	Conjugado [Nm]
W22 Plus 100L 1.5hp 8 polos	1,143.00	12.3
W22 Plus 100L 2 hp 6 polos	997.00	12.5
W22 Plus 112M 2 hp 8 polos	1,654.00	16.8
W22 Plus 100L 3 hp 6 polos	1,092.00	18.3
W22 Plus 132M 3 hp 8 polos	2,192.00	24.4
W22 Plus 132M 4 hp 6 polos	1,665.00	25.0

Tabela 2: Tabela de custos de motores

Fica mais fácil escolher um dentre os seis motores possíveis quando se toma uma abordagem gráfica como mostrado na fig 23.

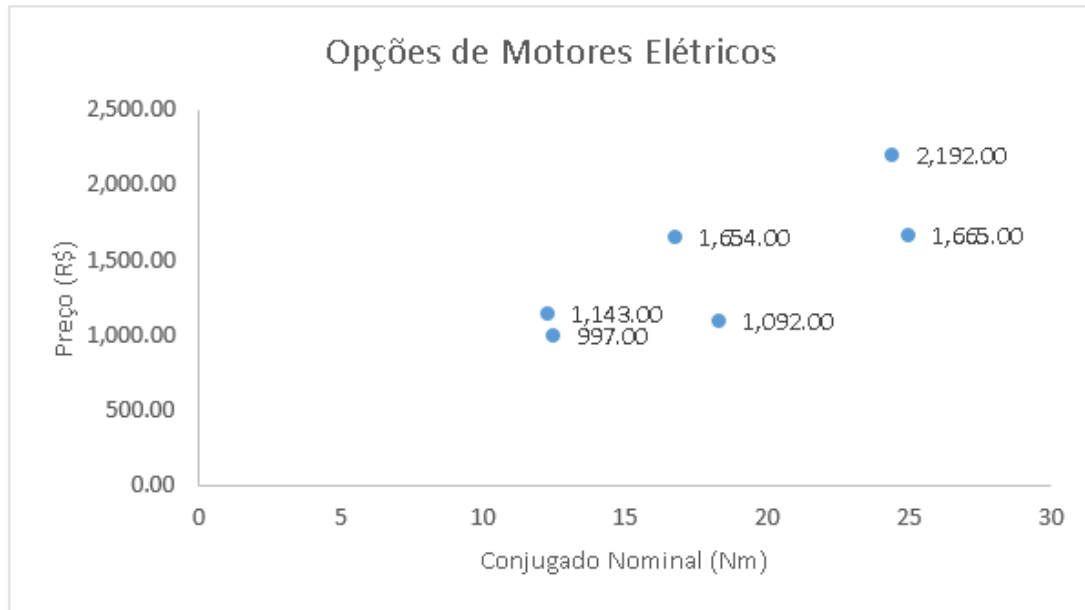


Figura 23: Representação gráfica dos motores quanto ao preço e ao conjugado

Nota-se que o motor W22 Plus 100L 3 hp 6 polos possui o terceiro maior conjugado e segundo menor preço. Aliado a isso, a diferença de relação de redução para o motor mais parrudo do conjunto é de 5.4:1 para 4.9:1, o que não acarreta grandes custos a mais na compra dos pinhões e coroas, por isso, ele foi o motor escolhido, fixando a relação de transmissão  $i$  em 5.38:1.

### 5.3 Pinhões e Coroas

De posse do catálogo do fabricante de correntes [7], pinhões e coroas, é possível determinar qual corrente usar dada a potência do motor e a rotação do pinhão, como mostra a fig 24.

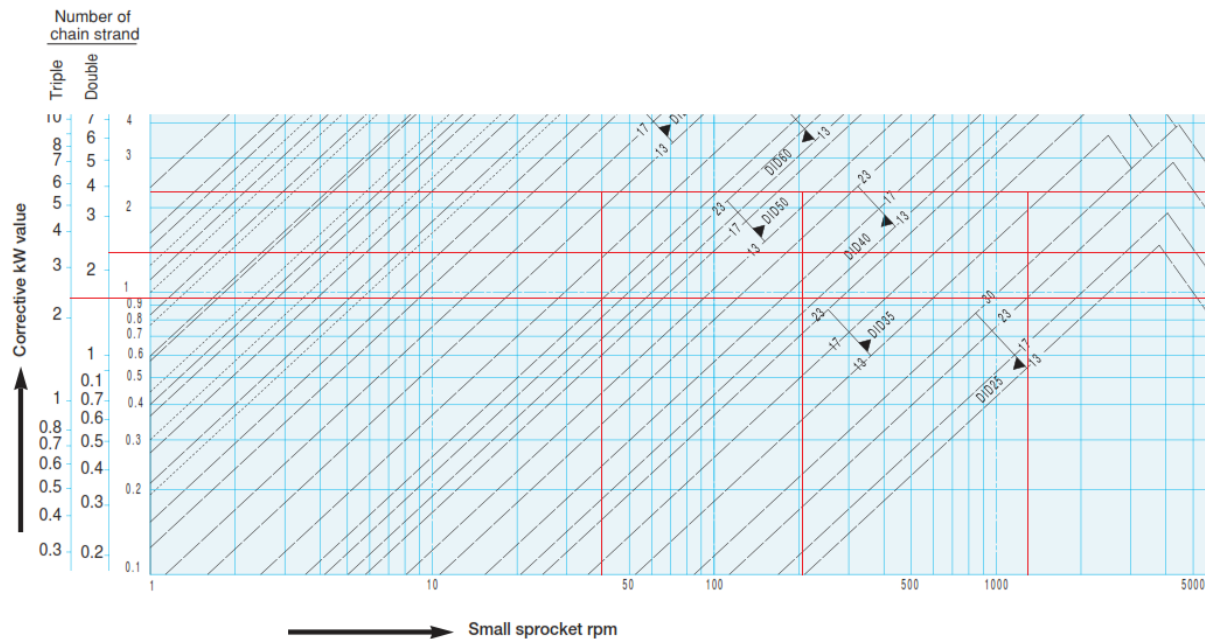


Figura 24: Linha de correntes indicadas para o caso de corrente simples, dupla e tripla

De modo a manter a máquina compacta, sempre que possível, optou-se pelo uso do menor pinhão possível, mesmo que isso significasse ter de recorrer à corrente imediatamente mais resistente. Foi adotado o uso da corrente dupla, pois pelo diagrama do fabricante, se a corrente simples fosse adotada, seria necessário o uso de coroas de dimensões muito avantajadas, enquanto se a corrente tripla fosse a escolhida, as coroas e pinhões utilizados seriam das mesmas dimensões, porém seriam mais caras.

Para o primeiro estágio, não se utilizou a corrente aconselhada pelo diagrama pois era impossível conseguir um furo de 28mm (diâmetro do eixo do motor) no pinhão. Por isso, adotou-se a corrente DID50, que é mais robusta e é a mesma usada no segundo estágio.

Entretanto no último estágio de redução não pode-se usar o pinhão recomendado pelo catálogo (de 13 dentes) pois ele acarreta em uma coroa 70 dentes, que com o passo de uma polegada, possui um diâmetro inviável para uma máquina compacta. Com isso, adotou-se o pinhão de 9 dentes e a coroa de 45. Perceba que essa escolha, apesar de não ótima, não traz grandes prejuízos quanto à vida da máquina pois a rotação no pinhão é muito pequena e a máquina, por si só faz poucas revoluções, visto que os dobramentos feitos raramente chegam a 180 graus no projeto Baja SAE.

Assim sendo, a transmissão ficou na seguinte disposição:

### 5.3.1 Primeiro estágio

Corrente dupla DID50® com passo de 5/8".

Pinhão duplo de 13 dentes.

Coroa dupla de 70 dentes.

### 5.3.2 Segundo estágio

Corrente dupla DID50® com passo de 5/8".

Pinhão duplo de 13 dentes.

Coroa dupla de 70 dentes.

### 5.3.3 Terceiro estágio

Corrente dupla DID80® com passo de 1".

Pinhão duplo de 9 dentes.

Coroa dupla de 45 dentes.

O catálogo utilizado indica que para o bom funcionamento da corrente, ela deve englobar no mínimo 120 graus do pinhão. Isso significa que a distância entre centros do último eixo para o eixo intermediário deve ser de 334mm enquanto a distância entre centros dos outros eixos deve ser 290mm. De modo a seguir a indicação do catálogo e manter a máquina compacta, ficou decidido que:

- Distância entre centros do eixo 2 para o eixo 3 de 354mm
- Distância entre centros do eixo 2 para o eixo 1 de 306mm
- Distância entre centros do eixo 1 para o eixo do motor de 309mm

## 5.4 Eixos

Devido à essência de funcionamento não contínuo da máquina de dobramento de tubo, os eixos foram dimensionados levando em conta a fadiga por meio do método SN. O posicionamento das coroas e pinhões nos eixos foi decidido em relação à geometria da máquina e de modo a minimizar esforços fletores. Os máximos momentos fletores nominais  $M_n$  foram obtidos por meio de diagramas de momento fletor de uma barra submetida a esforços pontuais equivalentes ao torque dividido pelo diâmetro do pinhão ou coroa, como mostrado na imagem a seguir.

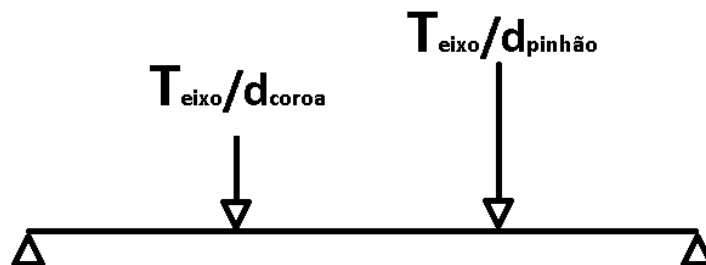


Figura 25: Modelo utilizado para determinação do máximo momento fletor nominal



Uma vez conhecidos os  $M_n$  e  $T_n$ , tomou-se o cuidado de considerar a concentração de tensões à fadiga na forma de  $K_f$  advindas do uso de chavetas nos eixos. Peterson[9] afirma que, para rasgos de chaveta usinados por cortadores padronizados de máquinas de fresa,  $K_t = 2.14$  para flexão e  $K_{ts} = 2.62$  para torção. Convertendo os  $K_t$ s dados para  $K_f$  segundo as equações 6 e 7, tem-se que:

$$M_{max} = 1.51M_n \quad (25)$$

e

$$T_{max} = 1.73T_n \quad (26)$$

Transformou-se o momento fletor e torque em tensões, utilizando-se as equações descritas na figura 9 e combinou-as segundo a equação 3. Como a dobradora opera em apenas um sentido de rotação,  $\sigma_{min} = 0$ , o que significa que  $\sigma_a = \sigma_m = 0.5\sigma_{tresca}$ .

Reescrevendo a regra de Goodman especificamente para esta máquina e adicionando fatores de segurança à fadiga  $\Phi$ :

$$\frac{\Phi 0.5\sigma_{tresca}}{0.76S_R} + \frac{\Phi 0.5\sigma_{tresca}}{S_R} = 1 \quad (27)$$

Sendo

$$\sigma_{tresca} = \sqrt{1.51 \left( \frac{32M}{\pi d_{eixo}^3} \right)^2 + 1.73 \times 4 \left( \frac{16T}{\pi d_{eixo}^3} \right)^2} \quad (28)$$

Uma vez decidido o material de cada eixo e o fator de segurança a ser usado, só resta uma incógnita:  $d_{eixo}$ , que é exatamente o objetivo desse dimensionamento. Foi decidido que  $\Phi = 1.7$  e que os dois eixos com menor torque serão feitos de aço SAE 1020 laminado a frio devido ao baixo custo, enquanto o eixo final será feito de SAE 1045 laminado a frio para evitar um eixo de diâmetro muito grande. A resistência a ruptura  $S_R$  desses materiais são 420 MPa[1] e 515 MPa[2], respectivamente. Resolvendo a equação 27 para os 3 eixos, encontrou-se que:

- O eixo 1 deve ter 19.38mm. Por segurança e comodidade, terá 22mm
- O eixo 2 deve ter 32.68mm. Por segurança e comodidade, terá 35mm
- O eixo 3 deve ter 52.52mm. Por segurança e comodidade, terá 55mm

## 5.5 Rolamentos

Como os eixos são verticais, é importante que os rolamentos resistam a uma carga axial. Os rolamentos conicos de rolos de carreira única além de resistirem bem a esses esforços, tornam a montagem da maquina mais simples e fácil devido ao fato de serem desmontáveis. Por isso, foram escolhidos. Consultando o catálogo interativo da skf [11], foram escolhidos rolamentos que resistiam à carga axial e à rotação do eixo. Os rolamentos escolhidos foram:

- SKF 320/22X

- SKF 32007 J2/Q
- SKF 32011 X/Q

## 6 Orçamento

Orçamento			
Item	Preço unitário	Quantidade	Custo
Chapa	R\$ 294.00	2	R\$ 588.00
Metalon 6m	R\$ 336.00	2	R\$ 672.00
Motor elétrico	R\$ 1,092.00	1	R\$ 1,092.00
Rolamentos	R\$ 80.00	6	R\$ 480.00
Coroa 50	R\$ 380.00	2	R\$ 760.00
Coroa 80	R\$ 450.00*	1	R\$ 450.00
Pinhao 50	R\$ 78.00	2	R\$ 156.00
Pinhao 80	R\$ 90.00*	1	R\$ 90.00
Corrente 80	R\$ 300.00	1	R\$ 300.00
Corrente 50	R\$ 200.00	1	R\$ 200.00
Tarugos para eixos	R\$ 122.00	1	R\$ 122.00
Usinagem de cubos	R\$ 1,000.00*	1	R\$ 1,000.00
Matrizes e abraçadeira 1 1/4"	\$230.00	1	R\$ 719.90
Matrizes e abraçadeira 1"	\$200.00	1	R\$ 626.00
Total (Taxa de conversao USD-BRL:3.13)			R\$ 7,255.90

Tabela 3: Orçamento. Valores com asterisco foram estimados

## 7 Conclusão

A máquina proposta conseguiu ser modelada de modo a dobrar o tubo de maior rigidez tipicamente usado nos protótipos Baja-SAE: SAE 1020 de 1-1/4 de diâmetro com 2mm de parede. A rotação na matriz de dobramento é de 7.4 rpm, o que significa que demora 8.1 segundos para uma dobra de 180° ser realizada.

Do ponto de vista financeiro, a máquina se provou um sucesso ao ser comparada com as semelhantes no mercado. O custo é um terço das máquinas mostradas na introdução. Apesar dessa comparação não ser muito confiável pelo fato desse projeto não contar com controle eletrônico, a adição de um microcontrolador e um sensor indutivo em uma das coroas realizaria esse trabalho aumentando o preço em, no máximo, R\$1000. Se for considerado o canibalismo de peças do próprio laboratório de Baja-SAE da PUC-Rio, é possível confeccionar essa peça sem levar em conta os custos de tubo quadrado e matrizes, o acarretaria na diminuição de R\$2017.00.

Portanto, é possível afirmar que a máquina cumprirá os requisitos iniciais do projeto, que eram melhorar a qualidade dos dobramentos de tubo realizados pela equipe, ser compacta e de baixo custo.

A figura a seguir mostra o resultado final da máquina exposto no software de modelagem 3d utilizado para desenhar a máquina.



Figura 26: Vista dimétrica da máquina montada

## Referências

- [1] **AISI 1020 Steel, cold rolled**  
<http://www.matweb.com/search/DataSheet.aspx?MatGUID=10b74ebc27344380ab16b1b69f1cffbb>  
Acessado em 22/06/15
- [2] **AISI 1045 Steel, as cold drawn, 50-75 mm (2-3 in) round**  
<http://www.matweb.com/search/DataSheet.aspx?MatGUID=3135b629bdee490aa25f94230424c08a>  
Acessado em 22/06/15
- [3] **August Wöhler**  
[https://pt.wikipedia.org/wiki/August\\_W%C3%B6hler](https://pt.wikipedia.org/wiki/August_W%C3%B6hler)  
Acessado em 22/06/15
- [4] **Basic Tube Bending Guide**  
<http://www.hinesbending.com/BASICTUBE BENDINGGUIDE.pdf>  
Acessado em 31/03/15
- [5] **BIOGRAPHY OF THOMAS YOUNG ( 1773 - 1829 )**  
<http://theor.jinr.ru/~kuzemsky/tybio.html>  
Acessado em 08/04/15
- [6] CASTRO, J.T.P., MEGGIOLARO, M.A. **Fadiga Técnicas e Práticas de Dimensionamento Estrutural sob Cargas Reais de Serviço Volume I**, 2009.
- [7] **GENERAL CATALOG**  
<http://www.did-daido.co.jp/documents/en/catalog/didcatalog.pdf>  
Acessado em 21/06/15
- [8] MASOUMI, H. & MIRBAGHERI, Y. **Effect of Mandrel, Its Clearance and Pressure Die on Tube Bending Process via Rotary Draw Bending Method** Advanced Design and Manufacturing Technology, Vol. 5/ No. 5/ December - 2012 pág. 47-52
- [9] PETERSON, R.E. **Stress Concentration Factors** 2nd ed., Wiley 1994
- [10] **Robert Hooke**  
[http://pt.wikipedia.org/wiki/Robert\\_Hooke#cite\\_note-RH-1](http://pt.wikipedia.org/wiki/Robert_Hooke#cite_note-RH-1)  
Acessado em 08/04/15
- [11] **Rolamentos de rolos cilíndricos, uma carreira**  
<http://www.skf.com/br/products/bearings-units-housings/roller-bearings/cylindrical-roller-bearings/single-row-cylindrical-roller-bearings/single-row/index.html>  
Acessado em 25/06/15

- [12] TANG, N.C. **Plastic-deformation analysis in tube bending**  
International Journal of Pressure Vessels and Piping v. 77 (2000) pág. 751-759
- [13] **Tube and Pipe Benders**  
<http://ercolina-usa.com/machines/tube-and-pipe-benders/>  
Acessado em 31/03/15
- [14] **Tube Bender RDB 175**  
<http://metal.baileighindustrial.com/tube-bender-rdb-175>  
Acessado em 31/03/15
- [15] VIEIRA, Ronaldo. **Tecnologia Mecânica**. Rio de Janeiro  
Departamento de Engenharia Mecânica, 2011. 161p. Apostila

## A Memória de Cálculo dos Eixos

Para o cálculo de  $M_n$ , se utilizou o seguinte modelo para os eixos 1 e 2:

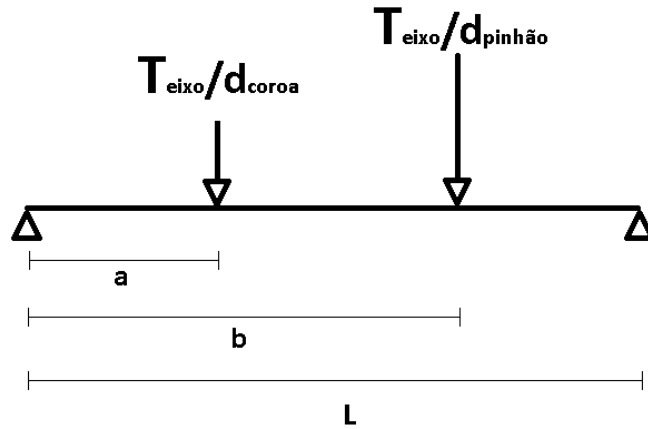


Figura 27: Modelo para cálculo do momento fletor dos eixos 1 e 2

E o modelo a seguir para o eixo 3:

Para o cálculo de  $M_n$ , se utilizou o seguinte modelo para os eixos 1 e 2:

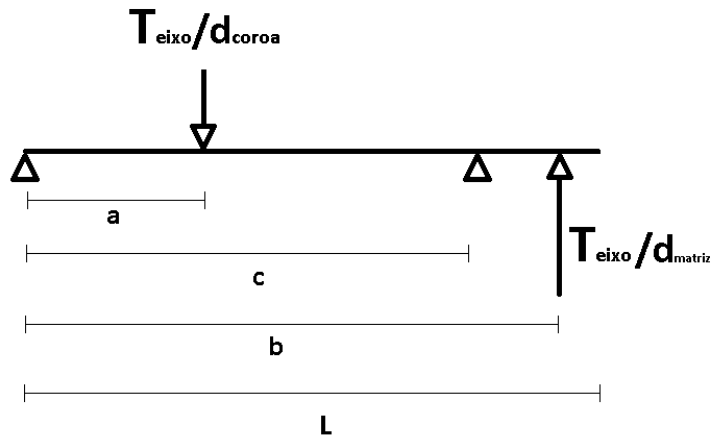


Figura 28: Modelo para cálculo do momento fletor do eixo 3

### Eixo 1

- $T_{eixo} = 98.5 Nm$
- $d_{coroa} = 363 mm$

- $d_{pinho} = 73mm$
- $a = 40mm$
- $b = 130mm$
- $L = 300mm$

O diagrama de momento fletor adquirido pode ser visto a seguir:

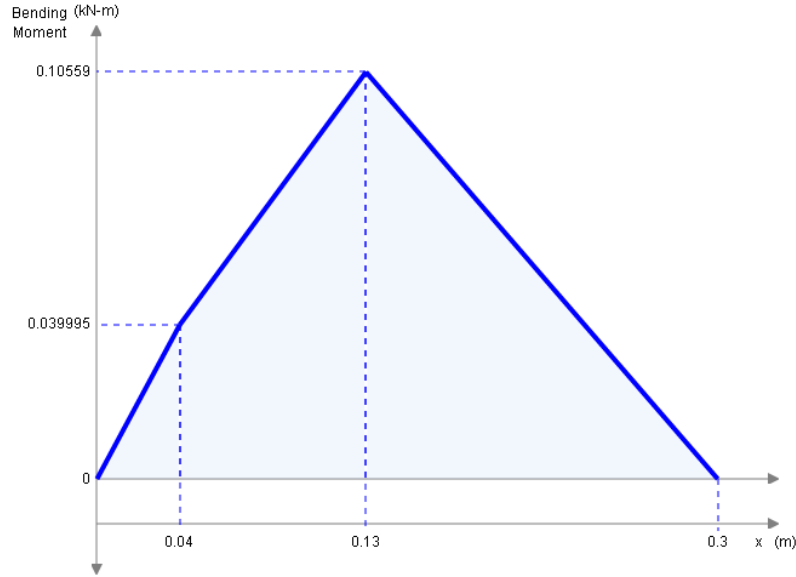


Figura 29: Diagrama de momento fletor do eixo 1

Combinando  $M_n$  e  $T_n$  por tresca, tem-se que:

$$\sigma_{tresca} = \sqrt{1.51 \left( \frac{32 \times 105.6}{\pi d_{eixo}^3} \right)^2 + 1.72 \times 4 \left( \frac{16 \times 98.5}{\pi d_{eixo}^3} \right)^2} \quad (29)$$

Introjetando  $\sigma_{tresca}$  na equação 27, tem-se que:

$$\frac{1.5 \times 0.5 \sigma_{tresca}}{0.76 \times 420 \times 10^6} + \frac{1.5 \times 0.5 \sigma_{tresca}}{420 \times 10^6} = 1 \quad (30)$$

Resolvendo essa equação, chega-se a conclusão de que  $d_{eixo} = 19.38mm$ .

## Eixo 2

- $T_{eixo} = 529.8Nm$



- $d_{coroa} = 363mm$
- $d_{pinho} = 89mm$
- $a = 40mm$
- $b = 170mm$
- $L = 300mm$

O diagrama de momento fletor adquirido pode ser visto a seguir:

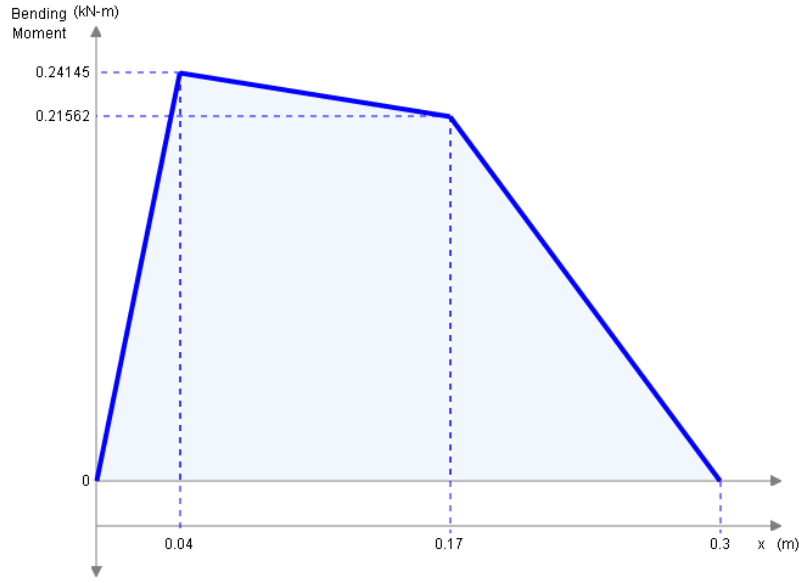


Figura 30: Diagrama de momento fletor do eixo 2

Combinando  $M_n$  e  $T_n$  por tresca, tem-se que:

$$\sigma_{tresca} = \sqrt{1.51 \left( \frac{32 \times 241.0}{\pi d_{eixo}^3} \right)^2 + 1.72 \times 4 \left( \frac{16 \times 529.8}{\pi d_{eixo}^3} \right)^2} \quad (31)$$

Introjetando  $\sigma_{tresca}$  na equação 27, tem-se que:

$$\frac{1.5 \times 0.5 \sigma_{tresca}}{0.76 \times 420 \times 10^6} + \frac{1.5 \times 0.5 \sigma_{tresca}}{420 \times 10^6} = 1 \quad (32)$$

Resolvendo essa equação, chega-se a conclusão de que  $d_{eixo} = 32.68mm$ .

### Eixo 3

- $T_{eixo} = 2850.1Nm$

- $d_{coroa} = 419mm$
- $a = 40mm$
- $b = 360mm$
- $c = 300mm$
- $L = 378mm$

O diagrama de momento fletor adquirido pode ser visto a seguir:

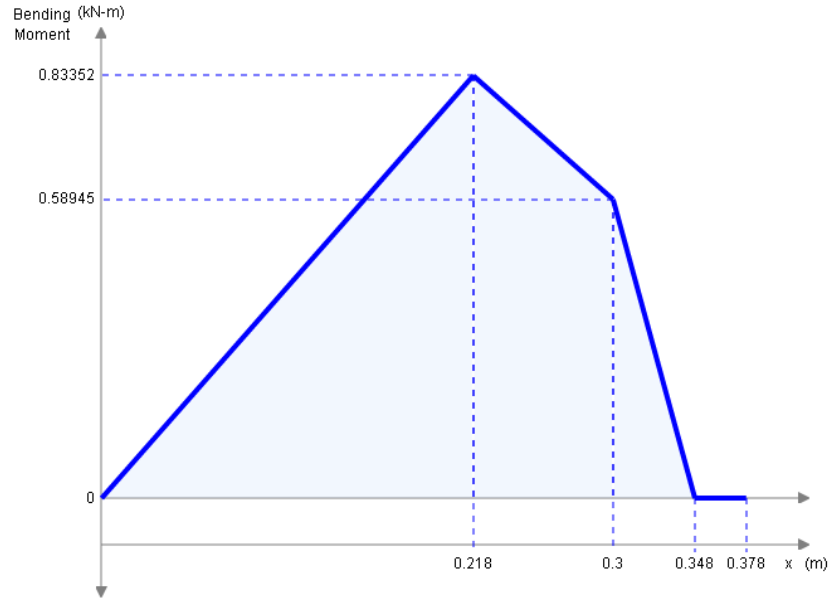


Figura 31: Diagrama de momento fletor do eixo 3

Combinando  $M_n$  e  $T_n$  por tresca, tem-se que:

$$\sigma_{tresca} = \sqrt{1.51 \left( \frac{32 \times 833.5}{\pi d_{eixo}^3} \right)^2 + 1.72 \times 4 \left( \frac{16 \times 2850.1}{\pi d_{eixo}^3} \right)^2} \quad (33)$$

Introjetando  $\sigma_{tresca}$  na equação 27, tem-se que:

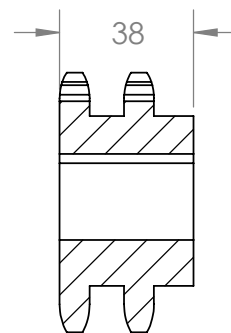
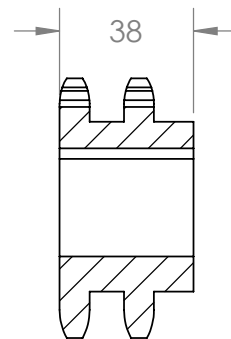
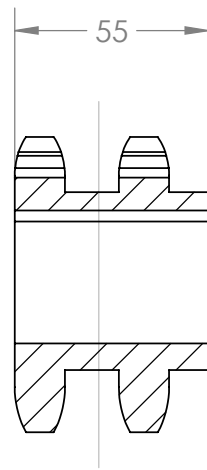
$$\frac{1.5 \times 0.5 \sigma_{tresca}}{0.76 \times 515 \times 10^6} + \frac{1.5 \times 0.5 \sigma_{tresca}}{515 \times 10^6} = 1 \quad (34)$$

Resolvendo essa equação, chega-se a conclusão de que  $d_{eixo} = 52.52mm$ .

## B Desenhos dos componentes







TITLE:	
DWG NO.	2d_pinholes
	A4
SCALE:1:2	SHEET 1 OF 1

1

2

3

4

A

B

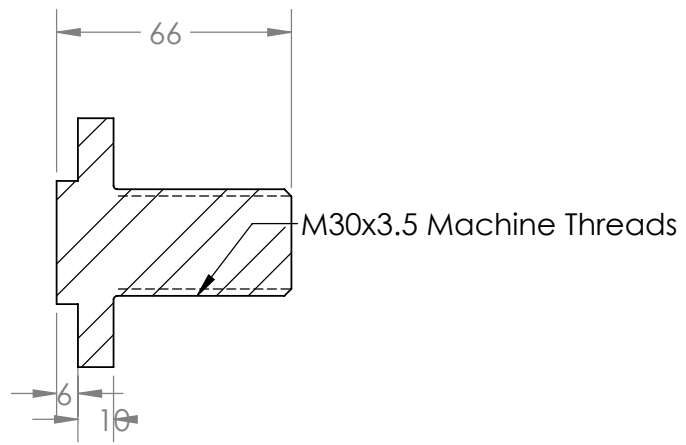
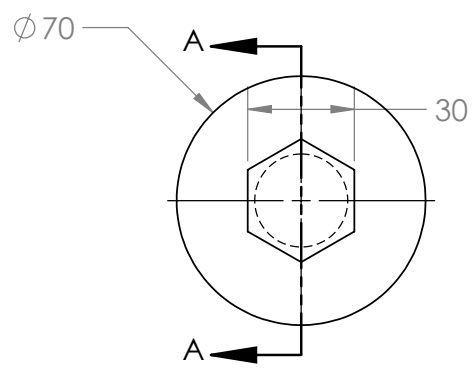
C

D

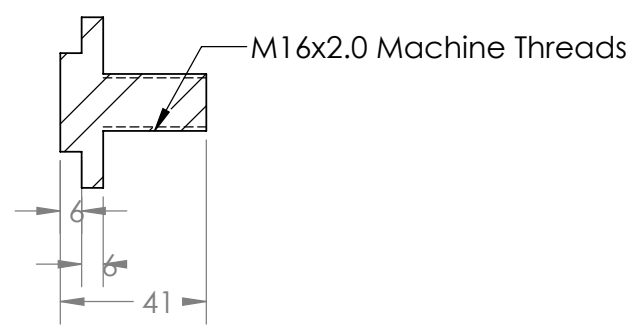
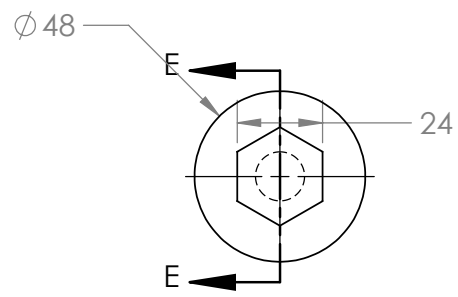
E

F

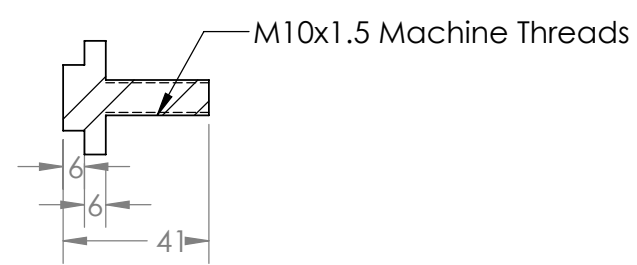
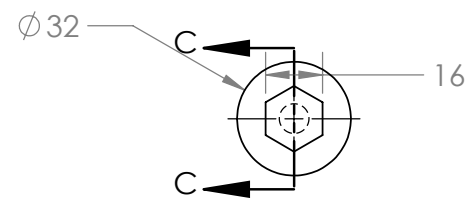
SECTION A-A



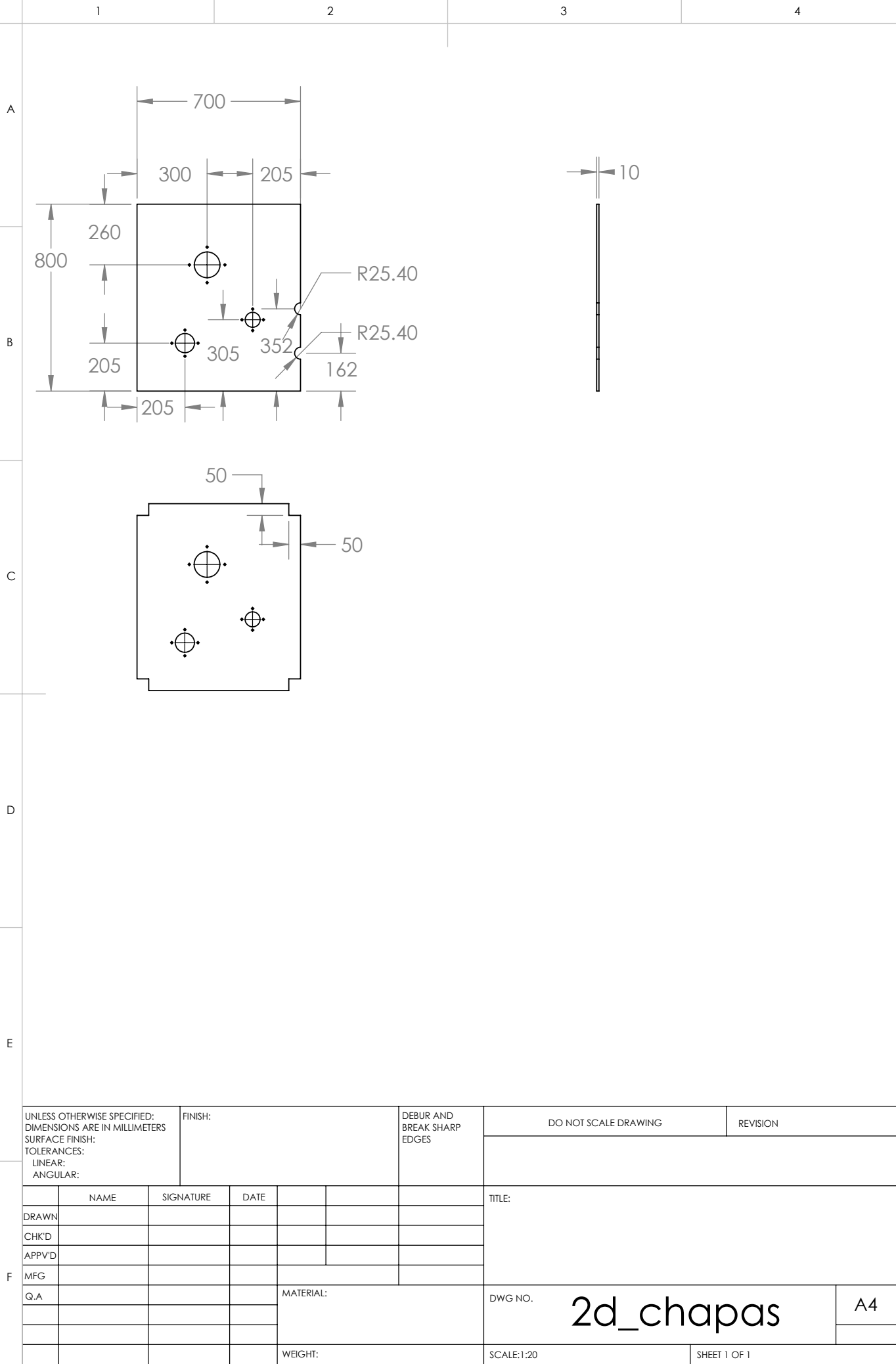
SECTION E-E



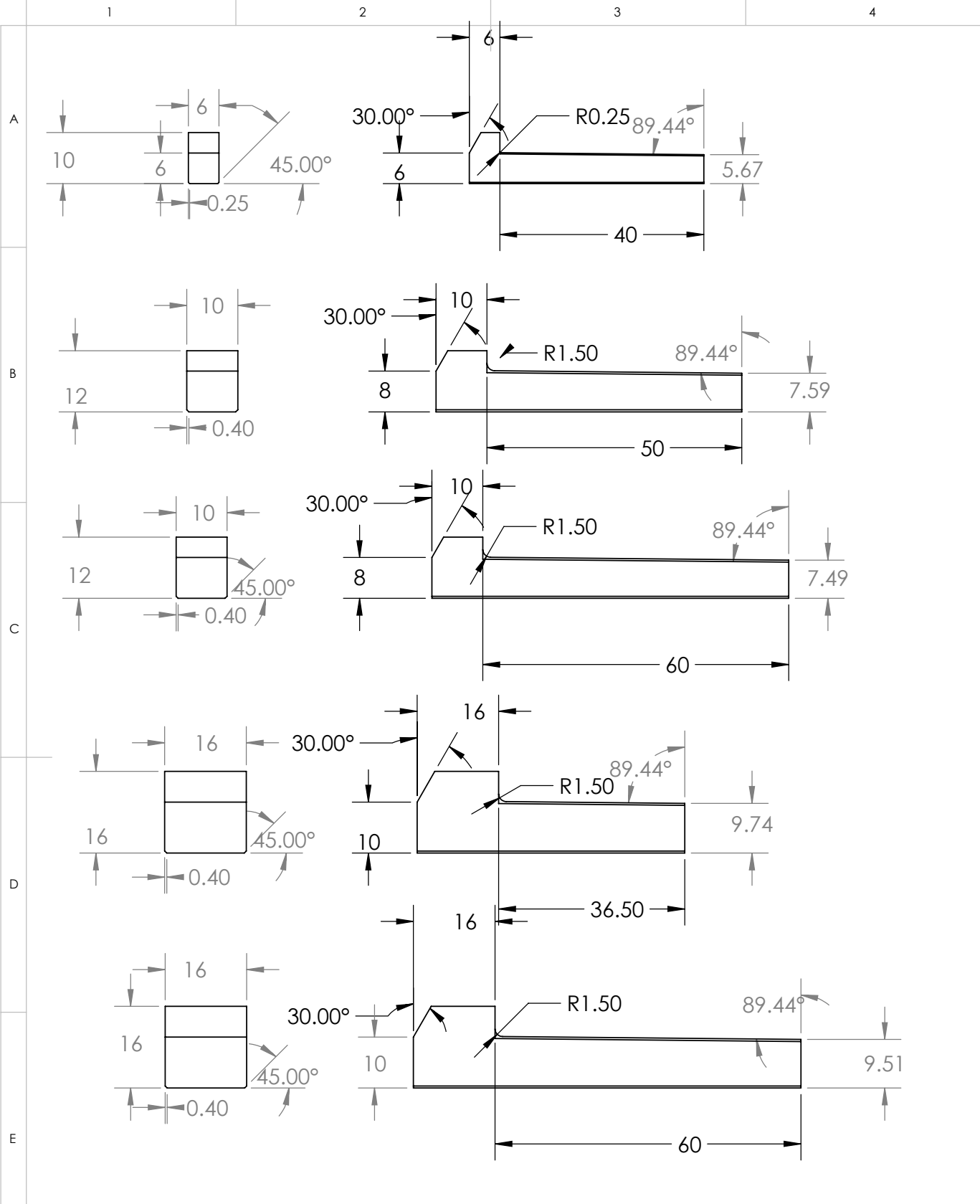
SECTION C-C



UNLESS OTHERWISE SPECIFIED: DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS SURFACE FINISH: TOLERANCES: LINEAR: ANGULAR:				FINISH:		DEBUR AND BREAK SHARP EDGES		DO NOT SCALE DRAWING		REVISION			
								TITLE:					
NAME		SIGNATURE		DATE									
DRAWN													
CHK'D													
APPV'D													
MFG													
Q.A								MATERIAL:		DWG NO. 2d_tampoes		A4	
WEIGHT:								SCALE:1:2		SHEET 1 OF 1			







UNLESS OTHERWISE SPECIFIED: DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS SURFACE FINISH: TOLERANCES: LINEAR: ANGULAR:				FINISH:		DEBUR AND BREAK SHARP EDGES		DO NOT SCALE DRAWING		REVISION	
NAME				SIGNATURE		DATE		TITLE:			
DRAWN											
CHK'D											
APP'VD											
MFG											
Q.A						MATERIAL:		DWG NO. 2d_chavetas			
								A4			
						WEIGHT:		SCALE:1:1 SHEET 1 OF 1			

1

2

3

4

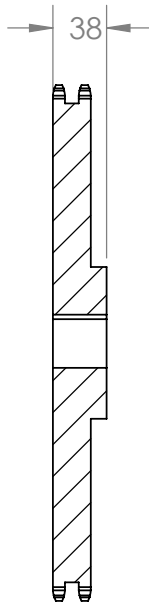
A

B

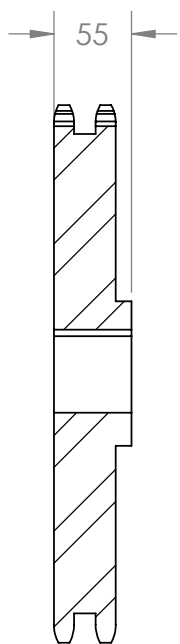
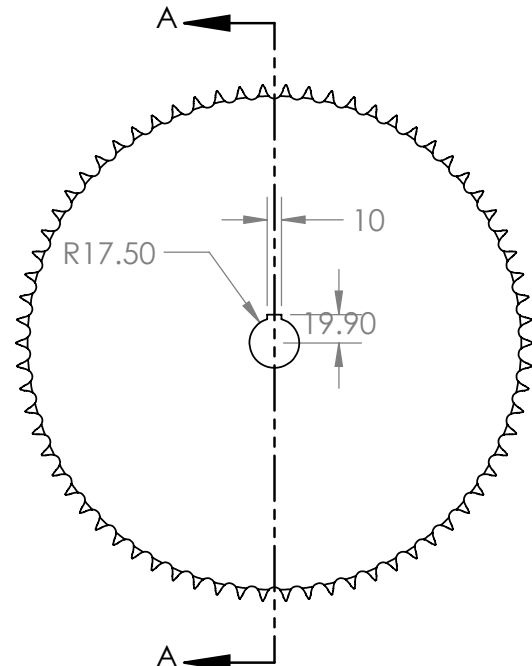
C

D

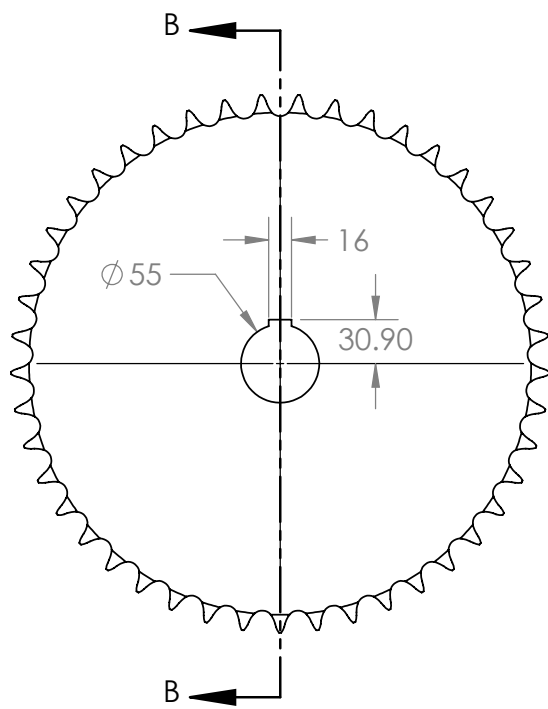
E



SECTION A-A



SECTION B-B



UNLESS OTHERWISE SPECIFIED: DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS SURFACE FINISH: TOLERANCES: LINEAR: ANGULAR:		FINISH:		DEBUR AND BREAK SHARP EDGES		DO NOT SCALE DRAWING		REVISION			
NAME		SIGNATURE		DATE		TITLE:		DWG NO. 2d_coroas		A4	
DRAWN											
CHK'D											
APPV'D											
MFG											
Q.A						MATERIAL:		SCALE:1:5		SHEET 1 OF 1	
						WEIGHT:					



1

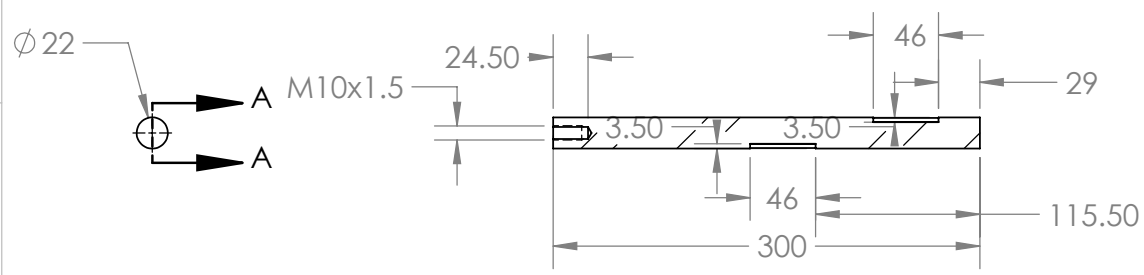
2

3

4

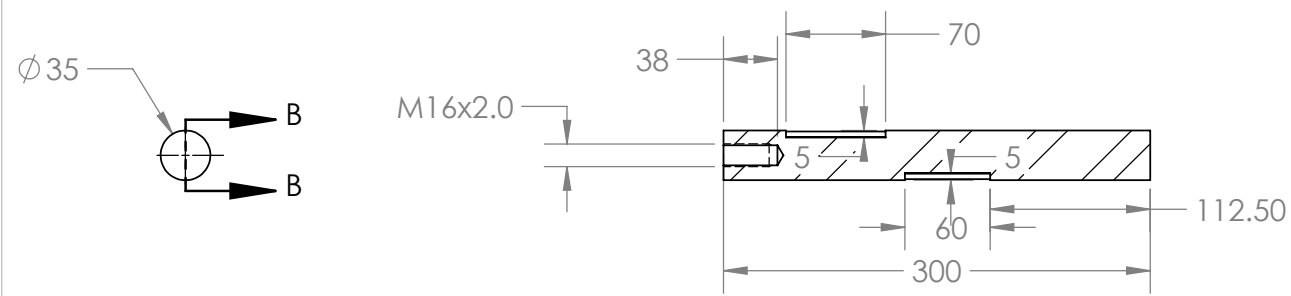
A

SECTION A-A



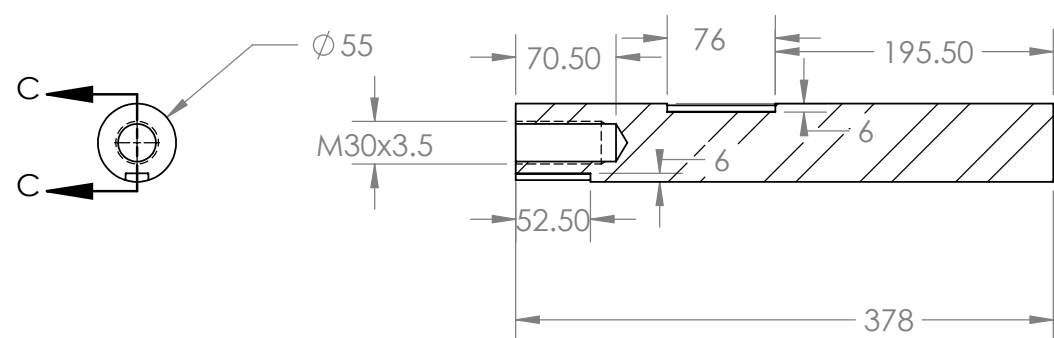
B

SECTION B-B



C

SECTION C-C



D

E

UNLESS OTHERWISE SPECIFIED: DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS SURFACE FINISH: TOLERANCES: LINEAR: ANGULAR:				FINISH:		DEBUR AND BREAK SHARP EDGES		DO NOT SCALE DRAWING		REVISION	
NAME				SIGNATURE		DATE		TITLE:			
DRAWN											
CHK'D											
APPV'D											
MFG											
Q.A								MATERIAL:		DWG NO.	
										2d_eixos	
										A4	
								WEIGHT:		SCALE:1:5	
										SHEET 1 OF 1	

F

1

2

3

4

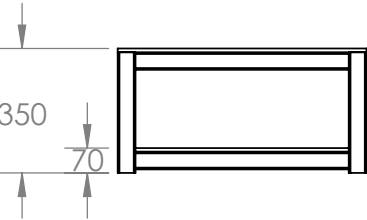
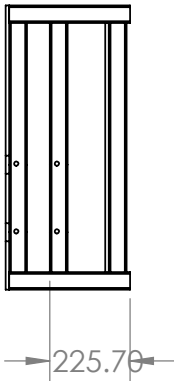
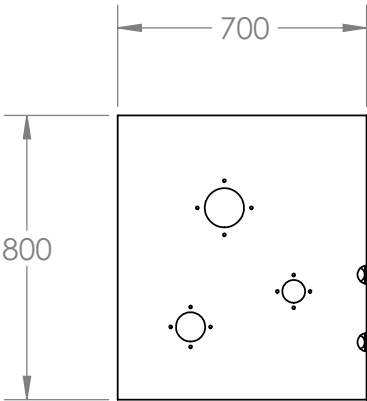
A

B

C

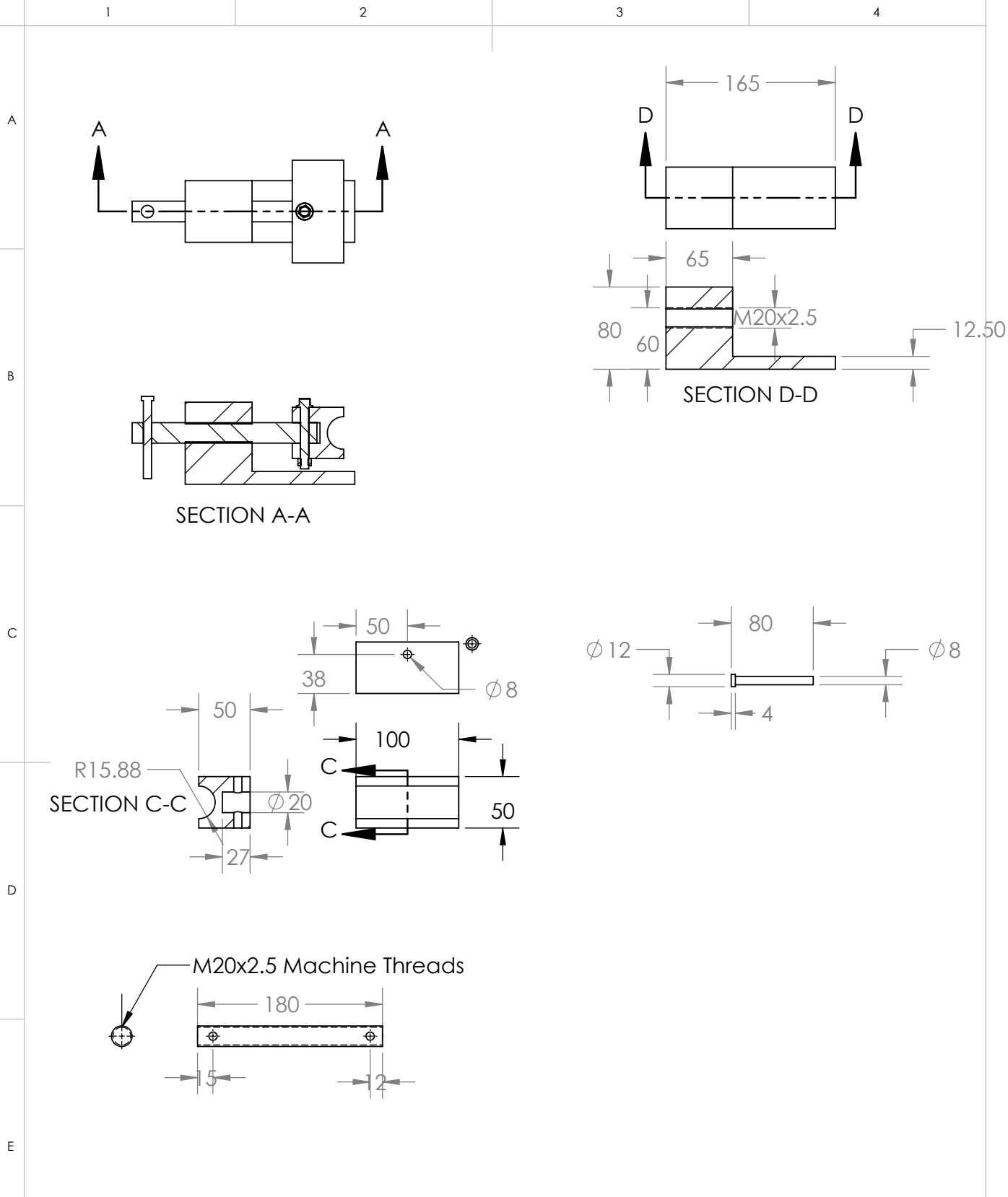
D

E



UNLESS OTHERWISE SPECIFIED: DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS SURFACE FINISH: TOLERANCES: LINEAR: ANGULAR:		FINISH:		DEBUR AND BREAK SHARP EDGES		DO NOT SCALE DRAWING		REVISION	
		NAME		SIGNATURE		DATE		TITLE:	
DRAWN									
CHK'D									
APPV'D									
MFG									
Q.A						MATERIAL:		DWG NO. 2d_estrutura	
						WEIGHT:		SCALE:1:20	
								SHEET 1 OF 1	

A4



UNLESS OTHERWISE SPECIFIED: DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS SURFACE FINISH: TOLERANCES: LINEAR: ANGULAR:				FINISH:		DEBUR AND BREAK SHARP EDGES		DO NOT SCALE DRAWING		REVISION	
		NAME		SIGNATURE		DATE					
DRAWN										TITLE:	
CHK'D											
APP'VD											
MFG											
Q.A						MATERIAL:		DRAWING NO.		A4	
								2d_matriz de pressao			
						WEIGHT:		SCALE:1:5		SHEET 1 OF 1	

2d\_matriz de pressao

A4

A

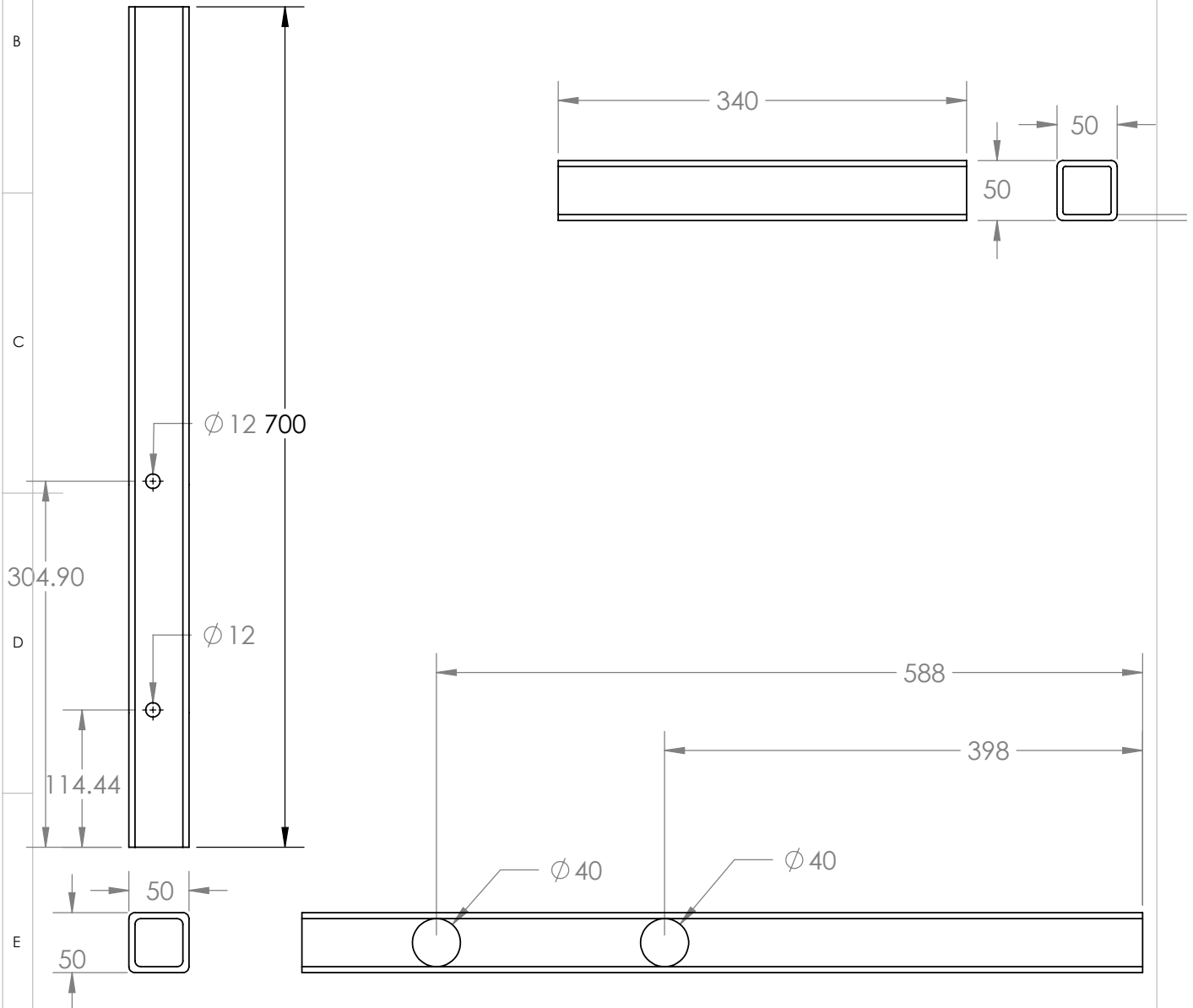
B

C

D

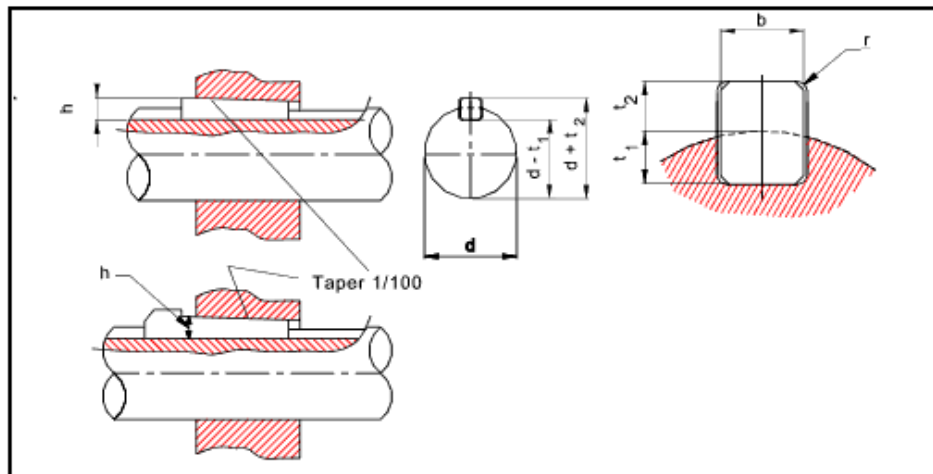
E

F



UNLESS OTHERWISE SPECIFIED: DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS SURFACE FINISH: TOLERANCES: LINEAR: ANGULAR:				FINISH:		DEBUR AND BREAK SHARP EDGES		DO NOT SCALE DRAWING		REVISION	
		NAME		SIGNATURE		DATE					
DRAWN										TITLE:	
CHK'D											
APPV'D											
MFG											
Q.A											
						MATERIAL:		DWG NO.		2d_metalon	
										A4	
						WEIGHT:		SCALE:1:5		SHEET 1 OF 1	

## C Tabela de chavetas

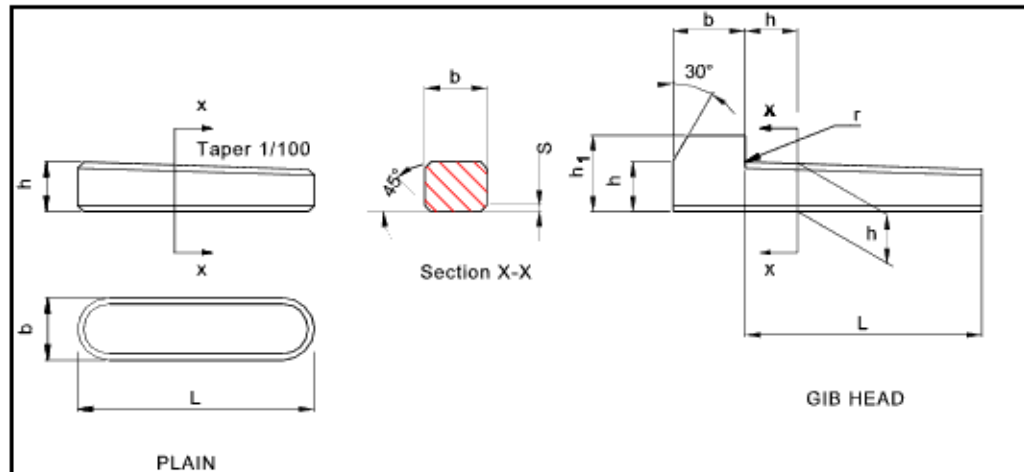


Shaft		Key	Keyway							
Nominal Diameter d		Section b x h	Width Shaft & Hub b		Depth				Radius r	
					Shaft t <sub>1</sub>		Hub t <sub>2</sub>			
Over	Inc		Nom	Tol (D10)	Nom	Tol	Nom	Tol	Max	Min
6	8	2 x 2	2	+0,06 +0,02	1,2	+0,1 0	0,5	+0,1 0	0,16	0,08
8	10	3 x 3	3		1,8		0,9		0,16	0,08
10	12	4 x 4	4	+0,078 +0,030	2,5		1,2		0,16	0,008
12	17	5 x 5	5		3,0		1,7		0,25	0,16
17	22	6 x 6	6		3,5		2,2		0,25	0,16
22	30	8 x 7	8	+0,098	4,0	+0,2 0	2,4	+0,2 0	0,25	0,16
30	38	10 x 8	10	+0,040	5,0		2,4		0,40	0,25
38	44	12 x 8	12	+0,12 +0,050	5,0	+0,2 0	2,4	+0,2 0	0,40	0,25
44	50	14 x 9	14		5,5		2,9		0,40	0,25
50	58	16 x 10	16		6,0		3,4		0,40	0,25
58	65	18 x 11	18		7,0		3,4		0,40	0,25
65	75	20 x 12	20	+0,149 +0,065	7,5		3,9		0,60	0,40
75	85	22 x 14	22		9,0		4,4		0,60	0,40
85	95	25 x 14	25		9,0		4,4		0,60	0,40
95	110	28 x 16	28		10,0		5,4		0,60	0,40
110	130	32 x 18	32	+0,18 +0,080	11,0	+0,3 0	6,4	+0,3 0	0,6	0,4
130	150	36 x 20	36		12,0		7,1		1,0	0,7
150	170	40 x 22	40		13,0		8,1		1,0	0,7
170	200	45 x 25	45		15,0		9,1		1,0	0,7

Figura 32: Tabela normatizada para rasgos de chaveta



## Key Dimensions



Width $b$		Thickness $h$		Chamfer $s$		Range Of Lengths $L$		Gib Head $h_1$	Radius $r$
Nom	Tol(h9)	Nom	Tol(h9)	Min	Max	From	Inc		
2	0	2	0	0,16	0,25	6	20		
3	-0,025	3	-0,025	0,16	0,25	6	36		
4	0	4	0	0,16	0,25	8	45	7	0,25
5	-0,030	5	-0,030	0,25	0,40	10	56	8	0,25
6		6		0,25	0,40	14	70	10	0,25
8	0	7		0,25	0,40	18	90	11	1,5
10	-0,036	8	Tol (h11)	0,40	0,60	22	110	12	1,5
12		8	..... 0	0,40	0,60	28	140	12	1,5
14	0	9	-0,090	0,40	0,60	36	160	14	1,5
16	-0,043	10		0,40	0,60	45	180	16	1,5
18		11		0,40	0,60	50	200	18	1,5
20		12		0,60	0,80	56	220	20	1,5
22	0	14	0	0,60	0,80	63	250	22	1,5
25	-0,052	14	-0,110	0,60	0,80	70	280	22	1,5
28		16		0,60	0,80	80	320	25	1,5
32		18		0,60	0,80	90	360	28	1,5
36	0	20		1,00	1,20	100	400	32	1,5
40	-0,062	22	0	1,00	1,20	-	-	36	1,5
45		25	-0,130	1,00	1,20	-	-	40	1,5
50		28		1,00	1,20	-	-	45	1,5
56		32		1,60	2,00	-	-	50	1,5
63	0	32		1,60	2,00	-	-	50	1,5
70	-0,074	36	0	1,60	2,00	-	-	56	1,5
80		40	-0,160	2,50	3,00	-	-	63	1,5
90	0	45		2,50	3,00	-	-	70	1,5
100	-0,087	50		2,50	3,00	-	-	80	1,5

Figura 33: Tabela normatizada de rasgos de chaveta e chavetas