



Universidade Federal
do Rio de Janeiro

Escola Politécnica

VARIADOR ESCALONADO DE VELOCIDADES COM REVERSÃO PARA MÁQUINAS OPERATRIZES

Christian Alcântara Mota

Projeto de Graduação apresentado ao Curso de Engenharia Mecânica da Escola Politécnica da Universidade Federal do Rio de Janeiro, como parte dos requisitos necessários à obtenção do título de Engenheiro. Christian Alcântara Mota

Orientador: Flávio de Marco Filho.

RIO DE JANEIRO
ABRIL DE 2013



UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO DE JANEIRO

Departamento de Engenharia Mecânica
DEM/POLI/UFRJ



VARIADOR ESCALONADO DE VELOCIDADES COM REVERSÃO PARA
MÁQUINAS OPERATRIZES

Christian Alcântara Mota

PROJETO FINAL SUBMETIDO AO CORPO DOCENTE DO DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA DA ESCOLA POLITÉCNICA DA UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO DE JANEIRO COMO PARTE DOS REQUISITOS NECESSÁRIOS PARA A OBTENÇÃO DO GRAU DE ENGENHEIRO MECÂNICO.

Aprovado por:

Prof. Flávio de Marco Filho

Prof. Anna Carla Monteiro de Araujo

Prof. Max Suell Dutra

RIO DE JANEIRO, RJ - BRASIL

ABRIL DE 2013

Mota Alcântara, Christian

Variador escalonado de velocidades com reversão para máquinas operatrizes/ Christian Alcântara Mota. – Rio de Janeiro: UFRJ/ Escola Politécnica, 2013.

VI, 97 p.: il.; 29,7 cm.

Orientador: Flávio de Marco Filho

Projeto de Graduação – UFRJ/ POLI/ Engenharia Mecânica, 2013.

Referências Bibliográficas: p. 20.

1. Projeto Mecânico. 2. Dimensionamento dos Componentes. 3. Conclusão. I. Filho, Flávio de Marco. II. Universidade Federal do Rio de Janeiro, UFRJ, Engenharia Mecânica. III. Título

Resumo do projeto de graduação apresentado ao DEM/UFRJ como parte dos requisitos necessários para obtenção do grau de Engenheiro Mecânico.

VARIADOR ESCALONADO DE VELOCIDADES COM REVERSÃO PARA MÁQUINAS OPERATRIZES

Christian Alcântara Mota

Abril/2013

Orientador: Flávio de Marco Filho

Curso: Engenharia Mecânica

O presente trabalho apresenta um projeto de um variador de velocidade para máquinas operatrizes que foi desenvolvido a partir de requisitos estabelecidos no início do projeto. Dados iniciais foram coletados e, a partir destes, foram realizados todos os cálculos de dimensionamentos necessários e feito o desenho mecânico final de projeto, com base nos valores obtidos dos componentes presentes no variador e com base nos conhecimentos adquiridos ao longo do curso de engenharia mecânica.

Abstract of Undergraduated Project presented to DEM/UFRJ as a part of fulfillment of the requirements for the degree of Mechanical Engineer.

STEPPED VARIABLE SPEED DRIVE WITH REVERSION FOR MACHINE TOOLS

Christian Alcântara Mota

April/2013

Advisor: Flávio de Marco Filho

Course: Mechanical Engineering

This paper presents a project of a variable speed drive for machine tools which was developed from established requirements at project start. Initial data was collected and, from these, all dimensioning calculations and the final design were performed, based on the values of the components present in variable speed drive and based on the knowledge acquired during the mechanical engineering course.

Sumário

1. Introdução.....	1
1.1. Objetivo.....	1
1.2. Máquinas Operatrizes.....	1
1.3. Variadores de Velocidade.....	2
2. Projeto Mecânico.....	5
2.1. Esquema Cinemático.....	5
2.2. Determinação das Rotações de Saída.....	6
2.3. Determinação das relações de transmissão.....	7
2.4. Determinação do Número de Dentes das Engrenagens.....	9
3. Dimensionamento dos Componentes.....	11
3.1. Polias e Correias.....	11
3.2. Engrenagens.....	12
3.3. Eixos.....	13
3.4. Rolamentos.....	13
3.5. Estrias.....	14
3.6. Chavetas.....	15
3.7. Caixa do Variador de Velocidades.....	16
3.8. Lubrificação.....	17
3.9. Manivelas.....	18
4. Conclusão.....	19
5. Referência Bibliográfica.....	20
Apêndice A – Memória de Cálculo.....	21
Anexo A – Catálogo de Rolamentos SKF.....	94
Anexo B – Desenho Mecânico.....	97

1. Introdução

1.1. Objetivo

O projeto consiste em desenvolver um variador de velocidade com oito rotações de saída e reversão para utilização em máquina operatriz, utilizando os conhecimentos adquiridos ao longo do curso de engenharia mecânica.

O variador foi desenvolvido, por meio de seleção do motor e projetando-se polias, correias, eixos, engrenagens, rolamentos, chavetas e estrias, respeitando requisitos pré-determinados no início do projeto. São eles:

- Potência mínima transmitida de 12 hp.
- Oito rotações de saída.
- Rotação mínima de saída de 80 rpm.
- Um mecanismo de reversão da rotação de saída, para todas as oito velocidades.

1.2. Máquinas Operatrizes

Máquinas operatrizes, também conhecidas como máquinas-ferramenta, são equipamentos utilizados na fabricação de peças de diversos materiais (metal, plástico, madeira, etc.), utilizando a movimentação mecânica de um conjunto de ferramentas.

Com as máquinas ferramenta, é possível realizar operações com maior precisão e rapidez, agilizando a produção de peças para a indústria. Dentre as principais, pode-se citar o torno mecânico (conforme figura 1.2.1), a fresadora (figura 1.2.2), furadeira, aplainadora e retificadoras, sendo o torno mecânico considerado a máquina geradora de todas as outras.

Além das citadas acima há também as CNCs (Comando Numérico Computadorizado), mais presentes em centros de usinagem, que sendo programáveis, comandam a máquina no lugar do operador (mas não o torna dispensável) com

vantagens sobre diminuição da influência humana e aumento da produtividade. Também efetuam a troca da ferramenta automaticamente e possuem porta ferramentas para grande quantidade das mesmas.

A velocidade de rotação de uma máquina-ferramenta está diretamente relacionada ao tipo de operação que se deseja realizar, determinando tanto a velocidade de corte, quanto a velocidade de avanço. A partir disso, uma máquina-ferramenta deve atender as diversas solicitações de velocidade para cada tipo de operação. Como efeito, surge a necessidade da existência de um variador de velocidade, capaz de transmitir a rotação do motor para a máquina, utilizando-se de elementos de máquinas como polias, correias, engrenagens, rolamentos, eixos e etc.



Figura 1.2.1 - Torno mecânico



Figura 1.2.2 – Fresadora

1.3. Variadores de velocidade

Os variadores de velocidade são sistemas de transmissão de potência que são utilizados em diversas máquinas. O uso deles se dá pela necessidade de adequação do torque e velocidade fornecidos por um motor em relação ao demandado para a realização do trabalho.

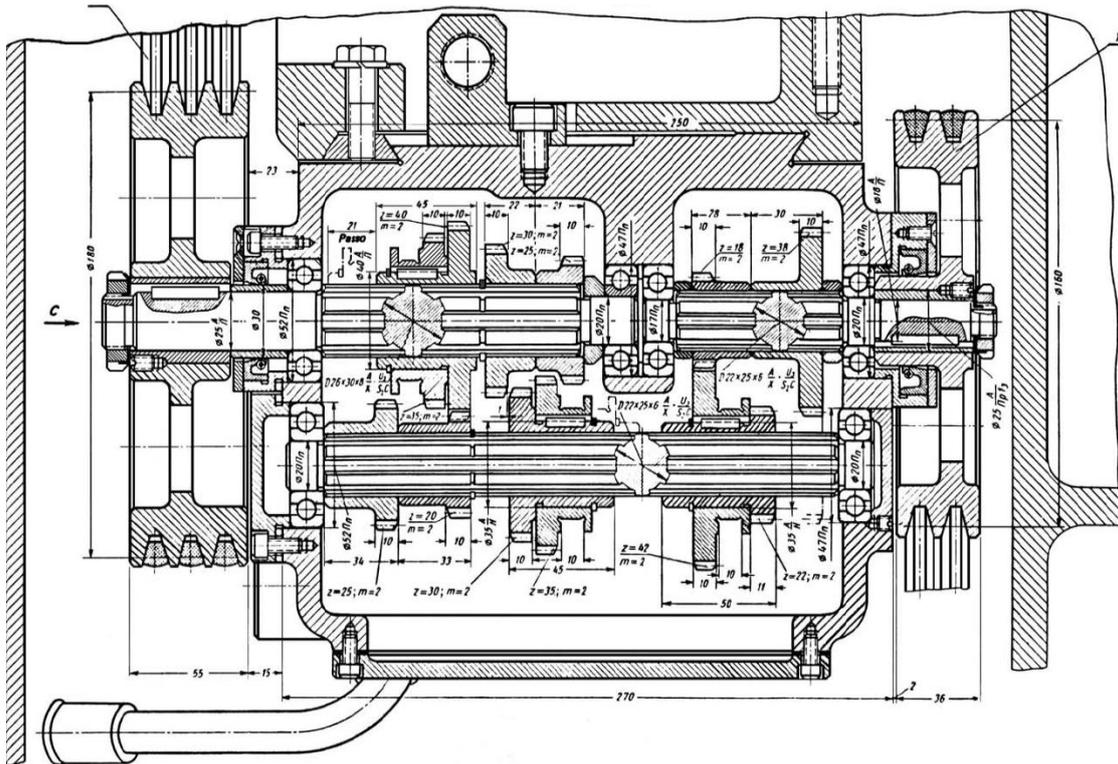


Figura 1.3.1 – Variador de velocidades

Há dois tipos principais de variadores, os escalonados, e os contínuos. Os variadores escalonados de velocidades (figura 1.3.1) apresentam uma quantidade discreta de velocidades. Na área industrial é muito comum a utilização desses variadores, que podem transmitir a potência através de engrenagens ou através de polias.

Nos variadores de polias a transmissão é feita através de correias planas ou em V, onde a velocidade pode ser trocada alterando-se a polia em que a correia está acoplada, trocando os pares de polias.

A vantagem desse tipo de aplicação é que a correia pode atuar como fusível mecânico, deslizando ou arrebentando antes de qualquer problema maior que não possa ser identificado. A grande desvantagem é que, como a transmissão é feita pelo atrito da correia com a polia, não é possível a transmissão de torques elevados, sendo para isso, a transmissão por engrenagens mais aplicáveis.

As transmissões por engrenagens apresentam grande confiabilidade e capacidade de transmissão de torque, o que permite seu uso nas mais variadas aplicações. A potência é transmitida através dos acoplamentos das engrenagens que podem estar fixas, loucas ou móveis.

As engrenagens loucas podem girar independentemente do eixo, sendo o mecanismo de acoplamento utilizado o de chaveta móvel, onde ela desloca-se sobre o eixo para acoplar no rasgo da engrenagem, fazendo com que o eixo gire junto.

As engrenagens móveis são livres para se deslocar axialmente. A utilização de blocos (duplos ou triplos) deslizantes é muito comum, já que é possível deslocá-las e realizar o acoplamento necessário para a velocidade final pretendida.

Nos variadores contínuos de velocidades a transmissão é feita por um sistema que pode variar a velocidade infinitamente dentro de uma faixa. Existem vários tipos de sistemas contínuos, sendo o mais comum o por polias variadoras.

Nos variadores de polias, o sistema é baseado no uso de uma correia e duas polias cônicas bipartidas. O deslocamento axial relativo das semi-peças de cada polia faz com que o raio de contato com a correia seja alterado. Quando as semi-peças de uma polia se afastam, as da polia oposta se aproximam. A figura abaixo mostra o sistema em duas condições de operação. Considerando-se a polia da esquerda como a de entrada, na figura 1.3.2 (a) há uma redução de velocidade, enquanto que na figura 1.3.2 (b), há uma ampliação.

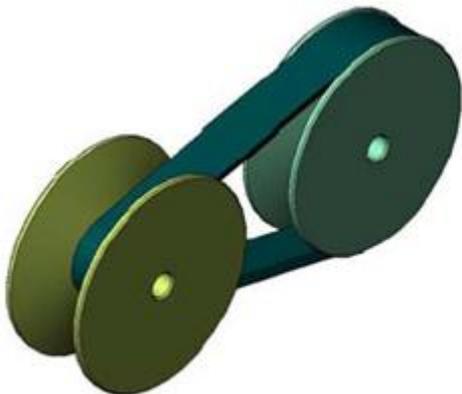


Figura 1.3.2 (a) – Redução da velocidade

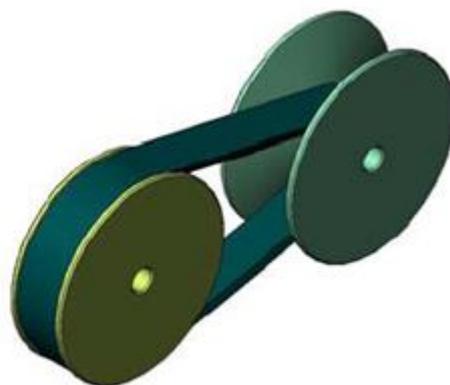


Figura 1.3.2 (b) – Ampliação da velocidade

Seu uso comercial em automóveis é relativamente recente, pois, nesse caso, os requisitos de vida útil dos componentes e torque transmitido são elevados. Como a capacidade de transmitir potência está relacionada ao coeficiente de atrito entre os componentes, ocorrem problemas de deslizamento, aquecimento e degradação das propriedades do material da correia.

2. Projeto Mecânico

2.1. Esquema Cinemático

O esquema cinemático do variador foi escolhido tendo em vista os requisitos iniciais de projeto e o número de rotações de saída. A partir desses dados, é possível realizar uma projeção em duas dimensões de como será a disposição geométrica dos eixos, engrenagens e rolamentos de uma forma simplificada, assim como a quantidade necessária dos mesmos. O esquema cinemático encontra-se representado na figura 2.1.1.

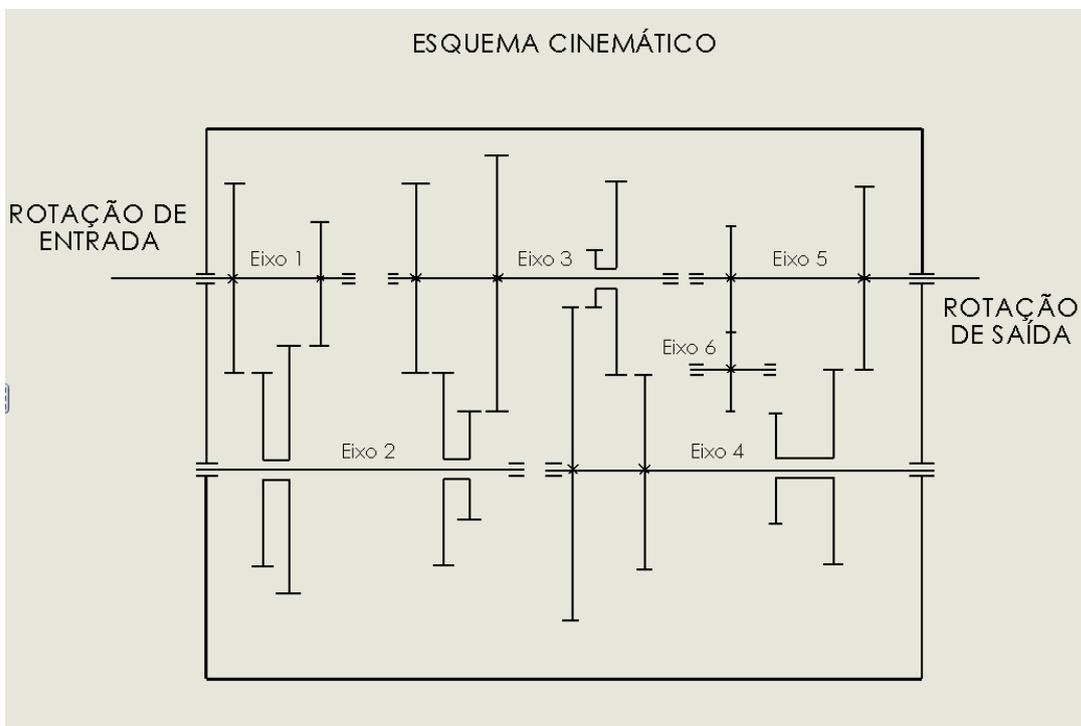


Figura 2.1.1 – Esquema cinemático

É possível verificar que teremos seis eixos, sendo o primeiro o eixo de entrada e o quinto, o eixo de saída. Além disso, observa-se que o variador será composto de três blocos duplos deslizantes, gerando oito rotações de saída e um bloco duplo deslizante, responsável por inverter o sentido de rotação da máquina. Desta forma, teremos um total de oito rotações no sentido horário e as mesmas oito rotações no sentido anti-horário, feitas através de uma engrenagem intermediária no eixo seis.

Há também engrenagens fixadas por meio de chavetas. A transmissão do movimento rotativo do motor elétrico é feita deslizando-se os blocos duplos por meio de um sistema de alavancas e acoplando-os com as engrenagens fixas, dependendo da rotação de saída necessária.

2.2. Determinação das Rotações de Saída

Nos variadores escalonados, os números de rotações são escalonados segundo uma série geométrica normalizada. A série geométrica é formada pela lei:

$$n_1;$$

$$n_2 = n_1 * \varphi;$$

$$n_3 = n_2 * \varphi;$$

$$n_4 = n_3 * \varphi;$$

$$\text{Ou, de modo geral: } n_i = n_{i-1} * \varphi$$

A razão de série geométrica utilizada foi de $\varphi=1,41$ e é possível obter as velocidades de rotação tomando a menor rotação do projeto que é de 80 rpm. A partir deste dado, podemos calcular as outras velocidades, obtendo então as velocidades de projeto abaixo:

$$n_1 = 80 \text{ rpm}$$

$$n_2 = n_1 * \varphi = 112,8 \text{ rpm}$$

$$n_3 = n_1 * \varphi^2 = 159,1 \text{ rpm}$$

Neste diagrama, as linhas verticais representam cada eixo do variador de velocidades e as linhas horizontais representam as rotações de saída do eixo. Cada linha horizontal é espaçada igualmente, onde essa relação é a razão geométrica escolhida ($\varphi = 1,41$). Elas representam as rotações de saída dos eixos.

A primeira linha vertical representa a rotação nominal do motor elétrico e é necessária uma relação de transmissão do motor para a entrada do variador. Essa relação é feita através de polias e correia, respeitando a recomendação de [1], onde a relação de transmissão de uma polia para a outra deve ser menor ou igual a 6.

Dessa forma, podemos definir as relações de transmissão de cada eixo, já que para cada nível do diagrama na horizontal devemos multiplicar pela razão geométrica φ . Portanto, as seguintes relações de transmissão foram encontradas, onde os algarismos de 1 a 12 representam as engrenagens.

- $i_{1-2} = \varphi^0 = 1$
- $i_{3-4} = \varphi^{-1} = 0,705$
- $i_{5-6} = \varphi^0 = 1$
- $i_{7-8} = \varphi^{-2} = 0,507$
- $i_{9-10} = \varphi^0 = 1$
- $i_{11-12} = \varphi^{-4} = 0,253$

Os eixos responsáveis pela inversão de rotação do sistema não foram determinados na rede de velocidades, já que a relação de transmissão deles será igual a 1, de modo a não haver diferença nos valores das rotações de saída e, portanto, não influenciam na determinação das relações encontradas acima.

2.4. Determinação do número de dentes das engrenagens

Para determinação do número de dentes das engrenagens, foi respeitada a recomendação de [1], onde engrenagens cilíndricas de dentes retos devem ter um número de dentes igual ou maior que 18. Além desta recomendação, foi respeitada também uma distância comum para todos os eixos, onde a soma do número de dentes de duas engrenagens acopladas, devem ser igual a soma do número de dentes dos outros engrenamentos.

Além disso, todas as engrenagens do variador deveriam ter o mesmo módulo. Desta forma, teremos os eixos equidistantes e podemos garantir com maior precisão a concentricidade entre os mesmos.

Como no cálculo em que as somas dos dentes das engrenagens devem ser iguais, pode haver algum arredondamento, há diferenças entre a velocidade de rotação real e a nominal. Para o critério da determinação do número de dentes, respeita-se um valor inferior a 2% no erro entre a rotação real e a nominal, conforme tabela 2.4.1. Dessa forma, foram encontrados os seguintes números de dentes de engrenagens, seguido dos erros percentuais das rotações:

- Engrenagens 1 e 2 ($i=1$):

$$Z_1 = 52$$

$$Z_2 = 52$$

- Engrenagens 3 e 4 ($i=0,709$):

$$Z_3 = 43$$

$$Z_4 = 61$$

- Engrenagens 5 e 6 ($i=1$):

$$Z_5 = 52$$

$$Z_6 = 52$$

- Engrenagens 7 e 8 ($i=0,503$):

$$Z_7 = 35$$

$$Z_8 = 69$$

- Engrenagens 9 e 10 ($i=1$):

$$Z_9 = 52$$

$$Z_{10} = 52$$

- Engrenagens 11 e 12 ($i=0,253$):

$$Z_{11} = 21$$

$$Z_{12} = 83$$

- Rotações de saída ideal e real:

n_{ideal}	n_{real}	Erro [%]	Erro menor que 2%
80,00	80,09	0,11	OK
112,80	113,62	0,72	OK
159,10	157,90	-0,76	OK
224,30	223,99	-0,14	OK
316,20	316,55	0,11	OK
445,80	449,06	0,73	OK
628,60	624,06	-0,73	OK
886,40	885,30	-0,12	OK

Tabela 2.4.1 - Erros Percentuais

Para o processo de reversão, adotou-se uma engrenagem intermediária responsável por reverter o sentido de rotação. Para a determinação do número de dentes desta engrenagem, foi respeitado o mesmo critério da distância entre os eixos.

Desta forma, foi realizado um cálculo para que as três engrenagens respeitassem essa distância.

Já com os números de dentes das engrenagens definidas, verificamos que a distância entre os eixos deve ser igual a:

$$\frac{d_{p1}}{2} + \frac{d_{p2}}{2}$$

Portanto, como são três engrenagens, podemos afirmar que a distância deve ser igual a:

$$\frac{d_{p13}}{2} + d_{p14} + \frac{d_{p13}}{2} = d_{p13} + d_{p14}$$

Como $d_p = m * z$, e já temos os valores do módulo, foi definido os valores do número de dentes das três engrenagens. O valor encontrado foi:

$$Z_{13} = 25$$

$$Z_{14} = 27$$

$$Z_{13}=25$$

Nota-se que foi utilizado o mesmo número de dentes na primeira engrenagem e na terceira, de modo que a relação de transmissão total do sistema das três engrenagens não muda. Portanto, a reversão pode ser feita sem mudanças nas oito possíveis rotações de saída.

3. Dimensionamento dos Componentes

3.1. Polias e Correia

A função das polias e correias é transmitir a potência entre dois eixos paralelos distantes. No variador de velocidades, a presença dela se faz necessária de modo a transmitir a rotação do motor elétrico para o eixo do variador de velocidades, de forma a realizar uma redução nessa velocidade de rotação na entrada do variador.

Dentre as vantagens da utilização de correias e polias, podemos citar a padronização, facilidade de montagem e manutenção, ausência de lubrificantes e a durabilidade.

Além disso, o uso da correia reduz significativamente choques e vibrações devido à capacidade de amortecimento e também limitam sobrecargas pela ação do deslizamento, atuando como fusível mecânico no variador.

No Apêndice A é mostrado os cálculos realizados para a determinação da correia e polia, como os diâmetros das polias, distância efetiva entre centros, comprimento, classe e número de correias.

3.2. Engrenagens

Todas as engrenagens são cilíndricas de dentes retos, com ângulo de pressão de 20° , dentes fresados e retificados e módulo 3,5. A escolha por esse tipo de engrenagem se deu devido à facilidade de fabricação e, portanto, menor custo.

Elas foram projetadas respeitando-se critérios de fadiga, de tensões e de desgaste superficial conforme [1], adotando-se uma confiabilidade de 90% e temperatura de trabalho de menor que 350°C .

O material escolhido para as engrenagens foi aço AISI 4130, temperado e revenido a 315°C . A escolha desse material se deu devido às boas propriedades mecânicas, isto é, alta dureza e alta resistência ao escoamento e à tração, permitindo o dimensionamento de engrenagens mais finas, eixos menores e, portanto, tornando o variador mais compacto.

Encontra-se no Apêndice A, os cálculos realizados no projeto de todas as engrenagens.

3.3. Eixos

Após a determinação das engrenagens, é possível iniciar o dimensionamento dos eixos, já que temos a largura das engrenagens, o tamanho estimado dos eixos e os esforços resultantes dos engrenamentos, podendo-se calcular as reações nos apoios e o momento fletor no eixo.

Os eixos são usinados e foram projetados para uma confiabilidade de 90% e para temperaturas de trabalho inferiores a 350°C. O material escolhido para os eixos foi o aço SAE 4340, temperado e revenido a 315°C. A escolha desse material se deu pelas boas propriedades mecânicas, visto que possui alta resistência ao escoamento e a tração.

Os cálculos respeitaram os critérios e recomendações de [1], sendo o critério de fadiga utilizado, o de Soderberg, que é utilizado para materiais dúcteis. Além disso, foi considerado também o critério da flecha máxima, onde a máxima deflexão do eixo permitida é de 0,2mm.

Os cálculos do dimensionamento dos eixos estão presentes no Apêndice A, junto com os diagramas de corpo livre de cada eixo, explicitando as reações nos apoios e os momentos fletores sofridos por cada eixo. Desse modo, foi possível selecionar um diâmetro padronizado para os eixos.

3.4. Rolamentos

Para a seleção dos rolamentos, são necessárias as cargas radiais envolvidas nos apoios dos eixos, que foram determinadas nos diagramas dos esforços. Como foram utilizadas engrenagens cilíndricas de dentes retos, não são consideradas as cargas axiais, que normalmente são consideradas para engrenagens de dentes helicoidais.

A partir das cargas radiais, foram selecionados rolamentos radiais de esferas de uma carreira (figura 3.4.1) e rolamentos radiais de rolos cilíndricos de uma carreira

(figura 3.4.2). Os rolamentos de esferas são capazes de suportar maiores deflexões dos eixos. A opção por utilizar os rolamentos de rolos, se deu por conta deles suportarem maiores cargas, devido ao contato linear das pistas.

Os rolamentos foram selecionados para trabalharem por um período de 15000 horas e com a maior rotação possível do variador de velocidades. Foram consideradas as recomendações e cálculos de [1] e especificações do catálogo SKF para a seleção do mancal de rolamento. Os cálculos referentes a seleção dos rolamentos encontram-se no Apêndice A.

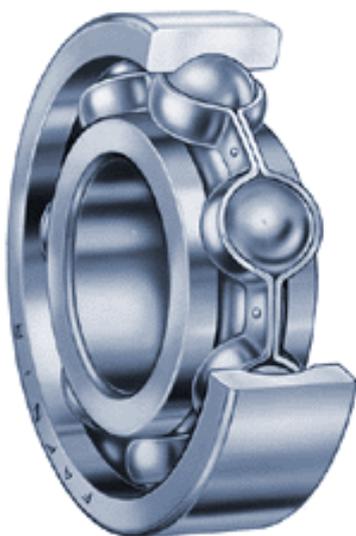


Figura 3.4.1 – Rolamento radial de esfera



Figura 3.4.2 – Rolamento de rolos cilíndricos

3.5. Estrias

As estrias são capazes de transmitir maior torque, pois tem maior resistência a fadiga devido a menor concentração de tensões. Elas apresentam melhor estabilidade e são muito utilizadas quando se tem necessidade de translação de algum elemento sobre o eixo.

Os eixos 2, 3 e 4 contam com a presença de estrias (figura 3.5.1) paralelas devido à utilização de blocos duplos deslizantes que serão movimentados para que as engrenagens acoplem-se com as outras engrenagens fixas.

O dimensionamento das estrias respeitou os critérios de [1] de modo que foram utilizados diâmetros normalizados e fatores de dimensionamento, como o fator de incerteza do material, fator de choque e fator de distribuição de carga ao longo da estria.

O material das estrias segue o material do eixo (SAE 4340, temperado e revenido a 315°C) já que fazer parte dele como um todo. Os cálculos e parâmetros utilizados para o dimensionamento encontram-se no Apêndice A.

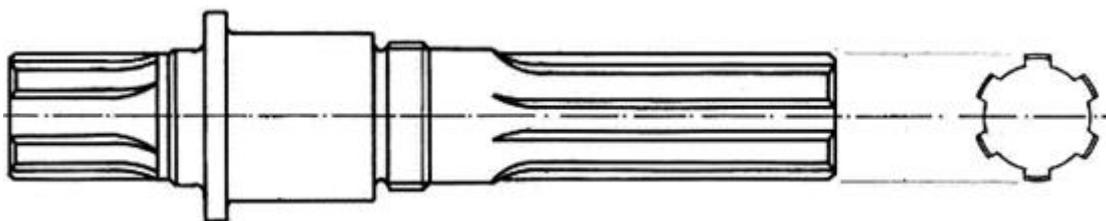


Figura 3.5.1 – Eixo estriado

3.6. Chavetas

A chaveta é um elemento mecânico fabricado em aço. Sua forma, em geral, é retangular ou semicircular. A chaveta se interpõe numa cavidade de um eixo e de uma peça, tendo a finalidade de ligar dois elementos mecânicos (figura 3.6.1).

Para o projeto, foram utilizadas chavetas paralelas de modo que a transmissão do movimento do eixo para a engrenagem é feita pelo ajuste das suas faces laterais às faces do rasgo do elemento acoplado ao eixo.

O material selecionado para todas as chavetas foi o aço SAE 1050 estirado à frio. Não foi necessário tratamento térmico, visto que os limites de resistência à tração e resistência ao escoamento atendem as necessidades do projeto com bom coeficiente de segurança e um custo reduzido comparado com um aço temperado e revenido.

O dimensionamento foi feito seguindo as recomendações e premissas de [1]. A largura e altura das chavetas são padronizadas, de forma que apenas o comprimento foi selecionado. Os cálculos evidenciados encontram-se no Apêndice A.

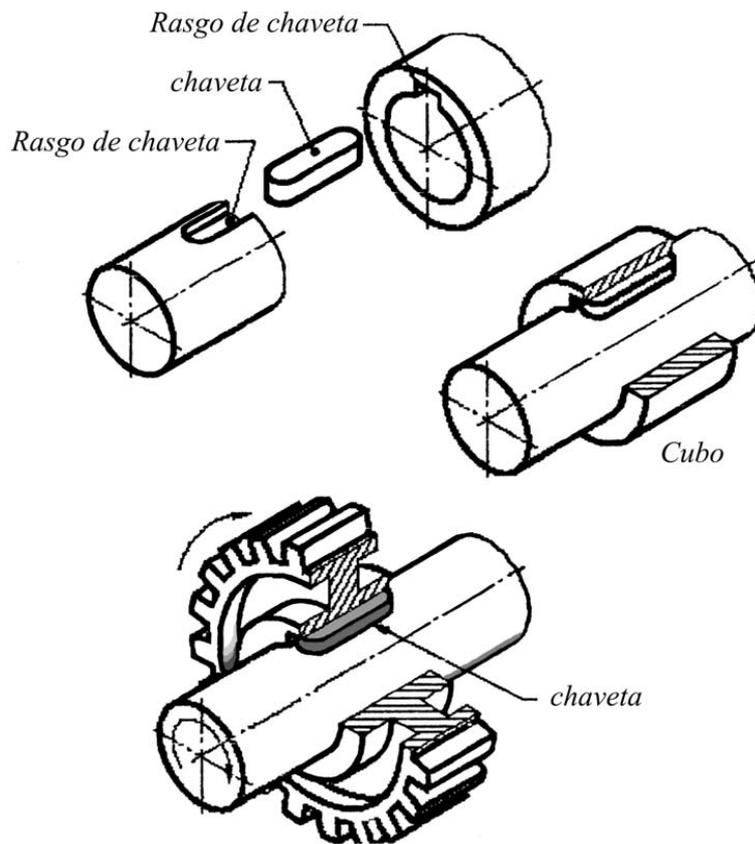


Figura 3.6.1 – Acoplamento da chaveta

3.7. Caixa do Variador de Velocidades

A principal função da caixa é proteger os elementos mecânicos inseridos nela. Além disso, ela deve ser capaz de vedar com segurança para que não haja contato entre o interior e o exterior. Assim é garantida a lubrificação correta e a proteção contra impurezas.

A caixa foi feita de ferro fundido, possibilitando uma geometria mais elaborada. Como dito anteriormente, os eixos respeitarão uma distância igual entre eles. Assim, a usinagem da furação dos eixos pode ser feita numa só operação, já que é possível realizar a furação de ponta a ponta da caixa.

Existem furos na parte superior e inferior para que seja feita a correta junção por meio de parafusos e porcas. Na parte inferior, há 4 furos nas extremidades que farão a fixação do variador.

Já na parte superior, há quatro furos roscados responsáveis pelo içamento do variador através de olhais. Além disso, há a presença das rotações de saída gravadas em baixo relevo para auxiliar o operador com a correta posição das alavancas que fazem a translação dos blocos deslizantes sobre o eixo.

3.8. Lubrificação

A lubrificação do variador de velocidades é um fator muito importante no projeto, já que tem a função de reduzir o atrito nas engrenagens e a refrigeração do sistema.

O sistema utilizado para o projeto é o método por salpico, onde o óleo lubrificante é salpicado para várias partes do conjunto através da rotação da peça mergulhada no óleo.

O controle do nível do lubrificante é necessário de modo que ele não fique muito baixo nem muito elevado. Caso fique num nível muito abaixo, as peças a serem lubrificadas não estarão em contato com o óleo, tornando o sistema de salpico ineficiente. Já com o nível muito acima do especificado, haverá aumento desnecessário da resistência ao movimento das engrenagens, podendo causar uma vibração e turbulência excessiva.

Para a verificação desse nível, contamos com uma vareta de óleo na parte superior da caixa, com a indicação dos níveis mínimo e máximo do lubrificante para que não ocorram os problemas citados acima. A caixa possui o fundo levemente inclinado na direção de um orifício na parte lateral, para a eventual troca do óleo sem a necessidade de inclinar a caixa para a saída do mesmo.

Para garantir a lubrificação total do sistema, foi acoplado ao eixo 1 e eixo 5 um colar para auxiliar no salpico. O colar contém ranhuras (figura 3.8.1) que fazem o

trabalho de chapiscar o óleo para as outras partes do variador. Dessa forma, é possível garantir que a lubrificação atingirá todos os componentes.

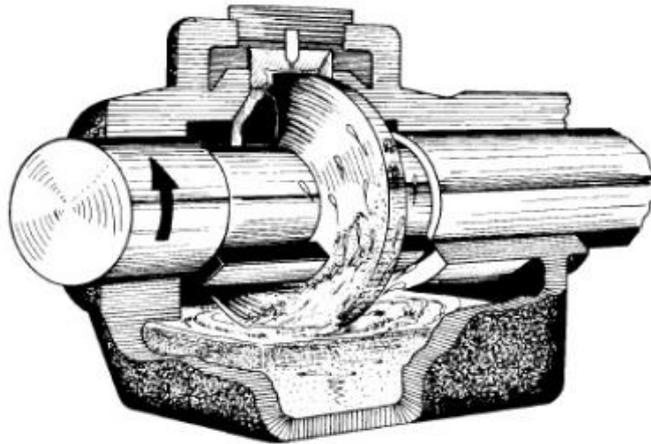


Figura 3.8.1 – Colar de lubrificação

3.9. Manivelas

As manivelas, responsáveis pelo movimento de translação dos blocos duplos, utilizam o sistema de mola e esfera. O posicionamento correto das engrenagens se dá através de um rebaixo. A mola pressiona a esfera de modo que ela desce e trava no momento em que encontra o rebaixo. Dessa forma, a posição correta nos dois pontos, é garantida com os dois rebaixos.

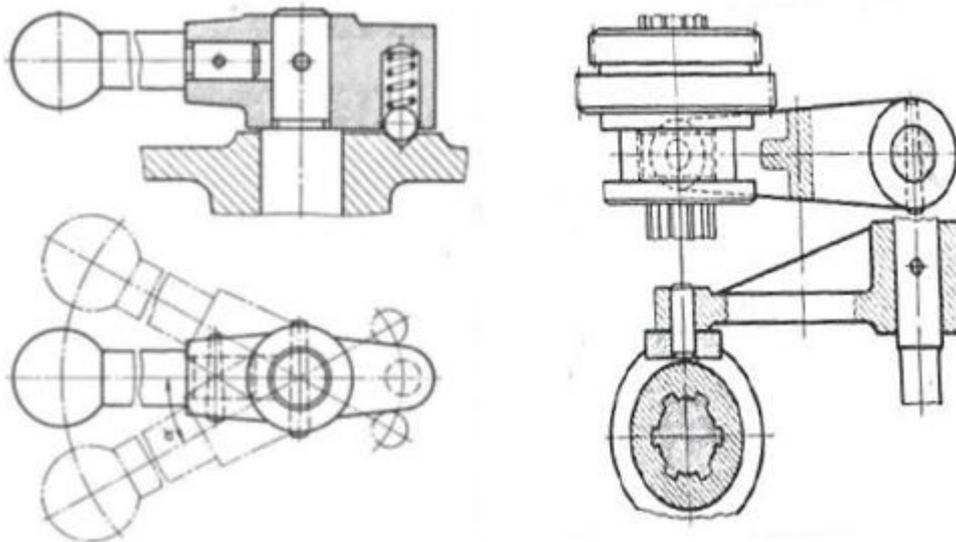


Figura 3.9.1 – Mecanismo de translação dos acoplamentos

4. Conclusão

O projeto teve como objetivo, a construção de um variador escalonado de velocidades para uma máquina operatriz capaz de receber uma rotação de entrada e fornecer oito rotações de saída em ambos os sentidos respeitando critérios definidos inicialmente como o número de rotações de saída, a potência transmitida e a capacidade de reverter a rotação.

O conhecimento de diversas disciplinas adquirido durante o curso de engenharia mecânica foi essencial para o início e conclusão do trabalho. Dessa maneira, disciplinas das áreas de projeto, fabricação e materiais foram constantemente aplicadas no dimensionamento dos componentes mecânicos presentes no variador.

As maiores dificuldades enfrentadas foram as decisões que tiveram que ser tomadas durante o projeto, como a configuração do diagrama de Gernar, o posicionamento das engrenagens no esquema cinemático, o sistema de alavancas responsável pela translação das engrenagens e o desenho final do variador de velocidades.

5. Referência Bibliográfica

[1] Shigley, Joseph E., Projeto de Engenharia Mecânica/Joseph E. Shigley, Charles R. Mischke, Richard G. Budynas; Tradução João Batista de Aguiar, José Manuel de Aguiar.,8. Ed.- Porto Alegre: Bookman, 2005.

[2] Calister Jr., William D. *Ciência e Engenharia de Materiais: uma introdução*, 5. Ed. Rio de Janeiro: LTC – Livros Técnicos e Científicos Editora S.A, 2002.

[3] Reshtov, D. N., *Atlas de Construção de Máquinas*, Hemus Editora Ltda., São Paulo, 2005.

[4] Rögwitz, H., *Variadores Escalonados de Velocidade em Máquinas Ferramenta*; Tradução Prof. Caspar Erich Stemmer. São Paulo, Poligono, 1973.

[5] Filho, Flávio de Marco. Apostila de Elementos de Máquinas, UFRJ, 2010

[6] Catálogo SKF. Catálogo Geral de Rolamentos SKF, Edição 2003.

Apêndice A

Potência de Projeto (P_{HP}):

Tipo de Trabalho: Normal (Utilização de 6 a 16h/dia)

$$FS := 1.2$$

$$P_{HP} := P \cdot FS \qquad P_{HP} = 15 \text{ hp}$$

Seção da Correia:

A partir da figura 1.14(b) da apostila de elementos de transmissão flexíveis, com a rotação do eixo mais rápido e a Potência de projeto, verificamos que a seção mais adequada a ser utilizada é a seção B.

Diâmetro nominal da polia menor (estimado):

$$d := 117 \text{ mm}$$

Diâmetro polia maior:

$$D := d \cdot i_1$$

$$D = 231.66 \text{ mm}$$

Distância entre centros:

$$c := \frac{(D + d)}{2} + d$$

$$c = 291.33 \text{ mm}$$

Comprimento da Correia (L):

$$L := 2 \cdot c + \frac{\pi}{2} (D + d) + \frac{(D + d)^2}{4 \cdot c} \qquad L = 1.235 \times 10^3 \cdot \text{mm}$$

$$L_{\text{real}} := 1265 \text{ mm} \qquad \text{Ref: B-48}$$

Potência por correias (P_B):

$$HP_{\text{basico}} := 3.62 \text{ hp}$$

De acordo com Anexo 3.2 da Apostila. Utilizando a rotação do eixo rápido e o diâmetro nominal da polia menor = 117mm

$$HP_{\text{adicional}} := 0.6 \text{ hp}$$

De acordo com Anexo 3.2 da Apostila. Utilizando a relação de transmissão citada acima.

Fator de correção para o comprimento - F_L :

Tabela 5 - Apostila

$$F_L := 0.8$$

$$P_B := (HP_{\text{basico}} + HP_{\text{adicional}}) \cdot F_L$$

$$P_B = 3.68 \text{hp}$$

Determinação do número de correias de seção B:

$$\frac{(D - d)}{c} = 0.394$$

Fator de correção - C_a (V-V) - Tabela 6

$$C_a := 0.9$$

$$N_B := \frac{P_{HP}}{(P_B \cdot C_a)} \quad N_B = 4.336$$

Logo : 5 Correias B-48

Distância Efetiva entre centros (C_{real}):

$$K := 4 \cdot L_{\text{real}} - 2 \cdot \pi (D + d)$$

$$K = 2.869 \times 10^3 \cdot \text{mm}$$

$$C_{\text{real}} := \frac{K + \sqrt{K^2 - 32 \cdot (D - d)^2}}{16}$$

$$C_{\text{real}} = 354.024 \text{mm}$$

$$\theta_2 := \pi + 2 \cdot \text{asin} \left(\frac{D - d}{2 \cdot C_{\text{real}}} \right)$$

$$\theta_1 := \pi - 2 \cdot \text{asin} \left(\frac{D - d}{2 \cdot C_{\text{real}}} \right)$$

$$\theta_2 = 3.467 \text{rad}$$

$$\theta_1 = 2.816 \text{rad}$$

$$\gamma := \theta_2 - \pi$$

$$\mu := 0.1$$

$$\gamma = 0.325 \text{rad}$$

$$\phi := 38^\circ$$

$$K_1 := \frac{\mu \cdot \theta_1}{\sin \left(\frac{\phi}{2} \right)} \quad K_1 = 2.595$$

$$F_1 - F_2 = \frac{P}{\frac{D}{2} \cdot n_{\text{entrada}}}$$

$$\frac{F_1}{F_2} = e^{K_1}$$

$$F_1 := 856\text{N}$$

$$F_2 := 64\text{N}$$

$$F_{\text{correia}} := \left(F_1^2 + F_2^2 + 2 \cdot F_1 \cdot F_2 \cdot \cos(\gamma) \right)^{\frac{1}{2}}$$

$$F_{\text{correia}} = 916.87\text{N}$$

Dimensionamento das Engrenagens

Engrenagens 1-2

Módulo (M):

$$M := 3.5\text{mm}$$

Número de dentes engrenagem 1 (z_1):

$$z_1 := 52$$

Angulo de pressão (θ):

$$\theta := 20^\circ$$

Coef. de Segurança (CS):

$$CS := 4$$

Relação de Transmissão:

$$i := 1$$

Aço AISI 4130 Q&T a 315°C

$$S_{ut} := 155\text{MPa}$$

$$S_y := 143\text{MPa}$$

$$HB := 445$$

Número de dentes da engrenagem 2 (z_2):

$$z_2 := z_1 \cdot i$$

$$z_2 = 52$$

$$n_8 := 886 \frac{1}{\text{min}}$$

$$P := 12.5\text{hp}$$

Tabela 3: Valores de Fator de Forma da AGMA - $J(\theta = 20^\circ)$
 $J = f(Z_1=52 \text{ e } Z_2=52)$

Interpolando : $Z_2=50$ ($J=0.44667$)

$$Z_2=52$$
 ($J=?$)

$$Z_2=85$$
 ($J=0.46014$)

$$J := 0.4474$$

$$d_p := M \cdot z_1$$

$$d_p = 182 \text{ mm}$$

$$v_{12} := \pi \cdot d_p \cdot n_8 \quad v_{12} = 8.443 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$W_t := \frac{P}{v_{12}} \quad W_t = 1.104 \text{ kN}$$

$$K_v := \frac{50}{50 + \sqrt{200 \cdot v_{12} \frac{\text{s}}{\text{m}}}} \quad K_v = 0.549$$

$$\sigma_{\text{adm}} := \frac{S_y}{CS} \quad \sigma_{\text{adm}} = 357.5 \text{ MPa}$$

$$F := \frac{W_t}{K_v \cdot J \cdot \sigma_{\text{adm}} \cdot M} \quad F = 3.593 \text{ mm} \quad F_{\text{real}} := 15 \text{ mm}$$

Dimensionamento - Limite de Fadiga para Engrenagens (Critério de Resistência)

Fator de Superfície (k_a): Usinado ou Laminado a frio

$$k_a := 0.70$$

Fator de Tamanho (k_b):

$$k_b := 0.97$$

Fator de Confiabilidade (k_c):

$$k_c := 0.89 \quad (90\%)$$

Fator de Temperatura (k_d):

$$k_d := 1 \quad T < 350^\circ\text{C}$$

Fator de Concentração de Tensões (k_e): Já incluído no fator de forma da AGMA - J

Efeitos Diversos (k_f):

$$k_f := \frac{2}{\left[1 + \left(\frac{700 \text{ MPa}}{S_{u_t}} \right) \right]} \quad S_{u_t} > 1400 \text{ MPa}$$

$$S_e' := 700 \text{ MPa}$$

$$S_e := k_a \cdot k_b \cdot k_c \cdot k_d \cdot k_f \cdot S_e'$$

$$S_e = 591.515 \text{ MPa}$$

Fatores de Segurança

Fator de Correção de Sobrecarga (K_o):

$$K_o := 1.0 \quad \text{Tabela 7 (Força Motriz - uniforme / Máquina Movida - uniforme)}$$

Fator de Distribuição de carga ao longo do dente (K_m):

$$K_m := 1.0 \quad \text{Tabela 8}$$

$$\sigma_{AGMA} := \frac{W_t}{K_v \cdot F_{real} \cdot M \cdot J} \quad \sigma_{AGMA} = 85.623 \text{MPa}$$

Critério de Tensões:

$$FS_{EST} := \frac{S_y}{\sigma_{AGMA} \cdot K_o \cdot K_m} \quad FS_{EST} = 10.438$$

Critério de Fadiga:

$$FS_{DIN} := \frac{2 \cdot S_e \cdot S_{u_t}}{(S_e + S_{u_t}) \cdot \sigma_{AGMA} \cdot K_o \cdot K_m}$$

$$FS_{DIN} = 6.25$$

$$\eta_G := \frac{S_e}{\sigma_{AGMA}} \quad \eta_G = 6.908$$

$$\eta := \frac{\eta_G}{K_o \cdot K_m} \quad \eta = 4.318$$

Dimensionamento - Critério de Desgaste Superficial

Resistência ao desgaste superficial para vida de até 10^8 ciclos

$$S_c := 2.76 \text{HB} \cdot \text{MPa} - 70 \text{MPa}$$

$$S_c = 1.158 \times 10^3 \cdot \text{MPa}$$

Fator de vida (C_L): vida $>10^8$ ciclos

$$C_L := 1.0$$

Fator de relação de durezas (C_H): engrenagem de dentes retos

$$C_H := 1.0$$

Fator de Temperatura (C_T):

$$C_T := 1.0 \quad T < 120^\circ\text{C}$$

Fator de Confiabilidade (C_R):

$$C_R := 0.8 \quad \text{Confiabilidade de 90\%}$$

Fadiga superficial em dentes de engrenagens:

$$S_H := S_c \cdot \frac{C_L \cdot C_H}{C_T \cdot C_R} \quad S_H = 1.448 \times 10^3 \cdot \text{MPa}$$

$$\eta_G := \frac{S_H}{\sigma_{\text{AGMA}}} \quad \eta_G = 16.908$$

$$\eta := \frac{\eta_G}{K_o \cdot K_m} \quad \eta = 10.568$$

Engrenagens 3-4**Módulo (M):**

$$M := 3.5 \text{mm}$$

Ângulo de pressão (θ):

$$\theta := 20^\circ$$

Número de dentes engrenagem 3 (z₃):

$$z_3 := 43$$

Número de dentes da engrenagem 4 (z₄):

$$z_4 := 61$$

Relação de Transmissão:

$$i := \frac{z_3}{z_4}$$

$$i = 0.705$$

Coef. de Segurança (CS):

$$CS := 4$$

Aço AISI 4130 Q&T a 315°C

$$S_{ut} := 1550 \text{ MPa}$$

$$S_y := 1430 \text{ MPa}$$

$$\text{HB} := 445$$

$$n_g := 886 \frac{1}{\text{min}}$$

$$P := 12.5 \text{ hp}$$

Tabela 3: Valores de Fator de Forma da AGMA - $J(\theta = 20^\circ)$
 $J = f(Z_1=52 \text{ e } Z_2=52)$

Interpolando : $Z_2=50$ ($J=0.44667$)

$$Z_2=52 \text{ (} J=? \text{)}$$

$$J_{xx} := 0.4474$$

$$Z_2=85 \text{ (} J=0.46014 \text{)}$$

$$d_p := M \cdot z_3$$

$$d_p = 150.5 \text{ mm}$$

$$v_{34} := \pi \cdot d_p \cdot n_g \quad v_{34} = 6.976 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$W_t := \frac{P}{v_{34}} \quad W_t = 1.336 \text{ kN}$$

$$K_v := \frac{50}{50 + \sqrt{200 \cdot v_{34} \cdot \frac{\text{s}}{\text{m}}}} \quad K_v = 0.572$$

$$\sigma_{adm} := \frac{S_y}{CS} \quad \sigma_{adm} = 357.5 \text{ MPa}$$

$$F := \frac{W_t}{K_v \cdot J \cdot \sigma_{adm} \cdot M}$$

$$F = 4.221 \text{ mm}$$

$$F_{real} := 15 \text{ mm}$$

Dimensionamento - Limite de Fadiga para Engrenagens (Critério de Resistência)

Fator de Superfície (k_a): Usinado ou Laminado a frio

$$k_a := 0.70$$

Fator de Tamanho (k_b):

$$k_b := 0.97 \quad \text{Tabela 5}$$

Fator de Confiabilidade (k_c):

$$k_c := 0.89 \quad \text{Tabela 6 (90\%)}$$

Fator de Temperatura (k_d):

$$k_d := 1 \quad T < 350^\circ\text{C}$$

Fator de Concentração de Tensões (k_e): Já incluído no fator de forma da AGMA - J

Efeitos Diversos (k_f):

$$k_f := \frac{2}{\left[1 + \left(\frac{700\text{MPa}}{S_{u_t}}\right)^2\right]} \quad S_{u_t} > 1400\text{MPa}$$

$$S_e' := 700\text{MPa}$$

$$S_e := k_a \cdot k_b \cdot k_c \cdot k_d \cdot k_f \cdot S_e'$$

$$S_e = 591.515\text{MPa}$$

Fatores de Segurança

Fator de Correção de Sobrecarga (K_o):

$$K_o := 1.0 \quad \text{Tabela 7 (Força Motriz - uniforme / Máquina Movida - uniforme)}$$

Fator de Distribuição de carga ao longo do dente (K_m):

$$K_m := 1.0 \quad \text{Tabela 8}$$

$$\sigma_{\text{AGMA}} := \frac{W_t}{K_v \cdot F_{\text{real}} \cdot M \cdot J} \quad \sigma_{\text{AGMA}} = 100.595\text{MPa}$$

Critério de Tensões:

$$FS_{\text{EST}} := \frac{S_y}{\sigma_{\text{AGMA}} \cdot K_o \cdot K_m} \quad FS_{\text{EST}} = 8.885$$

Critério de Fadiga:

$$FS_{DIN} := \frac{2 \cdot S_e \cdot S_{u_t}}{(S_e + S_{u_t}) \cdot \sigma_{AGMA} \cdot K_o \cdot K_m} \quad FS_{DIN} = 5.32$$

$$\eta_G := \frac{S_e}{\sigma_{AGMA}} \quad \eta_G = 5.88$$

$$\eta := \frac{\eta_G}{K_o \cdot K_m} \quad \eta = 3.675$$

Dimensionamento - Critério de Desgaste Superficial

Resistência ao desgaste superficial para vida de até 10^8 ciclos

$$S_c := 2.76 \text{ HB} \cdot \text{MPa} - 70 \text{ MPa}$$

$$S_c = 1.158 \times 10^3 \cdot \text{MPa}$$

Fator de vida (C_L): vida $>10^8$ ciclos

$$C_L := 1.0$$

Fator de relação de durezas (C_H): engrenagem de dentes retos

$$C_H := 1.0$$

Fator de Temperatura (C_T):

$$C_T := 1.0$$

Fator de Confiabilidade (C_R):

$$C_R := 0.9 \quad \text{Confiabilidade de 90\%}$$

Fadiga superficial em dentes de engrenagens:

$$S_H := S_c \cdot \frac{C_L \cdot C_H}{C_T \cdot C_R} \quad S_H = 1.448 \times 10^3 \cdot \text{MPa}$$

$$\eta_G := \frac{S_H}{\sigma_{AGMA}} \quad \eta_G = 14.392$$

$$\eta := \frac{\eta_G}{K_o \cdot K_m}$$

$$\eta = 8.995$$

Engrenagens 5-6

Módulo (M):

$$M := 3.5\text{mn}$$

Número de dentes engrenagem 5 (z_5):

$$z_5 := 52$$

Angulo de pressão (θ):

$$\theta := 20^\circ$$

Coef. de Segurança (CS):

$$CS := 4$$

Relação de Transmissão:

$$i := 1$$

Aço AISI 4130 Q&T a 315°C

$$S_{ut} := 1550\text{MPa}$$

$$S_y := 1430\text{MPa}$$

$$HB := 445$$

Número de dentes da engrenagem 6 (z_6):

$$z_6 := z_5 \cdot i$$

$$z_6 = 52$$

$$n_7 := 624.6 \frac{1}{\text{min}}$$

$$P := 12.5\text{hp}$$

Tabela 3: Valores de Fator de Forma da AGMA - $J(\theta = 20^\circ)$
 $J = f(Z_5=52 \text{ e } Z_6=52)$

Interpolando : $Z_6=50$ ($J=0.44667$)

$$Z_6=52$$
 ($J=?$)

$$Z_6=85$$
 ($J=0.46014$)

$$J := 0.4474$$

$$d_p := M \cdot z_5$$

$$d_p = 182\text{mn}$$

$$v_{56} := \pi \cdot d_p \cdot n_7$$

$$v_{56} = 5.952 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$W_t := \frac{P}{v_{56}}$$

$$W_t = 1.566\text{kN}$$

$$K_v := \frac{50}{50 + \sqrt{200 \cdot v_{56} \frac{\text{s}}{\text{m}}}}$$

$$K_v = 0.592$$

$$\sigma_{\text{adm}} := \frac{S_y}{CS}$$

$$\sigma_{\text{adm}} = 357.5\text{MPa}$$

$$F := \frac{W_t}{K_v \cdot J \cdot \sigma_{\text{adm}} \cdot M}$$

$$F = 4.727\text{mn}$$

$$F_{\text{real}} := 15\text{mn}$$

Dimensionamento - Limite de Fadiga para Engrenagens (Critério de Resistência)

Fator de Superfície (k_a): Usinado ou Laminado a frio

$$k_a := 0.70$$

Fator de Tamanho (k_b):

$$k_b := 0.97 \text{ Tabela 5}$$

Fator de Confiabilidade (k_c):

$$k_c := 0.89 \text{ Tabela 6 (90\%)}$$

Fator de Temperatura (k_d):

$$k_d := 1 \quad T < 350^\circ\text{C}$$

Fator de Concentração de Tensões (k_e): Já incluído no fator de forma da AGMA - J

Efeitos Diversos (k_f):

$$k_f := \frac{2}{\left[1 + \left(\frac{700\text{MPa}}{S_{u_t}}\right)^2\right]} \quad S_{u_t} > 140\text{MPa}$$

$$S_e' := 700\text{MPa}$$

$$S_e := k_a \cdot k_b \cdot k_c \cdot k_d \cdot k_f \cdot S_e'$$

$$S_e = 591.515\text{MPa}$$

Fatores de Segurança

Fator de Correção de Sobrecarga (K_o):

$$K_o := 1.0 \quad \text{Tabela 7 (Força Motriz - uniforme / Máquina Movida - uniforme)}$$

Fator de Distribuição de carga ao longo do dente (K_m):

$$K_m := 1.0 \quad \text{Tabela 8}$$

$$\sigma_{\text{AGMA}} := \frac{W_t}{K_v \cdot F_{\text{real}} \cdot M \cdot J} \quad \sigma_{\text{AGMA}} = 112.67\text{MPa}$$

Critério de Tensões:

$$FS_{\text{EST}} := \frac{S_y}{\sigma_{\text{AGMA}} \cdot K_o \cdot K_m} \quad FS_{\text{EST}} = 7.932$$

Critério de Fadiga:

$$FS_{DIN} := \frac{2 \cdot S_e \cdot S_{u_t}}{(S_e + S_{u_t}) \cdot \sigma_{AGMA} \cdot K_o \cdot K_m}$$

$$FS_{DIN} = 4.75$$

$$\eta_G := \frac{S_e}{\sigma_{AGMA}} \quad \eta_G = 5.25$$

$$\eta := \frac{\eta_G}{K_o \cdot K_m} \quad \eta = 3.281$$

Dimensionamento - Critério de Desgaste Superficial

Resistência ao desgaste superficial para vida de até 10^8 ciclos

$$S_c := 2.76 \text{ HB} \cdot \text{MPa} - 70 \text{ MPa}$$

$$S_c = 1.158 \times 10^3 \cdot \text{MPa}$$

Fator de vida (C_L): vida $>10^8$ ciclos

$$C_L := 1.0$$

Fator de relação de durezas (C_H): engrenagem de dentes retos

$$C_H := 1.0$$

Fator de Temperatura (C_T):

$$C_T := 1.0 \quad T < 120^\circ\text{C}$$

Fator de Confiabilidade (C_R):

$$C_R := 0.9 \quad \text{Confiabilidade de 90\%}$$

Fadiga superficial em dentes de engrenagens:

$$S_H := S_c \cdot \frac{C_L \cdot C_H}{C_T \cdot C_R} \quad S_H = 1.448 \times 10^3 \cdot \text{MPa}$$

$$\eta_{G_w} := \frac{S_H}{\sigma_{AGMA}} \quad \eta_G = 12.849$$

$$\eta_w := \frac{\eta_G}{K_o \cdot K_m} \quad \eta = 8.031$$

Engrenagens 7-8

Módulo (M):

$$M := 3.5\text{mm}$$

Angulo de pressão (θ):

$$\theta := 20^\circ$$

Número de dentes engrenagem 7 (z_7):

$$z_7 := 35$$

Número de dentes da engrenagem 8 (z_8):

$$z_8 := 69$$

Relação de Transmissão:

$$i := \frac{z_7}{z_8}$$

$$i = 0.507$$

Coef. de Segurança (CS):

$$CS := 4$$

Aço AISI 4130 Q&T a 315°C

$$S_{ut} := 155\text{MPa}$$

$$S_y := 143\text{MPa}$$

$$HB := 445$$

$$n_7 := 624.6 \frac{1}{\text{min}}$$

$$P := 12.5\text{hp}$$

Tabela 3: Valores de Fator de Forma da AGMA - $J(\theta = 20^\circ)$
 $J = f(Z_7=35 \text{ e } Z_8=69)$

Interpolando : $Z_8=50$ ($J=0.418$)

$Z_8=61$ ($J=?$)

$Z_8=85$ ($J=0.429$)

$$J := 0.42$$

$$d_p := M \cdot z_7$$

$$d_p = 122.5 \text{ mm}$$

$$v_{78} := \pi \cdot d_p \cdot n_7 \quad v_{78} = 4.006 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$W_t := \frac{P}{v_{78}} \quad W_t = 2.327 \text{ kN}$$

$$K_v := \frac{50}{50 + \sqrt{200 v_{78} \frac{\text{s}}{\text{m}}}} \quad K_v = 0.639$$

$$\sigma_{\text{adm}} := \frac{S_y}{CS} \quad \sigma_{\text{adm}} = 357.5 \text{ MPa}$$

$$F := \frac{W_t}{K_v \cdot J \cdot \sigma_{\text{adm}} \cdot M} \quad F = 6.852 \text{ mm} \quad F_{\text{real}} := 15 \text{ mm}$$

Dimensionamento - Limite de Fadiga para Engrenagens (Critério de Resistência)

Fator de Superfície (k_a): Usinado ou Laminado a frio

$$k_a := 0.70$$

Fator de Tamanho (k_b):

$$k_b := 0.97 \quad \text{Tabela 5}$$

Fator de Confiabilidade (k_c):

$$k_c := 0.89 \quad \text{Tabela 6 (90\%)}$$

Fator de Temperatura (k_d):

$$k_d := 1 \quad T < 350^\circ\text{C}$$

Fator de Concentração de Tensões (k_e): Já incluído no fator de forma da AGMA - J

Efeitos Diversos (k_f):

$$k_f := \frac{2}{\left[1 + \left(\frac{700 \text{ MPa}}{S_{u_t}} \right)^2 \right]} \quad S_{u_t} > 1400 \text{ MPa}$$

$$S_e' := 700 \text{ MPa}$$

$$S_e := k_a \cdot k_b \cdot k_c \cdot k_d \cdot k_f \cdot S_e'$$

$$S_e = 591.515 \text{ MPa}$$

Fatores de Segurança

Fator de Correção de Sobrecarga (K_o):

$$K_o := 1.0 \quad \text{Tabela 7 (Força Motriz - uniforme / Máquina Movida - uniforme)}$$

Fator de Distribuição de carga ao longo do dente(K_m):

$$K_m := 1.0 \quad \text{Tabela 8}$$

$$\sigma_{AGMA} := \frac{W_t}{K_v \cdot F_{real} \cdot M \cdot J} \quad \sigma_{AGMA} = 163.311 \text{MPa}$$

Critério de Tensões:

$$FS_{EST} := \frac{S_y}{\sigma_{AGMA} \cdot K_o \cdot K_m} \quad FS_{EST} = 5.473$$

Critério de Fadiga:

$$FS_{DIN} := \frac{2 \cdot S_e \cdot S_{u_t}}{(S_e + S_{u_t}) \cdot \sigma_{AGMA} \cdot K_o \cdot K_m}$$

$$FS_{DIN} = 3.277$$

$$\eta_G := \frac{S_e}{\sigma_{AGMA}} \quad \eta_G = 3.622$$

$$\eta := \frac{\eta_G}{K_o \cdot K_m} \quad \eta = 2.264$$

Dimensionamento - Critério de Desgaste Superficial

Resistência ao desgaste superficial para vida de até 10^8 ciclos

$$S_c := 2.76 \text{HB} \cdot \text{MPa} - 70 \text{MPa}$$

$$S_c = 1.158 \times 10^3 \cdot \text{MPa}$$

Fator de vida (C_L): vida $>10^8$ ciclos

$$C_L := 1.0$$

Fator de relação de durezas (C_H): engrenagem de dentes retos

$$C_H := 1.0$$

Fator de Temperatura (C_T):

$$C_T := 1.0$$

Fator de Confiabilidade (C_R):

$$C_R := 0.9 \quad \text{Confiabilidade de 90\%}$$

Fadiga superficial em dentes de engrenagens:

$$S_H := S_c \cdot \frac{C_L \cdot C_H}{C_T \cdot C_R} \quad S_H = 1.448 \times 10^3 \cdot \text{MPa}$$

$$\eta_G := \frac{S_H}{\sigma_{\text{AGMA}}} \quad \eta_G = 8.865$$

$$\eta := \frac{\eta_G}{K_o \cdot K_m} \quad \eta = 5.541$$

Engrenagens 9-10**Módulo (M):**

$$M := 3.5 \text{ mm}$$

Número de dentes engrenagem 9 (z₉):

$$z_9 := 52$$

Angulo de pressão (θ):

$$\theta := 20^\circ$$

Coef. de Segurança (CS):

$$CS := 4$$

Relação de Transmissão:

$$i := 1$$

Aço AISI 4130 Q&T a 315°C

$$S_u := 1550 \text{ MPa}$$

$$S_y := 1430 \text{ MPa}$$

$$HB := 445$$

Número de dentes da engrenagem 10 (z₁₀):

$$z_{10} := z_9 \cdot i$$

$$z_{10} = 52$$

$$n_5 := 316 \frac{1}{\text{min}}$$

$$P := 12.5 \text{ hp}$$

Tabela 3: Valores de Fator de Forma da AGMA - J(θ = 20°)
J = f(Z₉=52 e Z₁₀=52)

Interpolando : Z₁₀=50 (J=0.44667)

$$Z_{10}=52 (J=?)$$

$$Z_{20}=85 (J=0.46014)$$

$$J := 0.4474$$

$$d_p := M \cdot z_G$$

$$d_p = 182 \text{ mm}$$

$$v_{9.10} := \pi \cdot d_p \cdot n_5 \quad v_{9.10} = 3.011 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$W_t := \frac{P}{v_{9.10}} \quad W_t = 3.095 \text{ kN}$$

$$K_v := \frac{50}{50 + \sqrt{200 \cdot v_{9.10} \frac{\text{s}}{\text{m}}}} \quad K_v = 0.671$$

$$\sigma_{\text{adm}} := \frac{S_y}{CS} \quad \sigma_{\text{adm}} = 357.5 \text{ MPa}$$

$$F := \frac{W_t}{K_v \cdot J \cdot \sigma_{\text{adm}} \cdot M}$$

$$F = 8.243 \text{ mm}$$

$$F_{\text{real}} := 15 \text{ mm}$$

Dimensionamento - Limite de Fadiga para Engrenagens (Critério de Resistência)

Fator de Superfície (k_a): Usinado ou Laminado a frio

$$k_a := 0.70$$

Fator de Tamanho (k_b):

$$k_b := 0.97 \text{ Tabela 5}$$

Fator de Confiabilidade (k_c):

$$k_c := 0.89 \text{ Tabela 6 (90\%)}$$

Fator de Temperatura (k_d):

$$k_d := 1$$

Fator de Concentração de Tensões (k_e): Já incluído no fator de forma da AGMA - J

Efeitos Diversos (k_f):

$$k_f := \frac{2}{\left[1 + \left(\frac{700 \text{ MPa}}{S_{u_t}} \right)^2 \right]}$$

$$S_e' := 700 \text{ MPa}$$

$$S_e := k_a \cdot k_b \cdot k_c \cdot k_d \cdot k_f \cdot S_e'$$

$$S_e = 591.515 \text{ MPa}$$

Fatores de Segurança

Fator de Correção de Sobrecarga (K_o):

$$K_o := 1.0 \quad \text{Tabela 7 (Força Motriz - uniforme / Máquina Movida - uniforme)}$$

Fator de Distribuição de carga ao longo do dente(K_m):

$$K_m := 1.0 \quad \text{Tabela 8}$$

$$\sigma_{AGMA} := \frac{W_t}{K_v \cdot F_{real} \cdot M \cdot J} \quad \sigma_{AGMA} = 196.448 \text{MPa}$$

Critério de Tensões:

$$FS_{EST} := \frac{S_y}{\sigma_{AGMA} \cdot K_o \cdot K_m} \quad FS_{EST} = 4.55$$

Critério de Fadiga:

$$FS_{DIN} := \frac{2 \cdot S_e \cdot S_{u_t}}{(S_e + S_{u_t}) \cdot \sigma_{AGMA} \cdot K_o \cdot K_m}$$

$$FS_{DIN} = 2.724$$

$$\eta_G := \frac{S_e}{\sigma_{AGMA}} \quad \eta_G = 3.011$$

$$\eta := \frac{\eta_G}{K_o \cdot K_m} \quad \eta = 1.882$$

Dimensionamento - Critério de Desgaste Superficial

Resistência ao desgaste superficial para vida de até 10^8 ciclos

$$S_c := 2.76 \text{HB} \cdot \text{MPa} - 70 \text{MPa}$$

$$S_c = 1.158 \times 10^3 \cdot \text{MPa}$$

Fator de vida (C_L): vida $> 10^8$ ciclos

$$C_L := 1.0$$

Fator de relação de durezas (C_H): engrenagem de dentes retos

$$C_H := 1.0$$

Fator de Temperatura (C_T):

$$C_T := 1.0 \quad T < 120^\circ\text{C}$$

Fator de Confiabilidade (C_R):

$$C_R := 0.9 \quad \text{Confiabilidade de 90\%}$$

Fadiga superficial em dentes de engrenagens:

$$S_H := S_c \cdot \frac{C_L \cdot C_H}{C_T \cdot C_R} \quad S_H = 1.448 \times 10^3 \cdot \text{MPa}$$

$$\eta_G := \frac{S_H}{\sigma_{\text{AGMA}}} \quad \eta_G = 7.37$$

$$\eta := \frac{\eta_G}{K_o \cdot K_m} \quad \eta = 4.606$$

Engrenagens 11-12**Módulo (M):**

$$M := 3.5 \text{mm}$$

Angulo de pressão (θ):

$$\theta := 20^\circ$$

Número de dentes engrenagem 11 (z₁₁):

$$z_{11} := 21$$

Número de dentes da engrenagem 12 (z₁₂):

$$z_{12} := 8$$

Relação de Transmissão:

$$i := \frac{z_{11}}{z_{12}}$$

$$i = 0.253$$

Coef. de Segurança (CS):

$$CS := 4$$

Aço AISI 4130 Q&T a 315°C

$$S_{u_t} := 1550 \text{MPa}$$

$$S_y := 1430 \text{MPa}$$

$$\text{HB} := 445$$

$$n_5 := 316 \frac{1}{\text{min}}$$

$$P := 12.5 \text{hp}$$

Tabela 3: Valores de Fator de Forma da AGMA - $J(\theta = 20^\circ)$

$J = f(Z_{11}=21 \text{ e } Z_{12}=83)$

Interpolando : $Z_{12}=50$ ($J=0,36422$)

$Z_{12}=83$ ($J=?$)

$Z_{12}=85$ ($J=0,37186$)

$$J := 0.371$$

$$d_p := M \cdot z_{11}$$

$$d_p = 73.5 \text{mm}$$

$$v_{11.12} := \pi \cdot d_p \cdot n_5 \quad v_{11.12} = 1.216 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$W_t := \frac{P}{v_{11.12}} \quad W_t = 7.665 \text{kN}$$

$$K_v := \frac{50}{50 + \sqrt{200 \cdot v_{11.12} \frac{\text{s}}{\text{m}}}} \quad K_v = 0.762$$

$$\sigma_{\text{adm}} := \frac{S_y}{CS} \quad \sigma_{\text{adm}} = 357.5 \text{MPa}$$

$$F := \frac{W_t}{K_v \cdot J \cdot \sigma_{\text{adm}} \cdot M} \quad F = 21.638 \text{mm} \quad F_{\text{real}} := 22 \text{mm}$$

Dimensionamento - Limite de Fadiga para Engrenagens (Critério de Resistência)

Fator de Superfície (k_a): Usinado ou Laminado a frio

$$k_a := 0.70$$

Fator de Tamanho (k_b):

$$k_b := 0.97 \text{ Tabela 5}$$

Fator de Confiabilidade (k_c):

$$k_c := 0.89 \text{ Tabela 6 (90\%)}$$

Fator de Temperatura (k_d):

$$k_d := 1 \quad T < 350^\circ\text{C}$$

Fator de Concentração de Tensões (k_e): Já incluído no fator de forma da AGMA - J

Efeitos Diversos (k_f):

$$k_f := \frac{2}{\left[1 + \left(\frac{700\text{MPa}}{S_{u_t}}\right)^2\right]} \quad S_{u_t} > 1400\text{MPa}$$

$$S_{e'} := 700\text{MPa}$$

$$S_e := k_a \cdot k_b \cdot k_c \cdot k_d \cdot k_f \cdot S_{e'}$$

$$S_e = 591.515\text{MPa}$$

Fatores de Segurança

Fator de Correção de Sobrecarga (K_o):

$$K_o := 1.0 \text{ Tabela 7 (Força Motriz - uniforme / Máquina Movida - uniforme)}$$

Fator de Distribuição de carga ao longo do dente (K_m):

$$K_m := 1.0 \text{ Tabela 8}$$

$$\sigma_{\text{AGMA}} := \frac{W_t}{K_v \cdot F_{\text{real}} \cdot M \cdot J} \quad \sigma_{\text{AGMA}} = 351.62\text{MPa}$$

Critério de Tensões:

$$FS_{\text{EST}} := \frac{S_y}{\sigma_{\text{AGMA}} \cdot K_o \cdot K_m} \quad FS_{\text{EST}} = 2.542$$

Critério de Fadiga:

$$FS_{DIN} := \frac{2 \cdot Se \cdot Su_t}{(Se + Su_t) \cdot \sigma_{AGMA} \cdot K_o \cdot K_m}$$

$$FS_{DIN} = 1.522$$

$$\eta_G := \frac{Se}{\sigma_{AGMA}} \quad \eta_G = 1.682$$

$$\eta := \frac{\eta_G}{K_o \cdot K_m} \quad \eta = 1.051$$

Dimensionamento - Critério de Desgaste Superficial

Resistência ao desgaste superficial para vida de até 10^8 ciclos

$$S_c := 2.76 HB \cdot MPa - 70 MPa$$

$$S_c = 1.158 \times 10^3 \cdot MPa$$

Fator de vida (C_L): vida $>10^8$ ciclos

$$C_L := 1.0$$

Fator de relação de durezas (C_H): engrenagem de dentes retos

$$C_H := 1.0$$

Fator de Temperatura (C_T):

$$C_T := 1.0 \quad T < 120^\circ C$$

Fator de Confiabilidade (C_R):

$$C_R := 0.8 \quad \text{Confiabilidade de 90\%}$$

Fadiga superficial em dentes de engrenagens:

$$S_H := S_c \cdot \frac{C_L \cdot C_H}{C_T \cdot C_R} \quad S_H = 1.448 \times 10^3 \cdot MPa$$

$$\eta_G := \frac{S_H}{\sigma_{AGMA}} \quad \eta_G = 4.117$$

$$\eta := \frac{\eta_G}{K_o \cdot K_m} \quad \eta = 2.573$$

Engrenagens 13-14

$$M := 3.5\text{mn}$$

$$z_{13} := 52$$

Angulo de pressão (θ):

$$\theta := 20^\circ$$

Coef. de Segurança (CS):

$$CS := 4$$

Relação de Transmissão:

$$i := 1$$

Aço AISI 4130 Q&T a 315°C

$$S_{ut} := 1550\text{MPa}$$

$$S_y := 1430\text{MPa}$$

$$HB := 445$$

Número de dentes da engrenagem 14 (z_{14}):

$$z_{14} := z_{13}^i$$

$$z_{14} = 52$$

$$n_1 := 80.1 \frac{1}{\text{min}}$$

$$P := 12.5\text{hp}$$

Tabela 3: Valores de Fator de Forma da AGMA - $J(\theta = 20^\circ)$

$J = f(Z_{13}=52 \text{ e } Z_{14}=52)$

Interpolando : $Z_{14}=50$ ($J=0.44667$)

$Z_{14}=52$ ($J=?$)

$$J := 0.4474$$

$Z_{14}=85$ ($J=0.46014$)

$$d_p := M \cdot z_{13}$$

$$d_p = 182\text{mn}$$

$$v_{13.14} := \pi \cdot d_p \cdot n_1$$

$$v_{13.14} = 0.763 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$W_t := \frac{P}{v_{13.14}}$$

$$W_t = 12.212\text{kN}$$

$$K_v := \frac{50}{50 + \sqrt{200 \cdot v_{13.14} \frac{\text{s}}{\text{m}}}}$$

$$K_v = 0.802$$

$$\sigma_{adm} := \frac{S_y}{CS}$$

$$\sigma_{adm} = 357.5\text{MPa}$$

$$F := \frac{W_t}{K_v \cdot J \cdot \sigma_{adm} \cdot M}$$

$$F = 27.202\text{mn}$$

$$F_{real} := 22\text{mn}$$

Dimensionamento - Limite de Fadiga para Engrenagens (Critério de Resistência)

Fator de Superfície (k_a): Retificado

$$k_a := 0.9$$

Fator de Tamanho (k_b):

$$k_b := 0.9 \text{ Tabela 5}$$

Fator de Confiabilidade (k_c):

$$k_c := 0.89 \text{ Tabela 6 (90\%)}$$

Fator de Temperatura (k_d):

$$k_d := 1 \quad T < 350^\circ\text{C}$$

Fator de Concentração de Tensões (k_e): Já incluído no fator de forma da AGMA - J

Efeitos Diversos (k_f):

$$k_f := \frac{2}{\left[1 + \left(\frac{700\text{MPa}}{S_{u_t}}\right)^2\right]} \quad S_{u_t} > 1400\text{MPa}$$

$$S_e' := 700\text{MPa}$$

$$S_e := k_a \cdot k_b \cdot k_c \cdot k_d \cdot k_f \cdot S_e'$$

$$S_e = 763.024\text{MPa}$$

Fatores de Segurança

Fator de Correção de Sobrecarga (K_o):

$$K_o := 1.0 \quad \text{Tabela 7 (Força Motriz - uniforme / Máquina Movida - uniforme)}$$

Fator de Distribuição de carga ao longo do dente (K_m):

$$K_m := 1.0 \quad \text{Tabela 8}$$

$$\sigma_{\text{AGMA}} := \frac{W_t}{K_v \cdot F_{\text{real}} \cdot M \cdot J} \quad \sigma_{\text{AGMA}} = 442.03\text{MPa}$$

Critério de Tensões:

$$FS_{\text{EST}} := \frac{S_y}{\sigma_{\text{AGMA}} \cdot K_o \cdot K_m} \quad FS_{\text{EST}} = 2.022$$

Critério de Fadiga:

$$FS_{DIN} := \frac{2 \cdot S_e \cdot S_{u_t}}{(S_e + S_{u_t}) \cdot \sigma_{AGMA} \cdot K_o \cdot K_m}$$

$$FS_{DIN} = 1.446$$

$$\eta_G := \frac{S_e}{\sigma_{AGMA}} \quad \eta_G = 1.726$$

$$\eta := \frac{\eta_G}{K_o \cdot K_m} \quad \eta = 1.079$$

Dimensionamento - Critério de Desgaste Superficial

Resistência ao desgaste superficial para vida de até 10^8 ciclos

$$S_c := 2.76 \text{ HB} \cdot \text{MPa} - 70 \text{ MPa}$$

$$S_c = 1.158 \times 10^3 \cdot \text{MPa}$$

Fator de vida (C_L): vida $>10^8$ ciclos

$$C_L := 1.0$$

Fator de relação de durezas (C_H): engrenagem de dentes retos

$$C_H := 1.0$$

Fator de Temperatura (C_T):

$$C_T := 1.0 \quad T < 120^\circ\text{C}$$

Fator de Confiabilidade (C_R):

$$C_R := 0.9 \quad \text{Confiabilidade de 90\%}$$

Fadiga superficial em dentes de engrenagens:

$$S_H := S_c \cdot \frac{C_L \cdot C_H}{C_T \cdot C_R} \quad S_H = 1.448 \times 10^3 \cdot \text{MPa}$$

$$\eta_{G_w} := \frac{S_H}{\sigma_{AGMA}} \quad \eta_G = 3.275$$

$$\eta_w := \frac{\eta_G}{K_o \cdot K_m} \quad \eta = 2.047$$

Engrenagens 15-16

Módulo (M):

$$M := 3.5\text{mm}$$

Número de dentes engrenagem 15 (z_{15}):

$$z_{15} := 25$$

Angulo de pressão (θ):

$$\theta := 20^\circ$$

Coef. de Segurança (CS):

$$CS := 4$$

Número de dentes da engrenagem 14 (z_{14}):

$$z_{16} := 27$$

Relação de Transmissão:

$$i := \frac{z_{16}}{z_{15}}$$

$$i = 1.08$$

Aço AISI 4130 Q&T a 315°C

$$S_u := 1550\text{MPa}$$

$$S_y := 1430\text{MPa}$$

$$HB := 445$$

$$n_1 := 80.1 \frac{1}{\text{min}}$$

$$P := 12.5\text{hp}$$

$$J := 0.408$$

$$d_p := M \cdot z_{15}$$

$$d_p = 87.5\text{mm}$$

$$v_{15.16} := \pi \cdot d_p \cdot n_1 \quad v_{15.16} = 0.367 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$W_t := \frac{P}{v_{15.16}} \quad W_t = 25.4\text{kN}$$

$$K_v := \frac{50}{50 + \sqrt{200 \cdot v_{15.16} \frac{\text{s}}{\text{m}}}} \quad K_v = 0.854$$

$$\sigma_{\text{adm}} := \frac{S_y}{CS} \quad \sigma_{\text{adm}} = 357.5\text{MPa}$$

$$F := \frac{W_t}{K_v \cdot J \cdot \sigma_{\text{adm}} \cdot M} \quad F = 58.194\text{mm} \quad F_{\text{real}} := 45\text{mm}$$

Dimensionamento - Limite de Fadiga para Engrenagens (Critério de Resistência)

Fator de Superfície (k_a): Retificado

$$k_a := 0.9$$

Fator de Tamanho (k_b):

$$k_b := 0.9 \quad \text{Tabela 5}$$

Fator de Confiabilidade (k_c):

$$k_c := 0.89 \quad \text{Tabela 6 (90\%)}$$

Fator de Temperatura (k_d):

$$k_d := 1$$

Fator de Concentração de Tensões (k_e): Já incluído no fator de forma da AGMA - J

Efeitos Diversos (k_f):

$$k_f := \frac{2}{\left[1 + \left(\frac{700\text{MPa}}{S_{u_t}}\right)^2\right]}$$

$$S_e' := 700\text{MPa}$$

$$S_e := k_a \cdot k_b \cdot k_c \cdot k_d \cdot k_f \cdot S_e'$$

$$S_e = 763.024\text{MPa}$$

Fatores de Segurança

Fator de Correção de Sobrecarga (K_o):

$$K_o := 1.0 \quad \text{Tabela 7 (Força Motriz - uniforme / Máquina Movida - uniforme)}$$

Fator de Distribuição de carga ao longo do dente (K_m):

$$K_m := 1.0 \quad \text{Tabela 8}$$

$$\sigma_{\text{AGMA}} := \frac{W_t}{K_v \cdot F_{\text{real}} \cdot M \cdot J}$$

$$\sigma_{\text{AGMA}} = 462.317\text{MPa}$$

Critério de Tensões:

$$FS_{\text{EST}} := \frac{S_y}{\sigma_{\text{AGMA}} \cdot K_o \cdot K_m}$$

$$FS_{\text{EST}} = 1.933$$

Critério de Fadiga:

$$FS_{DIN} := \frac{2 \cdot Se \cdot Su_t}{(Se + Su_t) \cdot \sigma_{AGMA} \cdot K_o \cdot K_m} \quad FS_{DIN} = 1.382$$

$$\eta_G := \frac{Se}{\sigma_{AGMA}} \quad \eta_G = 1.65$$

$$\eta := \frac{\eta_G}{K_o \cdot K_m} \quad \eta = 1.032$$

Dimensionamento - Critério de Desgaste Superficial

Resistência ao desgaste superficial para vida de até 10^8 ciclos

$$S_c := 2.76HB \cdot MPa - 70MPa$$

$$S_c = 1.158 \times 10^3 \cdot MPa$$

Fator de vida (C_L): vida $>10^8$ ciclos

$$C_L := 1.0$$

Fator de relação de durezas (C_H): engrenagem de dentes retos

$$C_H := 1.0$$

Fator de Temperatura (C_T):

$$C_T := 1.0 \quad T < 120^\circ C$$

Fator de Confiabilidade (C_R):

$$C_R := 0.8 \quad \text{Confiabilidade de 90\%}$$

Fadiga superficial em dentes de engrenagens:

$$S_H := S_c \cdot \frac{C_L \cdot C_H}{C_T \cdot C_R} \quad S_H = 1.448 \times 10^3 \cdot MPa$$

$$\eta_G := \frac{S_H}{\sigma_{AGMA}} \quad \eta_G = 3.132$$

$$\eta := \frac{\eta_G}{K_o \cdot K_m} \quad \eta = 1.957$$

Dimensionamento dos Eixos

Eixo 1

Material - Aço SAE 4340 Q&T @ 315°C

$$S_{ut} := 1720 \text{MPa}$$

$$S_y := 1590 \text{MPa}$$

$$W := \frac{W_t}{\cos(\theta)}$$

$$L_{xx} := 200 \text{mm}$$

$$F_{\text{correia}} := 917 \text{N}$$

$$L_{\text{polia}} := 50 \text{mm}$$

$$W = 1.175 \times 10^3 \cdot \text{N}$$

$$L_{\text{engrenagem}} := 170 \text{mm}$$

$$W_r := W_t \cdot \tan(\theta)$$

$$W_r = 401.824 \text{N}$$

$$W_t = 1.104 \times 10^3 \text{N}$$

Esforços nos apoios

Mancal A

$$A_{xy} := 1880 \text{N}$$

$$A_{xz} := 100.5 \text{N}$$

$$R_A := \sqrt{(A_{xy})^2 + (A_{xz})^2}$$

$$R_A = 1.883 \times 10^3 \text{N}$$

Mancal B

$$B_{xy} := 141 \text{N}$$

$$B_{xz} := 301 \text{N}$$

$$R_B := \sqrt{(B_{xy})^2 + (B_{xz})^2}$$

$$R_B = 332.388 \text{N}$$

Momento Fletor

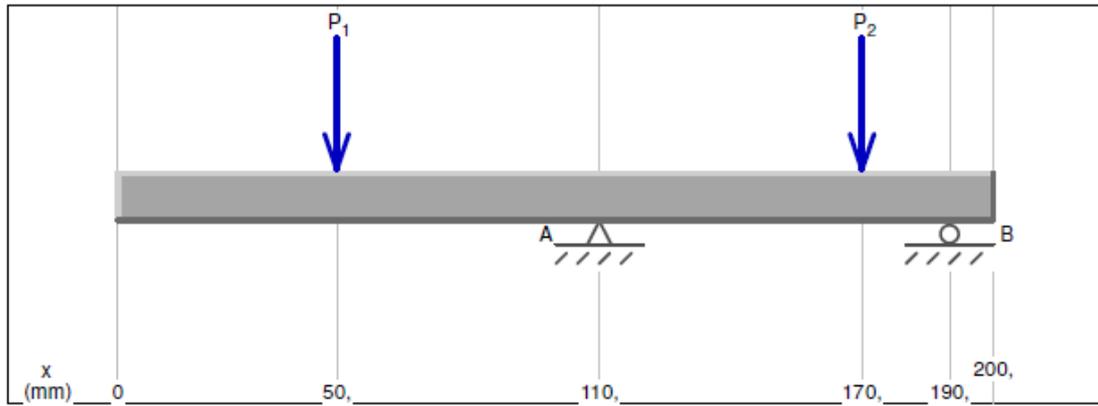
$$M_{xy} := 55020 \text{N} \cdot \text{mm}$$

$$M_{xz} := 0 \text{N} \cdot \text{mm}$$

$$M_{\text{máx}} := \sqrt{(M_{xy})^2 + (M_{xz})^2}$$

$$M_{\text{máx}} = 5.502 \times 10^4 \cdot \text{N} \cdot \text{mm}$$

Diagrama de esforços - Eixo 1 (plano xy)



$P_1 = 917,0$ N (down)
 $P_2 = 1104,0$ N (down)

$A_y = 1.880,75$ N (up)
 $B_y = 140,25$ N (up)

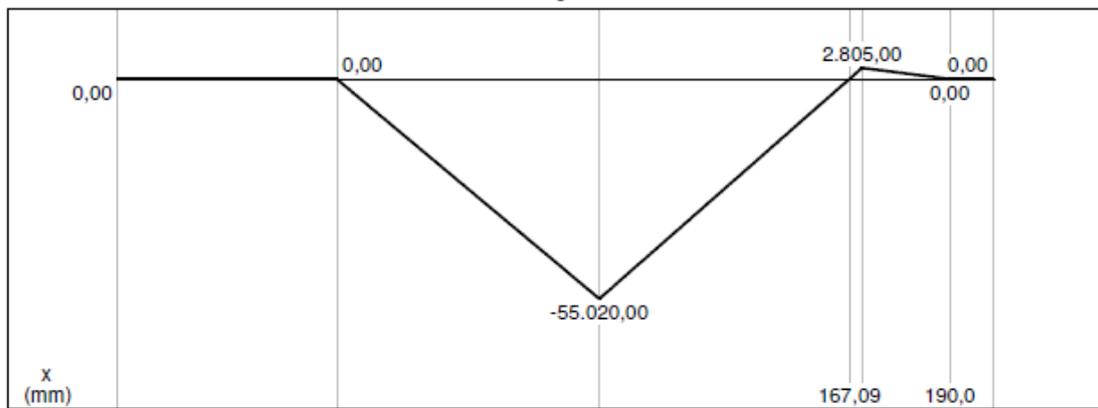
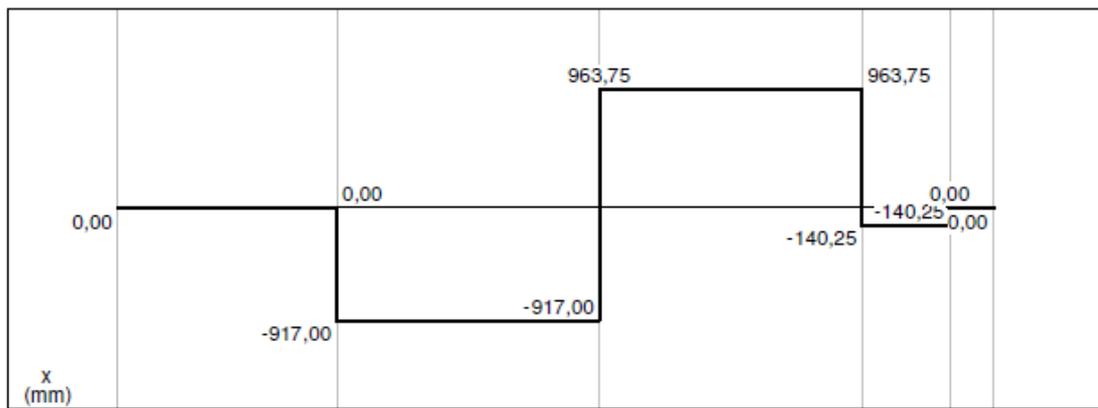
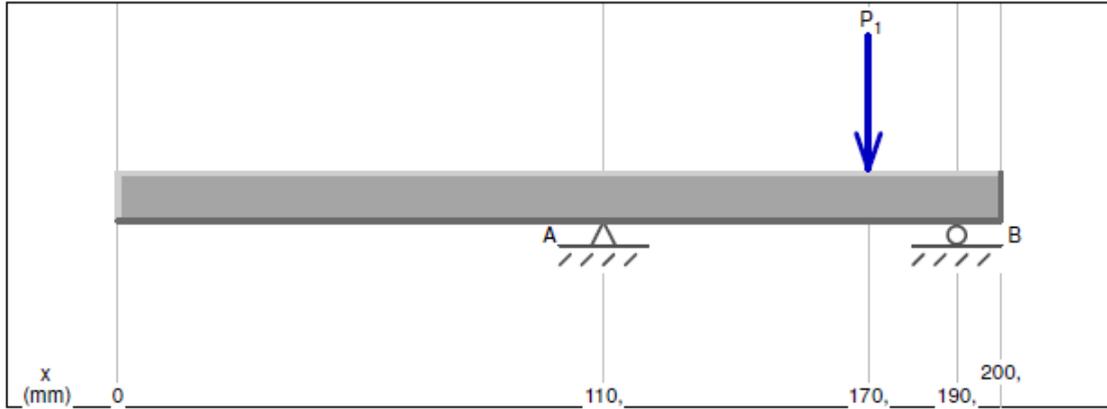


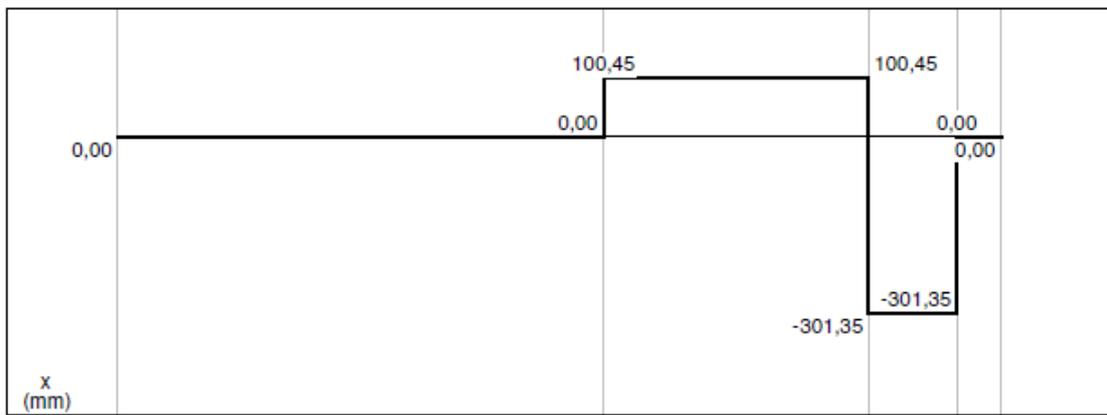
Diagrama de esforços - Eixo 1 (plano xz)



$P_1 = 401,8 \text{ N (down)}$

Load Diagram

$A_y = 100,45 \text{ N (up)}$
 $B_y = 301,35 \text{ N (up)}$



Shear Diagram (N)



Moment Diagram (N-mm)

Torque no eixo

$$T := W_t \cdot \frac{d_p}{2}$$

$$T = 100.464 \text{ N}\cdot\text{m}$$

Dimensionamento

Critério de Flecha Máxima

$$y_{\text{máx}} := 0.2\text{mm}$$

$$E := 207\text{GPa}$$

$$a := 60\text{mm}$$

$$b := 20\text{mm}$$

$$d_{\text{flecha}} := \left[\frac{64 W \cdot b \cdot a \cdot (L^2 - a^2 - b^2)}{6 \cdot E \cdot \pi \cdot y_{\text{máx}} \cdot L} \right]^{\frac{1}{4}}$$

$$d_{\text{flecha}} = 12.011\text{mm}$$

$$d_{\text{padrão}} := 14\text{mm}$$

Critério de Soderberg

Fator de acabamento superficial

$$a_{\text{aaa}} := 1.24 \quad \text{Usinado}$$

$$b_{\text{aaa}} := -0.107$$

$$K_a := a \cdot \left(\frac{S_{\text{ut}}}{\text{MPa}} \right)^b$$

$$K_a = 0.559$$

Fator de dimensão e forma

$$K_b := \left[1.24 \left(\frac{d_{\text{padrão}}}{\text{mm}} \right)^{-0.107} \right]$$

$$K_b = 0.935$$

Fator de confiabilidade

$$K_C := 0.814 \quad \text{Confiabilidade de 99\%}$$

Fator de temperatura

$$K_d := 1 \quad T < 350^\circ\text{C}$$

Fator de concentração de tensões

$$K_t := 1.5$$

$$q := 0.75$$

$$K_e := \frac{1}{1 + q \cdot (K_t - 1)}$$

$$K_e = 0.597$$

$$S_e' := 700 \text{MPa}$$

$$CS_1 := 1.5$$

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

$$S_e = 177.714 \text{MPa}$$

Equação de Soderberg:

$$d_{\text{soderberg}} := \left[\frac{32 \cdot CS_1}{\pi} \cdot \left[\left(\frac{M_{\text{máx}}}{S_e} \right)^2 + \left(\frac{T}{S_y} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right]^{\frac{1}{3}}$$

$$d_{\text{soderberg}} = 16.901 \text{mm}$$

Padronizado

$$d := 18 \text{mm}$$

Eixo 2

Material - Aço SAE 4340 Q&T @ 315°C

$$S_{ut} := 1720 \text{MPa}$$

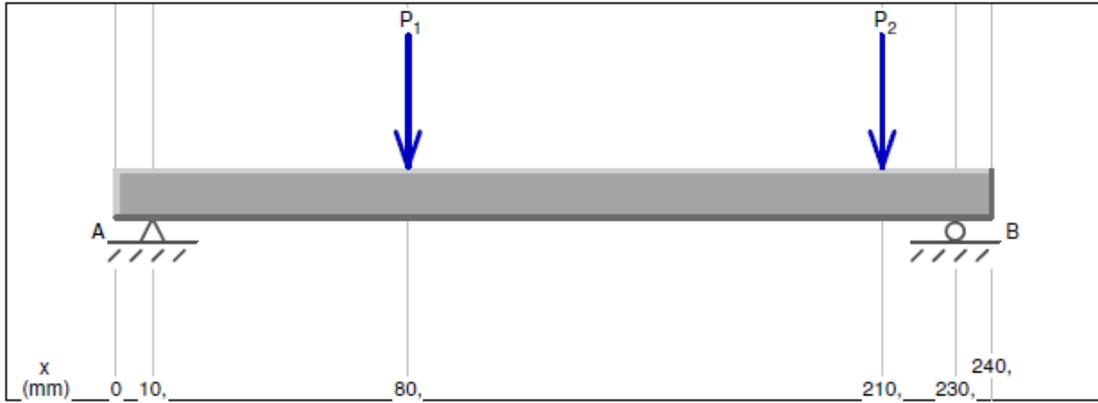
$$S_y := 1590 \text{MPa}$$

$$W_{t1} := 1336 \text{N}$$

$$W_{t2} := 232 \text{N}$$

$$L := 240 \text{mm}$$

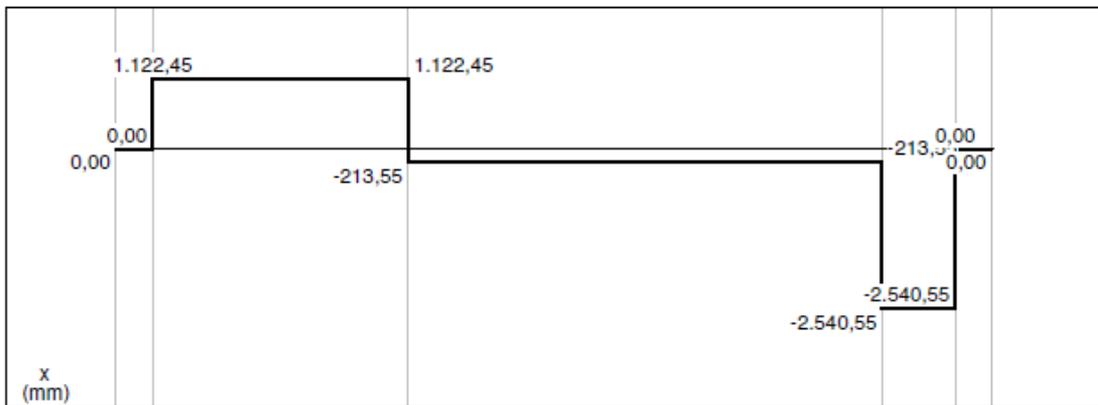
Diagrama de esforços - Eixo 2 (plano xy)



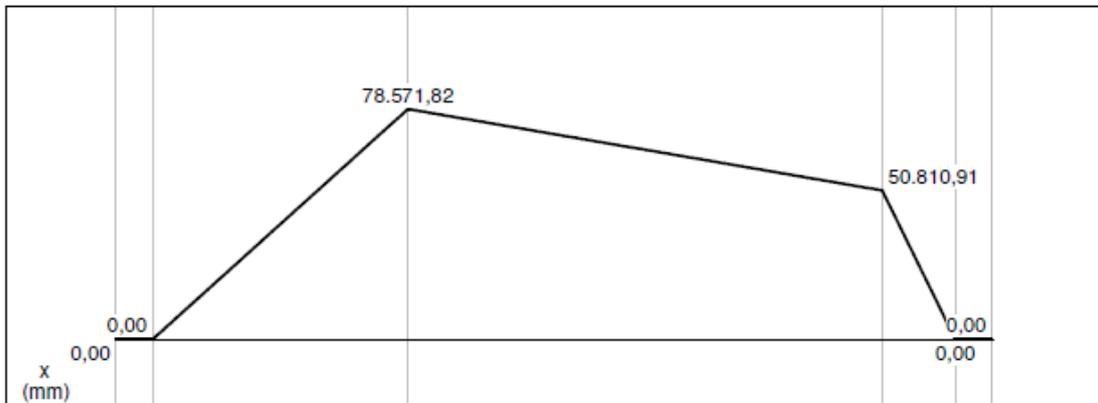
Load Diagram

$P_1 = 1336,0 \text{ N (down)}$
 $P_2 = 2327,0 \text{ N (down)}$

$A_y = 1.122,45 \text{ N (up)}$
 $B_y = 2.540,55 \text{ N (up)}$

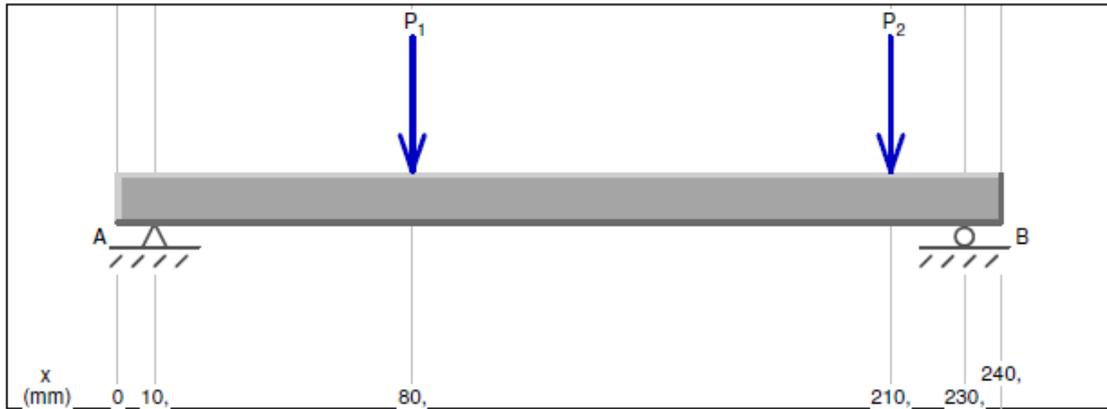


Shear Diagram (N)



Moment Diagram (N-mm)

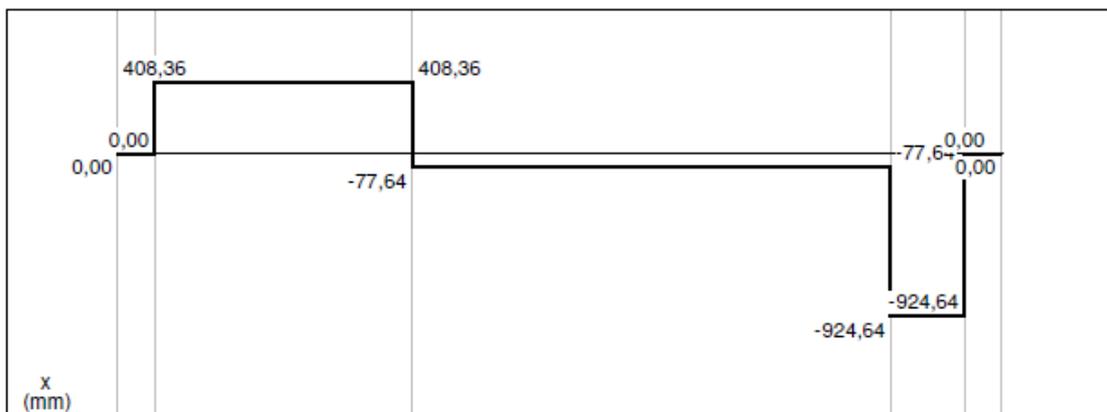
Diagrama de esforços - Eixo 2 (plano xz)



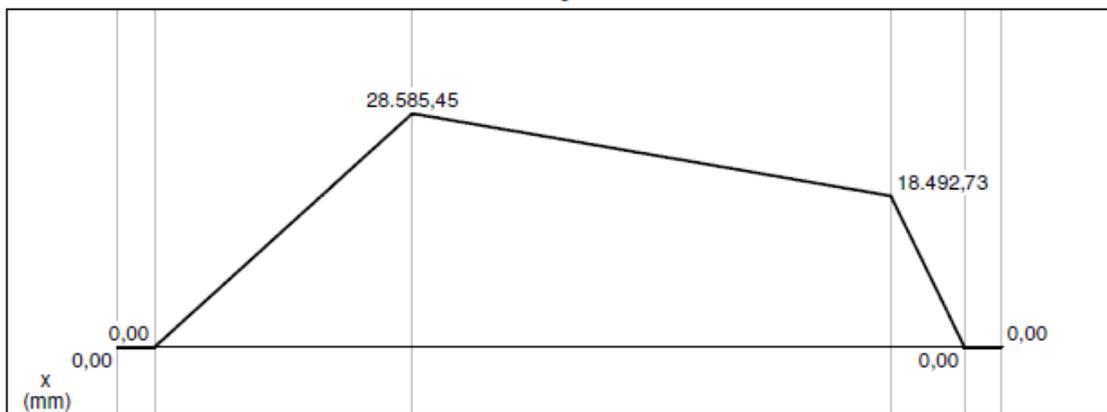
Load Diagram

$P_1 = 486,0 \text{ N (down)}$
 $P_2 = 847,0 \text{ N (down)}$

$A_y = 408,36 \text{ N (up)}$
 $B_y = 924,64 \text{ N (up)}$



Shear Diagram (N)



Moment Diagram (N-mm)

$$W_1 := \frac{W_{t1}}{\cos(\theta)}$$

$$W_1 = 1.422 \times 10^3 \cdot \text{N}$$

$$W_{r1} := W_{t1} \cdot \tan(\theta)$$

$$W_{r1} = 486.264 \text{N}$$

$$W_2 := \frac{W_{t2}}{\cos(\theta)}$$

$$W_2 = 2.476 \times 10^3 \cdot \text{N}$$

$$W_{r2} := W_{t2} \cdot \tan(\theta)$$

$$W_{r2} = 846.959 \text{N}$$

Esforços nos apoios:

Mancal A

$$A_{xy} := 1123 \text{N}$$

$$A_{xz} := 408 \text{N}$$

$$R_A := \sqrt{(A_{xy}^2) + (A_{xz}^2)}$$

$$R_A = 1.195 \times 10^3 \text{ N}$$

Mancal B

$$B_{xy} := 2540.5 \text{N}$$

$$B_{xz} := 925 \text{N}$$

$$R_B := \sqrt{(B_{xy}^2) + (B_{xz}^2)}$$

$$R_B = 2.704 \times 10^3 \text{ N}$$

Momento Fletor

$$M_{xy} := 7857 \text{N} \cdot \text{mn}$$

$$M_{xz} := 2858.5 \text{N} \cdot \text{mn}$$

$$M_{\text{máx}} := \sqrt{(M_{xy}^2) + (M_{xz}^2)}$$

$$M_{\text{máx}} = 8.361 \times 10^4 \cdot \text{N} \cdot \text{mn}$$

Torque no eixo

$$T := W_{t2} \cdot \frac{d_p}{2}$$

$$T = 142.529 \text{ N}\cdot\text{m}$$

Dimensionamento

Critério de Flecha Máxima

$$y_{\text{máx}} := 0.2 \text{ mm}$$

$$E := 207 \text{ GPa}$$

$$a := 200 \text{ mm}$$

$$b := 40 \text{ mm}$$

$$d_{\text{flecha}} := \left[\frac{64 W_2 \cdot b \cdot a \cdot (L^2 - a^2 - b^2)}{6 \cdot E \cdot \pi \cdot y_{\text{máx}} \cdot L} \right]^{\frac{1}{4}}$$

$$d_{\text{flecha}} = 18.141 \text{ mm}$$

$$d_{\text{padrão}} := 20 \text{ mm}$$

Critério de Soderberg

Fator de acabamento superficial

$$a_s := 1.2^{\frac{1}{4}} \quad \text{Usinado}$$

$$b_s := -0.10^{\frac{1}{4}}$$

$$K_a := a_s \cdot \left(\frac{S_{ut}}{\text{MPa}} \right)^{b_s}$$

$$K_a = 0.559$$

Fator de dimensão e forma

$$K_b := \left[1.24 \left(\frac{d_{\text{padrão}}}{\text{mm}} \right)^{-0.107} \right]$$

$$K_b = 0.9$$

Fator de confiabilidade

$$K_c := 0.81^{\frac{1}{4}} \quad \text{Confiabilidade de 99\%}$$

Fator de temperatura

$$K_d := 1 \quad T < 350^\circ\text{C}$$

Fator de concentração de tensões

$$K_t := 1.7$$

$$q := 0.8$$

$$K_e := \frac{1}{1 + q \cdot (K_t - 1)}$$

$$K_e = 0.641$$

$$S_e' := 700 \text{MPa}$$

$$CS_1 := 1.5$$

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

$$S_e = 183.666 \text{MPa}$$

Equação de Soderberg:

$$d_{\text{soderberg}} := \left[\frac{32 \cdot CS_1}{\pi} \cdot \left[\left(\frac{M_{\text{máx}}}{S_e} \right)^2 + \left(\frac{T}{S_y} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right]^{\frac{1}{3}}$$

$$d_{\text{soderberg}} = 19.21 \text{mm}$$

Padronizado

$$d := 20 \text{mm}$$

Eixo 3

Material - Aço SAE 4340 Q&T @ 315°C

$$S_{\text{ut}} := 1720 \text{MPa}$$

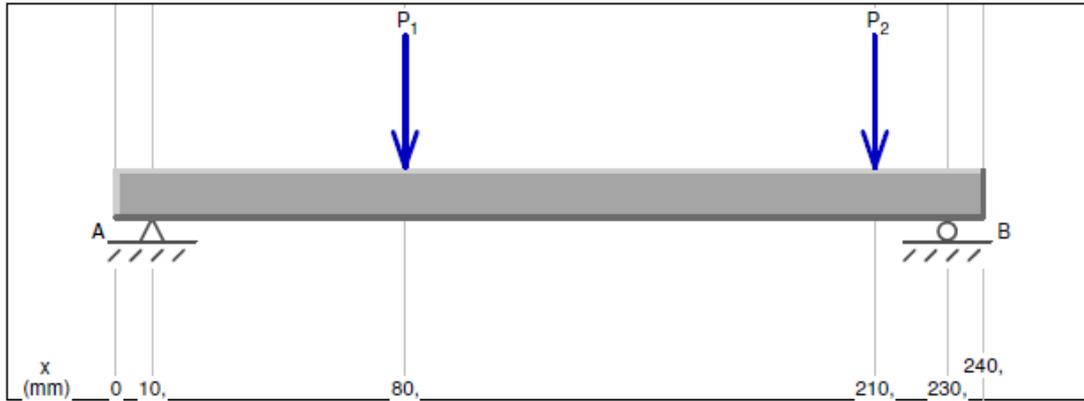
$$S_y := 1590 \text{MPa}$$

$$W_{t1} := 232 \text{N}$$

$$W_{t2} := 766 \text{N}$$

$$L_{\text{ax}} := 240 \text{mm}$$

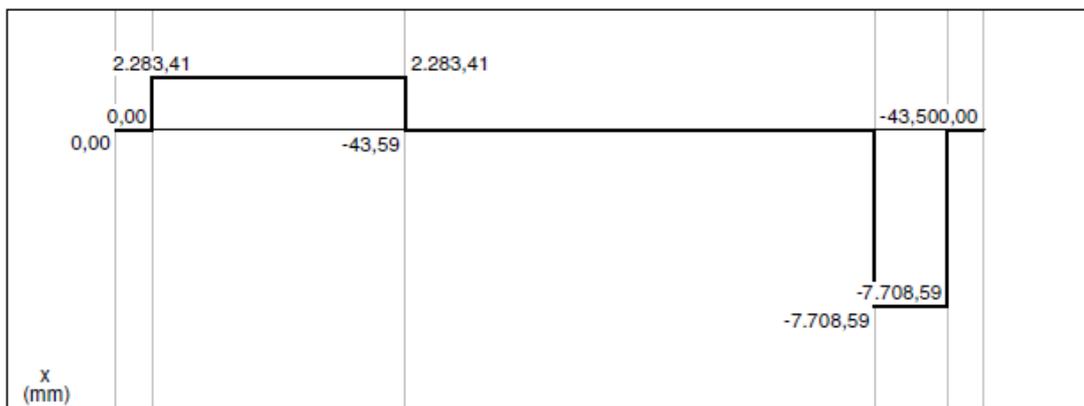
Diagrama de esforços - Eixo 3 (plano xy)



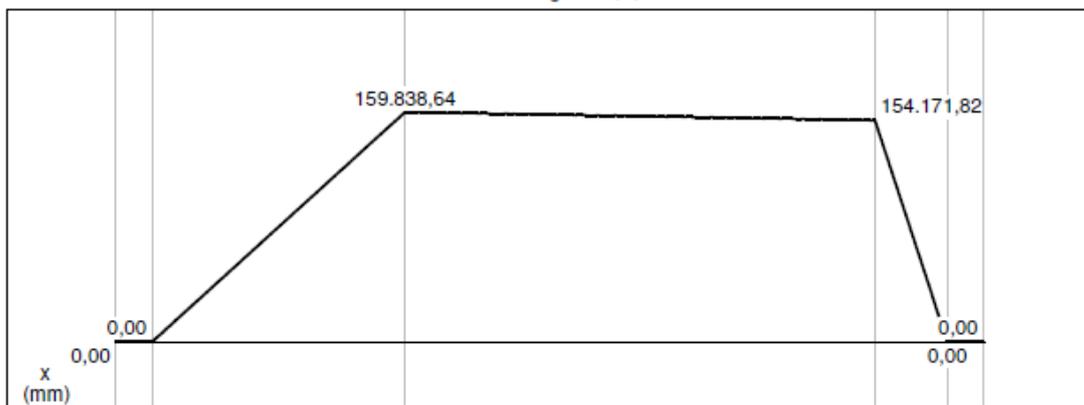
Load Diagram

$P_1 = 2327,0 \text{ N (down)}$
 $P_2 = 7665,0 \text{ N (down)}$

$A_y = 2.283,41 \text{ N (up)}$
 $B_y = 7.708,59 \text{ N (up)}$

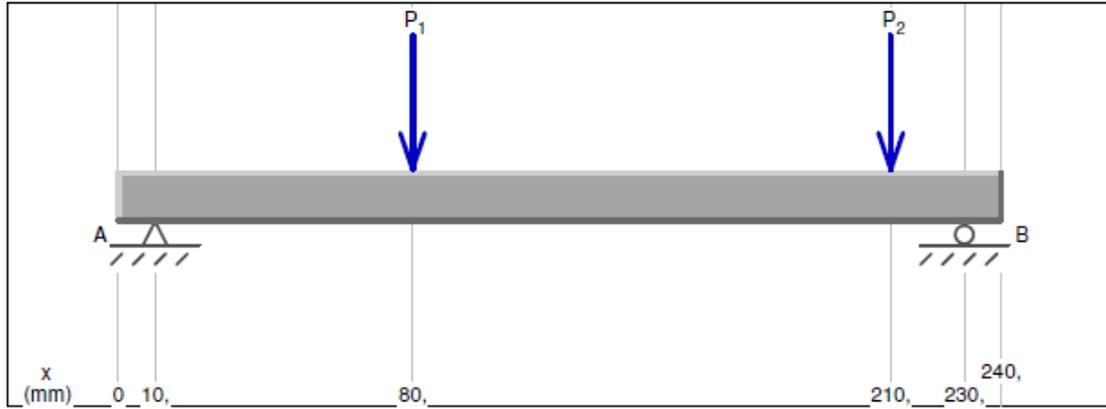


Shear Diagram (N)



Moment Diagram (N-mm)

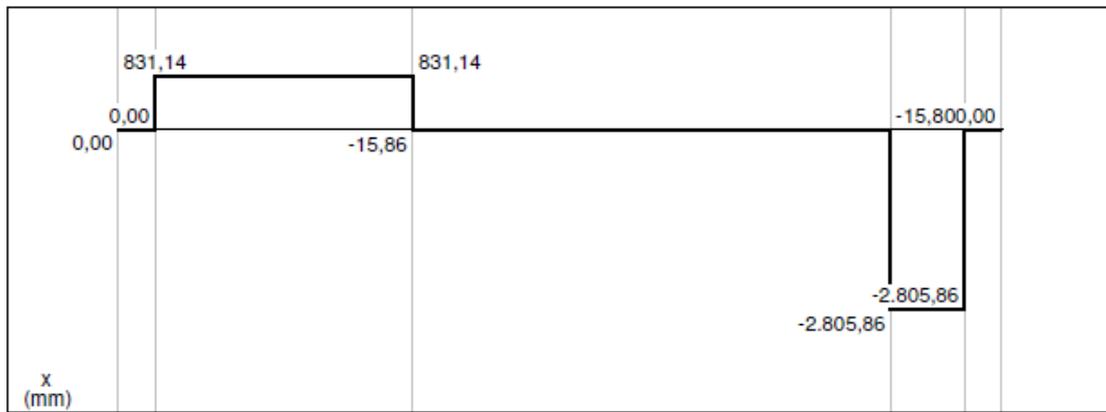
Diagrama de esforços - Eixo 3 (plano xz)



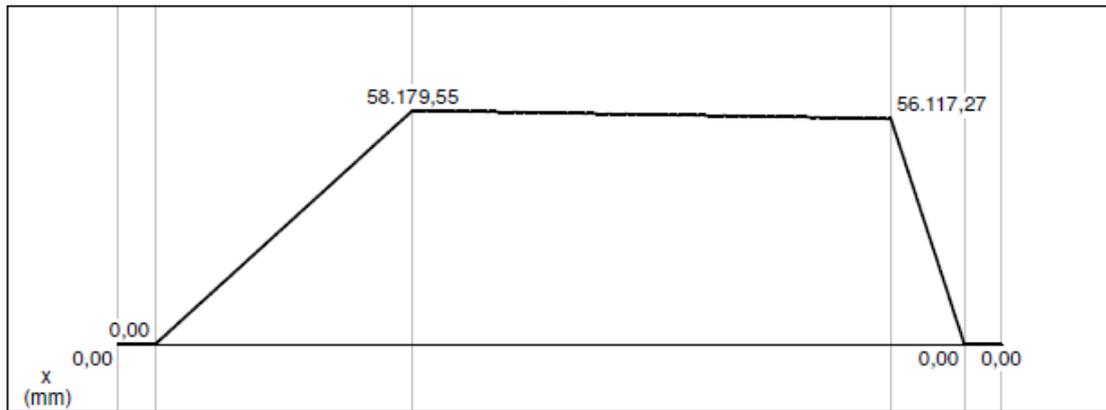
Load Diagram

$P_1 = 847,0 \text{ N (down)}$
 $P_2 = 2790,0 \text{ N (down)}$

$A_y = 831,14 \text{ N (up)}$
 $B_y = 2.805,86 \text{ N (up)}$



Shear Diagram (N)



Moment Diagram (N-mm)

$$W_1 := \frac{W_{t1}}{\cos(\theta)}$$

$$W_1 = 2.476 \times 10^3 \cdot \text{N}$$

$$W_{r1} := W_{t1} \cdot \tan(\theta)$$

$$W_{r1} = 846.959 \text{N}$$

$$W_2 := \frac{W_{t2}}{\cos(\theta)}$$

$$W_2 = 8.157 \times 10^3 \cdot \text{N}$$

$$W_{r2} := W_{t2} \cdot \tan(\theta)$$

$$W_{r2} = 2.79 \times 10^3 \text{N}$$

Esforços nos apoios:

Mancal A

$$A_{xy} := 2283 \text{N}$$

$$A_{xz} := 832 \text{N}$$

$$R_A := \sqrt{(A_{xy}^2) + (A_{xz}^2)}$$

$$R_A = 2.43 \times 10^3 \text{N}$$

Mancal B

$$B_{xy} := 7708 \text{N}$$

$$B_{xz} := 2806 \text{N}$$

$$R_B := \sqrt{(B_{xy}^2) + (B_{xz}^2)}$$

$$R_B = 8.203 \times 10^3 \text{N}$$

Momento Fletor

$$M_{xy} := 159838 \text{N} \cdot \text{mm}$$

$$M_{xz} := 58180 \text{N} \cdot \text{mm}$$

$$M_{\text{máx}} := \sqrt{(M_{xy}^2) + (M_{xz}^2)}$$

$$M_{\text{máx}} = 1.701 \times 10^5 \cdot \text{N} \cdot \text{mm}$$

Torque no eixo

$$T := W_{t2} \cdot \frac{d_p}{2}$$

$$T = 281.689 \text{ N}\cdot\text{m}$$

Dimensionamento:

Critério de Flecha Máxima:

$$y_{\text{máx}} := 0.2 \text{ mm}$$

$$E := 207 \text{ GPa}$$

$$a := 70 \text{ mm}$$

$$b := 150 \text{ mm}$$

$$d_{\text{flecha}} := \left[\frac{64 W_1 \cdot b \cdot a \cdot (L^2 - a^2 - b^2)}{6 \cdot E \cdot \pi \cdot y_{\text{máx}} \cdot L} \right]^{\frac{1}{4}}$$

$$d_{\text{flecha}} = 22.76 \text{ mm}$$

$$d_{\text{padrão}} := 25 \text{ mm}$$

Critério de Soderberg

Fator de acabamento superficial

$$a_{\text{aa}} := 1.2^z \quad \text{Usinado}$$

$$b_{\text{aa}} := -0.10^z$$

$$K_a := a \cdot \left(\frac{S_{\text{ut}}}{\text{MPa}} \right)^b$$

$$K_a = 0.559$$

Fator de dimensão e forma

$$K_b := \left[1.24 \left(\frac{d_{\text{padrão}}}{\text{mm}} \right)^{-0.107} \right]$$

$$K_b = 0.879$$

Fator de confiabilidade

$$K_c := 0.81^z \quad \text{Confiabilidade de 99\%}$$

Fator de temperatura

$$K_d := 1 \quad T < 350^\circ\text{C}$$

Fator de concentração de tensões

$$K_t := 1.6$$

$$q := 0.6$$

$$K_e := \frac{1}{1 + q \cdot (K_t - 1)}$$

$$K_e = 0.735$$

$$S_e' := 700\text{MPa}$$

$$CS_1 := 1.4$$

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

$$S_e = 205.705\text{MPa}$$

Equação de Soderberg:

$$d_{\text{soderberg}} := \left[\frac{32 \cdot CS_1}{\pi} \cdot \left[\left(\frac{M_{\text{máx}}}{S_e} \right)^2 + \left(\frac{T}{S_y} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right]^{\frac{1}{3}}$$

$$d_{\text{soderberg}} = 23.465\text{mm}$$

Padronizado

$$d := 25\text{mm}$$

Eixo 4

Material - Aço SAE 4340 Q&T @ 315°C

$$S_{ut} := 1720 \text{MPa}$$

$$S_y := 1590 \text{MPa}$$

$$W_{t1} := 7665 \text{N}$$

$$W_{t2} := 12212 \text{N}$$

$$L_{AAA} := 350 \text{mm}$$

$$W_1 := \frac{W_{t1}}{\cos(\theta)}$$

$$W_1 = 8.157 \times 10^3 \cdot \text{N}$$

$$W_{r1} := W_{t1} \cdot \tan(\theta)$$

$$W_{r1} = 2.79 \times 10^3 \text{N}$$

$$W_2 := \frac{W_{t2}}{\cos(\theta)}$$

$$W_2 = 1.3 \times 10^4 \cdot \text{N}$$

$$W_{r2} := W_{t2} \cdot \tan(\theta)$$

$$W_{r2} = 4.445 \times 10^3 \text{N}$$

Esforços nos apoios:

Mancal A

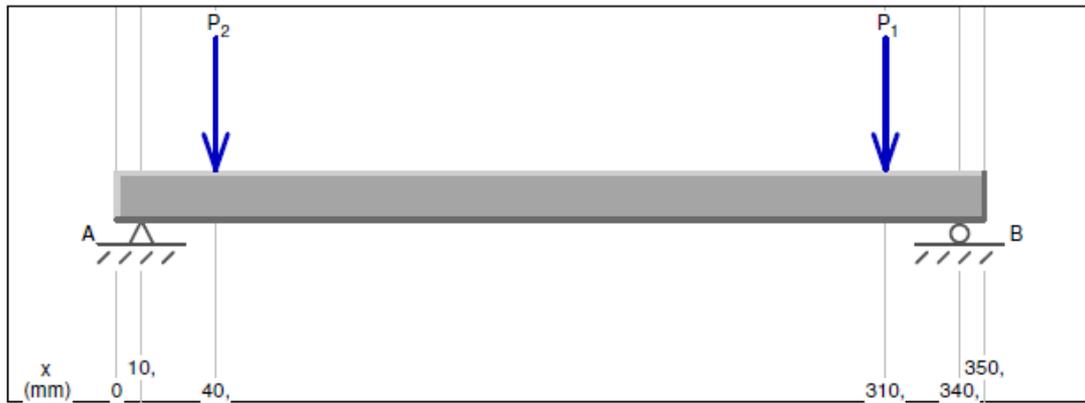
$$A_{xy} := 8078 \text{N}$$

$$A_{xz} := 2940 \text{N}$$

$$R_A := \sqrt{(A_{xy}^2) + (A_{xz}^2)}$$

$$R_A = 8.596 \times 10^3 \text{N}$$

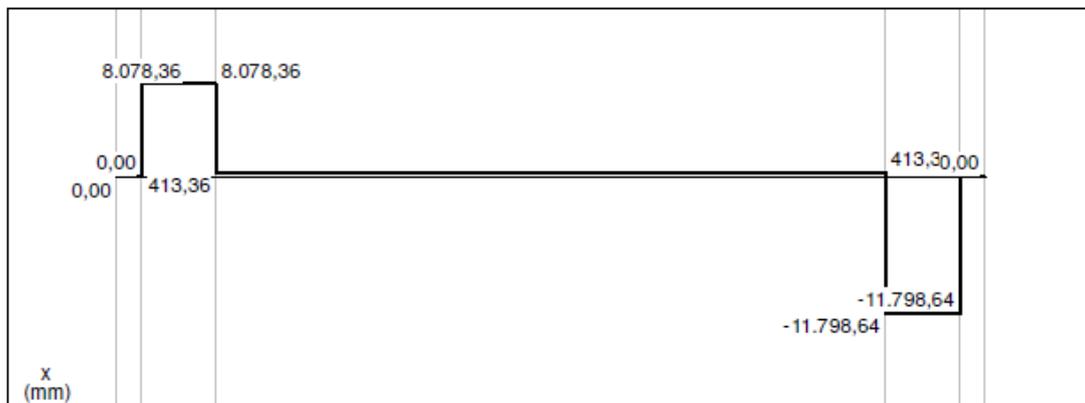
Diagrama de Esforços - Eixo 4 (plano xy)



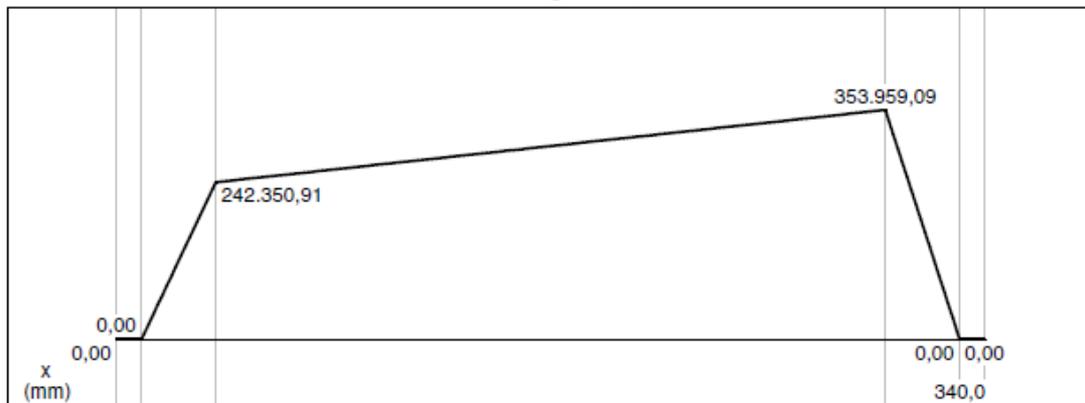
Load Diagram

$P_1 = 12212,0 \text{ N (down)}$
 $P_2 = 7665,0 \text{ N (down)}$

$A_y = 8.078,36 \text{ N (up)}$
 $B_y = 11.798,64 \text{ N (up)}$

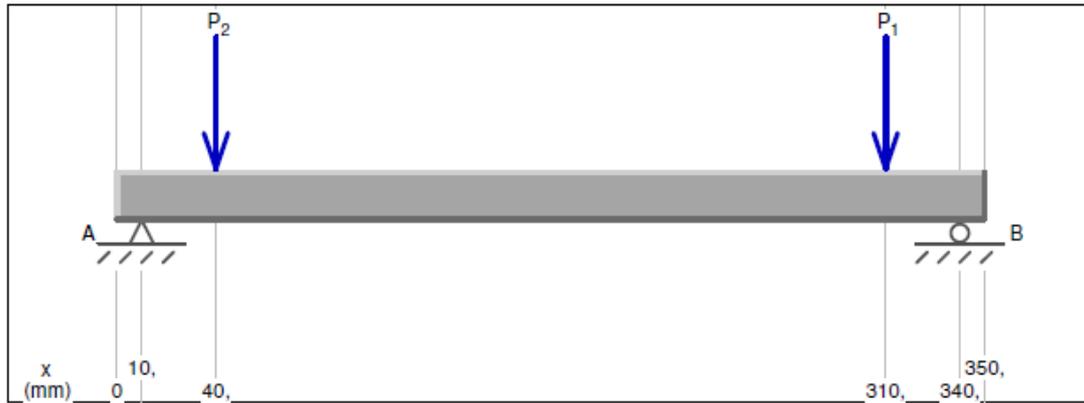


Shear Diagram (N)



Moment Diagram (N-mm)

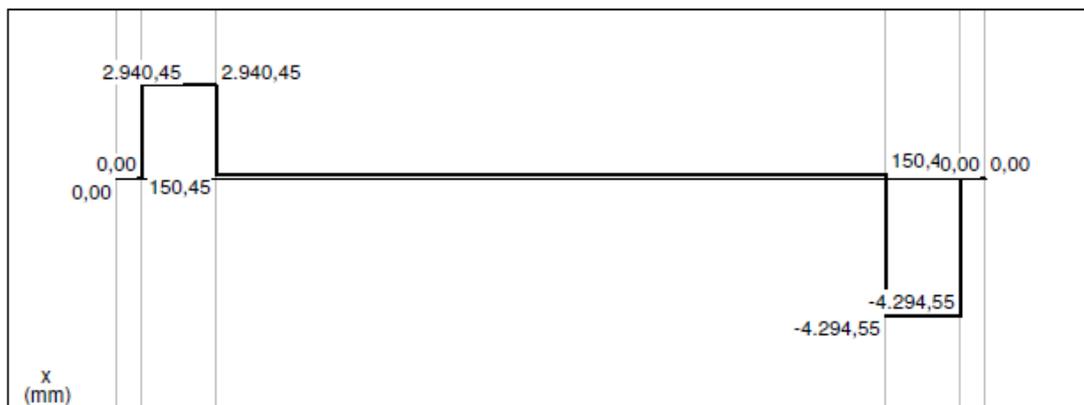
Diagrama de Esforços - Eixo 4 (plano xz)



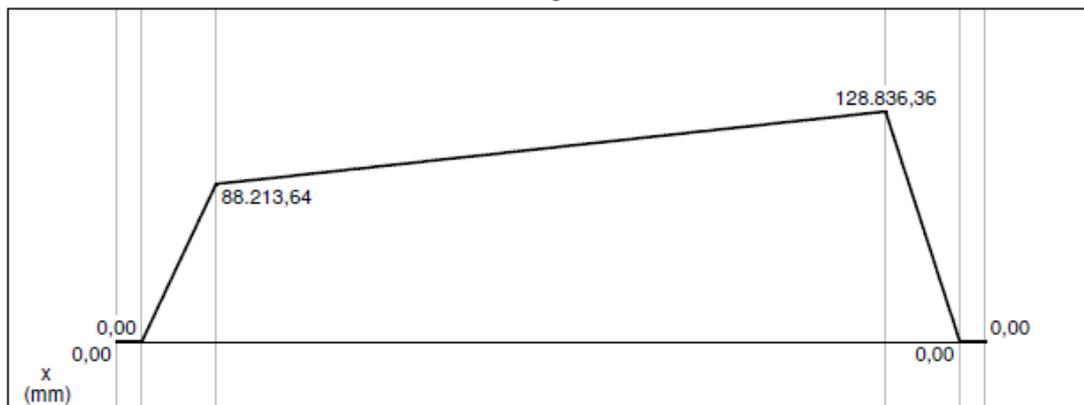
$P_1 = 4445,0 \text{ N (down)}$
 $P_2 = 2790,0 \text{ N (down)}$

$A_y = 2.940,45 \text{ N (up)}$
 $B_y = 4.294,55 \text{ N (up)}$

Load Diagram



Shear Diagram (N)



Moment Diagram (N-mm)

Mancal B

$$B_{xy} := 11798 \text{ N}$$

$$B_{xz} := 4295 \text{ N}$$

$$R_B := \sqrt{(B_{xy})^2 + (B_{xz})^2}$$

$$R_B = 1.256 \times 10^4 \text{ N}$$

Momento Fletor

$$M_{xy} := 353959 \text{ N}\cdot\text{mm}$$

$$M_{xz} := 128836 \text{ N}\cdot\text{mm}$$

$$M_{\text{máx}} := \sqrt{(M_{xy})^2 + (M_{xz})^2}$$

$$M_{\text{máx}} = 3.767 \times 10^5 \cdot \text{N}\cdot\text{mm}$$

Torque no eixo

$$T := W_{t2} \cdot \frac{d_p}{2}$$

$$T = 1.111 \times 10^3 \cdot \text{N}\cdot\text{m}$$

Dimensionamento:

Critério de Flecha Máxima:

$$y_{\text{máx}} := 0.2 \text{ mm}$$

$$E := 207 \text{ GPa}$$

$$a := 300 \text{ mm}$$

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

$$d_{\text{flecha}} := \left[\frac{64 W_2 \cdot b \cdot a \cdot (L^2 - a^2 - b^2)}{6 \cdot E \cdot \pi \cdot y_{\text{máx}} \cdot L} \right]^{\frac{1}{4}}$$

$$d_{\text{flecha}} = 30.506 \text{ mm}$$

$$d_{\text{padrão}} := 32 \text{ mm}$$

Critério de Soderberg

Fator de acabamento superficial

$$a_{\text{aa}} := 1.2^z \quad \text{Usinado}$$

$$b_{\text{aa}} := -0.10$$

$$K_a := a \cdot \left(\frac{S_{ut}}{\text{MPa}} \right)^b$$

$$K_a = 0.559$$

Fator de dimensão e forma

$$K_b := \left[1.24 \left(\frac{d_{\text{padrão}}}{\text{mm}} \right)^{-0.107} \right] \quad K_b = 0.856$$

Fator de confiabilidade

$$K_C := 0.814 \quad \text{Confiabilidade de 99\%}$$

Fator de temperatura

$$K_d := 1 \quad T < 350^\circ\text{C}$$

Fator de concentração de tensões

$$K_t := 1.64$$

$$q := 0.7$$

$$K_e := \frac{1}{1 + q \cdot (K_t - 1)}$$

$$K_e = 0.687$$

$$S_e' := 700\text{MPa}$$

$$CS_1 := 1.5$$

$$S_e := S_e' \cdot K_a \cdot K_b \cdot K_C \cdot K_d \cdot K_e$$

$$S_e = 187.262\text{MPa}$$

Equação de Soderberg:

$$d_{\text{soderberg}} := \left[\frac{32 \cdot CS_1}{\pi} \cdot \left[\left(\frac{M_{\text{máx}}}{S_e} \right)^2 + \left(\frac{T}{S_y} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right]^{\frac{1}{3}}$$

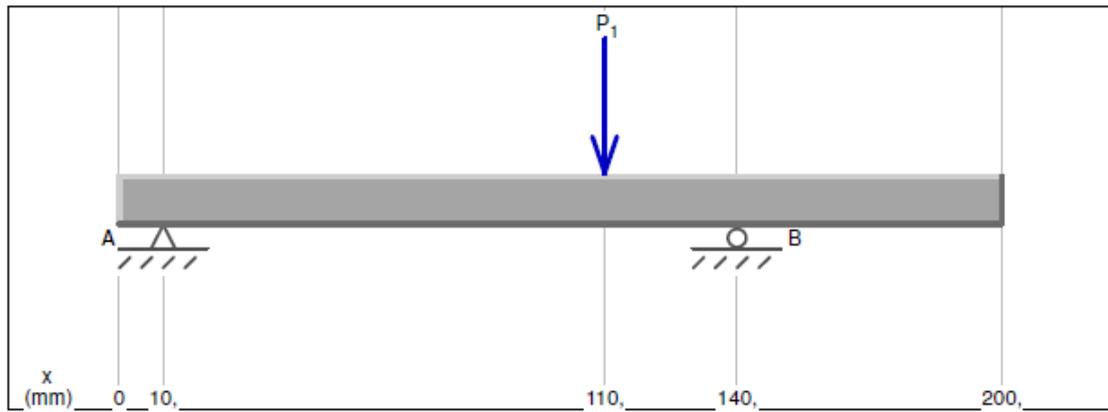
$$d_{\text{soderberg}} = 31.924\text{mm}$$

Padronizado

$$d := 32\text{mm}$$

Eixo 5

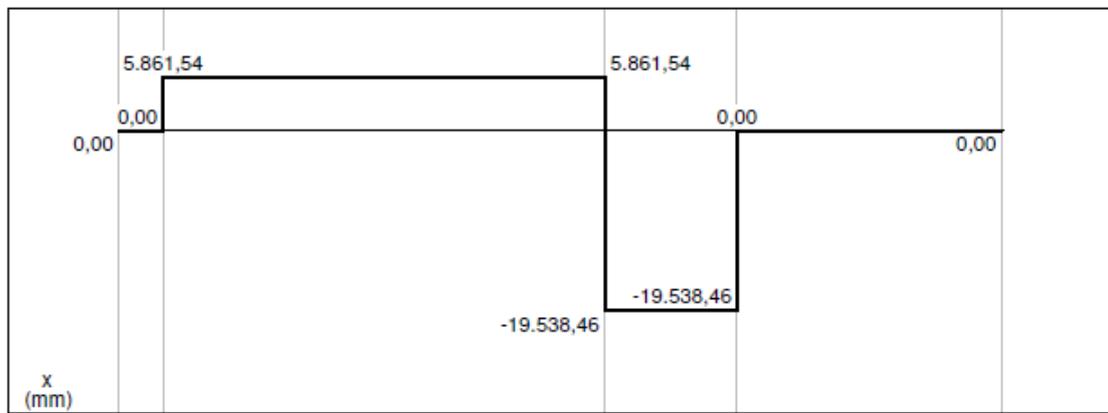
Diagrama de esforços - eixo 5 (plano xy)



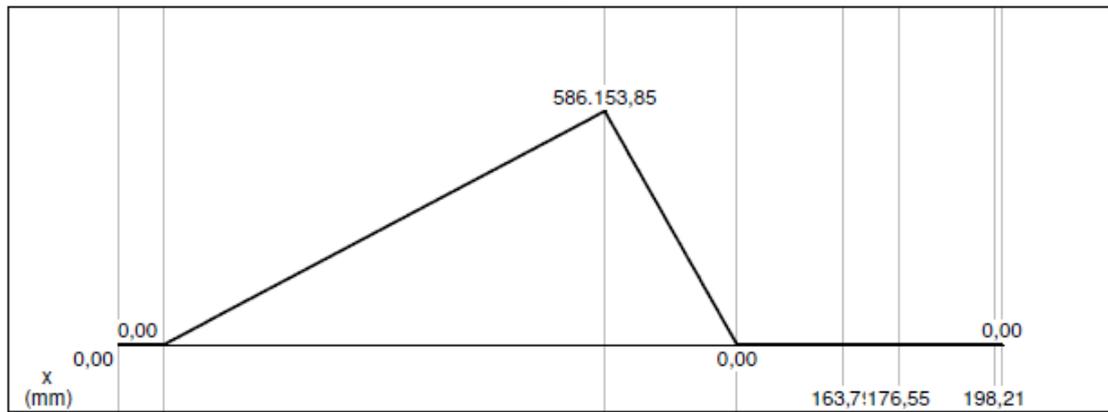
$P_1 = 25400,0$ N (down)

Load Diagram

$A_y = 5.861,54$ N (up)
 $B_y = 19.538,46$ N (up)

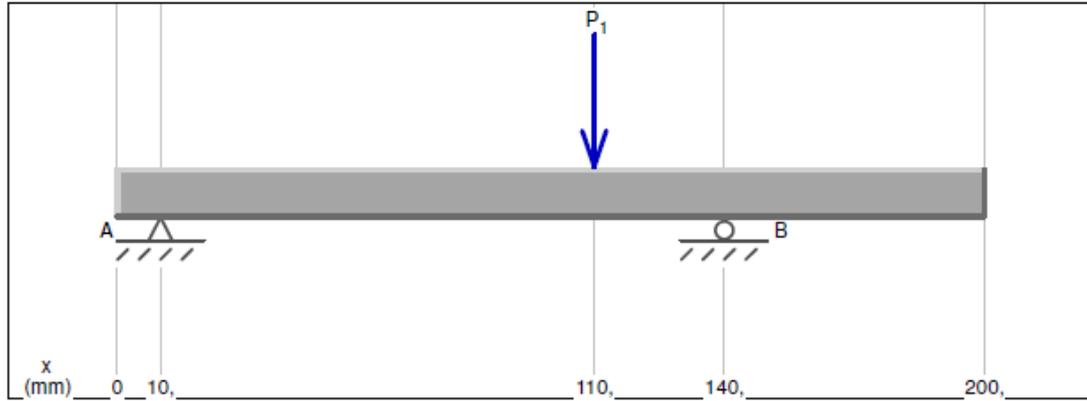


Shear Diagram (N)



Moment Diagram (N-mm)

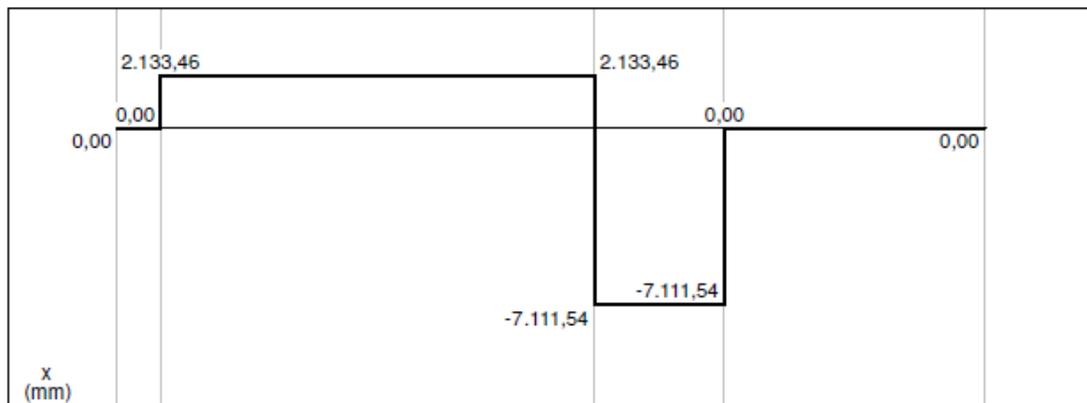
Diagrama de esforços - eixo 5 (plano xz)



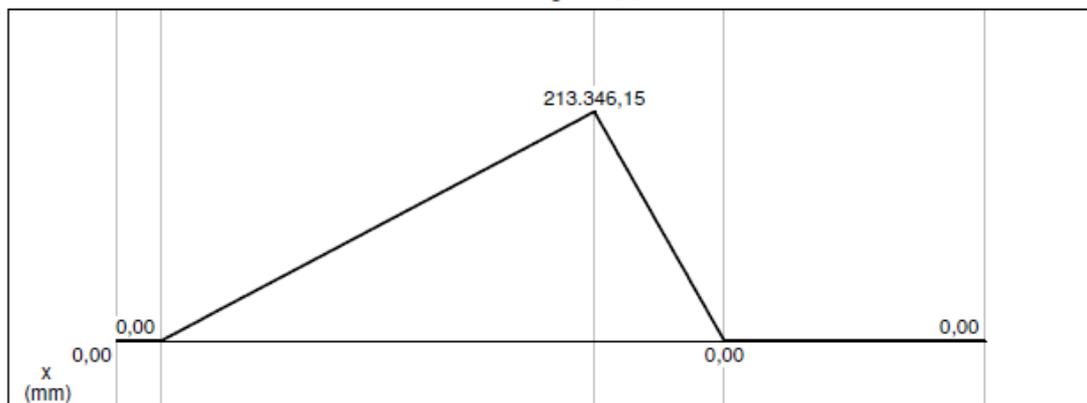
$P_1 = 9245,0 \text{ N (down)}$

Load Diagram

$A_y = 2.133,46 \text{ N (up)}$
 $B_y = 7.111,54 \text{ N (up)}$



Shear Diagram (N)



Moment Diagram (N-mm)

Material - Aço SAE 4340 Q&T @ 315°C

$S_{ut} := 1720 \text{ MPa}$

$S_y := 1590 \text{ MPa}$

$W_t := 25400 \text{ N}$

$L := 200 \text{ mm}$

$$W_1 := \frac{W_t}{\cos(\theta)}$$

$$W_1 = 2.703 \times 10^4 \cdot \text{N}$$

$$W_{r1} := W_t \cdot \tan(\theta)$$

$$W_{r1} = 9.245 \times 10^3 \text{ N}$$

Esforços nos apoios:

Mancal A

$$A_{xy} := 586 \text{ IN}$$

$$A_{xz} := 2134 \text{ N}$$

$$R_A := \sqrt{(A_{xy}^2) + (A_{xz}^2)}$$

$$R_A = 6.237 \times 10^3 \text{ N}$$

Mancal B

$$B_{xy} := 1953 \text{ N}$$

$$B_{xz} := 7112 \text{ N}$$

$$R_B := \sqrt{(B_{xy}^2) + (B_{xz}^2)}$$

$$R_B = 2.079 \times 10^4 \text{ N}$$

Momento Fletor

$$M_{xy} := 586153 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$M_{xz} := 213346 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$M_{\text{máx}} := \sqrt{(M_{xy}^2) + (M_{xz}^2)}$$

$$M_{\text{máx}} = 6.238 \times 10^5 \cdot \text{N} \cdot \text{mm}$$

Torque no eixo

$$T := W_t \cdot \frac{d_p}{2}$$

$$T = 1.111 \times 10^3 \cdot \text{N} \cdot \text{m}$$

Dimensionamento:

Critério de Flecha Máxima:

$$y_{\text{máx}} := 0.2\text{mm}$$

$$E := 207\text{GPa}$$

$$a := 100\text{mm}$$

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

$$d_{\text{flecha}} := \left[\frac{64 W_1 \cdot b \cdot a \cdot (L^2 - a^2 - b^2)}{6 \cdot E \cdot \pi \cdot y_{\text{máx}} L} \right]^{\frac{1}{4}}$$

$$d_{\text{flecha}} = 31.364\text{mm}$$

$$d_{\text{padrão}} := 32\text{mm}$$

Critério de Soderberg

Fator de acabamento superficial

$$a_s := 1.28 \quad \text{Usinado}$$

$$b_s := -0.107$$

$$K_a := a_s \cdot \left(\frac{S_{\text{ut}}}{\text{MPa}} \right)^{b_s}$$

$$K_a = 0.559$$

Fator de dimensão e forma

$$K_b := \left[1.24 \left(\frac{d_{\text{padrão}}}{\text{mm}} \right)^{-0.107} \right]$$

$$K_b = 0.856$$

Fator de confiabilidade

$$K_C := 0.814 \quad \text{Confiabilidade de 99\%}$$

Fator de temperatura

$$K_d := 1 \quad T < 350^\circ\text{C}$$

Fator de concentração de tensões

$$K_t := 1.54$$

$$q := 0.7$$

$$K_e := \frac{1}{1 + q \cdot (K_t - 1)}$$

$$K_e = 0.722$$

$$Se' := 700\text{MPa}$$

$$CS_1 := 1.4$$

$$Se := Se' \cdot Ka \cdot Kb \cdot Kc \cdot Kd \cdot Ke$$

$$Se = 196.727\text{MPa}$$

Equação de Soderberg:

$$d_{\text{soderberg}} := \left[\frac{32 \cdot CS_1}{\pi} \cdot \left[\left(\frac{M_{\text{máx}}}{Se} \right)^2 + \left(\frac{T}{Sy} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right]^{\frac{1}{3}}$$

$$d_{\text{soderberg}} = 35.909\text{mm}$$

Padronizado

$$d := 36\text{mm}$$

Eixo 6

Material - Aço SAE 4340 Q&T @ 315°C

$$S_{\text{ut}} := 172\text{MPa}$$

$$Sy := 159\text{MPa}$$

$$W_t := 25400\text{N}$$

$$L := 80\text{mm}$$

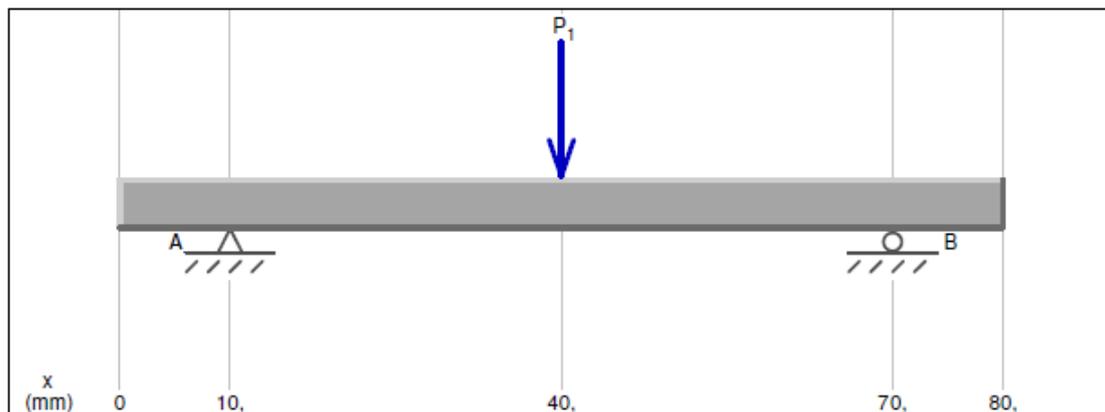
$$W_1 := \frac{W_t}{\cos(\theta)}$$

$$W_1 = 2.703 \times 10^4 \cdot \text{N}$$

$$W_{r1} := W_t \cdot \tan(\theta)$$

$$W_{r1} = 9.245 \times 10^3 \text{ N}$$

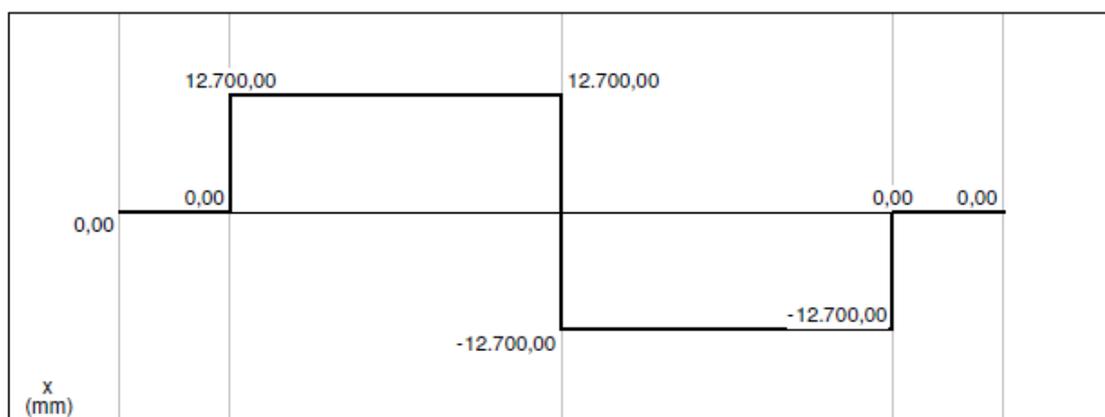
Diagrama de Esforços - Eixo 6 (plano xy)



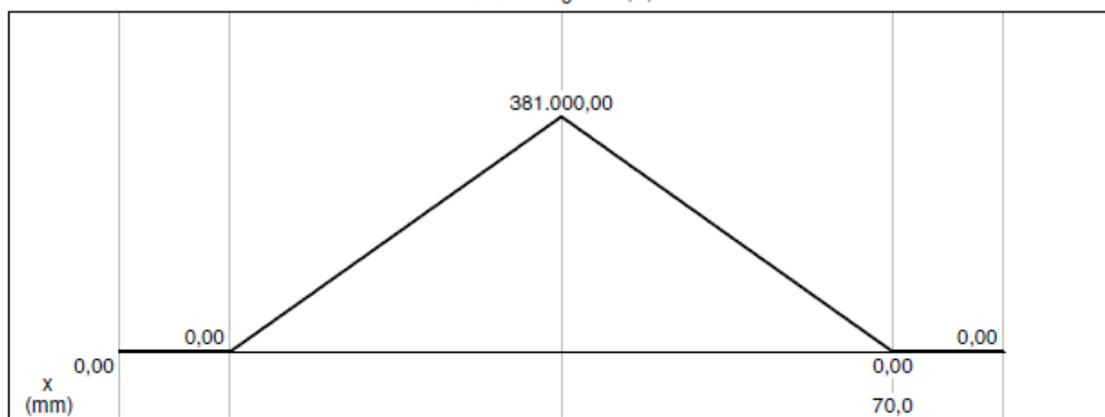
$P_1 = 25400,0$ N (down)

Load Diagram

$A_y = 12.700,00$ N (up)
 $B_y = 12.700,00$ N (up)

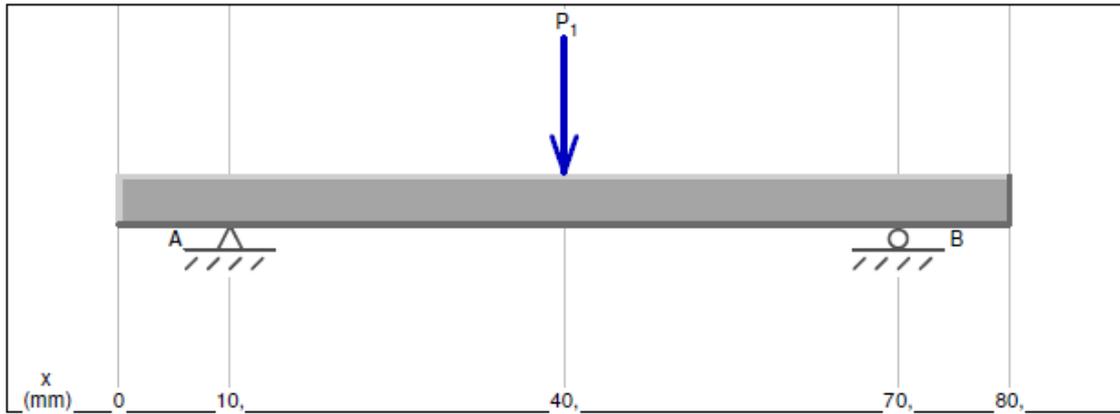


Shear Diagram (N)



Moment Diagram (N-mm)

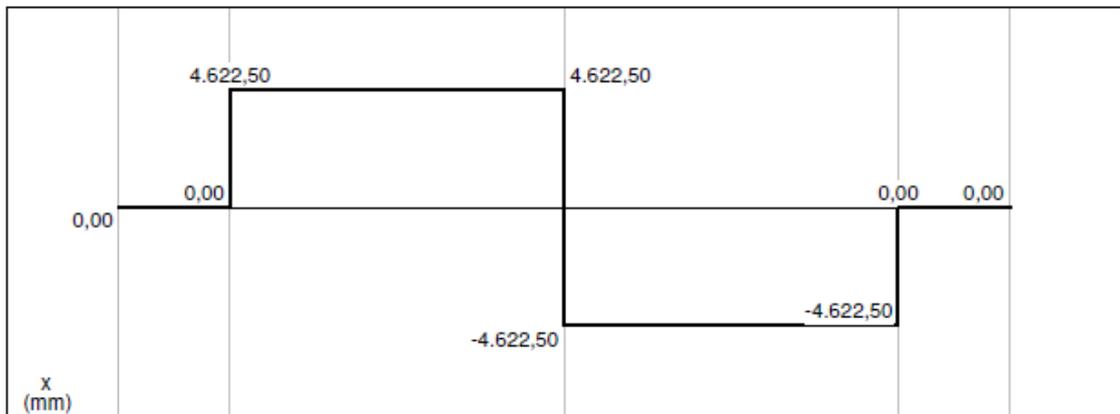
Diagrama de Esforços - Eixo 6 (plano xz)



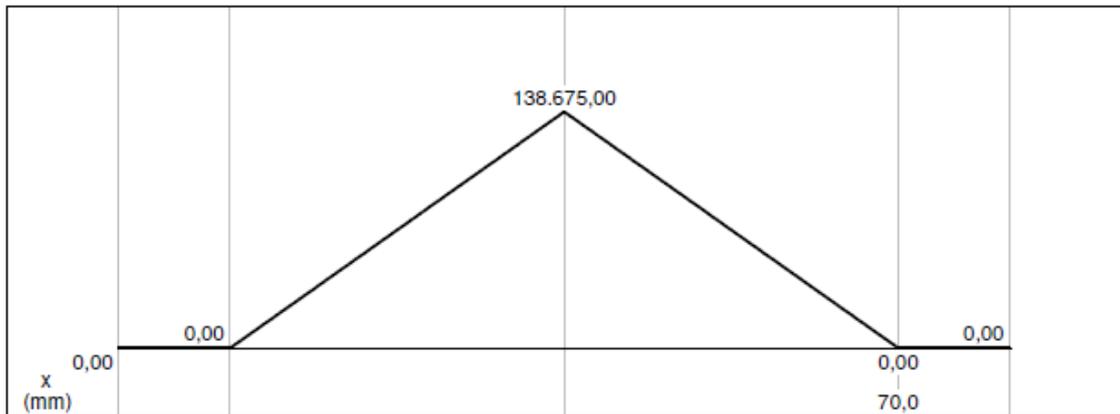
Load Diagram

$P_1 = 9245,0 \text{ N (down)}$

$A_y = 4.622,50 \text{ N (up)}$
 $B_y = 4.622,50 \text{ N (up)}$



Shear Diagram (N)



Moment Diagram (N-mm)

Esforços nos apoios:

Mancal A

$$A_{xy} := 12700\text{N}$$

$$A_{xz} := 4622\text{N}$$

$$R_A := \sqrt{(A_{xy}^2) + (A_{xz}^2)}$$

$$R_A = 1.351 \times 10^4 \text{ N}$$

Mancal B

$$B_{xy} := 12700\text{N}$$

$$B_{xz} := 4622\text{N}$$

$$R_B := \sqrt{(B_{xy}^2) + (B_{xz}^2)}$$

$$R_B = 1.351 \times 10^4 \text{ N}$$

Momento Fletor

$$M_{xy} := 381000\text{N}\cdot\text{mm}$$

$$M_{xz} := 138673\text{N}\cdot\text{mm}$$

$$M_{\text{máx}} := \sqrt{(M_{xy}^2) + (M_{xz}^2)}$$

$$M_{\text{máx}} = 4.055 \times 10^5 \cdot \text{N}\cdot\text{mm}$$

Torque no eixo

$$T := W_t \cdot \frac{d_p}{2}$$

$$T = 1.111 \times 10^3 \cdot \text{N}\cdot\text{m}$$

Critério de Flecha Máxima:

$$y_{\text{máx}} := 0.2\text{mm}$$

$$E := 207\text{GP}\epsilon$$

$$a := 40\text{mm}$$

$$b := 40\text{mm}$$

$$d_{\text{flecha}} := \left[\frac{64 W_1 \cdot b \cdot a \cdot (L^2 - a^2 - b^2)}{6 \cdot E \cdot \pi \cdot y_{\text{máx}} \cdot L} \right]^{\frac{1}{4}}$$

$$d_{\text{flecha}} = 19.408\text{mm}$$

$$d_{\text{padrão}} := 20\text{mm}$$

Critério de Soderberg

Fator de acabamento superficial

$$a_s := 1.2^{\zeta} \quad \text{Usinado}$$

$$b_s := -0.10^{\zeta}$$

$$K_a := a_s \cdot \left(\frac{S_{ut}}{\text{MPa}} \right)^{b_s}$$

$$K_a = 0.559$$

Fator de dimensão e forma

$$K_b := \left[1.24 \left(\frac{d_{\text{padrão}}}{\text{mm}} \right)^{-0.107} \right]$$

$$K_b = 0.9$$

Fator de confiabilidade

$$K_c := 0.81^{\zeta} \quad \text{Confiabilidade de 99\%}$$

Fator de temperatura

$$K_d := 1 \quad T < 350^{\circ}\text{C}$$

Fator de concentração de tensões

$$K_t := 1.6^{\zeta}$$

$$q := 0.7$$

$$K_e := \frac{1}{1 + q \cdot (K_t - 1)}$$

$$K_e = 0.687$$

$$S_e' := 700 \text{MPa}$$

$$CS_1 := 1.4$$

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

$$S_e = 196.921 \text{MPa}$$

Equação de Soderberg

$$d_{\text{soderberg}} := \left[\frac{32 \cdot C_{S1}}{\pi} \cdot \left[\left(\frac{M_{\text{máx}}}{S_e} \right)^2 + \left(\frac{T}{S_y} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right]^{\frac{1}{3}}$$

$$d_{\text{soderberg}} = 31.416 \text{ mm}$$

Padronizado

$$d := 32 \text{ mm}$$

Dimensionamento dos Rolamentos

Rolamento – Eixo 1

$$\begin{array}{llll} P := 1883 \text{ N} & n_1 := 885 \frac{1}{\text{min}} & & a := 3 \quad (\text{esferas}) \\ d := 18 \text{ mm} & \text{óleo} = \text{SAE 50} & \rho := 870 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} & \\ L_{10} := 15000 \text{ h} & & & \end{array}$$

Número de revoluções:

$$\begin{aligned} N_{\text{rev}} &:= L_{10} \cdot n_1 \cdot 60 \text{ s} \\ N_{\text{rev}} &= 7.612 \times 10^7 \end{aligned}$$

Do catálogo de rolamentos rígidos de esferas de uma carreira, temos:

Designação := 6203

$$\begin{array}{lll} D := 40 \text{ mm} & C_{\text{din}} := 9560 \text{ N} & \text{Capacidade de carga dinâmica} \\ B := 12 \text{ mm} & C_{\text{est}} := 4750 \text{ N} & \text{Capacidade de carga estática} \end{array}$$

Vida Ajustada:

$$a_1 := 1 \quad 90\%$$

$$a_2 := 1$$

$$d_m := \frac{d + D}{2}$$

$$d_m = 29 \text{ mm}$$

Pelo diagrama:

$$v_1 := 40 \frac{\text{mm}^2}{\text{s}}$$

Gráfico (Shigley p.640):

Temperatura de operação: 60°C

$$\mu := 60 \cdot 10^{-3} \cdot \text{Pa} \cdot \text{s}$$

$$v := \frac{\mu}{\rho}$$

$$v = 68.966 \frac{\text{mm}^2}{\text{s}}$$

Pelo diagrama 3 SKF:

$$K := \frac{v}{v_1}$$

$$K = 1.724$$

$$a_{23} := 1.1$$

$$L_{na} := a_1 \cdot a_2 \cdot a_{23} \left(\frac{C}{P} \right)^a \cdot 10^6$$

$$L_{na} = 1.701 \times 10^8$$

$$L_{na} > N_{rev} \quad \text{OK!}$$

Rolamento – Eixo 2

$$P := 2704 \text{ N} \quad n_1 := 886 \frac{1}{\text{min}} \quad a := 3 \quad (\text{esferas})$$

$$d := 20 \text{ mm}$$

$$\text{óleo} = \text{SAE 50}$$

$$\rho := 870 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

$$L_{10} := 15000 \text{ h}$$

Número de revoluções:

$$N_{rev} := L_{10} \cdot n_1 \cdot 60 \text{ s}$$

$$N_{rev} = 7.621 \times 10^7$$

Do catálogo de rolamentos rígidos de esferas de uma carreira, temos:

Designação := 6204

$$D := 47\text{mm} \quad C := 12700\text{N}$$

$$B := 14\text{mm} \quad C_0 := 655\text{N}$$

Vida Ajustada:

$$a_1 := 1 \quad 90\%$$

$$a_2 := 1$$

$$d_m := \frac{d + D}{2}$$

$$d_m = 33.5\text{mm}$$

Pelo diagrama:

$$v_1 := 40 \frac{\text{mm}^2}{\text{s}}$$

Gráfico (Shigley p.640):

Temperatura de operação: 60°C

$$\mu := 60 \cdot 10^{-3} \cdot \text{Pa}\cdot\text{s}$$

$$v := \frac{\mu}{\rho}$$

$$v = 68.966 \frac{\text{mm}^2}{\text{s}}$$

Pelo diagrama 3 SKF:

$$K := \frac{v}{v_1}$$

$$K = 1.724$$

$$a_{23} := 1.1$$

$$L_{na} := a_1 \cdot a_2 \cdot a_{23} \left(\frac{C}{P} \right)^a \cdot 10^6$$

$$L_{na} = 1.347 \times 10^8$$

$$L_{na} > N_{rev} \quad \text{OK!}$$

Rolamento – Eixo 3

$$\begin{aligned} P &:= 8203\text{N} & n_1 &:= 886 \frac{1}{\text{min}} & \rho &:= 870 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} & a &:= \frac{10}{3} \text{ (rolos cilíndricos)} \\ d &:= 25\text{mm} & \text{óleo} &= \text{SAE 50} \\ L_{10} &:= 15000\text{h} \end{aligned}$$

Número de revoluções:

$$\begin{aligned} N_{\text{rev}} &:= L_{10} n_1 \cdot 60\text{s} \\ N_{\text{rev}} &= 7.621 \times 10^7 \end{aligned}$$

Do catálogo de rolamentos de rolos cilíndricos de uma carreira, temos:

Designação = N 205 ECP

$$\begin{aligned} D &:= 52\text{mm} & C_{\text{r}} &:= 28600\text{N} \\ B &:= 15\text{mm} & C_{\text{o}} &:= 27000\text{N} \end{aligned}$$

Vida Ajustada:

$$\begin{aligned} a_1 &:= 1 \quad 90\% \\ a_2 &:= 1 \end{aligned}$$

$$d_m := \frac{d + D}{2}$$

$$d_m = 38.5\text{mm}$$

Pelo diagrama:

$$v_1 := 35 \frac{\text{mm}^2}{\text{s}}$$

Gráfico (Shigley p.640):

Temperatura de operação: 70°C

$$\mu := 40 \cdot 10^{-3} \cdot \text{Pa}\cdot\text{s}$$

$$v := \frac{\mu}{\rho}$$

$$v = 45.977 \frac{\text{mm}^2}{\text{s}}$$

Pelo diagrama 3 SKF:

$$K := \frac{v}{v_1}$$

$$K = 1.314$$

$$a_{23} := 1.3$$

$$L_{na} := a_1 \cdot a_2 \cdot a_{23} \left(\frac{C}{P} \right)^a \cdot 10^6$$

$$L_{na} = 8.355 \times 10^7$$

$$L_{na} > N_{rev} \quad \text{OK!}$$

Rolamento – Eixo 4

$$P := 12010N$$

$$n_1 := 886 \frac{1}{\text{min}}$$

$$a := \frac{10}{3} \quad (\text{rolos cilíndricos})$$

$$d := 32\text{mm}$$

óleo = SAE 50

$$\rho := 870 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

$$L_{10} := 15000h$$

Número de revoluções:

$$N_{rev} := L_{10} n_1 \cdot 60s$$

$$N_{rev} = 7.621 \times 10^7$$

Do catálogo de rolamentos de rolos cilíndricos de uma carreira, temos:

Designação = N 206 ECP

$$D := 62\text{mm}$$

$$C := 44000N$$

$$B := 16\text{mm}$$

$$C_o := 36500N$$

Vida Ajustada:

$$a_1 := 1 \quad 90\%$$

$$a_2 := 1$$

$$d_m := \frac{d + D}{2}$$

$$d_m = 47\text{mm}$$

Pelo diagrama:

$$v_1 := 30 \frac{\text{mm}^2}{\text{s}}$$

Gráfico (Shigley p.640):

Temperatura de operação: 70°C

$$\mu := 40 \cdot 10^{-3} \cdot \text{Pa} \cdot \text{s}$$

$$v := \frac{\mu}{\rho}$$

$$v = 45.977 \frac{\text{mm}^2}{\text{s}}$$

Pelo diagrama 3 SKF:

$$K := \frac{v}{v_1}$$

$$K = 1.533$$

$$a_{23} := 1.1$$

$$L_{na} := a_1 \cdot a_2 \cdot a_{23} \cdot \left(\frac{C}{P}\right)^a \cdot 10^6$$

$$L_{na} = 9.097 \times 10^7$$

$$L_{na} > N_{rev} \quad \text{OK!}$$

Rolamento – Eixo 5

$$P := 20790 \text{ N}$$

$$d := 36 \text{ mm}$$

$$L_{10} := 15000 \text{ h}$$

$$n_1 := 886 \frac{1}{\text{min}}$$

óleo = SAE 50

$$\rho := 870 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

$$a := \frac{10}{3} \quad (\text{rolos cilíndricos})$$

Número de revoluções:

$$N_{rev} := L_{10} \cdot n_1 \cdot 60 \text{ s}$$

$$N_{rev} = 7.621 \times 10^7$$

Do catálogo de rolamentos de rolos cilíndricos de uma carreira, temos:

Designação = N 307 ECP

$$D := 80\text{mm} \quad C := 75000\text{N}$$

$$B := 21\text{mm} \quad C_0 := 63000\text{N}$$

Vida Ajustada:

$$a_1 := 1 \quad 90\%$$

$$a_2 := 1$$

$$d_m := \frac{d + D}{2}$$

$$d_m = 58\text{mm}$$

Pelo diagrama:

$$v_1 := 28 \frac{\text{mm}^2}{\text{s}}$$

Gráfico (Shigley p.640):

Temperatura de operação: 70°C

$$\mu := 40 \cdot 10^{-3} \cdot \text{Pa}\cdot\text{s}$$

$$v := \frac{\mu}{\rho}$$

$$v = 45.977 \frac{\text{mm}^2}{\text{s}}$$

Pelo diagrama 3 SKF:

$$K := \frac{v}{v_1}$$

$$K = 1.642$$

$$a_{23} := 1.1$$

$$L_{na} := a_1 \cdot a_2 \cdot a_{23} \left(\frac{C}{P} \right)^a \cdot 10^6$$

$$L_{na} = 9.361 \times 10^7$$

$$L_{na} > N_{rev} \quad \text{OK!}$$

Rolamento – Eixo 6

$$\begin{aligned} P &:= 13500\text{N} & n_1 &:= 886 \frac{1}{\text{min}} & \rho &:= 870 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} & a &:= \frac{10}{3} \text{ (rolos cilíndricos)} \\ d &:= 32\text{mm} & \text{óleo} &= \text{SAE 50} \\ L_{10} &:= 15000\text{h} \end{aligned}$$

Número de revoluções:

$$N_{\text{rev}} := L_{10} n_1 \cdot 60\text{s}$$

$$N_{\text{rev}} = 7.621 \times 10^7$$

Do catálogo de rolamentos de rolos cilíndricos de uma carreira, temos:

Designação = NJ 2206ECP

$$D := 62\text{mm} \quad C := 55000\text{N}$$

$$B := 20\text{mm} \quad C_o := 49000\text{N}$$

Vida Ajustada:

$$a_1 := 1 \quad 90\%$$

$$a_2 := 1$$

$$d_m := \frac{d + D}{2}$$

$$d_m = 47\text{mm}$$

Pelo diagrama:

$$v_1 := 28 \frac{\text{mm}^2}{\text{s}}$$

Gráfico (Shigley p.640):

Temperatura de operação: 70°C

$$\mu := 40 \cdot 10^{-3} \cdot \text{Pa}\cdot\text{s}$$

$$v := \frac{\mu}{\rho}$$

$$v = 45.977 \frac{\text{mm}^2}{\text{s}}$$

Pelo diagrama 3 SKF:

$$K := \frac{v}{v_1}$$

$$K = 1.642$$

$$a_{23} := 1.1$$

$$L_{na} := a_1 \cdot a_2 \cdot a_{23} \left(\frac{C}{P} \right)^a \cdot 10^6$$

$$L_{na} = 1.404 \times 10^8$$

$$L_{na} > N_{rev} \quad \text{OK!}$$

Dimensionamento das Estrias

Estrias – Eixo 2

Material - Aço SAE 4340 Q&T @ 315°C

$$S_{ut} := 1720 \text{MPa}$$

$$S_y := 1590 \text{MPa}$$

$$\text{HB} := 486$$

Fator de incerteza do material

$$n_1 := 2$$

Fator de distribuição de carga ao longo da estria

$$n_2 := 1.3$$

Fator de choque (transmissão com choque)

$$n_3 := 1.4$$

Fator para o material do cubo (aço)

$$n_4 := 1$$

$$CS := n_1 \cdot n_2 \cdot n_3 \cdot n_4$$

$$CS = 3.724$$

$$d_{nominal} := 20 \text{mm}$$

$$T := 101.8 \text{ N}\cdot\text{m}$$

$$d := 21 \text{ mm}$$

$$D := 25 \text{ mm}$$

$$b := 5 \text{ mm}$$

$$L := 15 \text{ mm}$$

$$z := 6$$

$$CS_{\text{cis}} := \frac{(0.577S_y) \cdot d \cdot b \cdot L \cdot z}{2 \cdot T}$$

$$CS_{\text{cis}} = 42.582$$

$$CS_{\text{comp}} := \frac{S_y \cdot d \cdot (D - d) \cdot L \cdot z}{4T} = 29.52$$

OK!

Estrias – Eixo 3

Fator de incerteza do material

$$n_1 := 2$$

Fator de distribuição de carga ao longo da estria

$$n_2 := 1.3$$

Fator de choque (transmissão com choque)

$$n_3 := 1.4$$

Fator para o material do cubo (aço)

$$n_4 := 1$$

$$CS := n_1 \cdot n_2 \cdot n_3 \cdot n_4$$

$$CS = 3.724$$

$$d_{\text{nominal}} := 25 \text{ mm}$$

$$T := 202N \cdot m$$

$$d := 26mm$$

$$D := 30mm$$

$$b := 6mm$$

$$L := 15mm$$

$$z := 6$$

$$CS_{cis} := \frac{(0.577S_y) \cdot d \cdot b \cdot L \cdot z}{2 \cdot T}$$

$$CS_{cis} = 31.883$$

$$CS_{comp} := \frac{S_y \cdot d \cdot (D - d) \cdot L \cdot z}{4T}$$

$$CS_{comp} = 18.419$$

OK!

Estrias – Eixo 4

Fator de incerteza do material

$$n_1 := 2$$

Fator de distribuição de carga ao longo da estria

$$n_2 := 1.3$$

Fator de choque (transmissão com choque)

$$n_3 := 1.4$$

Fator para o material do cubo (aço)

$$n_4 := 1$$

$$CS := n_1 \cdot n_2 \cdot n_3 \cdot n_4$$

$$CS = 3.724$$

$$d_{\text{nominal}} := 32\text{mm}$$

$$T := 794\text{N}\cdot\text{m}$$

$$d := 32\text{mm}$$

$$D := 36\text{mm}$$

$$b := 6\text{mm}$$

$$L := 45\text{mm}$$

$$z := 8$$

$$CS_{\text{cis}} := \frac{(0.577S_y) \cdot d \cdot b \cdot L \cdot z}{2 \cdot T}$$

$$CS_{\text{cis}} = 39.932$$

$$CS_{\text{comp}} := \frac{S_y \cdot d \cdot (D - d) \cdot L \cdot z}{4T}$$

$$CS_{\text{comp}} = 23.069$$

OK!

Dimensionamento das Chavetas

Aço SAE 4340 Q&T a 425°C

$$Su_t := 1470\text{MPa}$$

$$S_y := 1360\text{MPa}$$

$$HB := 430\text{MPa}$$

Chavetas – Engrenagens 1 e 3

$$d := 18\text{mm}$$

Tabela de Padronização de Chavetas:

$$b := 6\text{mm}$$

$$t := 6\text{mm}$$

$$T := 100.5\text{N}\cdot\text{m}$$

$$L := 10\text{mm}$$

$$\sigma := \frac{4 \cdot T}{d \cdot t \cdot L} \quad \sigma = 372.222\text{MPa}$$

$$\tau := \frac{2 \cdot T}{d \cdot b \cdot L} \quad \tau = 186.111\text{MPa}$$

Cálculo da Tensão Máxima

$$\sigma_{\text{máx}} := \sqrt{\sigma^2 + 3 \cdot \tau^2}$$

$$\sigma_{\text{máx}} = 492.404 \text{MP}\epsilon$$

$$CS_{\text{global}} := \frac{S_y}{\sigma_{\text{máx}}}$$

$$CS_{\text{global}} = 1.178$$

Chavetas – Engrenagens 6 e 8

$$d := 25 \text{mm}$$

Tabela de Padronização de Chavetas:

$$b := 8 \text{mm}$$

$$t := 7 \text{mm}$$

$$T := 201 \text{N}\cdot\text{m}$$

$$L := 12 \text{mm}$$

$$\sigma := \frac{4 \cdot T}{d \cdot t \cdot L}$$

$$\tau := \frac{2 \cdot T}{d \cdot b \cdot L}$$

$$\sigma = 382.857 \text{MP}\epsilon$$

$$\tau = 167.5 \text{MP}\epsilon$$

Cálculo da Tensão Máxima:

$$\sigma_{\text{máx}} := \sqrt{\sigma^2 + 3 \cdot \tau^2}$$

$$\sigma_{\text{máx}} = 480.363 \text{MP}\epsilon$$

$$CS_{\text{global}} := \frac{S_y}{\sigma_{\text{máx}}}$$

$$CS_{\text{global}} = 1.207$$

Chavetas – Engrenagens 10 e 12

$$d := 32\text{mm}$$

Tabela de Padronização de Chavetas:

$$b := 10\text{mm}$$

$$t := 8\text{mm}$$

$$T := 794\text{N}\cdot\text{m}$$

$$L := 13\text{mm}$$

$$\sigma := \frac{4 \cdot T}{d \cdot t \cdot L}$$

$$\tau := \frac{2 \cdot T}{d \cdot b \cdot L}$$

$$\sigma = 954.327\text{MPa}$$

$$\tau = 381.731\text{MPa}$$

Cálculo da Tensão Máxima:

$$\sigma_{\text{máx}} := \sqrt{\sigma^2 + 3 \cdot \tau^2}$$

$$\sigma_{\text{máx}} = 1.161 \times 10^3 \cdot \text{MPa}$$

$$CS_{\text{global}} := \frac{S_y}{\sigma_{\text{máx}}}$$

$$CS_{\text{global}} = 1.171$$

Chaveta – Engrenagem 14

$$d := 36\text{mm}$$

Tabela de Padronização de Chavetas:

$$b := 12\text{mm}$$

$$t := 8\text{mm}$$

$$T := 117\text{N}\cdot\text{m}$$

$$L := 18\text{mm}$$

$$\sigma := \frac{4 \cdot T}{d \cdot t \cdot L}$$

$$\tau := \frac{2 \cdot T}{d \cdot b \cdot L}$$

$$\sigma = 909.722\text{MPa}$$

$$\tau = 303.241\text{MPa}$$

Cálculo da Tensão Máxima:

$$\sigma_{\text{máx}} := \sqrt{\sigma^2 + 3 \cdot \tau^2}$$

$$\sigma_{\text{máx}} = 1.05 \times 10^3 \cdot \text{MPa}$$

$$CS_{\text{global}} := \frac{S_y}{\sigma_{\text{máx}}}$$

$$CS_{\text{global}} = 1.295$$

Chaveta – Engrenagem 16

$$d := 32\text{mm}$$

Tabela de Padronização de Chavetas:

$$b := 10\text{mm}$$

$$t := 8\text{mm}$$

$$T := 1112\text{N}\cdot\text{m}$$

$$L := 20\text{mm}$$

$$\sigma := \frac{4 \cdot T}{d \cdot t \cdot L}$$

$$\tau := \frac{2 \cdot T}{d \cdot b \cdot L}$$

$$\sigma = 868.75\text{MPa}$$

$$\tau = 347.5\text{MPa}$$

Cálculo da Tensão Máxima:

$$\sigma_{\text{máx}} := \sqrt{\sigma^2 + 3 \cdot \tau^2}$$

$$\sigma_{\text{máx}} = 1.057 \times 10^3 \cdot \text{MPa}$$

$$CS_{\text{global}} := \frac{S_y}{\sigma_{\text{máx}}}$$

$$CS_{\text{global}} = 1.287$$

Anexo A

Dimensões principais			Classificações de carga básica		Classificações de velocidade		Designação
d	D	B	dinâmica	estática	Velocidade de referência	Velocidade-limite	
			C	C ₀			* SKF Explorer bearing
mm			kN		r/min		-
17	35	10	6,37	3,25	45000	28000	6003-Z *
17	35	8	6,37	3,25	45000	28000	16003 *
17	35	8	6,37	3,25	45000	22000	16003-2Z
17	35	14	6,05	3,25	-	13000	63003-2RS1
17	40	16	9,56	4,75	-	12000	62203-2RS1
17	40	9	9,56	4,75	38000	24000	98203
17	40	12	9,95	4,75	38000	24000	6203 *
17	40	12	11,4	5,4	38000	24000	6203 ETN9
17	40	12	9,95	4,75	-	12000	6203-2RSH *
17	40	12	9,95	4,75	38000	19000	6203-2RSL *
17	40	12	9,95	4,75	38000	19000	6203-2Z *
17	40	12	9,95	4,75	-	12000	6203-RSH *
17	40	12	9,95	4,75	38000	24000	6203-RSL *
17	40	12	9,95	4,75	38000	24000	6203-Z *
17	47	14	14,3	6,55	34000	22000	6303 *
17	47	14	14,3	6,55	-	11000	6303-2RSH *
17	47	14	14,3	6,55	34000	17000	6303-2RSL *
17	47	14	14,3	6,55	34000	17000	6303-2Z *
17	47	14	14,3	6,55	-	11000	6303-RSH *
17	47	14	14,3	6,55	34000	22000	6303-RSL *
17	47	14	14,3	6,55	34000	22000	6303-Z *
17	47	19	13,5	6,55	-	11000	62303-2RS1
17	62	17	22,9	10,8	28000	18000	6403
19,05	47,625	14,287	12,7	6,55	30000	20000	RLS 6
19,05	47,625	14,287	12,7	6,55	-	10000	RLS 6-2RS1
19,05	47,625	14,287	12,7	6,55	30000	15000	RLS 6-2Z
19,05	50,8	17,462	15,9	7,8	28000	19000	RMS 6
20	32	7	4,03	2,32	45000	28000	61804
20	32	7	4,03	2,32	-	13000	61804-2RS1
20	32	7	4,03	2,32	45000	22000	61804-2RZ

Mercado de peças de reposição somente

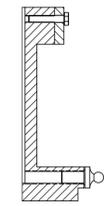
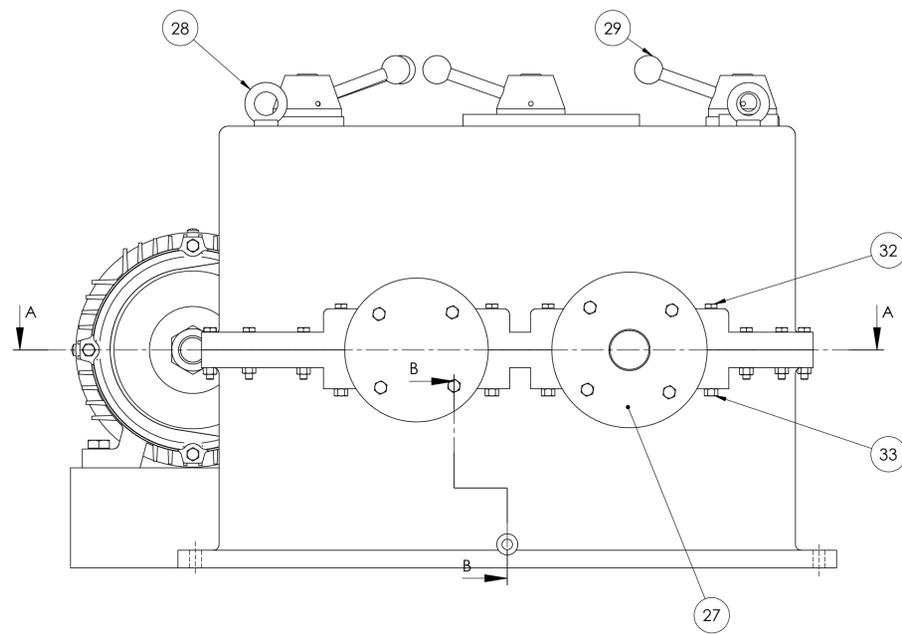
Dimensões principais			Classificações de carga básica		Classificações de velocidade		Designação
d	D	B	dinâmica	estática	Velocidade de referência	Velocidade-limite	
			C	C ₀			* SKF Explorer bearing
mm			kN		r/min		-
20	37	9	6,37	3,65	43000	26000	61904
20	37	9	6,37	3,65	-	12000	61904-2RS1
20	37	9	6,37	3,65	43000	20000	61904-2RZ
20	42	8	7,28	4,05	38000	24000	16004 *
20	42	12	9,95	5	38000	24000	6004 *
20	42	12	9,95	5	-	11000	6004-2RSH *
20	42	12	9,95	5	38000	19000	6004-2RSL *
20	42	12	9,95	5	38000	19000	6004-2Z *
20	42	12	9,95	5	-	11000	6004-RSH *
20	42	12	9,95	5	38000	24000	6004-RSL *
20	42	12	9,95	5	38000	24000	6004-Z *
20	42	9	7,93	4,5	38000	24000	98204 Y
20	42	16	9,36	5	-	11000	63004-2RS1
20	47	18	12,7	6,55	-	10000	62204-2RS1
20	47	14	13,5	6,55	32000	20000	6204 *
20	47	14	15,6	7,65	32000	20000	6204 ETN9
20	47	14	13,5	6,55	-	10000	6204-2RSH *
20	47	14	13,5	6,55	32000	17000	6204-2RSL *
20	47	14	13,5	6,55	32000	17000	6204-2Z *
20	47	14	13,5	6,55	-	10000	6204-RSH *
20	47	14	13,5	6,55	32000	20000	6204-RSL *
20	47	14	13,5	6,55	32000	20000	6204-Z *
20	52	21	15,9	7,8	-	9500	62304-2RS1
20	52	15	16,8	7,8	30000	19000	6304 *
20	52	15	18,2	9	30000	19000	6304 ETN9
20	52	15	16,8	7,8	-	9500	6304-2RSH *
20	52	15	16,8	7,8	30000	15000	6304-2RSL *
20	52	15	16,8	7,8	30000	15000	6304-2Z *
20	52	15	16,8	7,8	-	9500	6304-RSH *
20	52	15	16,8	7,8	30000	19000	6304-RSL *

Dimensões principais			Classificações de carga básica		Designação	Anel de encosto
d	D	B	C	C ₀	* SKF Explorer bearing	Designação
mm			kN		-	-
20	52	15	35,5	26	NUP 304 ECP *	-
20	52	21	47,5	38	NUP 2304 ECP *	-
20	52	15	35,5	26	NU 304 ECP *	HJ 304 EC
20	52	15	35,5	26	NJ 304 ECP *	HJ 304 EC
25	47	12	14,2	13,2	NU 1005	-
25	52	15	28,6	27	N 205 ECP	-
25	52	15	28,6	27	NUP 205 ECP	-
25	52	15	28,6	27	NUP 205 ECML	-
25	52	18	34,1	34	NUP 2205 ECP	-
25	52	18	34,1	34	NU 2205 ECP	HJ 2205 EC
25	52	15	28,6	27	NU 205 ECJ	HJ 205 EC
25	52	15	28,6	27	NU 205 ECP	HJ 205 EC
25	52	15	28,6	27	NU 205 ECML	HJ 205 EC
25	52	15	28,6	27	NJ 205 ECP	HJ 205 EC
25	52	18	34,1	34	NJ 2205 ECP	HJ 2205 EC
25	52	15	28,6	27	NJ 205 ECJ	HJ 205 EC
25	52	18	34,1	34	NU 2205 ECML	HJ 2205 EC
25	52	15	28,6	27	NU 205 ECPHA	HJ 205 EC
25	52	15	28,6	27	NJ 205 ECML	HJ 205 EC
25	62	17	46,5	36,5	NJ 305 ECML *	HJ 305 EC
25	62	24	64	55	NJ 2305 ECML *	HJ 2305 EC
25	62	17	46,5	36,5	NU 305 ECP *	HJ 305 EC
25	62	17	46,5	36,5	NU 305 ECJ *	HJ 305 EC
25	62	17	46,5	36,5	NJ 305 ECP *	HJ 305 EC
25	62	17	46,5	36,5	NJ 305 ECJ *	HJ 305 EC
25	62	24	64	55	NJ 2305 ECP *	HJ 2305 EC
25	62	24	64	55	NU 2305 ECP *	HJ 2305 EC
25	62	24	64	55	NU 2305 ECJ *	HJ 2305 EC
25	62	17	46,5	36,5	NU 305 ECML *	HJ 305 EC
25	62	24	64	55	NU 2305 ECML *	HJ 2305 EC

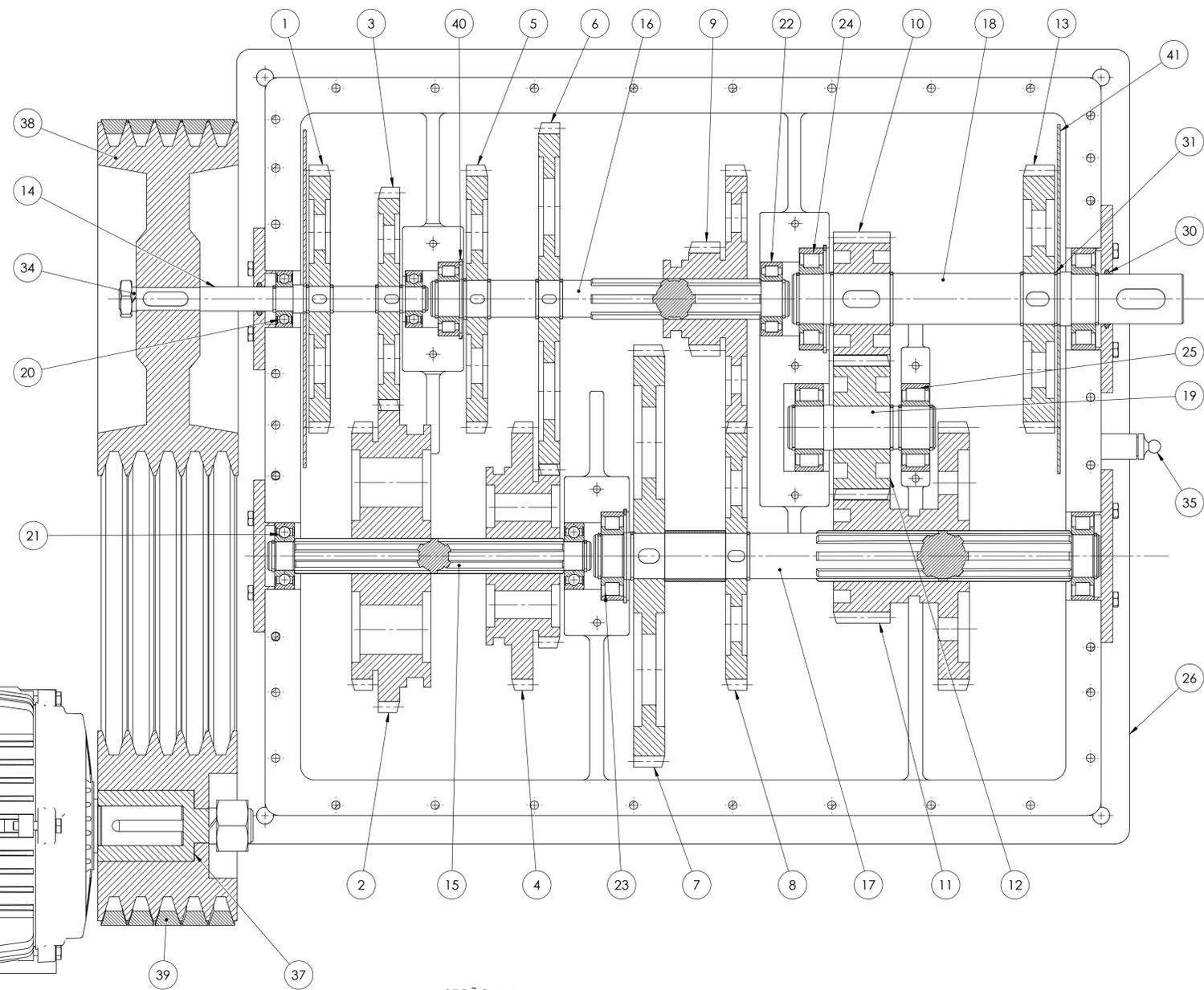
Dimensões principais			Classificações de carga básica		Designação	Anel de encosto
d	D	B	C	C ₀	* SKF Explorer bearing	Designação
mm			kN		-	-
25	62	17	46,5	36,5	NUP 305 ECNP *	-
25	62	17	46,5	36,5	NUP 305 ECJ *	-
25	62	17	46,5	36,5	NUP 305 ECML *	-
25	62	24	64	55	NUP 2305 ECML *	-
25	62	24	64	55	NUP 2305 ECP *	-
25	62	17	46,5	36,5	NUP 305 ECP *	-
25	62	17	46,5	36,5	N 305 ECP *	-
30	55	13	17,9	17,3	NU 1006	-
30	62	16	44	36,5	NUP 206 ECML *	-
30	62	16	44	36,5	N 206 ECM *	-
30	62	16	44	36,5	N 206 ECP *	-
30	62	20	55	49	NJ 2206 ECP *	-
30	62	16	44	36,5	NU 206 ECKP *	-
30	62	16	44	36,5	NU 206 ECKJ *	-
30	62	20	55	49	NU 2206 ECML *	-
30	62	20	55	49	NU 2206 ECP *	-
30	62	20	55	49	NU 2206 ECJ *	-
30	62	20	55	49	NUP 2206 ECP *	-
30	62	20	55	49	NJ 2206 ECJ *	-
30	62	16	44	36,5	NUP 206 ECP *	-
30	62	16	44	36,5	NU 206 ECML *	HJ 206 EC
30	62	16	44	36,5	NJ 206 ECML *	HJ 206 EC
30	62	16	44	36,5	NJ 206 ECP *	HJ 206 EC
30	62	16	44	36,5	NJ 206 ECJ *	HJ 206 EC
30	62	16	44	36,5	NU 206 ECJ *	HJ 206 EC
30	62	16	44	36,5	NU 206 ECP *	HJ 206 EC
30	72	19	58,5	48	NU 306 ECM *	HJ 306 EC
30	72	19	58,5	48	NU 306 ECJ *	HJ 306 EC
30	72	19	58,5	48	NU 306 ECP *	HJ 306 EC
30	72	19	58,5	48	NJ 306 ECP *	HJ 306 EC

Dimensões principais			Classificações de carga básica		Designação	Anel de encosto
d	D	B	dinâmica C	estática C ₀	* SKF Explorer bearing	Designação
mm			kN			
35	72	23	69,5	63	NU 2207 ECML *	-
35	72	23	69,5	63	NU 2207 ECJ *	-
35	72	23	69,5	63	NU 2207 ECP *	-
35	72	23	69,5	63	NJ 2207 ECNJ *	-
35	72	17	56	48	NUP 207 ECJ *	-
35	72	23	69,5	63	NUP 2207 ECP *	-
35	72	23	69,5	63	NJ 2207 ECPH *	-
35	72	17	56	48	NUP 207 ECP *	-
35	72	23	69,5	63	NJ 2207 ECJ *	-
35	72	23	69,5	63	NJ 2207 ECML *	-
35	72	17	56	48	NUP 207 ECM *	-
35	72	17	56	48	NU 207 ECJ *	HJ 207 EC
35	72	17	56	48	NU 207 ECM *	HJ 207 EC
35	72	17	56	48	NU 207 ECP *	HJ 207 EC
35	72	17	56	48	NU 207 ECPH *	HJ 207 EC
35	72	17	56	48	NJ 207 ECM *	HJ 207 EC
35	72	17	56	48	NU 207 ECML *	HJ 207 EC
35	72	17	56	48	NJ 207 ECML *	HJ 207 EC
35	72	17	56	48	NJ 207 ECP *	HJ 207 EC
35	72	17	56	48	NJ 207 ECJ *	HJ 207 EC
35	72	17	56	48	NJ 207 ECPH *	HJ 207 EC
35	80	21	75	63	NJ 307 ECML *	HJ 307 EC
35	80	21	75	63	NJ 307 ECP *	HJ 307 EC
35	80	21	75	63	NJ 307 ECJ *	HJ 307 EC
35	80	21	75	63	NU 307 ECML *	HJ 307 EC
35	80	21	75	63	NJ 307 ECM *	HJ 307 EC
35	80	21	75	63	NU 307 ECM *	HJ 307 EC
35	80	21	75	63	NU 307 ECJ *	HJ 307 EC
35	80	21	75	63	NU 307 ECP *	HJ 307 EC
35	80	21	75	63	NUP 307 ECM *	-

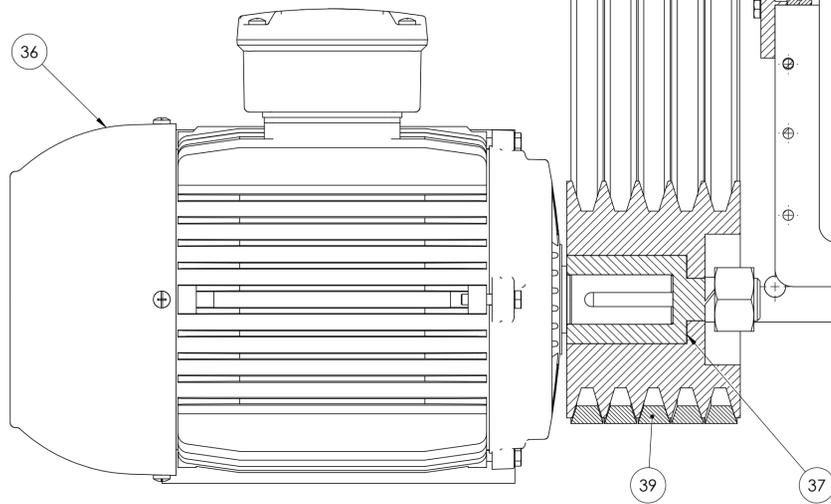
Anexo B



SEÇÃO B-B

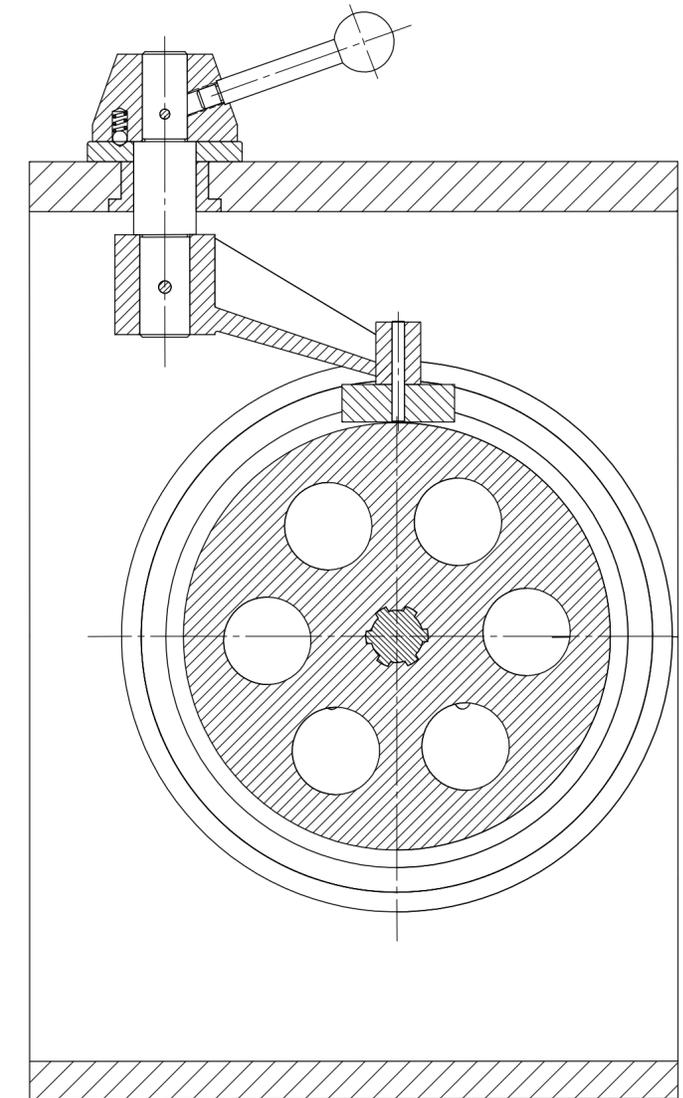
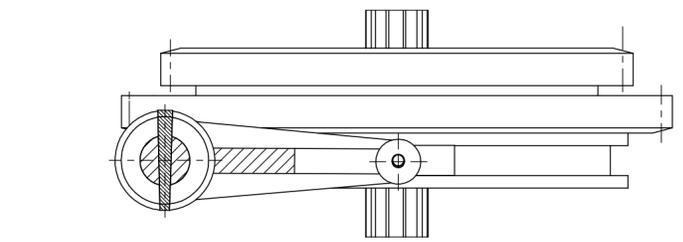
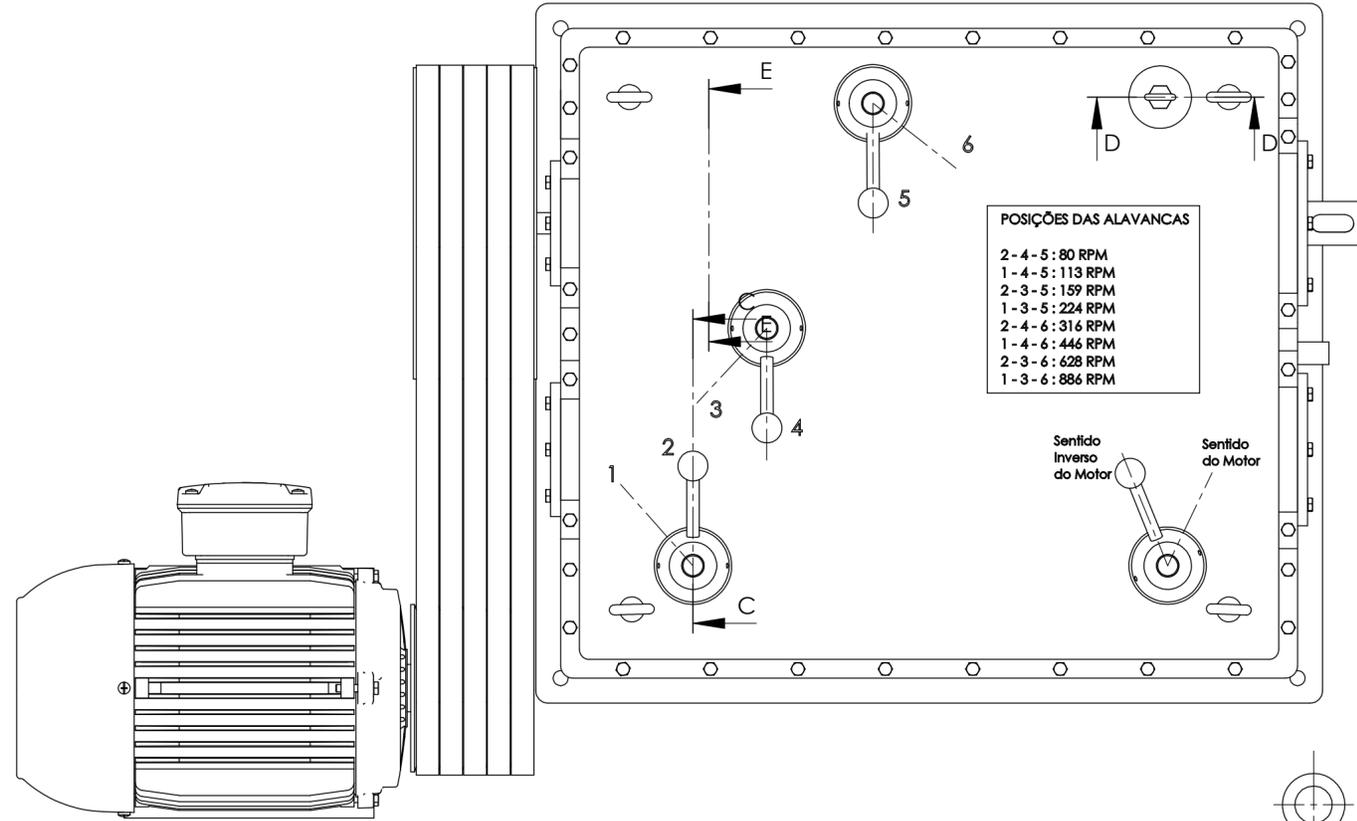


SEÇÃO A-A

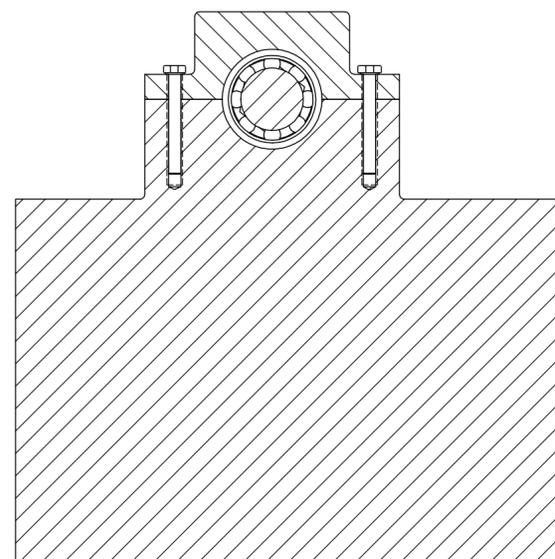


Item	Quant.	Descrição
1	1	Engrenagem m=3.5, z=52
2	1	Bloco Duplo 2-4
3	1	Engrenagem m=3.5, z=43
4	1	Bloco Duplo 5-7
5	1	Engrenagem m=3.5, z=52
6	1	Engrenagem m=3.5, z=69
7	1	Engrenagem m=3.5, z=83
8	1	Engrenagem m=3.5, z=52
9	1	Bloco Duplo 9-11
10	1	Engrenagem m=3.5, z=25
11	1	Bloco Duplo 13-15
12	1	Engrenagem m=3.5, z=27
13	1	Engrenagem m=3.5, z=52
14	1	Árvore de Transmissão 1
15	1	Árvore de Transmissão 2
16	1	Árvore de Transmissão 3
17	1	Árvore de Transmissão 4
18	1	Árvore de Transmissão 5
19	1	Árvore de Transmissão 6
20	2	Rolamento SKF 6203
21	2	Rolamento SKF 6204
22	2	Rolamento SKF N 205 ECP
23	2	Rolamento SKF N 206 ECP
24	2	Rolamento SKF N 307 ECP
25	2	Rolamento SKF N 2206 ECP
26	1	Caixa - Ferro Fundido
27	4	Tampa - Ferro Fundido
28	4	Olhal de Içamento
29	4	Manivela
30	2	Retentor
31	26	Anel Elástico
32	58	Parafuso M6
33	32	Porca M6
34	2	Arruela de Pressão
35	1	Bujão de saída do óleo
36	1	Motor Elétrico WEG
37	1	Bucha da Polia Menor
38	2	Polia
39	5	Correia V
40	3	Anel de Retenção
41	1	Anel de Lubrificação

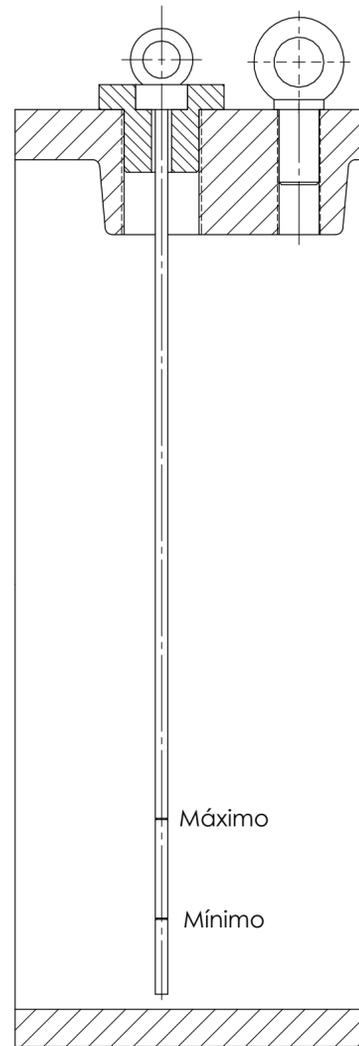
Christian Alcântara Mota		3º Diedro	
Variador de Velocidades	25/03/2013	Folha 1	Escala 1:2
Orientador: Flávio de Marco Filho	Projeto Final	UFRJ	Unidade: mm



SEÇÃO C-C



SEÇÃO E-E



SEÇÃO D-D

Christian Alcântara Mota			3° Diedro
Variador de Velocidades	Data: 25/03/2013	Folha 2	Escala: 1:2
Orientador: Flávio de Marco Filho	Projeto Final	UFRJ	Unidade: mm