

CENTRO UNIVERSITÁRIO UNIFACVEST  
CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA  
JADY ALEXANDRE ANTUNES PEROZA

**PROJETO DE SISTEMA DE TRANSMISSÃO MECÂNICA POR  
ENGRENAGENS CÔNICAS**

LAGES

2018

JADY ALEXANDRE ANTUNES PEROZA

**PROJETO DE SISTEMA DE TRANSMISSÃO MECÂNICA POR  
ENGRENAGENS CÔNICAS**

Pré-projeto de pesquisa apresentado ao Centro Universitário UNIFACVEST, como parte dos requisitos para a avaliação da disciplina de TCC1, do curso de Engenharia Mecânica.

Orientador: Prof. Esp. Alisson Ribeiro de Oliveira

LAGES  
2018

JADY ALEXANDRE ANTUNES PEROZA

**PROJETO DE SISTEMA DE TRANSMISSÃO MECÂNICA POR  
ENGRENAGENS CÔNICAS**

Pré-projeto de pesquisa apresentado ao Centro Universitário UNIFACVEST, como parte dos requisitos para a avaliação da disciplina de TCC1, do curso de Engenharia Mecânica.

Orientador: Prof. Esp. Alisson Ribeiro de Oliveira

Lages, SC , \_\_\_ de \_\_\_\_\_ de 2018. Nota \_\_\_\_\_

**Prof. Esp. Alisson Ribeiro de Oliveira**

LAGES  
2018

# **PROJETO DE SISTEMA DE TRANSMISSÃO MECÂNICA POR ENGRENAGENS CÔNICAS**

Jady Alexandre Antunes Peroza

Esp. Alisson Ribeiro de Oliveira

## **RESUMO**

No presente trabalho apresenta-se como principal tema o projeto para futura adaptação de um sistema de transmissão mecânica, por engrenagens cônicas em uma máquina existente. O objetivo deste projeto é verificar a possibilidade de aumentar a gama de trabalho, da atual máquina. Os resultados buscados são melhorias em relação à logística, devido o fato da necessidade de terceirização em uma das etapas do processo e tornar o produto mais competitivo no mercado, devido um melhor custo-benefício, na produção do item. Para a elaboração deste trabalho foi necessário uma coleta de dados in loco, além do apoio de bibliografias focadas em elementos de máquinas, para o dimensionamento dos componentes.

Palavras-chave: Transmissão mecânica. Melhorias. Custo-benefício .

---

<sup>1</sup> Acadêmico da 9ª fase do Curso de Engenharia Mecânica do Centro Universitário UNIFACVEST.

<sup>2</sup> Professor de TCC I do Centro Universitário FACVEST

# MECHANICAL TRANSMISSION SYSTEM BY CONICAL GEARS

Jady Alexandre Antunes Peroza<sup>1</sup>  
Alisson Ribeiro de Oliveira<sup>2</sup>

## ABSTRACT

In the present work the main theme is the implantation of a mechanical transmission system, by conical gears in an existing machine. The purpose of this pre-project is to check the possibility of increasing the range of work, of the current machine. The results sought are improvements in relation to logistics, due to the fact of the need for outsourcing in one of the stages of the process and to make the product more competitive in the market, due to a better cost-benefit, in the production of the model. The main methodologies used for the elaboration of this work were quantitative, addressing a descriptive research, based on bibliographic references, data collection and in loco observation.

Key words: Mechanical transmission. Improvements. Cost benefit .

---

<sup>1</sup> Acadêmico da 9ª fase do Curso de Engenharia Mecânica do Centro Universitário UNIFACVEST.

<sup>2</sup> Professor de TCC I do Centro Universitário FACVEST

## SUMÁRIO

<b>1</b>	<b>INTRODUÇÃO.....</b>	<b>07</b>
<b>2</b>	<b>ROTEIRO DA PESQUISA QUANTITATIVA.....</b>	<b>08</b>
<b>2.1</b>	<b>Título da pesquisa.....</b>	<b>08</b>
<b>2.2</b>	<b>Justificativa.....</b>	<b>08</b>
<b>2.3</b>	<b>O problema a ser pesquisado.....</b>	<b>08</b>
<b>2.4</b>	<b>Fundamentação teórica.....</b>	<b>08</b>
<b>2.5</b>	<b>Objetivos.....</b>	<b>10</b>
<b>2.6</b>	<b>Hipóteses ou Pressupostos da pesquisa.....</b>	<b>10</b>
<b>2.7</b>	<b>Metodologia.....</b>	<b>10</b>
<b>2.8</b>	<b>Cronograma.....</b>	<b>10</b>
<b>3</b>	<b>CONCLUSÃO.....</b>	<b>11</b>
	<b>REFERÊNCIAS.....</b>	<b>12</b>

## **LISTA DE TABELAS**

Tabela 1 - Dureza Brinell –Aços Carbono DIN 1611

Tabela 2 – Acionamento por motores elétricos ou turbinas

Tabela 3 – Fator de Características Elásticas

Tabela 4 – fator de forma em relação ao nº de dentes

Tabela 5 – Tensões Admissíveis dos materiais metálicos

Tabela 6 – Fator de esforços dinâmicos com base na aplicação

Tabela 7 – Fator de rotação para rolamentos de esferas

Tabela 8 – Fator de rotação para rolamentos de rolos e de agulhas

## **LISTA DE FIGURAS**

Figura 1 – Exemplo de reações de apoio

Figura 2 - Reação de apoio no Plano Vertical

Figura 3 – Reações de apoio no Plano Horizontal

## **LISTA DE IMAGENS**

Imagem 1 – Tipos de Rolamentos

Imagem 2 – Tipos de Rolamentos

Imagem 3 – Corpo da máquina que receberá a adaptação

Imagem 4 – Comando da máquina

Imagem 5 – Mesa do dispositivo

Imagem 6 – Comprimento do dispositivo

Imagem 7 – Peça obtida pelo processo atual

Imagem 8 – peça obtida pelo processo de adaptação

Imagem 9 – Catálogo interativo de rolamentos SKF

## LISTA DE SÍMBOLOS

a	Coeficiente de Bach
b	Constante para definição do eixo
B	Largura da engrenagem
BDp	Volume mínimo da engrenagem
CP	Carga dinâmica equivalente
d	Diâmetro do eixo árvore
De	Diâmetro externo
Dp	Diâmetro primitivo
Dt	Distância total
e	Fator de trabalho
f	Fator das características elásticas do par de engrenagens
Fl	Fator de esforços dinâmicos
Fn	Fator de rotação
Fr	Força radial
Ft	Força tangencial
HB	Dureza Brinell
i	Relação de transmissão
Mf	Momento fletor
MHmáx	Momento Horizontal máximo
Mi	Momento ideal
Mm	Módulo médio
Mn	Módulo do engrenamento
Mr	Momento fletor resultante
Mt	Momento torçor ou torque
MVmáx	Momento Vertical máximo
n	Rotação
P	Potência
P1	Posição 1
P2	Posição 2
Padm	Pressão admissível
q	Fator de forma

RA	Reação de apoio em A
RB	Reação de apoio em B
W	Fator de durabilidade
Z	Nº de dentes da engrenagem
Z1	Nº de dentes da engrenagem 2
Z2	Nº de dentes da engrenagem 3
$\alpha$	Ângulo de pressão
$\delta_1$	Ângulo primitivo 1
$\delta_2$	Ângulo primitivo 2
$\pi$	Nº de Pi
$\sigma_{fad}$	Tensão de Flexão
$\sigma_{mat}$	Tensão do material escolhido
$\sigma_{m\acute{a}x}$	Tensão máxima atuante
$\tau_{fad}$	Tensão de Torção
$\phi$	Fator de serviço

## LISTA DE FÓRMULAS

Equação 1 -  $\operatorname{tg} \delta_2 = Z_2 / Z_1$

Equação 2 -  $\delta_1 = 90 - \delta_2$

Equação 3 - Torque na engrenagem -  $M_t = (30000 / \pi) * (P / n)$

Equação 4 - Relação de transmissão -  $i = Z_2 / Z_1$

Equação 5 - Pressão admissível - Fator de durabilidade -  $W = (60 * n * h) / 10^6$

Equação 6 - Intensidade da pressão admissível -  $P_{adm} = (0,487 * HB) / W^{1/6}$

Equação 7 - Volume mínimo da engrenagem -  $B * D_p^2 = 0,2f^2 * (M_t * \cos\delta_2 / P_{adm}^2) * [(i^2 + 1) / i^2]$

Equação 8 - Módulo do engrenamento -  $B / D_p^2 = K * D_p^3$

Equação 9 - Módulo médio -  $M_m = D_p / Z$

Equação 10 - Módulo do engrenamento -  $M_n = M_m / 0,8$

Equação 11 - Recalcula-se o módulo médio -  $M_m = M_n * 0,8$

Equação 12 - Recalcula-se o Diâmetro primitivo -  $D_p = M_m * Z$

Equação 13 - Largura da engrenagem -  $B = \{0,2f^2 * (M_t * \cos\delta_2 / P_{adm}^2) * [(i^2 + 1) / i^2]\} / D_p$

Equação 14 - Resistência á flexão no pé do dente - Força tangencial -  $F_t = 2 * M_t / D_p$

Equação 15 -  $\sigma_{m\acute{a}x} = F_t * q / B * M_m * e$

Equação 16 - Tensão máxima atuante do material -  $\sigma_{mat} = F_t * q / B * M_m * e$

Equação 17 - Calcular o De para a fabricação da usinagem -  $D_e = D_p + 2 * M_m * \cos \delta$

Equação 18 - Torque no eixo -  $M_t = (30000 / \pi) * (P / n)$

Equação 19 - Força tangencial -  $F_t = 2 * M_t / D_p$

Equação 20 - Força radial -  $F_r = F_t * \operatorname{tg}\alpha$

Equação 21 - Reações de apoio RB –

$$\Sigma M_A = 0$$

$$D_t * R_B = F_{P1} * D_{P1} + F_{P2} * D_{P2} + \dots$$

$$R_B = F_{P1} * D_{P1} + F_{P2} * D_{P2} / D_t$$

Equação 22 – Reações de apoio RA –

$$\Sigma F_y = 0$$

$$R_A + R_B = F$$

$$R_A = F - R_B$$

Equação 23 - Momento Vertical máximo (MV<sub>máx</sub>) e Momento Horizontal máximo (MH<sub>máx</sub>)

$$0 < x < P$$

$$M_f = R_A * P$$

$$\text{Se } x = 0, M_f = R_A * 0$$

$$\text{Se } x = P, M_f = R_A * P$$

$$\text{Equação 24 - Momento fletor resultante - } M_r = \sqrt{(M_{V\max}^2 + M_{H\max}^2)}$$

$$\text{Equação 25 - Momento ideal - } M_i = \sqrt{M_r^2 + \{(a/2) * M_t\}^2}$$

$$\text{Equação 26 - Coeficiente de Bach - } a = \sigma_{\text{fad (material)}} / \tau_{\text{fad (material)}}$$

$$\text{Equação 27 - Diâmetro do eixo-árvore - } d \geq 2,17 * \sqrt[3]{(b * M_i / \sigma_{\text{fad (material)}})}$$

$$\text{Equação 28 - Carga dinâmica equivalente - } C_P = F_r$$

$$\text{Equação 29 - Capacidade de carga dinâmica necessária ao rolamento - } C = P * (F_l / F_n)$$

## 1. INTRODUÇÃO

O projeto apresentará o trabalho desempenhado por um sistema de transmissão mecânica, identificando as variáveis para a escolha de um sistema específico, tendo em vista que o mesmo pode ser dividido em até quatro formas.

Devido a empresa não possuir equipamento especializado para o desenvolvimento de tal atividade, verifica-se a necessidade de terceirizar uma das etapas do processo produtivo, pela falta de tal equipamento para a realização desta, gerando um custo elevado e dificuldades com a logística para a produção do item.

O objetivo deste projeto será desenvolver um projeto de transmissão mecânica por engrenagens cônicas, para adaptá-lo em uma máquina, na empresa LAD embreagens, sendo necessário abordar as relações cinemáticas, as forças transmitidas, e geometria das peças em questão.

Entende-se a importância da terceirização desta operação, porém, buscam-se outros métodos a fim aumentar a produtividade devido tratar-se de um processo em que as peças não sairão da área fabril, reduzir os custos indiretos (óleo de proteção contra oxidação, caixas, estopas, plástico-filme, entre outros), pois para o transporte destas peças, necessita-se de um determinado cuidado, tanto com oxidação quanto com batidas/amassados.

O método de pesquisa utilizado será teor quantitativo, abordando uma pesquisa descritiva, apoiando-se em referencial bibliográfico e coleta de dados.

Ao final, analisaremos se o dispositivo atende as necessidades da empresa, comparando o processo atual com o anterior e analisando o custo-benefício.

## 2. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

### 2.1 Sistemas de transmissão

Um sistema de transmissão é responsável pela transmissão de força, rotação e torque do eixo motor até o eixo movido. Esse processo é realizado graças a diversos componentes que realizam um minucioso processo mecânico de transmissão, “[...]. A transmissão de movimento tem normalmente como finalidade aproveitar o máximo de potência gerada em trabalho mecânico útil.” (FRANCESCHI e ANTONELLO, 2014, p. 91).

A força é gerada pelo motor e deve ser suficiente para fazer com que todos os sistemas funcionem em harmonia. Existem três tipos diferentes de realização uma transmissão, sendo estas:

- ✓ Transmissão mecânica;
- ✓ Transmissão hidráulica;
- ✓ Transmissão hidromecânica.

Neste trabalho será tratado um sistema de transmissão mecânica, porém é importante salientar que este pode ser dividido de acordo com os componentes desejados, citando-os a seguir:

- ✓ Transmissão por rodas de atrito;
- ✓ Transmissão por correntes;
- ✓ Transmissão por polias e correias;
- ✓ Transmissão por engrenagens.

Como o intuito do trabalho é realizar uma adaptação de um destes sistemas em uma máquina já existente, e de acordo com a função que estamos buscando, baseamos nosso estudo no sistema de transmissão por engrenagens.

A seguir, serão descritos os 4 componentes básicos para o projeto sendo eles: engrenagens, eixos, rolamentos e os mancais.

### 2.2 Engrenagens

Segundo Auras (2006, p. 52) engrenagens “são rodas com dentes padronizados que servem para transmitir movimento e força entre dois eixos. São usadas também para variar o número de rotações e o sentido da rotação de um eixo para o outro”.

Contudo, sabemos que este sistema possui algumas características de acordo com cada tipo de engrenagens, variando sua aplicabilidade, relações cinemáticas e forças transmitidas de acordo com sua geometria. As engrenagens podem ser classificadas como:

- ✓ Engrenagens de dentes retos;
- ✓ Engrenagens helicoidais;
- ✓ Engrenagens cônicas;
- ✓ Engrenagens sem-fim.

Considerando as características da máquina existente e da geometria da peça na qual devemos trabalhar fica constatado que devemos desenvolver um sistema com que o eixo de rotação da ferramenta seja posicionado ortogonalmente ao eixo árvore da máquina.

“Quando engrenagens são utilizadas para transmitir movimento entre eixos interceptantes, utiliza-se algum tipo de engrenagem cônica.” (BUDYNAS, NISBETT, p.696).

Os autores Franceschi e Antonello (2014, p. 91), explicam que: “As engrenagens cônicas apresentam a forma de tronco de cone, e podem ter dentes retos ou helicoidais, porém apresentam uma grande característica que é a transmissão de movimento entre eixos ortogonais”.

De acordo com Juvinall e Marshak (2013, p. 367) “Quando as engrenagens helicoidais (ou espinha de peixe) giram, o contato de cada dente ocorre primeiro em um de seus lados e aumenta gradativamente ao longo do dente com o prosseguimento da rotação. Assim, os dentes se engrenam progressivamente, o que torna a operação mais suave e silenciosa do que a operação das engrenagens de dentes retos”. Porém as engrenagens cônicas de dentes retos possuem um custo inferior as engrenagens cônicas de dentes helicoidais.

Pelo fato de que no projeto em que serão aplicadas não serão utilizadas rotações elevadas, sem a necessidade de redução de ruído e impactos, as engrenagens selecionadas serão as de dentes retos.

Com base em Melconian (2000), a relação de transmissão de engrenagens cônicas de dentes retos deve ser de no máximo 1:6, ou seja, se a engrenagem A possui 120 dentes a engrenagem B deve conter no mínimo 20 dentes.

Algumas informações devem ser conhecidas, previamente, para que seja possível a construção das engrenagens, são elas:

- ✓ P - Potência do motor - kW
- ✓ n - Rotação do eixo – rpm
- ✓ h – duração (prevista) da engrenagem - horas

- ✓  $\alpha$  - Ângulo de pressão entre as engrenagens
- ✓ K - Relação entre a largura e diâmetro primitivo - B / Dp

### 2.2.1 Formulário para cálculo de engrenagens cônicas

Critério de Pressão

Conicidade da engrenagem relativa ao primitivo ( $\delta_1$  e  $\delta_2$ )

$$\text{tg } \delta_2 = Z_2 / Z_1 \quad (\text{Equação 1})$$

$$\delta_1 = 90 - \delta_2 \quad (\text{Equação 2})$$

Torque na engrenagem ( $M_t$ )

$$M_t = (30000 / \pi) * (P / n) \quad (\text{Equação 3})$$

Relação de transmissão (i)

$$i = Z_2 / Z_1 \quad (\text{Equação 4})$$

Pressão admissível - Fator de durabilidade (W)

$$W = (60 * n * h) / 10^6 \quad (\text{Equação 5})$$

Intensidade da pressão admissível ( $P_{adm}$ )

$$P_{adm} = (0,487 * HB) / W^{1/6} \quad (\text{Equação 6})$$

Tabela 1 - Dureza Brinell –Aços Carbono DIN 1611 (Definição do HB)

Designação	Tensão de ruptura $\sigma$ (N/mm <sup>2</sup> )	Tensão de escoamento $\sigma_e$ (N/mm <sup>2</sup> )	Dureza Brinell HB (N/mm <sup>2</sup> )
St 42,11	500	230	1200/ 1400
St 50,11	600	270	1400/ 1700
St 60,11	700	300	1700/ 1950
St 70,11	850	350	1950/ 2400

Fonte: Melconian (2000, p. 244)

Fator de serviço AGMA (e)

Tabela 2 – Acionamento por motores elétricos ou turbinas

Aplicações	Serviços	
	10h	24h
<b>AGITADORES</b>		
Líquidos	1,00	1,25
Misturadores de polpa	1,25	1,50
Semilíquidos de densidade variável	1,25	1,50
<b>ALIMENTADORES</b>		
Alimentadores helicoidais	1,25	1,50
Alimentadores recíprocos	1,75	2,00
Transportadores (esteira e correia)	1,25	1,50

Aplicações	Serviços	
	10h	24h
<b>BOMBAS</b>		
Centrifugas	1,00	1,25
Dupla ação multicilíndrica	1,25	1,50
Recíprocas de descargas livres	1,25	1,50
Rotativas de engrenagens ou lobos	1,00	1,25
<b>BRITADORES</b>		
Pedra e minérios	1,75	1,00
<b>CERVEJARIAS E DESTILARIAS</b>		
Cozinhadores - serviço contínuo	1,00	1,25
Tachos de fermentação - serviço contínuo	1,00	1,25
Misturadores	1,00	1,25
<b>CLARIFICADORES</b>	1,00	1,25
<b>CLASSIFICADORES</b>	1,00	1,25
<b>DRAGAS</b>		
Guinchos, transportadores e bombas	1,25	1,50
Cabeçotes rotativos e peneiras	1,75	2,00
<b>EIXO DE TRANSMISSÃO</b>		
Cargas uniformes	1,00	1,25
Cargas pesadas	1,25	1,50
<b>ELEVADORES</b>		
Caçambas - carga uniforme	1,00	1,25
Caçambas - carga pesada	1,25	1,50
Elevadores de carga	1,25	1,50
<b>EMBOBINADEIRAS</b>		
Metais	1,25	1,50
Papel	1,00	1,25
Têxtil	1,25	1,50
<b>ENLATADORAS E ENGARRAFADORAS</b>	1,00	1,25
<b>ESCADAS ROLANTES</b>	1,00	1,25
<b>FÁBRICA DE CIMENTO</b>		
Britadores de mandíbulas	1,75	2,00
Fornos rotativos	1,75	1,50
Moinhos de bolas e rolos	1,75	1,50
<b>FÁBRICAS DE PAPEL</b>		
Agitadores (Misturadores)	1,25	1,50
Alvejadores	1,00	1,25
Batedores e despoldadores	1,25	1,50
Calandras	1,25	1,80
Hipercalandras	1,75	3,00
Cilindros	1,25	1,50

Aplicações	Serviços	
	10h	24h
Descascadores		
Mecânicos e hidráulicos	1,25	1,80
Tambores e descascadores	1,75	2,00
Embobinadeiras	1,00	1,25
Esticadores de feltro	1,25	1,50
Jardanas	1,75	2,00
Prensas	1,00	1,28
Secadoras	1,25	1,80
GERADORES	1,00	1,25
GUINCHOS E GRUAS		
Cargas uniformes	1,25	1,80
Cargas pesadas	1,75	2,00
GUINDASTES (consulte)		
INDÚSTRIA ALIMENTÍCIA		
Cozinhadores de cereais	1,00	1,25
Enlatadoras e engarrafadoras	1,00	1,25
Misturadores de massa	1,25	1,80
Moedores de carne	1,25	1,80
Picadores	1,25	1,80
INDÚSTRIA DE BORRACHA E PLÁSTICO		
Calandras	-	1,80
Equipamentos de laboratório	1,25	1,80
Extrusoras (entubadoras)	-	1,50
Moinhos		
Moinhos cilíndricos	-	1,50
2 em linha	-	1,50
3 em linha	-	1,25
Refinadores	-	1,80
Trituradores e misturadores	-	2,00
INDÚSTRIA MADEIREIRA		
Alimentadoras de plaina	1,25	1,50
Serras	1,50	1,75
Tombadores despolpadores	1,75	2,00
Transportadores de tora	1,75	2,00
INDÚSTRIA TÊXTIL		
Calandras	1,25	1,50
Cordas	1,25	1,50
Filatórios e retorcedeiras	1,25	1,50
Maçaroqueiras	1,25	1,50
Máquinas de tinturaria	1,25	1,50
INDÚSTRIA METALÚRGICA		
Cortadores de chapa	1,25	1,50

Aplicações	Serviços	
	10h	24h
Embobinadeiras	1,25	1,50
Laminadores	consulte	
Trefilas	1,25	1,50
Viradeiras	1,75	2,00
<b>MÁQUINAS OPERATRIZES</b>		
Acionamento principal - cargas pesadas	1,75	2,00
Acionamento principal - cargas uniformes	1,25	1,50
Acionamento auxiliar	1,00	1,25
Prensas	1,75	2,00
<b>MISTURADORES (veja agitadores)</b>		
Betoneiras	1,25	1,50
Líquidos de densidade constante	1,00	1,25
Líquidos de densidade variável	1,25	1,50
Líquidos para borracha		2,00
Líquidos para polpa de papel	1,25	1,50
<b>MOINHOS</b>		
De bolas e rolos	1,25	1,50
De martelos	1,75	2,00
Para areia	1,25	1,50
<b>OLARIAS E CERÂMICA</b>		
Estrusoras e misturadores	1,25	1,50
Presas de tijolo e ladrilho	1,75	2,00
<b>PONTES ROLANTES</b>		
Acionamento do carro e da ponte	1,75	2,00
Acionamento do guincho	1,00	1,25
<b>REFINARIA DE AÇÚCAR</b>		
Centrífugas	1,25	1,50
Moendas	1,50	2,00
Facas de cana		1,50
<b>REFINARIA DE PETRÓLEO</b>		
Bombas	1,00	1,25
Equipamentos em geral	1,25	1,50
<b>ROSCAS TRANSPORTADORAS</b>		
Cargas uniformes	1,00	1,25
Cargas pesadas e alimentadores	1,25	1,50
<b>SECADORES E RESFRIADORES ROTATIVOS</b>		
<b>TELAS E PENEIRAS</b>		
Filtragem de ar	1,00	1,25
Para água - esteiras	1,00	1,25
Recíprocas	1,25	1,50
Rotativas para cascalho	1,25	1,50

Aplicações	Serviços	
	10h	24h
<b>TORRES DE REFRIGERAÇÃO - TRANSPORTADORES</b>		
Esteiras, correias, canecas, correntes, caçambas, helicoidais (roscas)		
Cargas uniformes	1,90	1,25
Cargas pesadas e descontínuas	1,25	1,50
Recíprocos e vibratórios	1,75	2,00
<b>TRATAMENTO DE ÁGUA E ESGOTO</b>		
Pulverizadores, alimentadores, bombas, coletores de lama e detritos	1,00	1,25
Filtros mexedores e peneiras	1,25	1,50
<b>VENTILADORES</b>		
Centrífugos	1,00	1,25
Outros tipos	1,25	1,50

Fonte: Melconian (2000, p. 103 a 107)

Tabela 3 – Fator de Características Elásticas

Para ângulo de pressão  $\alpha = 20^\circ$

Material	E (GP <sub>a</sub> )	Fator (f)
Pinhão de aço Coroa de aço	E = 210 E = 210	1512
Pinhão de aço Coroa de FoFo	E = 210 E = 105	1234
Pinhão de FoFo Coroa de FoFo	E = 105 E = 105	1069

Fonte: Melconian (2000, p. 134)

Volume mínimo da engrenagem (BDp<sup>2</sup>)

$$B * Dp^2 = 0,2f^2 * (Mt * \cos\delta_2 / Padm^2) * [(i^2 + 1) / i^2] \quad (\text{Equação 7})$$

Módulo do engrenamento

$$B / Dp^2 = K * Dp^3 \quad (\text{Equação 8})$$

Módulo médio (Mm)

$$Mm = Dp / Z \quad (\text{Equação 9})$$

Módulo do engrenamento (Mn) - determina a ferramenta utilizada para fabricar os dentes da engrenagem

$$Mn = Mm / 0,8 \quad (\text{Equação 10})$$

Recalcula-se o módulo médio (Mm)

$$Mm = Mn * 0,8 \quad (\text{Equação 11})$$

Recalcula-se o Diâmetro primitivo (Dp)

$$Dp = Mm * Z \quad (\text{Equação 12})$$

Largura da engrenagem (B)

$$B = \{0,2f^2 * (Mt * \cos\delta_2 / P_{adm}^2) * [(i^2 + 1) / i^2]\} / Dp \quad (\text{Equação 13})$$

Resistência á flexão no pé do dente

Força tangencial (Ft)

$$Ft = 2 * Mt / Dp \quad (\text{Equação 14})$$

Fator de forma (q)

Tabela 4 – fator de forma em relação ao nº de dentes

Engrenamento Externo							
nº de dentes	10	11	12	13	14	15	16
fator q	5,2	4,9	4,5	4,3	4,1	3,9	3,7
nº de dentes	17	18	21	24	28	34	40
fator q	3,6	3,5	3,3	3,2	3,1	3,0	2,9
nº de dentes	50	65	80	100			
fator q	2,8	2,7	2,6	2,6	2,5		

Fonte: Melconian (2000, p. 102)

Tensão máxima atuante ( $\sigma$  máx)

$$\sigma \text{ máx} = Ft * q / B * Mm * e \quad (\text{Equação 15})$$

O valor de  $\sigma$  máx deve ser comparado com o valor de  $\sigma$  mat. Se o resultado for menor ou igual, significa que o material atende o projeto, caso contrário a engrenagem deve ser recalculada ou o material escolhido deve ser alterado.

Recalcular a largura mínima da engrenagem com base na tensão máxima admissível do material escolhido:

$$\sigma \text{ mat} = Ft * q / B * Mm * e \quad (\text{Equação 16})$$

Calcular o  $D_e$  (diâmetro externo) para a fabricação da usinagem.

$$D_e = D_p + 2 * Mm * \cos \delta \quad (\text{Equação 17})$$

### 2.3 Eixos

De acordo com Budynas e Nisbett (2011, p. 374), “o eixo é um membro rotativo, usualmente de seção transversal circular, usado para transmitir potência ou movimento”.

Os autores Juvinal e Marshek (2013, p. 390), afirmam que “os eixos podem ser submetidos a diversas combinações de cargas combinadas torcionais, axiais e de flexão”.

Os eixos “são elementos de construção mecânica, que se destinam a suportar outros elementos de construção (polias, engrenagens, rolamentos, rodas de atrito etc.)”. (Budynas e Nisbett, 2011, p. 374),

De acordo com Melconian (2000) os eixos são classificados em:

- ✓ Eixos (trabalham fixos) – o eixo dianteiro de um veículo com tração traseira;
- ✓ Eixos-árvores (trabalham em movimento) – eixos que compõem a caixa de mudança de um veículo.

Com base em Juvinal (2013, p. 390) “Os eixos girantes, que têm a eles acopladas engrenagens, polias, cames e outros componentes devem ser suportadas por mancais”.

Os elementos fixados nos eixos, irão gerar cargas que terão que ser obrigatoriamente suportados por eles, sendo que “para atender aos requisitos de resistência os eixos devem ser projetados de modo que as deformações fiquem limitadas a níveis aceitáveis”. (Juvinal, 2013, p. 390).

Portanto, para o desenvolvimento do eixo devem ser analisados todos os esforços possíveis, afim de projetar uma peça que não se deforme ao realizar o trabalho esperado.

“A disposição geral de um eixo para acomodar os elementos de eixo, por exemplo, engrenagens, mancais e polias, deve ser especificada cedo no processo de desenho a fim de realizar uma análise de força de corpo livre e obter os diagramas de cisalhamento e momento”. (Budynas e Nisbett, 2011, p. 375)

### 2.3.1 Formulário para cálculo de eixos

Torque no eixo (Mt)

$$Mt = (30000 / \pi) * (P / n) \quad \text{(Equação 18)}$$

Esforços na transmissão

Força tangencial (Ft)

$$Ft = 2 * Mt / Dp \quad \text{(Equação 19)}$$

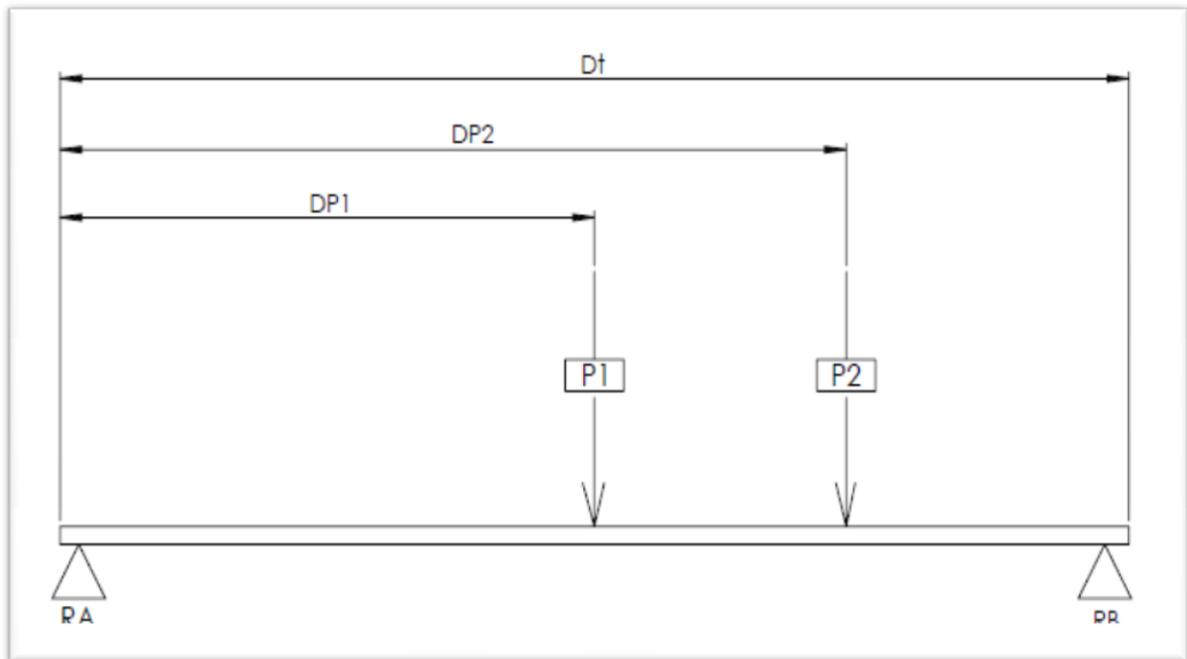
Força radial (Fr)

$$Fr = Ft * \operatorname{tg}\alpha \quad \text{(Equação 20)}$$

Momento fletor

Por tratar-se de engrenagens cônicas e gerar esforços tangenciais, radiais e axiais simultaneamente, os cálculos de reações de apoio e momento fletor devem ser calculados tanto no plano vertical como no plano horizontal.

Figura 1 – Exemplo de reações de apoio



Fonte: Do autor

### 3.1 Plano vertical

Pelo fato das engrenagens possuírem o perfil cônico, as reações de apoio devem ser calculadas tanto no plano vertical onde serão baseadas nas cargas radiais, como no plano horizontal que serão baseadas nas cargas tangenciais

Reações de apoio (RA e RB)

$$\Sigma MA = 0$$

$$Dt * RB = FP1 * DP1 + FP2 * DP2 + \dots$$

$$RB = FP1 * DP1 + FP2 * DP2 / Dt \quad (\text{Equação 21})$$

$$\Sigma Fy = 0$$

$$RA + RB = F$$

$$RA = F - RB \quad (\text{Equação 22})$$

Momento Vertical máximo (MV<sub>máx</sub>) e Momento Horizontal máximo (MH<sub>máx</sub>)

$$0 < x < P$$

$$M_f = RA * P$$

$$\text{Se } x = 0, M_f = RA * 0$$

$$\text{Se } x = P1, M_f = RA * P1 \quad (\text{Equação 23})$$

O MV<sub>máx</sub> e MH<sub>máx</sub> assumem o maior valor entre  $x = 0$  e  $x = P1$  e  $x = P2$

Obs.: - Para MV<sub>máx</sub> utiliza-se Fr

- Para MV<sub>máx</sub> utiliza-se Ft

Momento fletor resultante (Mr)

$$Mr = \sqrt{(MV_{\max}^2 + MH_{\max}^2)} \quad (\text{Equação 24})$$

Momento ideal (Mi)

$$Mi = \sqrt{Mr^2 + \{(a/2) * Mt\}^2} \quad (\text{Equação 25})$$

Coefficiente de Bach - a

$$a = \sigma_{\text{fad}} (\text{material}) / \tau_{\text{fad}} (\text{material}) \quad (\text{Equação 26})$$

Tabela 5 –Tensões Admissíveis dos materiais metálicos

MATERIAL	MP <sub>a</sub> (N/mm <sup>2</sup> )
FoFo cinzento .....	40
FoFo nodular .....	80
Aço fundido .....	90
SAE 1010/1020 .....	90
SAE 1040/1050 .....	120
SAE 4320/4340 .....	170
SAE 8620/8640 .....	200
Mat. Sintético - Resinas .....	35

Fonte: Melconian (2000, p.110)

Diâmetro do eixo-árvore (d)

$$d \geq 2,17 * \sqrt[3]{(b * M_i / \sigma_{fad} \text{ (material)})} \quad \text{(Equação 27)}$$

$b = 1$  – para eixo maciço

$b = 1 / \{1 - (d / D)^4\}$  – para eixo vazado

## 2.4 Rolamentos

Os rolamentos “são elementos criados com a finalidade de diminuir ao máximo as perdas de energia causadas pelo atrito. São geralmente constituídos de dois anéis concêntricos, entre os quais são colocados elementos rolantes como esferas, roletes e agulhas. O anel externo é fixado num mancal externo, enquanto que o anel interno é fixo no eixo. (Auras, 2006, p. 31)

Segundo Melconian (2000, p. 191) “para escolher o tipo de rolamento a ser utilizado na construção mecânica, torna-se indispensável conhecer o tipo de sollicitação que vai atuar no rolamento”.

Atualmente, as empresas especializadas possuem uma infinidade de modelos de rolamentos, capaz de atender características únicas para torná-lo adequado a condições operacionais específicas.

Com base em Melconian (2000), as cargas que podem ser aplicadas nos rolamentos são:

- ✓ Carga radial: a carga atua na direção dos raios do rolamento;
- ✓ Carga axial: a carga atua na direção longitudinal ao eixo do rolamento;
- ✓ Carga combinada: ocorre carga radial e axial simultaneamente no rolamento.

Abaixo, os fatores de dimensionamento de um rolamento:

- ✓ Fator de esforços dinâmicos;
- ✓ Fator de rotação;
- ✓ Capacidade de carga dinâmica equivalente.

Cada rolamento possui características particulares, sendo que o projetista deve analisar qual modelo melhor se encaixa nas condições do projeto. Nas imagens a seguir, alguns modelos disponíveis para a avaliação.

## Imagem 1 – Tipos de Rolamentos

### Rolamento de esferas

Rolamentos de esferas utilizam esferas como elementos rolantes. Eles são caracterizados por possuir um ponto de contato entre a esfera e a pista de rolagem. Como regra, rolamentos de esferas podem operar em altas rotações, mas não suportam uma grande carga.



#### Rolamento fixo de uma carreira de esferas

Rolamento fixo de uma carreira de esferas é o modelo mais comum e pode ser utilizado em uma grande variedade de aplicações. Graças ao design simples, eles são fáceis de manusear e pouco sensíveis às condições de operação.

Além de cargas radiais, eles têm a capacidade de absorver cargas axiais em ambas as direções. Eles possuem baixo torque e por isso são utilizados para altas rotações.



#### Rolamento de contato angular

Rolamento de contato angular são caracterizados por possuir um contato angular. Isso significa que a carga é transferida de uma pista para outra por um específico ângulo de contato.

Rolamentos de contato angular são aplicados quando é necessário suportar cargas combinadas, onde uma alta carga axial tem de ser transferida junto com carga radial.



#### Rolamento auto compensador de esferas

Rolamento auto compensador de esferas é composto por duas carreiras de esferas guiadas por uma gaiola e anel interno com duas pistas, mas com uma característica especial no anel externo que possui uma pista esférica que permite a movimentação das esferas nela. Isso permite o rolamento compensar alguns graus de desalinhamento durante a aplicação.

Este tipo de rolamento é recomendado quando durante a aplicação existe um desalinhamento entre o eixo e o alojamento ou o eixo pode fletir. Rolamento auto compensador só consegue suportar cargas radiais.



#### Rolamento axial de esferas

Rolamento axial de esferas é composto de dois discos de rolamento com pista para esferas. Foram desenvolvidos para suportar apenas cargas axiais em uma única direção, com isso ele posiciona o eixo axialmente em uma direção.

Fonte: NSK Rolamentos

## Imagem 2 – Tipos de Rolamentos

### Rolamento de rolos

Rolamento de rolos são caracterizados por possuir uma linha de contato. Este tipo de contato faz com que o rolamento tenha uma maior capacidade de carga do que um rolamento de esferas com o mesmo tamanho, no entanto o limite de rotação é menor por possuir um aumento de atrito entre elemento rolante e pista.



#### Rolamento de rolos esféricos

Rolamento de rolos esféricos são robustos e trabalham com o mesmo princípio dos rolamentos auto compensadores com uma exceção, eles conseguem suportar uma maior carga. Estes podem compensar o desalinhamento entre eixo e alojamento.

Rolamento de rolos esféricos suportam altas cargas radiais e cargas axiais moderadas.



#### Rolamento de rolos cilíndricos

Rolamento de rolos cilíndricos possuem uma linha de contato entre o elemento rolante e as pistas, que otimiza a distribuição do estresse do ponto de contato entre o rolo e a pista. Essa construção permite o rolamento de rolos cilíndricos suportar uma carga radial muito alta.

Dependendo do design, este consegue suportar também cargas radiais.



#### Rolamento de rolos cônicos

O rolamento de rolos cônicos possuem pista cônica nos anéis interno e externo e elementos rolantes cônicos entre eles.

Devido ao ângulo de contato, rolamentos de rolos cônicos podem suportar altas cargas radiais e axiais em uma direção.



#### Rolamento de agulhas

Os rolamentos de agulha são um tipo especial de rolamento de rolos cilíndricos que contêm como elemento rolante um rolo mais alongado e fino, conhecido como rolos agulha. A razão entre o diâmetro e o comprimento está entre 1:3 e 1:10.

Rolamentos de agulha possuem a alta capacidade de carga e suportam apenas cargas radiais.

Se existe um espaço reduzido no projeto, rolamento de agulhas pode ser a solução.

Fonte: NSK Rolamentos

## Fator de esforços dinâmicos (FI)

Tabela 6 – Fator de esforços dinâmicos com base na aplicação

Aplicação	Valor $f_L$ a ser alcançado	Condições usuais de carga
<b>Veículos ferroviários</b>		
Mancais de rolamentos para vagões de extração	2,5 ... 3,5	Carga estática sobre eixo com fator de correção $f_z$ (depende da velocidade máxima, tipo de veículo e superestrutura da via permanente).
bondes	3,5 ... 4	
vagões de passageiro	3 ... 3,5	Tipo de veículo $F_z$
vagões de carga	3 ... 3,5	
vagões de escombro	3 ... 3,5	vagões de escombro
carros motor/carros tração	3,5 ... 4	vagões de extração 1,2 ... 1,4
locomotivas/rolamento externo	3,5 ... 4	vagões de mineração
locomotivas/rolamento interno	4,5 ... 5	vagões de carga
		vagões de passageiro 1,2 ... 1,5
		carros motor/carros tração
		bondes
		locomotivas 1,3 ... 1,8
Caixa de engrenagem de veículos ferroviários	3 ... 4,5	Grupos de carga com seus correspondentes números médios de rotação. Valor $f_L$ médio (veja tabela acionamentos de veículos automotores).
<b>Construção naval</b>		
Rolamento de empuxo da hélice do navio	3 ... 4	Empuxo máximo da hélice, número de rotações nominal
Rolamento do eixo da hélice do navio	4 ... 6	Peso proporcional do eixo, número de rotações nominal
Grandes redutores marítimos	2,5 ... 3,5	Potência nominal, número de rotações nominal
Pequenos redutores marítimos	2 ... 3	Potência nominal, número de rotações nominal
Reversores para barcos	1,5 ... 2,5	Potência nominal, número de rotações nominal
		<b>Rolamentos de leme de navio</b>
		solicitados estaticamente por peso do leme, esforço do leme e esforço do acionamento
<b>Máquinas agrícolas</b>		
Tratores agrícolas	1,5 ... 2	igual a veículos automotores
Máquinas automotrizes	1,5 ... 2	igual a veículos automotores
Máquinas de uso temporário	1 ... 1,5	potência máxima, número de rotações nominal

Aplicação	Valor $f_L$ a ser alcançado	Condições usuais de carga
<b>Maquinaria de construção</b>		
tratores de esteira, carregadoras	2 ... 2,5	igual a veículos automotores
escavadeiras/mecanismo propulsor	1 ... 1,5	valor médio do acionamento hidrostático, número médio de rotações
escavadeiras/mecanismo giratório	1,5 ... 2	
Rolos compressores vibratórios, Compactadores	1,5 ... 2,5	Força centrífuga - $f_z = 1,1 ... 1,3$
Excitadores	1 ... 1,5	
<b>Motores elétricos</b>		
Motores elétricos para aparelhos eletrodomésticos	1,5 ... 2	Peso do motor - $f_z$ , número de rotações nominal
Motores de série	3,5 ... 4,5	Fator para motores estacionários $f_z = 1,5 ... 2$ motores de tração $f_z = 1,5 ... 2,5$ para acionamentos por pinhão: esforços generalizados
Motores de grande porte	4 ... 5	
Motores de tração	3 ... 3,5	
<b>Laminadores e equipamentos siderúrgicos</b>		
Laminadores	1 ... 3	Pressão média de laminação, velocidade de laminação (valor $f_L$ conforme tipo de laminador e programa de laminação) potência nominal, número de rotações nominal
Acionamento de laminadores	3 ... 4	
Mesa de rolos	2,5 ... 3,5	Peso do material a laminar, choques, velocidade de laminação
Máquinas de fundição por centrifugação	3,5 ... 4,5	Peso, desbalanceamentos, número de rotações nominal
		<b>Convertedor</b> Solicitação estática por peso máximo
<b>Máquinas-ferramenta</b>		
Fusos de tornos, fusos de fresadoras	3 ... 4,5	Potência de corte, potência de acionamento, pré-carga
Fusos de furadeiras	3 ... 4	Peso da peça, número de rotações de serviço
Fusos de retificadoras	2,5 ... 3,5	
Fusos de porta-peças de retificadores	3,5 ... 5	
Caixas de engrenagens de máquinas- ferramenta	3 ... 4	Potência nominal, número de rotações nominal
Prensas/Volante	3,5 ... 4	Peso do volante, número de rotações nominal
Prensas/eixo excêntrico	3 ... 3,5	Potência de prensagem, quotas de tempo, número de rotações nominal
Ferramentas elétricas e de ar comprimido	2 ... 3	Potência de corte e acionamento, número de rotações nominal
<b>Máquinas de beneficiamento de madeira</b>		
Fusos fresadores e eixos porta-facas	3 ... 4	Força de corte e de acionamento, número de rotações nominal
Rolamento principal de engenhos de serra	3,5 ... 4	Força de inércia, número de rotações nominal
Rolamento de biela de engenhos de serra	2,5 ... 3	Força de inércia, número de rotações nominal

Aplicação	Valor $f_L$ a ser alcançado	Condições usuais de carga
<b>Acionamento de máquinas em geral</b>		
Redutores universais	2 ... 3	Potência nominal, número de rotações nominal
Motores de acionamento	2 ... 3	Potência nominal, número de rotações nominal
Engrenagens de grande porte, estacionárias	3 ... 4,5	Potência nominal, número de rotações nominal
<b>Equipamentos de transporte e extração</b>		
Acionamento de correias transportadoras	4,5 ... 5,5	Potência nominal, número de rotações nominal
Rolos de apoio de correias transportadoras, trabalho de superfície	4,5 ... 5	Peso da cinta e da carga, número de rotações de serviço
Rolos de apoio de correias transportadoras, em geral	2,5 ... 3,5	Peso da cinta e da carga, número de rotações de serviço
Tambores para correias transportadoras	4 ... 4,5	Força da cinta, peso da cinta e da carga, número de rotações de serviço
Escavadeiras de roda de pás, propulsão	2,5 ... 3,5	Potência nominal, número de rotações nominal
Escavadeiras de roda de pás, roda de pás	4,5 ... 6	Esforços de escavamento, peso, número de rotações de serviço
Escavadeira de roda de pás, acionamento da roda de pás	4,5 ... 5,5	Potência nominal, número de rotações nominal
Polia de cabos transportadores	4 ... 4,5	Esforços no cabo, número de rotações nominal (DIN 22410)
<b>Bombas, sopradores, compressores</b>		
Ventiladores, sopradores	3,5 ... 4,5	Empuxo axial ou radial, peso do rotor, desbalanceamento
Sopradores de grande porte	4 ... 5	Desbalanceamento = peso do rotor $\cdot f_z$ , número de rotações nominal Fator $f_z = 0,5$ para sopradores de ar fresco Fator $f_z = 0,8 \dots 1$ para sopradores de gases quentes
Bomba de pistão	3,5 ... 4,5	Potência nominal, número de rotações nominal
Bomba centrífuga	3 ... 4,5	Empuxo axial, peso do rotor, número de rotações nominal

Aplicação	Valor $f_L$ a ser alcançado	Condições usuais de carga
Bomba hidráulica axial de pistão e Bomba hidráulica radial de pistão	1 ... 2,5	Pressão nominal, número de rotações nominal
Bombas de engrenagens	1 ... 2,5	Pressão de serviço, número de rotações nominal
Compressores	2 ... 3,5	Pressão de serviço, força de inércia, número de rotações nominal
<b>Centrífugas, misturadores</b>		
Centrífuga	2,5 ... 3	Peso, desbalanceamento, número de rotações nominal
Misturadores de grande porte	3,5 ... 4	Peso, força de acionamento, número de rotações nominal
<b>Britadores, moinhos, peneiras e. o.</b>		
Britador de cone, rebitador de rolos	3 ... 3,5	Força de trituração, número de rotações nominal
Britadores de mandíbulas	3 ... 3,5	Potência de acionamento, raio de excentricidade, número de rotações nominal
Moinho misturador ou moinho de carga intermitente	3,5 ... 4,5	Peso do rotor $\cdot f_2$ , número de rotações nominal $f_2 = 2 \dots 2,5$
Moinhos de martelos	3,5 ... 4,5	Peso do rotor $\cdot f_2$ , número de rotações nominal $f_2 = 2,5 \dots 3$
Moinho de impacto ou impactador	3,5 ... 4,5	Peso do rotor $\cdot f_2$ , número de rotações nominal $f_2 = 3$
Moinho de bolas (tubulares)	4 ... 5	Peso total $\cdot f_2$ , número de rotações nominal $f_2 = 1,5 \dots 2,5$
Moinhos vibratórios	2 ... 3	Força centrífuga $\cdot f_2$ , número de rotações nominal $f_2 = 1,2 \dots 1,3$
Moinhos verticais de rolos e pistas (Roller Mills)	4 ... 5	Esforço de pressão $\cdot f_2$ , número de rotações nominal $f_2 = 1,5 \dots 2$
Moinho de bola e pistas (Ball - Rice Mills)		
Peneiras vibratórias	2,5 ... 3	Força centrífuga $\cdot f_2$ , número de rotações nominal – $f_2 = 1,2$

Aplicação	Valor $f_L$ a ser alcançado	Condições usuais de carga
Prensas de briquetagem	3,5 ... 4	Esforço de pressão, número de rotações nominal
Roletes para fornos giratórios	3,5 ... 5	Carga dos roletes - $f_z$ , número de rotações nominal
		Fator para cargas excêntricas $f_z = 1,2 \dots 1,3$
		Em casos de cargas elevadas, examinar também capacidade de carga estática
<b>Máquinas de papel e impressoras</b>		
Máquinas de papel/ parte úmida	5 ... 5,5	Tração de peneira, tração de letro, pesos dos cilindros, força de compressão, número de rotações nominal
Máquinas de papel/ parte secadora	5,5 ... 6	
Máquinas de papel/ parte refinadora	5 ... 5,5	
Máquinas de papel/ calandras	4,5 ... 5	
Impressoras	4 ... 4,5	Peso dos cilindros, força de compressão, número de rotações nominal
<b>Maquinaria têxtil</b>		
Fiadeiras, fusos de teares, máquinas de malharia	3,5 ... 4,5 3 ... 4	Desbalanceamento, número de rotações nominal, força de acionamento, desbalanceamento, forças de massa, número de rotações nominal
<b>Máquinas para processamento de plásticos</b>		
Extrusoras	3 ... 3,5	Pressão máxima de injeção, número de rotações de serviço. Em máquina de injeção de plásticos deve-se verificar também a capacidade de carga estática
Calandras de borracha e material plástico	3,5 ... 4,5	Pressão média de laminação, número médio de rotações (temperatura)
<b>Transmissões por correias e cabos</b>		
Transmissão por corrente		Força tangencial - $f_z$ (devido à pré-carga e aos choques)
Correias em v		$f_z = 1,5$
Correias em fibra		$f_z = 2 \dots 2,5$
Correias em couro		$f_z = 2 \dots 3$
Cintas de aço		$f_z = 2,5 \dots 3,5$
Correias dentadas		$f_z = 3 \dots 4$
		$f_z = 1,5 \dots 2$

Fonte: Melconian (2000, p. 222 a 227)

Fator de rotação (Fn)

Tabela 7 – Fator de rotação para rolamentos de esferas

$f_n$ – Valores $f_n$ para rolamentos de esferas									
$n$ min <sup>-1</sup>	$f_n$	$n$ min <sup>-1</sup>	$F_n$	$n$ min <sup>-1</sup>	$F_n$	$n$ min <sup>-1</sup>	$F_n$	$n$ min <sup>-1</sup>	$F_n$
10	1,49	55	0,846	340	0,461	1800	0,265	9500	0,152
11	1,45	60	0,822	360	0,452	1900	0,26	10000	0,149
12	1,41	65	0,8	380	0,444	2000	0,255	11000	0,145
13	1,37	70	0,781	400	0,437	2200	0,247	12000	0,141
14	1,34	75	0,763	420	0,43	2400	0,24	13000	0,137
15	1,3	80	0,747	440	0,423	2600	0,234	14000	0,134
16	1,28	85	0,732	460	0,417	2800	0,228	15000	0,131
17	1,25	90	0,718	480	0,411	3000	0,223	16000	0,128
18	1,23	95	0,705	500	0,405	3200	0,218	17000	0,125
19	1,21	100	0,693	550	0,393	3400	0,214	18000	0,123
20	1,19	110	0,672	600	0,382	3600	0,21	19000	0,121
22	1,15	120	0,652	650	0,372	3800	0,206	20000	0,119
24	1,12	130	0,635	700	0,362	4000	0,203	22000	0,115
26	1,09	140	0,62	750	0,354	4200	0,199	24000	0,112
28	1,06	150	0,606	800	0,347	4400	0,196	26000	0,109
30	1,04	160	0,593	850	0,34	4600	0,194	28000	0,106
32	1,01	170	0,581	900	0,333	4800	0,191	30000	0,104
34	0,993	180	0,57	950	0,327	5000	0,188	32000	0,101
36	0,975	190	0,56	1000	0,322	5500	0,182	34000	0,0993
38	0,957	200	0,55	1100	0,312	6000	0,177	36000	0,0975
40	0,941	220	0,533	1200	0,303	6500	0,172	38000	0,0957
42	0,926	240	0,518	1300	0,296	7000	0,168	40000	0,0941
44	0,912	260	0,504	1400	0,288	7500	0,164	42000	0,0926
46	0,898	280	0,492	1500	0,281	8000	0,161	44000	0,0912
48	0,886	300	0,481	1600	0,275	8500	0,158	46000	0,0898
50	0,874	320	0,471	1700	0,27	9000	0,155	50000	0,0874

Fonte: Melconian (2000, p. 228)

Tabela 8 – Fator de rotação para rolamentos de rolos e de agulhas

$f_L$ – Valores $f_L$ para rolamentos de rolos e de agulhas									
$L_h$	$f_L$	$L_h$	$f_L$	$L_h$	$f_L$	$L_h$	$f_L$	$L_h$	$f_L$
h		h		h		h		h	
100	0,617	420	0,949	1700	1,44	6500	2,16	28000	3,35
110	0,635	440	0,962	1800	1,47	7000	2,21	30000	3,42
120	0,652	460	0,975	1900	1,49	7500	2,25	32000	3,48
130	0,668	480	0,988	2000	1,52	8000	2,3	34000	3,55
140	0,683	500	1	2200	1,56	8500	2,34	36000	3,61
150	0,697	550	1,03	2400	1,6	9000	2,38	38000	3,67
160	0,71	600	1,06	2600	1,64	9500	2,42	40000	3,72
170	0,724	650	1,08	2800	1,68	10000	2,46	42000	3,78
180	0,736	700	1,11	3000	1,71	11000	2,53	44000	3,83
190	0,748	750	1,13	3200	1,75	12000	2,59	46000	3,88
200	0,76	800	1,15	3400	1,78	13000	2,66	48000	3,93
220	0,782	850	1,17	3600	1,81	14000	2,72	50000	3,98
240	0,802	900	1,19	3800	1,84	15000	2,77	55000	4,1
260	0,822	950	1,21	4000	1,87	16000	2,83	60000	4,2
280	0,84	1000	1,23	4200	1,89	17000	2,88	65000	4,31
300	0,858	1100	1,27	4400	1,92	18000	2,93	70000	4,4
320	0,875	1200	1,3	4600	1,95	19000	2,98	80000	4,58
340	0,891	1300	1,33	4800	1,97	20000	3,02	90000	4,75
360	0,906	1400	1,36	5000	2	22000	3,11	100000	4,9
380	0,921	1500	1,39	5500	2,05	24000	3,19	150000	5,54
400	0,935	1600	1,42	6000	2,11	26000	3,27	200000	6,03

$f_n$ – Valores $f_n$ para rolamentos de rolos e de agulhas									
n	$f_n$	n	$f_n$	n	$f_n$	n	$f_n$	n	$f_n$
min <sup>-1</sup>		min <sup>-1</sup>		min <sup>-1</sup>		min <sup>-1</sup>		min <sup>-1</sup>	
10	1,44	55	0,861	340	0,498	1800	0,302	9500	0,183
11	1,39	60	0,838	360	0,49	1900	0,297	10000	0,181
12	1,36	65	0,818	380	0,482	2000	0,293	11000	0,176
13	1,33	70	0,8	400	0,475	2200	0,285	12000	0,171
14	1,3	75	0,784	420	0,468	2400	0,277	13000	0,167
15	1,27	80	0,769	440	0,461	2600	0,271	14000	0,163
16	1,25	85	0,755	460	0,455	2800	0,265	15000	0,16
17	1,22	90	0,742	480	0,449	3000	0,259	16000	0,157
18	1,2	95	0,73	500	0,444	3200	0,254	17000	0,154
19	1,18	100	0,719	550	0,431	3400	0,25	18000	0,151
20	1,17	110	0,699	600	0,42	3600	0,245	19000	0,149
22	1,13	120	0,681	650	0,41	3800	0,242	20000	0,147
24	1,1	130	0,665	700	0,401	4000	0,238	22000	0,143
26	1,08	140	0,65	750	0,393	4200	0,234	24000	0,139
28	1,05	150	0,637	800	0,385	4400	0,231	26000	0,136
30	1,03	160	0,625	850	0,378	4600	0,228	28000	0,133
32	1,01	170	0,613	900	0,372	4800	0,225	30000	0,13
34	0,994	180	0,603	950	0,366	5000	0,222	32000	0,127
36	0,977	190	0,593	1000	0,36	5500	0,216	34000	0,125
38	0,961	200	0,584	1100	0,35	6000	0,211	36000	0,123
40	0,947	220	0,568	1200	0,341	6500	0,206	38000	0,121
42	0,933	240	0,553	1300	0,333	7000	0,201	40000	0,119
44	0,92	260	0,54	1400	0,326	7500	0,197	42000	0,117
46	0,908	280	0,528	1500	0,319	8000	0,193	44000	0,116
48	0,896	300	0,517	1600	0,313	8500	0,19	46000	0,114
50	0,885	320	0,507	1700	0,307	9000	0,186	50000	0,111

Fonte: Melconian (2000, p.229)

#### 2.4.1 Formulário para cálculo de rolamentos

Carga dinâmica equivalente (CP)

$$CP = Fr$$

(Equação 28)

Capacidade de carga dinâmica necessária ao rolamento (C)

$$C = P * (Fl / Fn)$$

(Equação 29)

### 3. MATERIAIS E MÉTODOS

Imagem 3 – Corpo da máquina que receberá a adaptação



Fonte: LAD Embreagens

Imagem 4 – Corpo da máquina que receberá a adaptação



Fonte: LAD Embreagens

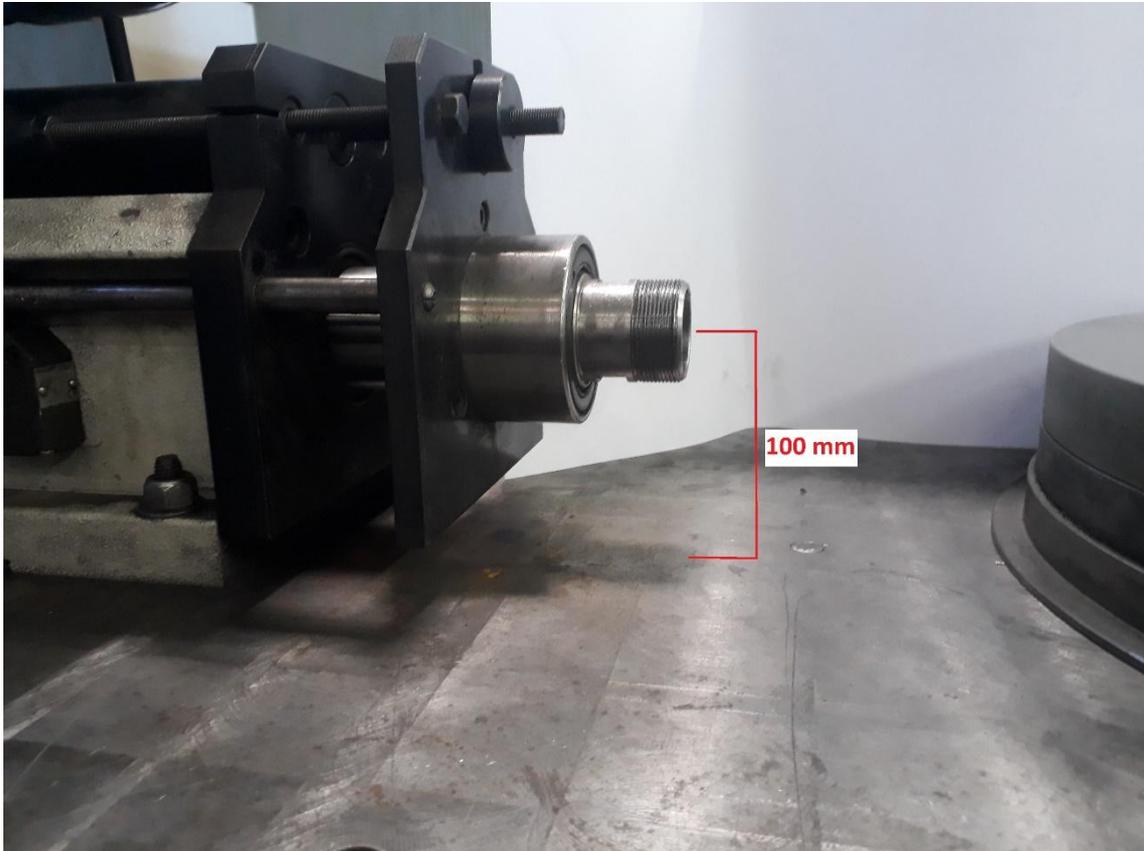
### 3.1 Cálculos para as engrenagens

Para dar início aos cálculos levantamos algumas informações importantes para o dimensionamento:

Diâmetro externo da maior engrenagem não pode ser superior a 190 mm, devido fato de que o eixo em que esta será acoplada encontra-se a 100 mm de altura da mesa (figura1) e que o comprimento total do dispositivo também não pode ser maior que 200 mm, para que

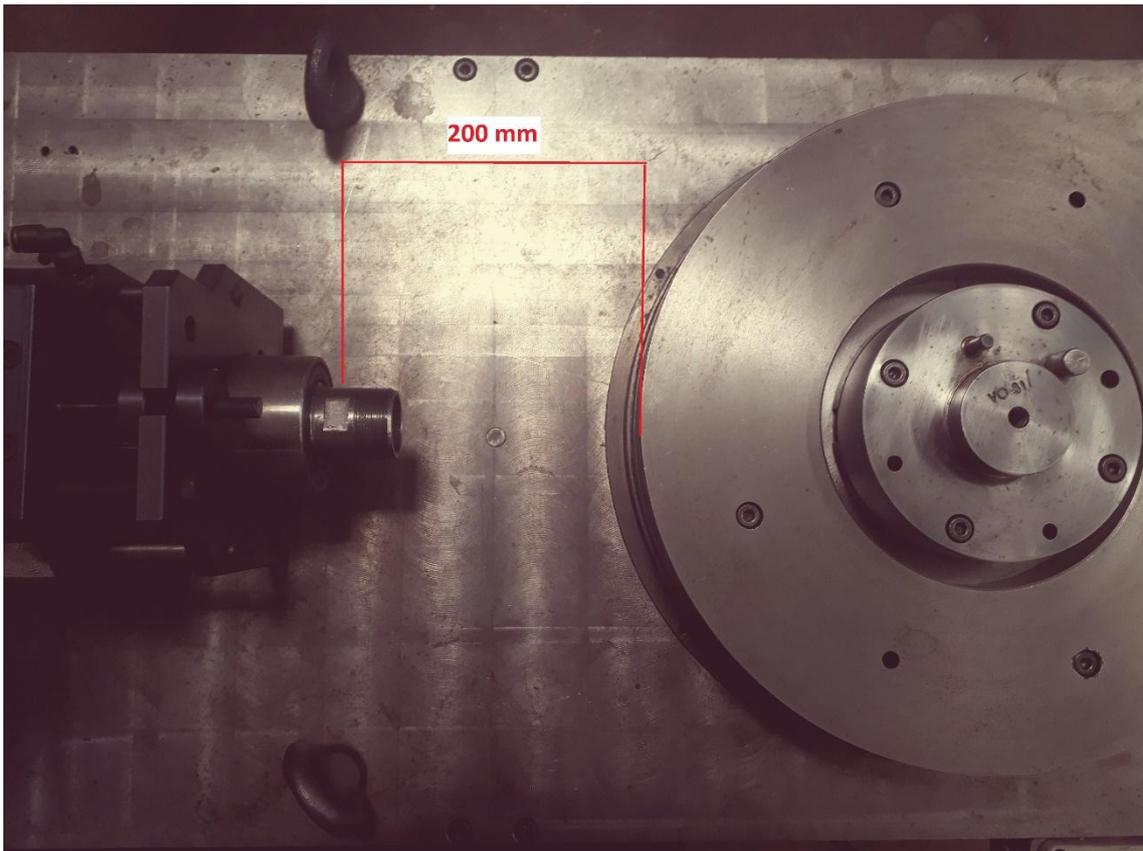
seja possível o movimento do motor de posicionamento da peça sem que ocorra colisão desta com a ferramenta de corte (figura2).

Imagem 5 – Mesa do dispositivo



Fonte: LAD Embreagens

imagem 6 – Comprimento do dispositivo



Fonte: LAD Embreagens

As informações que devem ser conhecidas, previamente, para que seja possível a construção das engrenagens:

- ✓ P - Potência do motor - 1100 kW
- ✓ n - Rotação do eixo – 200 rpm
- ✓ h – duração (prevista) da engrenagem - 10000 horas
- ✓  $\alpha$  - Ângulo de pressão entre as engrenagens – 20°
- ✓ K - Relação entre a largura e diâmetro primitivo (B / Dp) – 1,25
- ✓ Z1 – 48 dentes
- ✓ Z2 – 80 dentes

## Engrenagem 1

## Critério de Pressão

Conicidade da engrenagem relativa ao primitivo ( $\delta_1$  e  $\delta_2$ )

$$\operatorname{tg} \delta_2 = Z_2 / Z_1 \quad (\text{Equação 1})$$

$$\operatorname{tg} \delta_2 = 80 / 48$$

$$\operatorname{tg} \delta_2 = 1,6667$$

$$\delta_2 = 59,04^\circ$$

$$\delta_1 = 90 - \delta_2 \quad (\text{Equação 2})$$

$$\delta_1 = 90 - 59,04$$

$$\delta_1 = 30,96^\circ$$

## Torque na engrenagem (Mt)

$$M_t = (30000 / \pi) * (P / n) \quad (\text{Equação 3})$$

$$M_t = (30000 / \pi) * (1100 / 200)$$

$$M_t = 52520,98 \text{ Nmm}$$

## Relação de transmissão (i)

$$i = Z_2 / Z_1 \quad (\text{Equação 4})$$

$$i = 80 / 48$$

$$i = 1,666$$

## Pressão admissível - Fator de durabilidade (W)

$$W = (60 * n * h) / 10^6 \quad (\text{Equação 5})$$

$$W = (60 * 200 * 10000) / 10^6$$

$$W = 120$$

## Intensidade da pressão admissível (Padm)

Pela Norma DIN 1611 St 60,11 corresponde ao SAE 1045, então com base na "Tabela 1 - Dureza Brinell – Aços Carbono DIN 1611 (Definição do HB)", definimos o valor de HB do aço 1045 em  $1950 \text{ N/mm}^2$

$$\text{Padm} = (0,487 * \text{HB}) / W^{1/6}, \quad (\text{Equação 6})$$

$$\text{Padm} = (0,487 * 1950) / 120^{1/6}$$

$$\text{Padm} = 427 \text{ N/mm}^2$$

Fator de serviço AGMA (e)

Com base na “Tabela 2 - Acionamento por motores elétricos ou turbinas”, para acionamento principal de máquinas operatrizes com cargas uniformes de, trabalhando até 10 horas / dia:

$$e = 1,25$$

Volume mínimo da engrenagem ( $B * Dp^2$ )

$$B1 * Dp^2 = 0,2 * f^2 * (Mt * \cos\delta1 / P_{adm}^2) * [(i^2 + 1) / i^2] \quad (\text{Equação 7})$$

$$B1 * Dp^2 = 0,2 * 1512^2 * (52520,98 * \cos30,96^\circ / 427^2) * (1,666^2 + 1 / 1,666^2)$$

$$B1 * Dp^2 = 267992,12 \text{ mm}^3$$

Módulo do engrenamento

$$B1 * Dp^2 = Dp^3 * k \quad (\text{Equação 8})$$

$$267992,12 = Dp^3 / 1,25$$

$$Dp = 59,85 \text{ mm}$$

Módulo médio (Mm)

$$Mm = Dp / Z \quad (\text{Equação 9})$$

$$Mm = 59,85 / 48$$

$$Mm = 1,24$$

Módulo do engrenamento (Mn) - determina a ferramenta utilizada para fabricar os dentes da engrenagem

$$Mn = Mm / 0,8 \quad (\text{Equação 10})$$

$$Mn = 1,24 / 0,8$$

$$Mn = 1,55$$

Utilizaremos por meio da DIN780,  $Mn = 1,5$ , que é o módulo disponível na empresa para a fabricação da engrenagem

Recalcula-se o módulo médio (Mm)

$$Mm = Mn * 0,8 \quad (\text{Equação 11})$$

$$Mm = 1,5 * 0,8$$

$$Mm = 1,2$$

Recalcula-se o Diâmetro primitivo (Dp)

$$Dp = Mm * Z \quad (\text{Equação 12})$$

$$Dp = 1,2 * 48$$

$$Dp = 57,6 \text{ mm}$$

Largura da engrenagem (B)

$$B = \{0,2i^2 * (Mt * \cos\delta / P_{adm}^2) * [(i^2 + 1) / i^2]\} / D_p^2 \quad (\text{Equação 13})$$

$$B = \{0,2 * 1512^2 * (52520,98 * \cos 30,96^\circ / (427)^2) * (1,666^2 + 1 / 1,666^2)\} / 57,6^2$$

$$B = 80,77 \text{ mm}$$

Resistência á flexão no pé do dente

Força tangencial (Ft)

$$F_t = 2 * M_t / D_p \quad (\text{Equação 14})$$

$$F_t = 2 * 52520,98 / 57,6$$

$$F_t = 1823,64 \text{ N}$$

Fator de forma (q)

Com base na “Tabela 2 – fator de forma em relação ao nº de dentes”, identificamos que por aproximação (já que não possui um valor exato para engrenagens com 48 dentes), utilizamos o fator para o valor mais próximo que é de 50 dentes, sendo:

Tensão máxima atuante ( $\sigma$  máx)

$$\sigma \text{ máx} = F_t * q / B_1 * M_m * e \quad (\text{Equação 15})$$

$$\sigma \text{ máx} = 1823,64 * 2,8 / 80,77 * 1,2 * 1,25$$

$$\sigma \text{ máx} = 42,14 \text{ N/mm}^2 > \text{Tensão Adm AÇO 1045} = 120 \text{ N/mm}^2$$

Atende o padrão estabelecido, porém, será necessário diminuir a largura da engrenagem.

Recalcular a largura mínima da engrenagem com base na tensão máxima admissível do material escolhido:

$$\sigma \text{ mat} = F_t * q / B * M_m * e \quad (\text{Equação 16})$$

$$120 = 1823,64 * 2,8 / B_1 * 1,2 * 1,25$$

$$B_1 = 28,36 \text{ mm}$$

A largura da engrenagem deve ser igual ou maior que 23,36 mm. Com base nisso, vamos estipular que a largura do pinhão seja 30 mm

Calcular o Diâmetro externo para a fabricação da usinagem (De)

$$D_e = D_p + 2 * M * \cos \delta \quad (\text{Equação 17})$$

$$D_e = 57,60 + 2 * 1,5 * \cos 30,96^\circ$$

$$D_e = 60,29 \text{ mm}$$

## Engrenagem 2

As fórmulas 1, 2, 9, 10 e 11, e o valor de “e” não precisam ser calculadas para estas engrenagens, tendo em vista que, utilizarão os mesmos valores calculados pela engrenagem 1:

$$\delta_1 = 59,04^\circ \quad (\text{Equação 1})$$

$$\delta_2 = 30,96^\circ \quad (\text{Equação 2})$$

$$M_m = 1,24 \quad (\text{Equação 9})$$

$$M_n = 1,5 \quad (\text{Equação 10})$$

$$M_m = 1,2 \quad (\text{Equação 11})$$

$$e = 1,25$$

A rotação da engrenagem 2 deverá ser calculada, com base na relação de transmissão, tendo em vista que a engrenagem 1 possui 48 dentes e a engrenagem 2 possui 80 dentes.

RPM Engrenagem 1 – 200 rpm

Relação de transmissão 1,666: 1

$$\text{RPM Engrenagem 2} = 200 / 1,666 = 120,04 \text{ rpm}$$

Torque na engrenagem (Mt)

$$M_t = (30000 / \pi) * (P / n) \quad (\text{Equação 3})$$

$$M_t = (30000 / \pi) * (1100 / 120,04)$$

$$M_t = 87506,05 \text{ Nmm}$$

Relação de transmissão (i)

$$i = Z_1 / Z_2 \quad (\text{Equação 4})$$

$$i = 48 / 80$$

$$i = 0,666$$

Pressão admissível - Fator de durabilidade (W)

$$W = (60 * n * h) / 10^6 \quad (\text{Equação 5})$$

$$W = (60 * 120,04 * 10000) / 10^6$$

$$W = 72,024$$

Intensidade da pressão admissível (P<sub>adm</sub>)

$$P_{adm} = (0,487 * HB) / W^{1/6} \quad (\text{Equação 6})$$

$$P_{adm} = (0,487 * 1950) / 72,024^{1/6}$$

$$P_{adm} = 465,56 \text{ N/mm}^2$$

Volume mínimo da engrenagem ( $B * D_p^2$ )

$$B * D_p^2 = 0,2f^2 * (M_t * \cos\delta_2 / P_{adm}^2) * [(i^2 + 1) / i^2] \quad (\text{Equação 7})$$

$$B * D_p^2 = 0,2 * 1512^2 * (87506,05 * \cos 30,96^\circ / (465,56)^2) * (0,6^2 + 1 / 0,6^2)$$

$$B * D_p^2 = 651055,19 \text{ mm}^3$$

Calcular o Diâmetro primitivo das engrenagem 2 ( $D_p$ )

$$D_p = M_m * Z_2 \quad (\text{Equação 12})$$

$$D_p = 1,2 * 80$$

$$D_p = 96 \text{ mm}$$

Largura das engrenagens 2 e 3 ( $B$ )

$$B = \{0,2f^2 * (M_t * \cos\delta_2 / P_{adm}^2) * [(i^2 + 1) / i^2]\} / D_p \quad (\text{Equação 13})$$

$$B = \{0,2 * 1512^2 * (87506,05 * \cos 30,96^\circ / (465,56)^2) * (0,6^2 + 1 / 0,6^2)\} / 96^2$$

$$B_1 = 70,64 \text{ mm}$$

Resistência á flexão no pé do dente

Força tangencial ( $F_t$ )

$$F_t = 2 * M_t / D_p \quad (\text{Equação 14})$$

$$F_t = 2 * 87506,05 / 96$$

$$F_t = 1823,04 \text{ N}$$

Fator de forma ( $q$ )

Com base na “Tabela 2 – fator de forma em relação ao  $n^\circ$  de dentes”, identificamos que para engrenagens de 80 dentes:

$$\text{fator } q = 2,6$$

Tensão máxima atuante ( $\sigma_{\text{máx}}$ )

$$\sigma_{\text{máx}} = F_t * q / B_1 * M_m * e \quad (\text{Equação 15})$$

$$\sigma_{\text{máx}} = 1823,04 * 2,6 / 70,64 * 1,2 * 1,25$$

$$\sigma_{\text{máx}} = 44,73 \text{ N/mm}^2 > \text{Tensão Admissível AÇO 1045} = 120 \text{ N/mm}^2$$

Atende o padrão estabelecido, porém, será necessário diminuir a largura da engrenagem.

Recalcular a largura mínima da engrenagem com base na tensão máxima admissível do material escolhido:

$$\sigma_{\text{mat}} = F_t * q / B * M_m * e \quad (\text{Equação 16})$$

$$120 = 1823,04 * 2,6 / B * 1,2 * 1,25$$

$$B_1 = 26,33 \text{ mm}$$

A largura da engrenagem deve ser igual ou maior que 26,33 mm. Com base nisso, vamos estipular que a largura das engrenagens seja 28 mm

Calcular o Diâmetro externo para a fabricação da usinagem ( $D_e$ )

$$D_e = D_p + (2 * M * \cos \delta) \quad (\text{Equação 17})$$

$$D_e = 96 + (2 * 1,5 * \cos 59,04^\circ)$$

$$D_e = 98,38 \text{ mm}$$

### 3.2 Cálculos para o eixo

No eixo, será acoplada a Engrenagem 2 e a ferramenta de corte com diâmetro de 42 mm.

Informações da Engrenagem 2

$$M_t = 87506,05 \text{ Nmm}$$

$$F_t = 1823,04 \text{ N (Engrenagem)}$$

Força radial ( $F_r$ )

$$F_r = F_t * \text{tg} \alpha \quad (\text{Equação 20})$$

$$F_r = 1823,04 * \text{tg} 20^\circ$$

$$F_r = 4078,43 \text{ N (Engrenagem)}$$

Esforços na transmissão

Força tangencial da ferramenta de corte ( $F_t$ )

$$F_t = 2 * M_t / D_p \text{ (ferramenta)} \quad (\text{Equação 19})$$

$$F_t = 2 * 87506,05 / 42$$

$$F_t \text{ ferramenta de corte} = 4166,95 \text{ N}$$

Força radial da ferramenta de corte ( $F_r$ )

$$F_r = F_t * \text{tg} \delta \quad (\text{Equação 20})$$

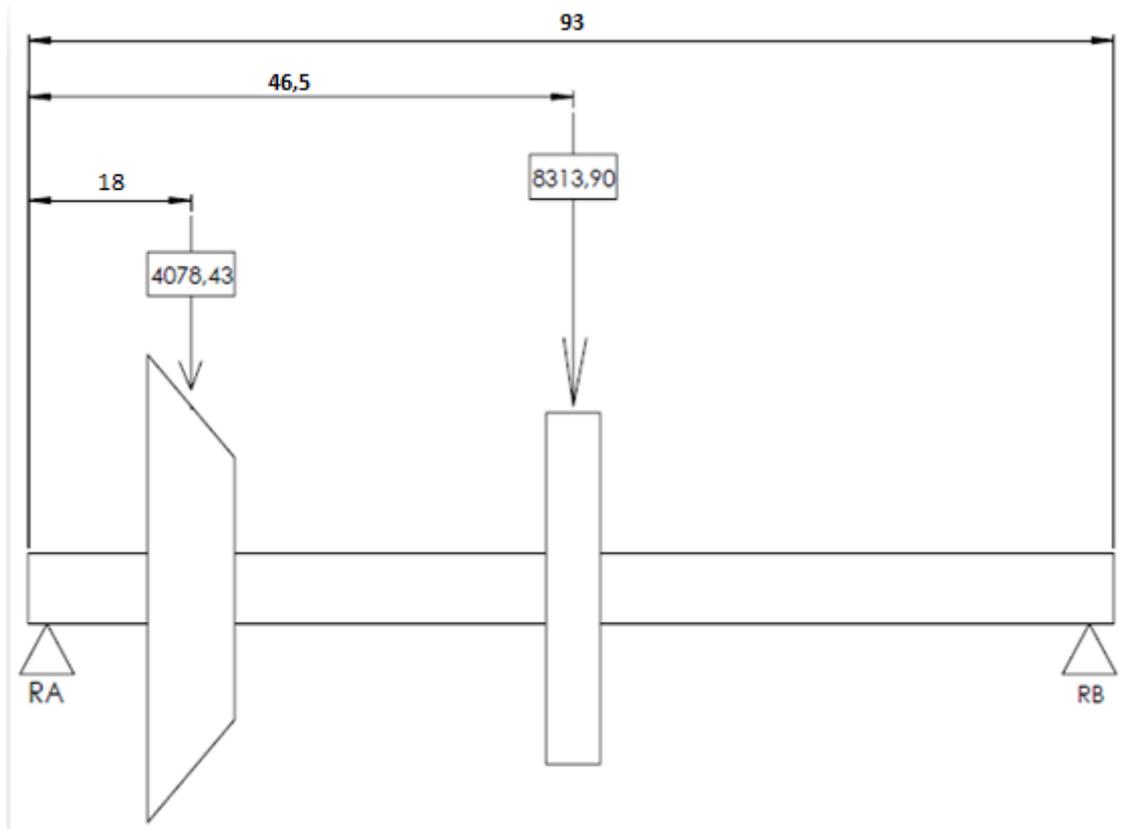
$$F_r = 4166,95 * \text{tg} 90^\circ$$

$$F_r \text{ ferramenta de corte} = 8313,90 \text{ N}$$

Obs.:  $\text{tg} 90^\circ$  é o ângulo entre a área que a ferramenta irá atuar em relação ao plano que o eixo está disposto

Momento fletor  
Plano vertical – Utiliza a Fr

Figura 2 - Reação de apoio no Plano Vertical



Fonte: LAD Embreagens

$$\Sigma M_A = 0$$

$$D_t \cdot R_B = F_{rP1} \cdot DP_1 + F_{rP2} \cdot DP_2 + \dots$$

$$R_B = F_{P1} \cdot DP_1 + F_{P2} \cdot DP_2 / D_t$$

(Equação 22)

$$93 \cdot R_B = 4078,43 \cdot 18 + 8313,90 \cdot 46,5$$

$$R_B = 460008,09 / 93$$

$$R_B = 4946,32 \text{ N}$$

$$\Sigma F_y = 0$$

$$R_A + R_B = F_n \text{ engrenagem} + F_n \text{ ferramenta}$$

(Equação 23)

$$R_A + R_B = 4078,43 + 8313,90$$

$$R_A + 4946,32 = 12392,33$$

$$R_A = 7446,01$$

Momento Vertical máximo (MVmáx)

$$0 < x < P1$$

$$Mf = RA * P$$

$$\text{Se } x = 0, Mf = RA * 0$$

$$\text{Se } x = P1, Mf = RA * P1$$

(Equação 24)

$$0 < x < 20$$

$$Q = Ra = 7446,01$$

$$M = Ra * x$$

$$\text{Se } x = 0, M = 0$$

$$\text{Se } x = 18, M = 7446,01 * 18$$

$$MV1 = 134028,18 \text{ N}$$

$$18 < x < 46,5$$

$$Q = Ra - 8313,90$$

$$Q = 7446,01 - 8313,90$$

$$Q = 867,89$$

$$M = (Q * xf) + (Fr * xi)$$

$$M = (867,89 * 93) + (4078,43 * 18)$$

$$MV2 = 154125,51 \text{ N}$$

$$0 < x < 46,5$$

$$Q = Rb = 4946,32$$

$$\text{Se } x = 0, M = 0$$

$$\text{Se } x = 46,5, M = 4946,32 * 46,5$$

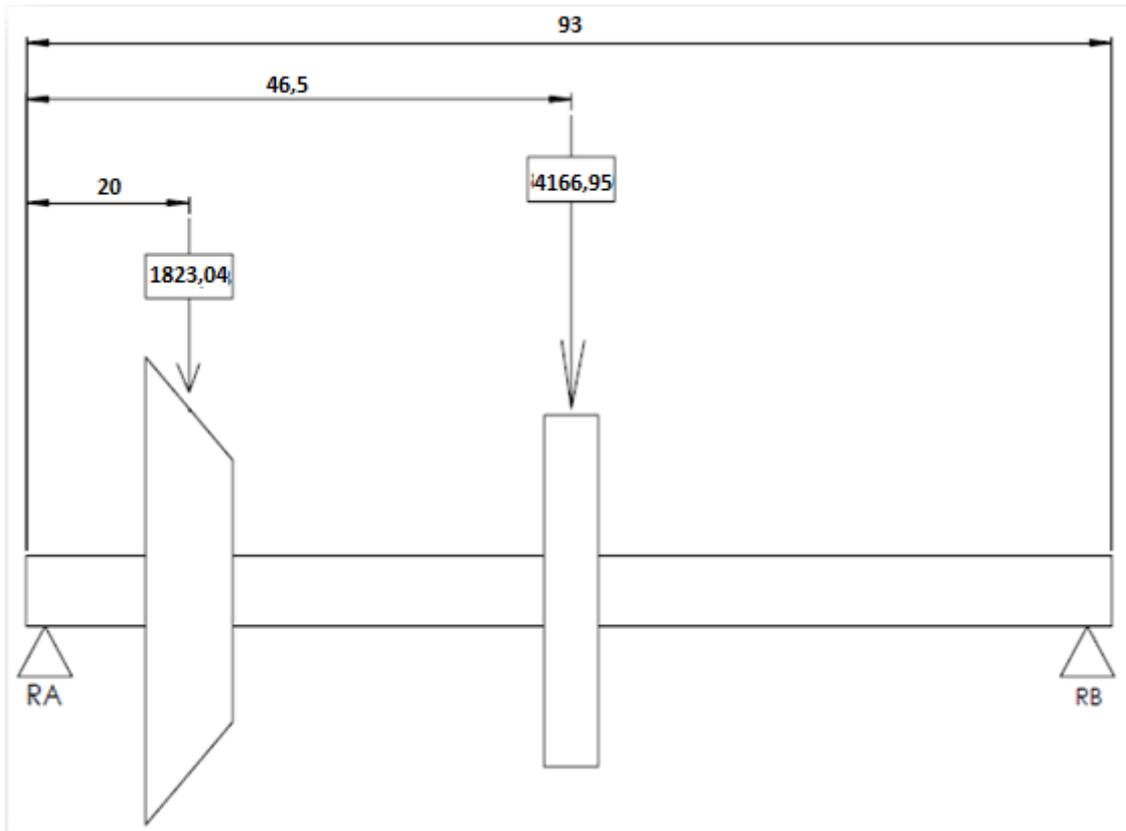
$$MV3 = 230003,88 \text{ N}$$

O MVmáx assume o maior valor entre  $x = 0$  e  $x = P1$  e  $x = P2$

$$M_{\text{Vertical max}} = 230003,88 \text{ N}$$

Plano horizontal – Utiliza a Ft

Figura 3 – Reações de apoio no Plano Horizontal



Fonte: LAD Embreagens

$$\Sigma M_A = 0$$

$$D_t * R_B = F_{tP1} * DP_1 + F_{tP2} * DP_2 + \dots$$

$$R_B = F_{tP1} * DP_1 + F_{tP2} * DP_2 / D_t$$

(Equação 22)

$$93 * R_B = 1823,04 * 18 + 4166,95 * 46,5$$

$$R_B = 226577,89 / 93$$

$$R_B = 2436,32 \text{ N}$$

$$\Sigma F_y = 0$$

$$R_A + R_B = F_t \text{ engrenagem} + F_t \text{ ferramenta}$$

(Equação 23)

$$R_A + R_B = 1823,04 + 4166,95$$

$$R_A + 2436,32 = 5989,99$$

$$R_A = 3533,67 \text{ N}$$

Momento Horizontal máximo (MH<sub>máx</sub>)

$$0 < x < P$$

$$M_f = R_A * P$$

$$\text{Se } x = 0, M_f = R_A * 0$$

$$\text{Se } x = P, M_f = R_A * P1$$

(Equação 24)

$$0 < x < 18$$

$$Q = R_a = 3533,67$$

$$M = R_a * x$$

$$\text{Se } x = 0, M = 0$$

$$\text{Se } x = 18, M = 3533,67 * 18$$

$$M = 63966,06 \text{ N}$$

$$18 < x < 46,5$$

$$Q = R_a - 4166,95$$

$$Q = 3533,67 - 4166,95$$

$$Q = 633,28$$

$$M = (Q * x_f) + (F_t * x_i)$$

$$M = (633,28 * 93) + (1823,04 * 18)$$

$$M = 91709,76 \text{ N}$$

$$0 < x < 46,5$$

$$Q = R_b = 2436,32$$

$$\text{Se } x = 0, M = 0$$

$$\text{Se } x = 46,5, M = 2436,32 * 46,5$$

$$M = 113288,88 \text{ N}$$

O  $M_{H\text{máx}}$  assume o maior valor entre  $x = 0$  e  $x = P1$  e  $x = P2$

$$M_{\text{Horizontal max}} = 113288,88 \text{ N}$$

Momento fletor resultante ( $M_r$ )

$$M_r = \sqrt{(M_{V\text{max}}^2 + M_{H\text{max}}^2)}$$

(Equação 25)

$$M_r = \sqrt{230003,88^2 + 113288,88^2}$$

$$M_r = 256390,62 \text{ Nmm}$$

Momento ideal ( $M_i$ )

$$M_i = \sqrt{M_r^2 + \{(a/2) * M_t\}^2}$$

(Equação 26)

Coefficiente de Bach - a

$$a = \sigma_{\text{fad}}(\text{material}) / \tau_{\text{fad}}(\text{material})$$

O material do eixo 2 também será de AÇO 1045, portanto usa-se os mesmos valores:

$$\sigma_{fad} = 50 \text{ N/mm}^2$$

$$\tau_{tad} = 40 \text{ N/mm}^2$$

Então:

$$a = \sigma_{fad} / \tau_{tad} \quad (\text{Equação 27})$$

$$a = 50 / 40$$

$$a = 1,25$$

$$M_i = \sqrt{M_r^2 + \{ (a/2) * M_t \}^2} \quad (\text{Equação 26})$$

$$M_i = \sqrt{256390,62^2 + \{ (1,25 / 2) * 87506,05 \}^2}$$

$$M_i = 262158,89 \text{ Nmm}$$

Diâmetro do eixo-árvore

$$d \geq 2,17 * \sqrt[3]{(b * M_i / \sigma_{fad} \text{ (material)})} \quad (\text{Equação 28})$$

$b = 1$  – para eixo maciço

$$d \geq 2,17 * \sqrt[3]{(1 * 262158,89 / 50)}$$

$$d \geq 37,69 \text{ mm}$$

$$d = 38,10 \text{ mm}$$

### 3.3 Cálculo para os rolamentos

De acordo com a “Imagem 1 – Tipos de Rolamentos”, os rolamentos escolhidos foram “Rolamento fixo de uma carreira de esferas”, devido sua versatilidade e baixo custo comparado aos demais.

Rotação destes rolamentos – 120,04 RPM

Carga Radial =  $F_r = 4078,43$  (engrenagem) +  $8313,90$  (ferramenta de corte)

$F_r = 12392,33 \text{ N}$

Os valores de  $F_l$  e  $F_n$ , serão iguais aos do Rolamento 1:

$F_l = 3,5$

$F_n = 0,461$

Capacidade de carga dinâmica equivalente

$CP = Fr = 4078,43$  (engrenagem) +  $8313,90$  (ferramenta de corte)

$Fr = 12392,33$  N

Capacidade de carga dinâmica necessária ao rolamento

$C = (P * F_l) / F_n$

(Equação 30)

$C = (12392,33 * 3,5) / 0,461$

$C = 94084,93$  N

Como utilizaremos dois rolamentos, um em cada ponta do eixo, podemos dividir a carga dinâmica em 2 para a seleção do rolamento

$C = 94084,93 / 2$

$C = 47042,46$  N

Com base nessas informações, podemos consultar o catálogo da empresa SKF Rolamentos, que nos deu as seguintes opções de escolha:

Imagem 7 – Catálogo interativo de rolamentos SKF

Dimensões principais			Classificações de carga básica		Classificações de carga de fadiga		Classificações de velocidade		Designação	Designações
d	D	B	C	C	C <sub>0</sub>	P <sub>L</sub>	Velocidade de referência	Velocidade-limite	Bearing	Anel de retenção
mm							r/min			
#	#	#	#	#	#	#	#	#	#	#
35	100	25	55.3	31	1.29		16000	10000	6407 N	
35	100	25	55.3	31	1.29		16000	10000	6407	
35	100	25	55.3	31	1.29		16000	10000	6407 NR	SP 100
<b>35</b>	<b>80</b>	<b>31</b>	<b>50.7</b>	<b>38</b>	<b>1.63</b>		<b>14000</b>	<b>7500</b>	<b>4307 ATN9</b>	
30	90	23	43.6	23.6	1		18000	11000	6406	
30	72	27	41	30	1.27		16000	8500	4306 ATN9	
34.925	88.9	22.225	41	24	1.02		17000	15000	RMS 11	
25	80	21	35.8	19.3	0.815		20000	13000	6405	
35	80	21	35.1	19	0.815		19000	12000	▶ 6307	
35	80	21	35.1	19	0.82		19000	12000	6307 NR	SP 80
35	72	23	35.1	26.5	1.2		15000	8000	4207 ATN9	
35	80	21	35.1	19	0.82		19000	12000	6307-ZNR	SP 80
35	80	21	35.1	19	0.815			6000	6307-2R\$1	
35	80	21	35.1	19	0.815		19000	12000	6307-Z	
35	80	21	35.1	19	0.815			6000	6307-R\$1	
35	80	21	35.1	19	0.815			6000	▶ 6307-R\$H	
35	80	21	35.1	19	0.82		19000	9500	6307-2ZNR	SP 80
35	80	21	35.1	19	0.815		19000	12000	6307 N	
35	80	21	35.1	19	0.815		19000	17000	6307 M	
35	80	21	35.1	19	0.815		19000	9500	▶ 6307-2Z	
35	80	21	34.7	26.5	1.12		16000	7600	307-2ZNR	SP 80
35	80	21	34.7	26.5	1.12		16000	9500	307	
35	80	21	34.7	26.5	1.12		16000	9500	307-Z	
35	80	21	34.7	26.5	1.12		16000	9500	307-ZNR	SP 80
35	80	21	34.7	26.5	1.12		16000	7600	307-2Z	
35	80	21	34.7	26.5	1.12		16000	9500	307 NR	SP 80
35	80	31	33.2	19	0.815			6000	62307-2R\$1	
31.75	79.375	22.225	33.2	19	0.815		19000	12000	RMS 10	
30	72	19	32.5	17.3	0.735		22000	14000	6306 ETN9	
25	62	24	31.9	22.4	0.95		18000	10000	4305 ATN9	
35	72	17	31.2	17.6	0.75		20000	13000	6207 ETN9	
20	72	19	30.7	15	0.64		24000	15000	6404	
30	72	19	29.7	21.6	0.93		18000	8800	306-2Z	
30	72	19	29.7	21.6	0.93		18000	11000	306-Z	
30	72	19	29.7	21.6	0.93		18000	11000	306 NR	SP 72
30	72	19	29.7	21.6	0.93		18000	11000	306	
30	72	19	29.7	21.6	0.93		18000	8800	306-2ZNR	SP 72
30	72	19	29.7	21.6	0.93		18000	11000	306-ZNR	SP 72
30	72	19	29.6	16	0.67		20000	13000	6306-ZNR	SP 72
30	72	19	29.6	16	0.67			6300	6306-2R\$1	
30	72	19	29.6	16	0.67			6300	▶ 6306-2R\$H	
30	72	19	29.6	16	0.67		20000	13000	▶ 6306	
30	72	19	29.6	16	0.67		20000	11000	6306-2ZNR	SP 72
30	72	19	29.6	16	0.67			6300	▶ 6306-R\$H	
30	72	19	29.6	16	0.67			6300	6306-R\$1	
30	72	19	29.6	16	0.67		20000	11000	▶ 6306-2Z	
30	72	19	29.6	16	0.67		20000	11000	6306-2RZ	
30	72	19	29.6	16	0.67		20000	13000	6306-RZ	
30	72	19	29.6	16	0.67		20000	13000	6306-Z	
30	72	19	29.6	16	0.67		20000	13000	6306 NR	SP 72

Fonte: SKF Rolamentos

Descrição do Rolamento: 4307 ATN9

Ø Interno 35 mm x Ø Externo 80 mm x Largura 31 mm

#### **4. RESULTADOS / ANÁLISE DE DADOS**

Demais componentes do dispositivo

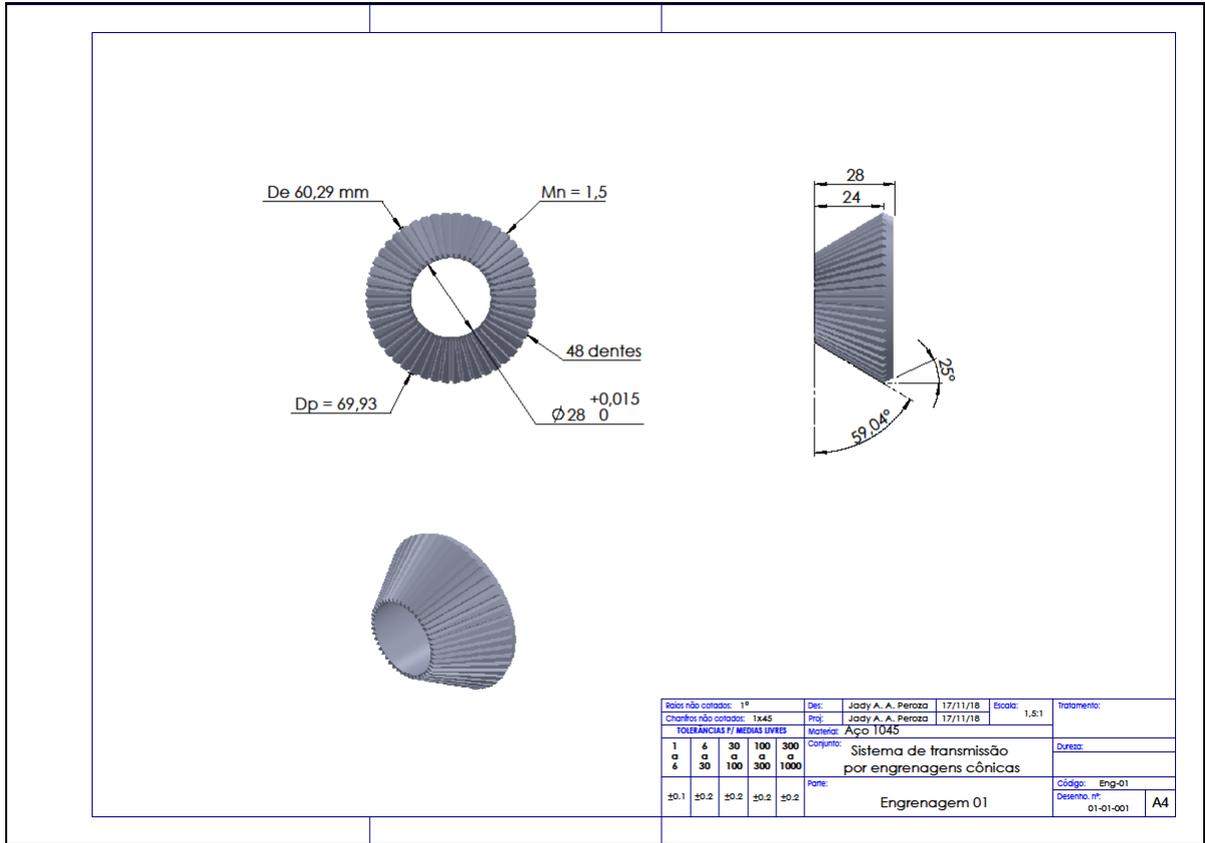
Não serão necessários os cálculos referentes às chapas de apoio dos rolamentos, parafusos de fixação, pinos-guia e esferas transferidoras para contato linear, levando em consideração que as cargas atuantes no dispositivo ficarão focadas nas engrenagens, eixos e rolamentos, sendo desprezíveis nos demais componentes.

A única consideração em relação às chapas de apoio dos rolamentos, é que o centro do rolamento fique alinhado ao centro do eixo-árvore da máquina, afim de evitar vibrações e choques entre as engrenagens.

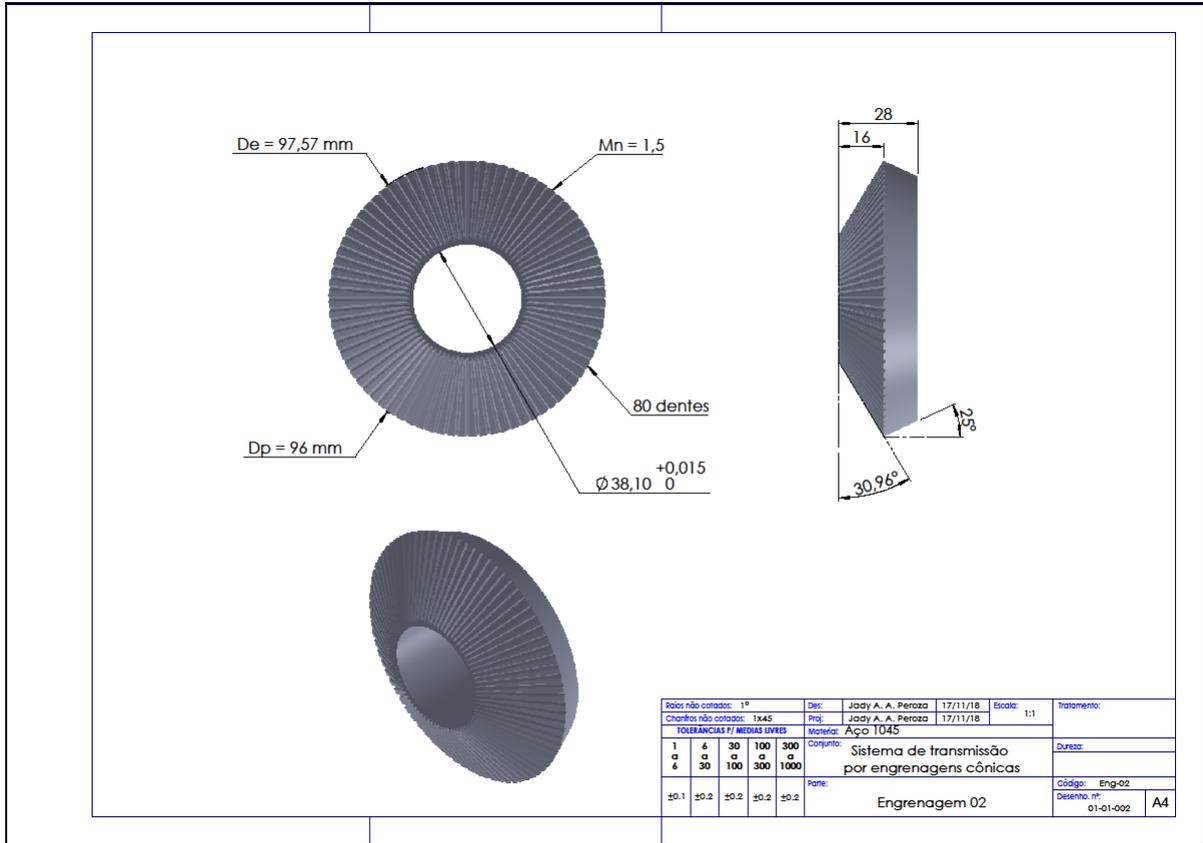
Com base em simulações de tempo de usinagem do dispositivo projetado, obteve-se que para efetuar o processo em uma peça seria gasto em torno de 19 minutos/peça.

A seguir, estão os desenhos para a fabricação ou compra dos elementos que compõem o projeto.

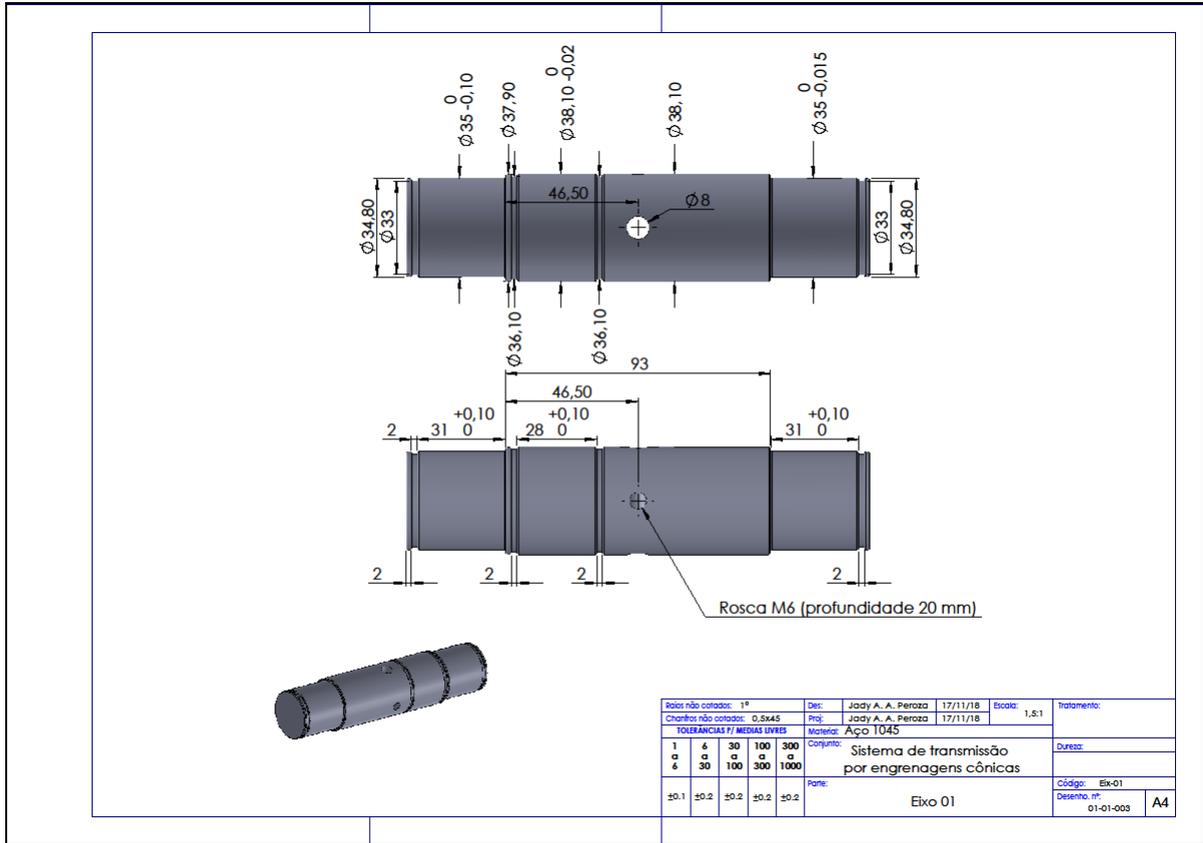
APÊNDICE I – DESENHO ENGRENAGEM 1



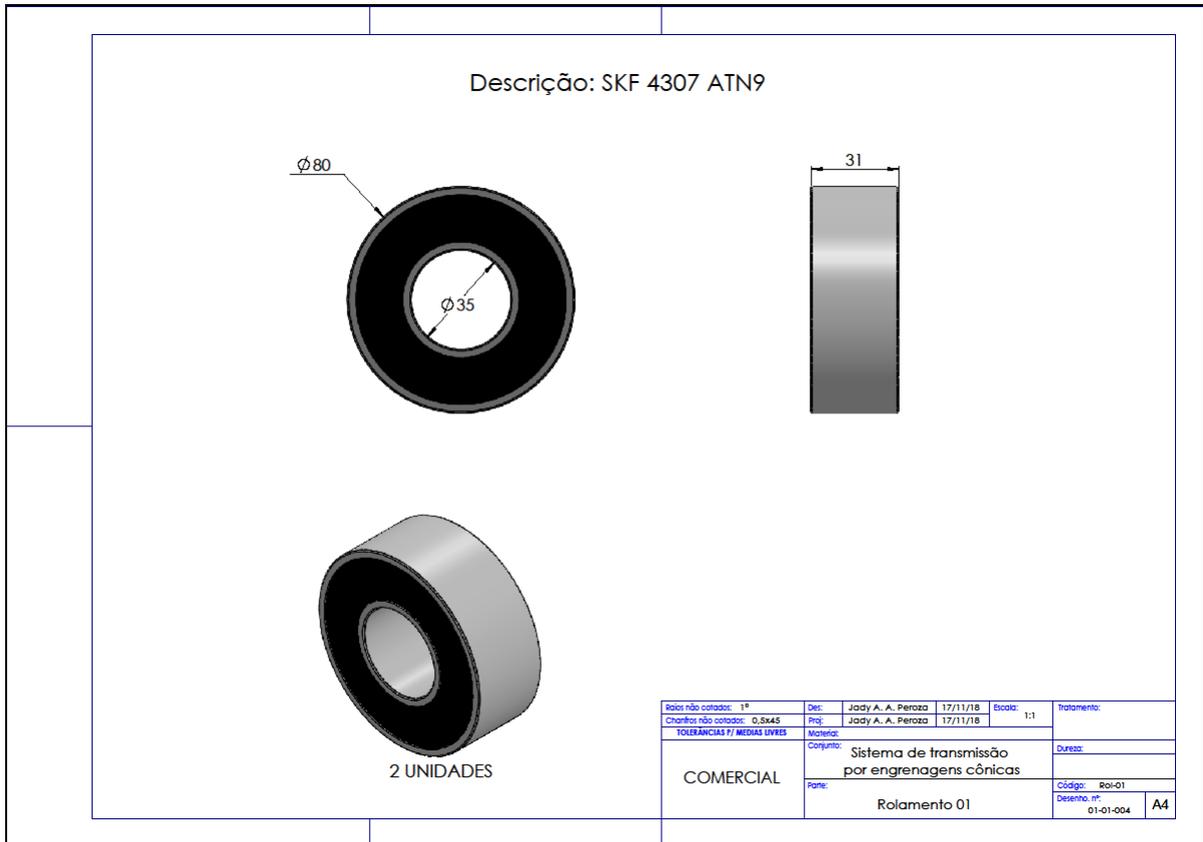
APÊNDICE II – DESENHO ENGRENAGEM 2



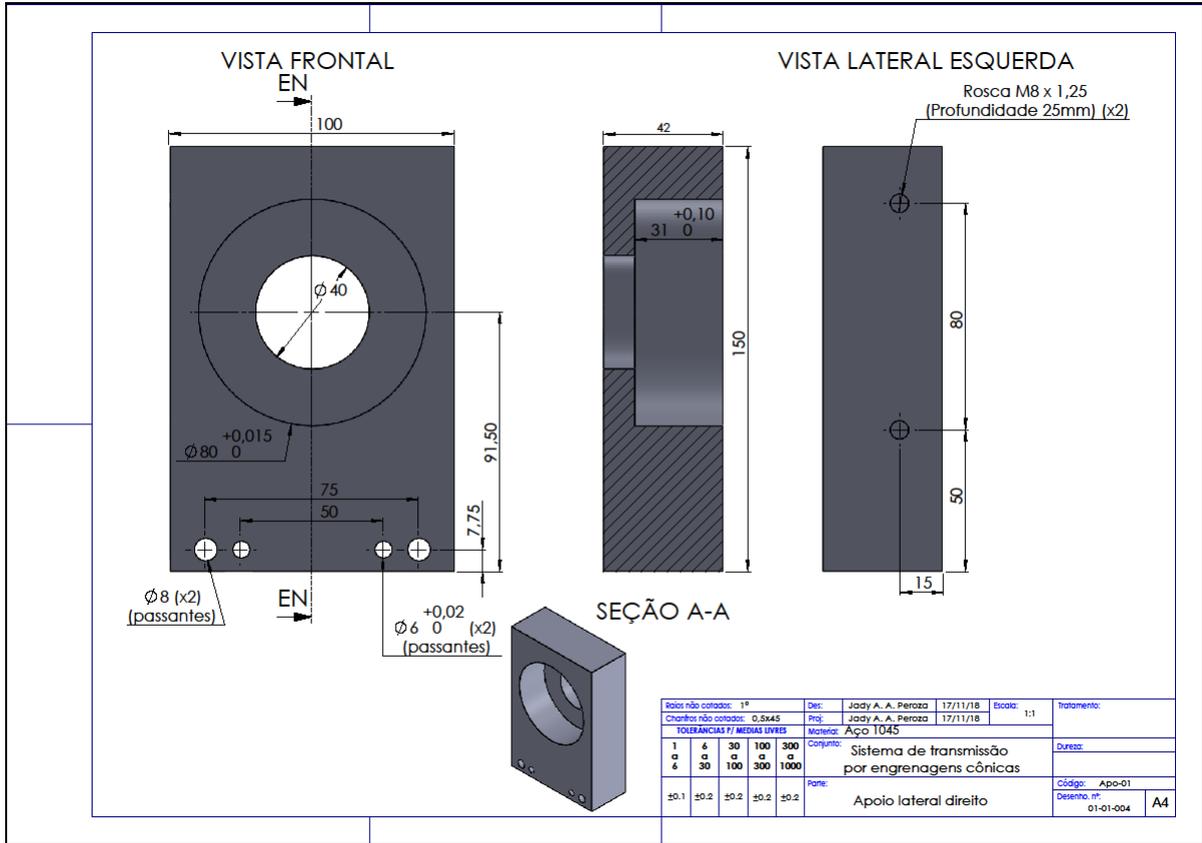
APÊNDICE III – DESENHO EIXO 1



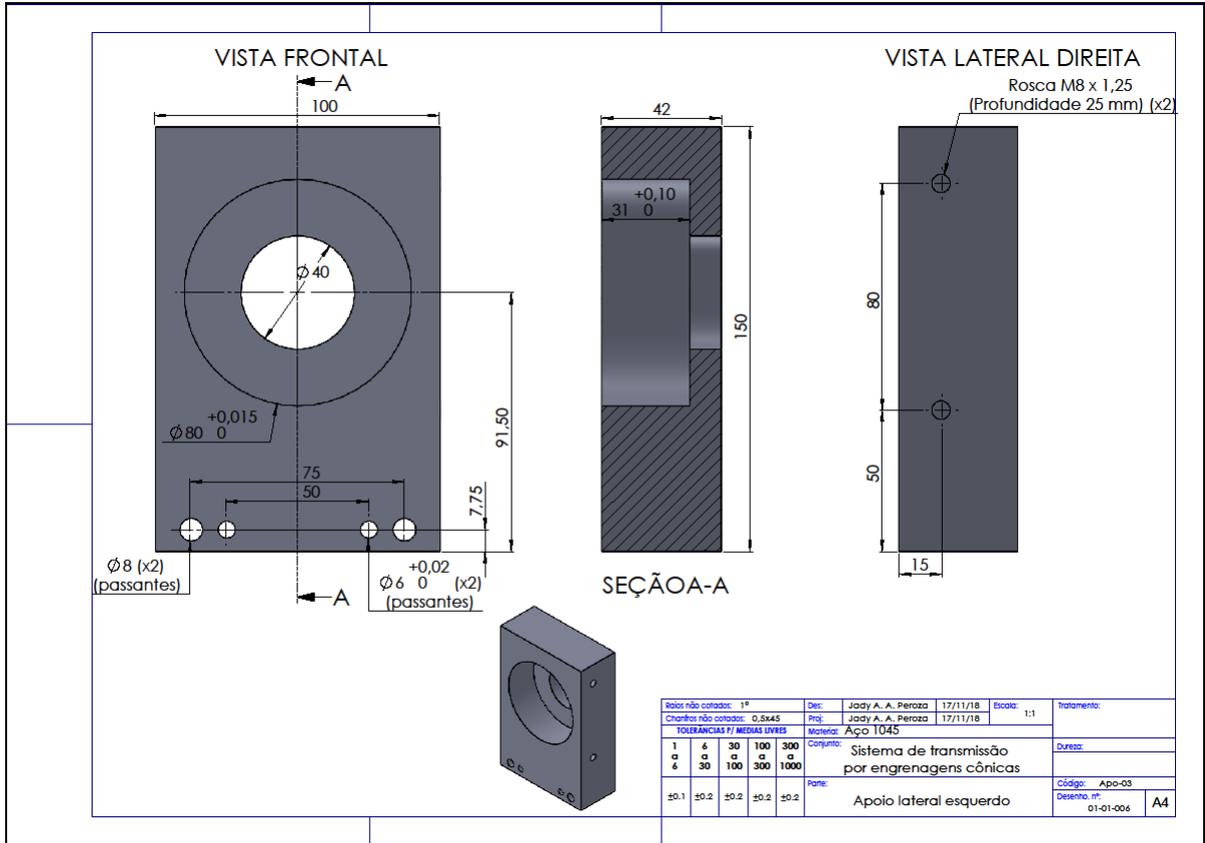
## APÊNDICE IV – DESENHO ROLAMENTO 1



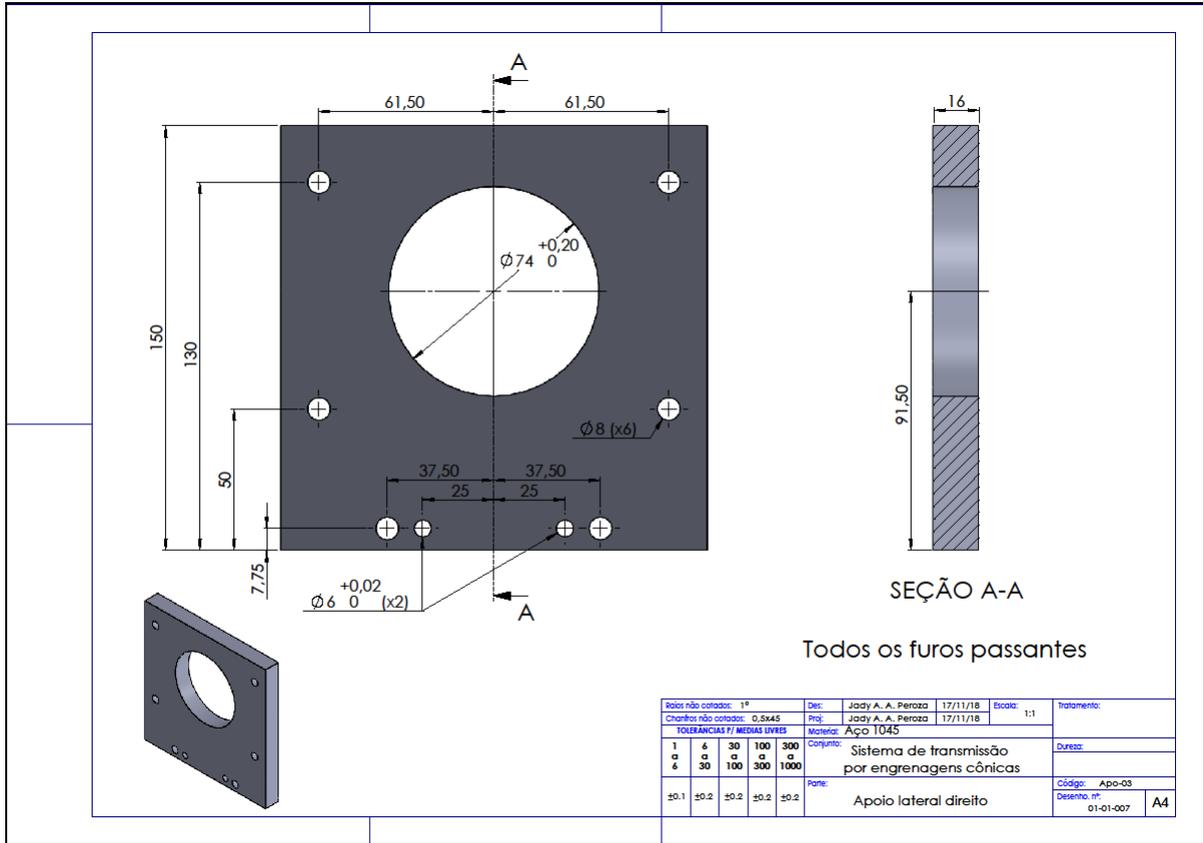
APÊNDICE V – DESENHO APOIO LATERAL DIREITO



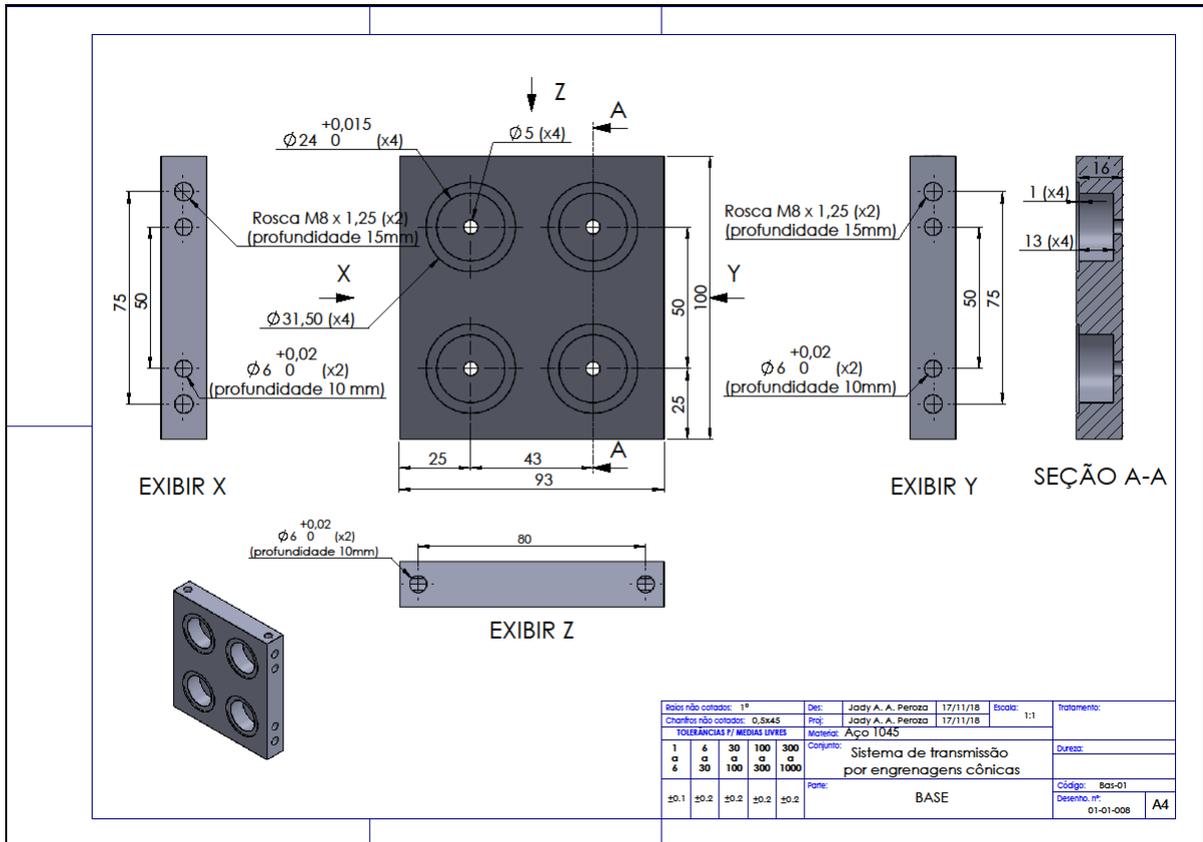
APÊNDICE VI – DESENHO APOIO LATERAL ESQUERDO



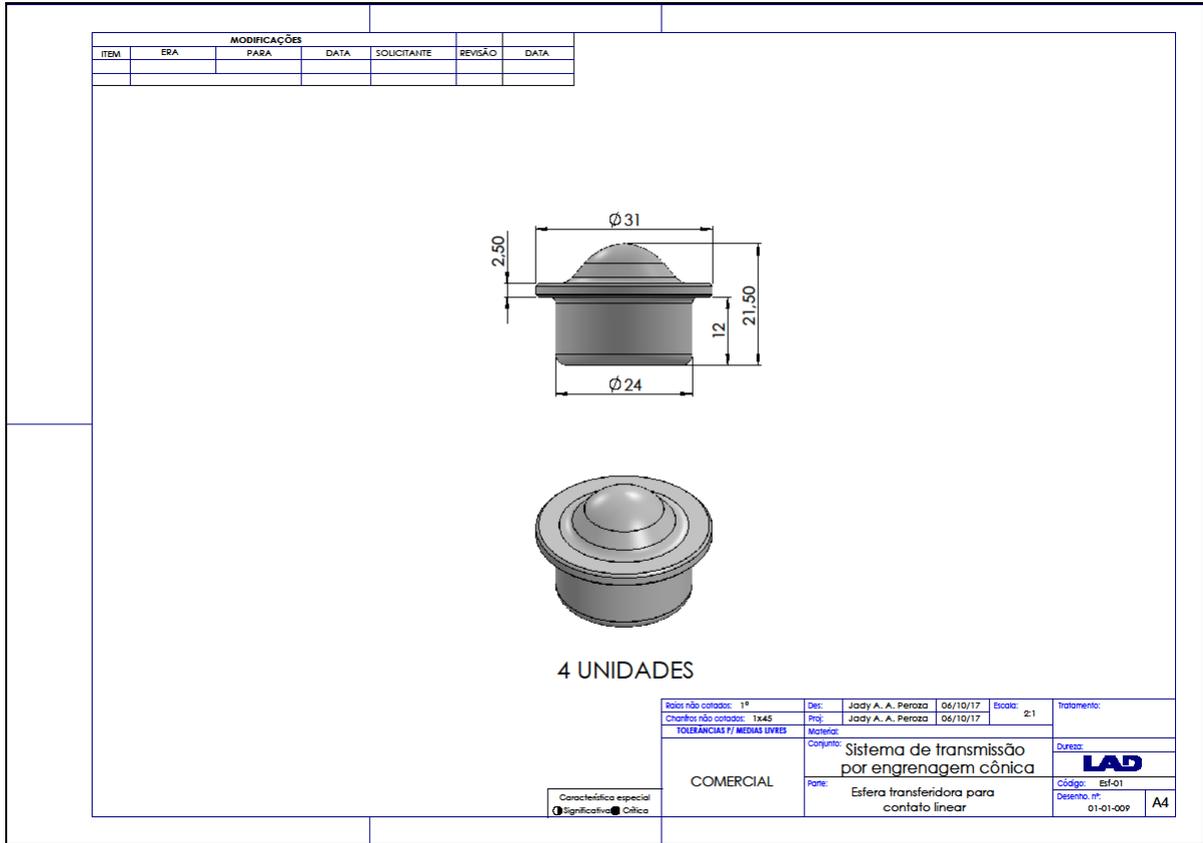
APÊNDICE VII – DESENHO APOIO FRONTAL



APÊNDICE VIII – DESENHO BASE



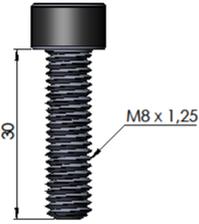
## APÊNDICE IX – DESENHO ESFERA TRANSFERIDORA PARA CONTATO LINEAR



APÊNDICE X – DESENHO PARAFUSO DE FIXAÇÃO

MODIFICAÇÕES					
ITEM	ERA	PARA	DATA	SOLICITANTE	REVISÃO

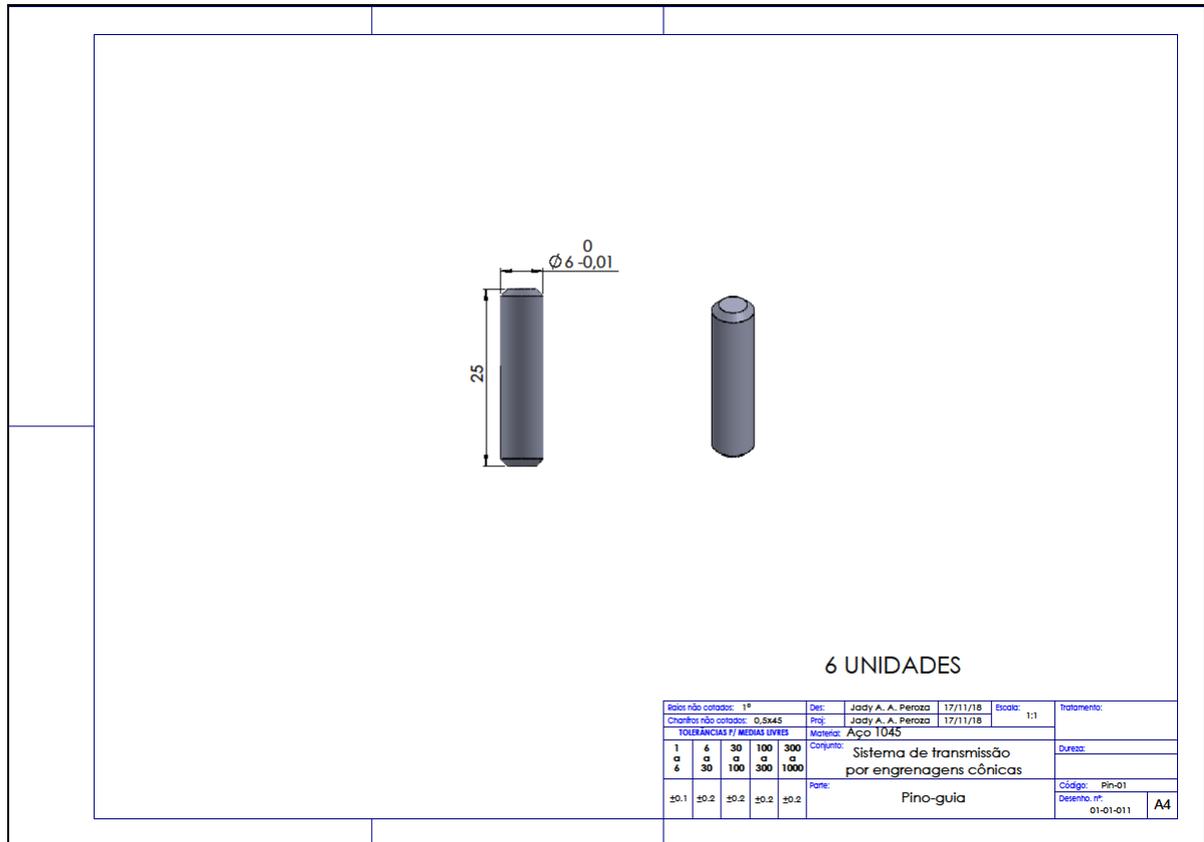
  




10 UNIDADES

Raios não cotados: 1º	Des:	Jady A. A. Peraza	06/10/17	Escala:	2:1	Tratamento:
Chanfros não cotados: TX45	Proj:	Jady A. A. Peraza	06/10/17			
TOLERÂNCIAS IT/ MEDIDAS UNRES		Materia:		Conjunto:		Dureza:
COMERCIAL		Sistema de transmissão por engrenagem cônica				
		Parafuso M8 x 1,25 x 30mm				Código: PAR-01
Característica especial ● Significativa ● Crítica				Desenho: 01-01-010		A4

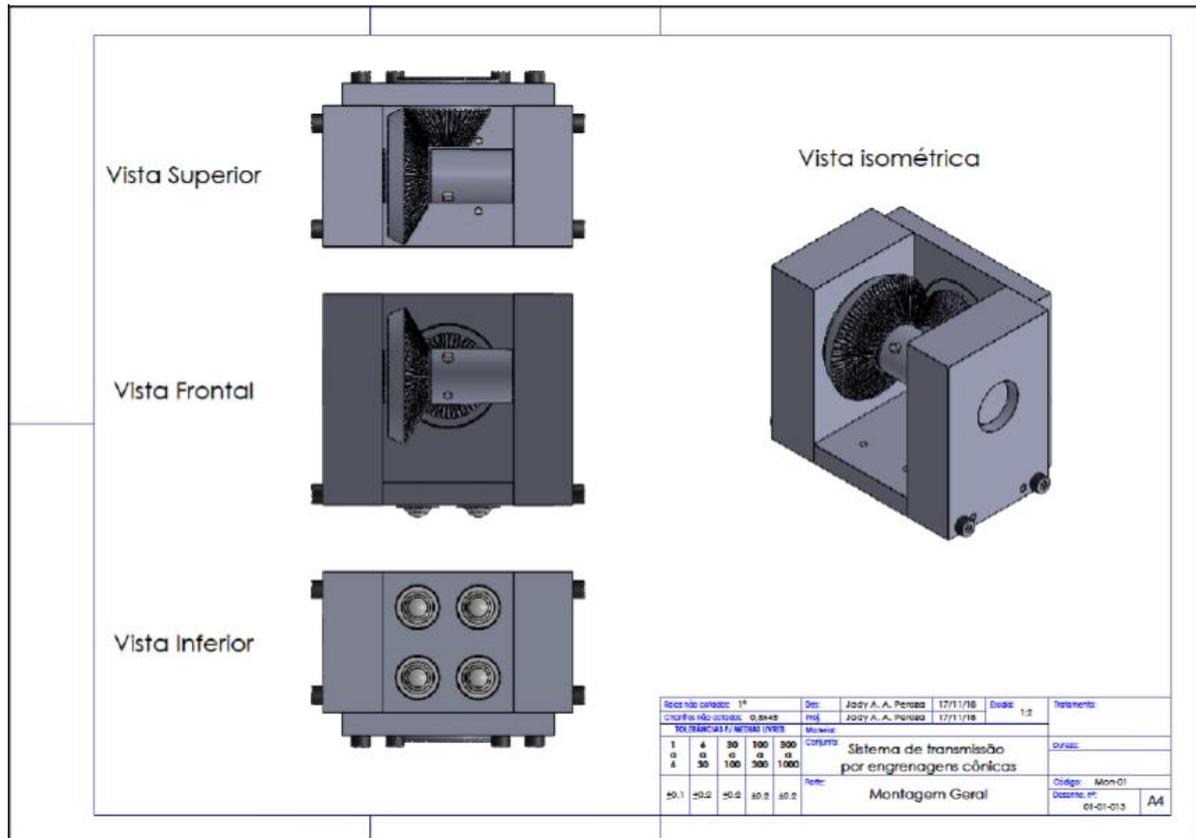
## APÊNDICE XI – DESENHO PARAFUSO DE FIXAÇÃO



## APÊNDICE XII – TABELA DE ESTIMATIVA DE CUSTO DO DISPOSITIVO

Item	Quantidade	Valor unitário	Valor total
Rolamento SKF 4307 ATN9	2	R\$ 35,00	R\$ 70,00
Conjunto de engrenagens cônicas	Par	R\$ 800,00	R\$ 800,00
Parafusos Allen M8 * 1,25 * 30mm	10	R\$ 1,20	R\$ 12,00
Esfera transferidora de contato linear	4	R\$ 8,33	R\$ 33,32
Pinos-guia 6mm * 25	6	R\$ 1,15	R\$ 6,90
Chapa lateral esquerda Aço SAE 1045	1	R\$ 390,00	R\$ 390,00
Chapa lateral direita Aço SAE 1045	1	R\$ 390,00	R\$ 390,00
Chapa base Aço SAE 1045	1	R\$ 435,00	R\$ 435,00
Chapa frontal Aço SAE 1045	1	R\$ 290,00	R\$ 290,00
Eixo Aço SAE 1045	1	R\$ 505,00	R\$ 505,00
Total			R\$ 2.932,22

## APÊNDICE XIII – MONTAGEM GERAL DO DISPOSITIVO



## 5. CONCLUSÃO

Através deste estudo, foi possível verificar as variáveis de um sistema de transmissão por engrenagens cônicas, bem como a avaliação das cargas atuantes e o correto dimensionamento dos componentes, com base em referências bibliográficas.

Em relação ao projeto em questão, ficou constatado que, o desenvolvimento do dispositivo é benéfico e trará um ótimo custo-benefício para a empresa, fazendo com que as peças não saiam da área fabril, sem que estejam com todas as etapas finalizadas.

Através de simulações realizadas com base em tempo de usinagem necessário para fabricação dos rasgos utilizando o projeto desenvolvido, foi possível estimar que seriam necessárias a produção de 176 peças para diluir o custo de desenvolvimento do projeto, ou seja, com base na demanda atual do modelo, levaria de 6 a 8 meses para que o projeto se pague.

Entre os resultados obtidos, destaca-se que haverá uma redução de custos diretos e indiretos (envolvendo óleo protetivo contra oxidação, estopas, embalagens, e o transporte destinado à empresa para efetuar a terceirização, além do tempo necessário para a fabricação do item).

Evidenciou-se que pelo sistema automatizado da máquina em que o dispositivo será adaptado, não terá a necessidade de que o operador permaneça constantemente em frente à máquina/dispositivo, e poderá realizar outras atividades durante o processo.

A realização deste projeto foi de grande valia, contribuindo de forma pessoal e profissional, agregando em conhecimento e experiência, mostrando o valor de uma análise com embasamento teórico.

## REFERÊNCIAS

- FRANCESCHI, Alessandro de. ANTONELLO, Miguel Guilherme. **Elementos de Máquinas**. Santa Maria: rede e-Tec. 2014
- AURAS, André Paegle. **Elementos de máquinas 2**. Florianópolis, 2006
- BUDYNAS, Richard G. **Elementos de Máquinas de Shigley**. McGrawHill, Bookman, 2011
- MELCONIAN, Sarkis. **Elementos de máquinas**. Erica, 2000
- BUDYNAS, Richard G. NISBETT, J. Keith. **Projeto de Engenharia Mecânica**. McGrawHill, Bookman, 2011.
- JUVINALL, Robert C. **Projeto de componentes de máquinas**. LTC, Rio de Janeiro, 2013.
- Tipos de rolamentos NSK, Disponível em <<http://www.nsk.com.br/tipos-2245.html>> Acesso em: 10 nov. 2018
- Catálogo Interativo SKF, Disponível em: <<http://www.skf.com/br/products/bearings-units-housings/ball-bearings/deep-groove-ball-bearings/deep-groove-ball-bearings/index.html>> Acesso em: 10 nov. 2018.

# ANEXOS

## ANEXO 1 – DIN 780

UDC 621.833.1

DEUTSCHE NORMEN

May 1977

No guarantee can be given in respect of the translation in all cases the latest German language version of this Standard and to take its publication

<b>Series of Modules for Gears</b> Modules for Spur Gears	
--------------------------------------------------------------	--

Modulreihe für Zahnräder; Moduln für Stirnräder

For connection with the International Standard ISO 54 – 1977 issued by the International Organization for Standardization (ISO), see Explanations.  
 This Standard is applicable to spur gears and helical gears of all kinds, e.g. to gears for precision engineering and general mechanical engineering, and also to motor vehicle gears and heavy engineering gears.  
 The modules listed in the Table apply to the normal sections of spur gears according to DIN 3960 and of corresponding helical gears (see DIN 868).

Table 1.

Modules m in mm							
Series I	Series II						
0,05		0,5		3			14
	0,055		0,55		{3,25}	16	
0,06		0,6			3,5		18
	0,07		0,65		{3,75}	20	
0,08		0,7		4			22
	0,09		0,75		{4,25}	25	
0,1		0,8			4,5		{27}
	0,11		0,85		{4,75}		28
0,12		0,9		5			{30}
	0,14		0,95		{5,25}	32	
0,16		1			5,5		36
	0,18		1,125		{5,75}		{39}
0,2		1,25		6		40	
	0,22		1,375		{6,5}		{42}
0,25		1,5			7		45
	0,28		1,75	8		50	
0,3		2			9		55
	0,35		2,25	10		60	
0,4		2,5			11		70
	0,45		2,75	12			

Note: The modules of series I should be given preference to the modules of series II. The modules featured in brackets in series II are intended for special purposes.

**Further Standards**

- DIN 780 Part 2 Series of modules for gears; modules for cylindrical worm gears
- DIN 3960 Definitions and specification factors for cylindrical gears and cylindrical gear pairs with involute teeth
- DIN 58405 Part 1 Spur gear drives for precision engineering; scope, definitions, principle design data, classification

DIN 780-780P



Reproduction, even in parts, only with the explicit permission of the DIN Deutsches Institut für Normung e.V., Berlin

Translation: Technische Übersetzungsbüro Henry G. Frensch, Düsseldorf

389.614

UNIVERSIDADE DO PORTO  
 Faculdade de Engenharia  
 BIBLIOTECA  
 N.º 3777  
 Data 2.10.88

Faculdade de Engenharia do Porto  
 DEPARTAMENTO DE MECÂNICA  
 BIBLIOTECA

Explanations on page 2