

**UNIVERSIDADE TECNOLÓGICA FEDERAL DO PARANÁ**

**JOÃO LUIZ KURIYAMA SCHWAB**

**DIMENSIONAMENTO DE UM TRANSPORTADOR VERTICAL CONTÍNUO PARA  
OTIMIZAÇÃO DO FLUXO DE MATERIAIS DENTRO DE UMA EMPRESA**

**PATO BRANCO**

**2022**

**JOÃO LUIZ KURIYAMA SCHWAB**

**DIMENSIONAMENTO DE UM TRANSPORTADOR VERTICAL CONTÍNUO PARA  
OTIMIZAÇÃO DO FLUXO DE MATERIAIS DENTRO DE UMA EMPRESA**

**Design of a continuous vertical conveyor to optimize the flow of materials  
within a company**

Trabalho de conclusão de curso de graduação  
apresentado como requisito para obtenção do título de  
Bacharel em Engenharia Mecânica da Universidade  
Tecnológica Federal do Paraná (UTFPR).  
Orientador(a): Prof. Dr. Robson Gonçalves Trentin.

**PATO BRANCO**

**2022**



[4.0 Internacional](https://creativecommons.org/licenses/by-nc/4.0/)

Esta licença permite remixe, adaptação e criação a partir do trabalho, para fins não comerciais, desde que sejam atribuídos créditos ao(s) autor(es). Conteúdos elaborados por terceiros, citados e referenciados nesta obra não são cobertos pela licença.

**JOÃO LUIZ KURIYAMA SCHWAB**

**DIMENSIONAMENTO DE UM TRANSPORTADOR VERTICAL CONTÍNUO PARA  
OTIMIZAÇÃO DO FLUXO DE MATERIAIS DENTRO DE UMA EMPRESA**

Trabalho de conclusão de curso de graduação  
apresentado como requisito para obtenção do título de  
Bacharel em Engenharia Mecânica da Universidade  
Tecnológica Federal do Paraná (UTFPR).

Data de aprovação: 01/dezembro/2022

---

Adelino Carlos Maccarini  
Doutorado  
Universidade Tecnológica Federal do Paraná

---

Fabio Rodrigo Mandello Rodrigues  
Doutorado  
Universidade Tecnológica Federal do Paraná

---

Robson Gonçalves Trentin  
Doutorado  
Universidade Tecnológica Federal do Paraná

**PATO BRANCO**

**2022**

## **AGRADECIMENTOS**

Agradeço aqui a todos que contribuíram de maneira direta ou indireta para a realização deste trabalho. Agradeço a meus pais que me deram todas as condições necessárias para realizar meus estudos. A meus amigos que estavam presentes durante esses sete anos de muito aprendizado. Agradeço ao meu professor orientador Prof. Dr. Robson G. Trentin pela sua incansável paciência ao me orientar durante estes dois anos. E finalmente, um agradecimento especial a minha noiva, Mariana Moreno, cujas palavras de incentivo e motivação foram de suma importância para que eu conseguisse terminar este projeto. Muito obrigado!

## RESUMO

Este trabalho tem como objetivo dimensionar um transportador vertical contínuo para substituir um elevador convencional para cargas pesadas, que move *pallets* carregados com até 1600 kg de peças metálicas, a fim de otimizar o fluxo de materiais dentro de uma empresa e aumentar sua eficiência. Foi seguida uma metodologia de projeto de componentes mecânicos assim como normas técnicas e critérios estabelecidos pela empresa. Após definir o transportador vertical contínuo de correntes do tipo Z como o mais adequado dentre diversos outros tipos de transportadores, foram dimensionados seus principais componentes com auxílio do *software* SolidWorks para modelagem de peças em 3D, simulações de resistência, montagens e desenhos técnicos, buscando o uso de componentes e matéria prima que estão disponíveis comercialmente. Ao final foi apresentada uma montagem 3D do transportador vertical com os componentes dimensionados, cumprindo com as especificações e atingindo os objetivos estabelecidos.

Palavras-chave: dimensionamento; transportadores; elevador industrial; transportador vertical contínuo; transportador de correntes; fluxo de materiais; otimização de produção; automação; Engenharia Mecânica.

## **ABSTRACT**

This paper has as objective to dimension a continuous vertical conveyor to substitute a common load elevator that moves pallets loaded with up to 1600 kg of metallic parts, in order to optimize the flow of materials within the company and increase its efficiency. It was followed a methodology for designing mechanical components, technical standards and also criteria established by the company. After defining the Z-type continuous vertical chain conveyor as the most appropriate among several other types of conveyors, its main components were dimensioned with the help of SolidWorks software for 3D part modeling, resistance simulations, assemblies and technical drawings, seeking the use of components and raw materials that are commercially available. At the end, a 3D assembly of the vertical conveyor was presented with the dimensioned components, complying with the specifications and reaching the established objectives.

**Keywords:** dimensioning; conveyors; industrial elevators; continuous vertical conveyor; chain conveyor; flow of components; production optimization; automation; Mechanical Engineering.

## LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1 - Rolos transportadores .....	11
Figura 2 - Transportadores <i>Power and Free</i> numa montadora Ford. ....	12
Figura 3 - Transportador aéreo CARDAN.....	12
Figura 4 - Máquina de elevação vertical tipo Z .....	13
Figura 5 - Plataformas de carga de um elevador do tipo Z.....	14
Figura 6 - Transportador tipo Z e esteira de rolos.....	14
Figura 7 - Exemplo de transportador vertical contínuo .....	17
Figura 8 - Patente de transportador vertical tipo Z .....	18
Figura 9 - Patente de transportador vertical tipo Z .....	19
Figura 10 - Exemplo de esteira transportadora com roletes motorizados .....	20
Figura 11 - Corrente de transmissão e engrenagem .....	22
Figura 12 - Corrente de transmissão de fila dupla .....	22
Figura 13 - Correntes de um transportador contínuo Z .....	23
Figura 14 - Plataforma em posição de carga (horizontal) e de retorno (vertical) .....	24
Figura 15 - Acessório WA2 para correntes de transmissão .....	24
Figura 16 - Tensões variando no tempo .....	25
Figura 17 - Mancal de esferas .....	26
Figura 18 - Mancal de rolos .....	26
Figura 19 - Mancal axial .....	27
Figura 20 - Etapas de uma metodologia de projetos .....	28
Figura 21 - <i>Pallet</i> metálico .....	31
Figura 22 - Vista superior da disposição dos elevadores.....	32
Figura 23 - Acessório WA2 para correntes .....	33
Figura 24 - Plataforma de carga .....	34
Figura 25 - Propriedades de massa gerada pelo <i>Solidworks</i> . ....	35
Figura 26 - Propriedades mecânicas do AISI 1020.....	35
Figura 27 - Posição do <i>pallet</i> na plataforma. ....	36
Figura 28 - Resultado da simulação. ....	36
Figura 29 - Tensões da aba da corrente .....	37
Figura 30 - Percurso da corrente da frente – vista lateral.....	38
Figura 31 - Percurso da corrente de trás – vista lateral.....	38
Figura 32 - Disposição das plataformas no transportador – vista lateral. ....	39
Figura 33 - Corrente simples 240-1 / 48A-1 .....	39
Figura 34 - Dimensões para engrenagem dupla passo 3" .....	40
Figura 35 - Tabelas 17-22 e 17-23.....	43
Figura 36 - Croqui lateral do elevador .....	44
Figura 37 - Croqui do eixo motor .....	45
Figura 38 - Gráfico da cortante $V(x)$ .....	48
Figura 39 - Gráfico do momento fletor $M(x)$ . ....	49
Figura 40 - Rolamento NU 1013 ECP .....	50
Figura 41 - Tabela de $KR$ .....	51
Figura 42 - Dimensões do rolamento NU 1013 ECP .....	51
Figura 43 - Tabela de fatores de concentração para primeira iteração. ....	52
Figura 44 - Constante de Neuber para aços.....	53
Figura 45 - Coeficientes para fator de superfície .....	55
Figura 46 - Fatores de confiabilidade .....	56

Figura 47 - Rolamento N 224 ECM .....	57
Figura 48 - Fator de concentração de tensão <i>kt</i> .....	58
Figura 49 - Dimensões finais do eixo. ....	59
Figura 50 - Dimensões padrão para chavetas. ....	60
Figura 51 - Dimensões padrão para chavetas métricas.....	61
Figura 52 - Fórmula para cálculo de .....	62
Figura 53 – Chavetas 1 e 2.....	64
Figura 54 - Croqui da viga superior .....	65
Figura 55 - Seções de abas largas .....	68
Figura 56 - Simulação da viga W150 x 37.....	69
Figura 57 - Comprimento efetivo .....	70
Figura 58 - Tabela de fatores de serviço. ....	72
Figura 59 - Tabela de seleção de motorreductor.....	72
Figura 60 - Dados técnicos motorreductor WCG20. ....	73
Figura 61 - Dimensões do motorreductor WCG20-C16344.....	74
Figura 62 - Transportador vertical contínuo. ....	75
Figura 63 - <i>Pallet</i> metálico. ....	76
Figura 64 - Plataforma de carga.....	76
Figura 65 - Elo de corrente com aba.....	77



## SUMÁRIO

<b>1</b>	<b>INTRODUÇÃO</b> .....	<b>11</b>
<b>1.1</b>	<b>Objetivos</b> .....	<b>14</b>
1.1.1	Objetivo principal .....	14
1.1.2	Objetivos específicos.....	14
<b>1.2</b>	<b>Justificativa</b> .....	<b>15</b>
<b>2</b>	<b>REVISÃO BIBLIOGRÁFICA</b> .....	<b>16</b>
<b>2.1</b>	<b>Transportadores</b> .....	<b>16</b>
2.1.1	Transportador contínuo de correntes .....	16
2.1.2	Esteiras automatizadas para carga e descarga .....	20
<b>2.2</b>	<b>Desenhos</b> .....	<b>20</b>
<b>2.3</b>	<b>Principais componentes de um transportador contínuo Z</b> .....	<b>21</b>
2.3.1	Corrente de transmissão e coroa dentada .....	22
2.3.2	Plataforma de transporte da carga .....	23
2.3.3	Eixos.....	24
2.3.4	Mancal de elementos rolantes.....	25
2.3.5	Estrutura metálica.....	27
<b>3</b>	<b>MATERIAIS E MÉTODOS</b> .....	<b>28</b>
<b>3.1</b>	<b>Identificação da necessidade</b> .....	<b>28</b>
<b>3.2</b>	<b>Pesquisa de suporte</b> .....	<b>28</b>
<b>3.3</b>	<b>Definição dos objetivos</b> .....	<b>29</b>
<b>3.4</b>	<b>Especificação de tarefas</b> .....	<b>29</b>
<b>3.5</b>	<b>Síntese</b> .....	<b>29</b>
<b>3.6</b>	<b>Análise e seleção</b> .....	<b>30</b>
<b>3.7</b>	<b>Projeto detalhado</b> .....	<b>30</b>
<b>4</b>	<b>RESULTADOS E DISCUSSÕES</b> .....	<b>31</b>
<b>4.1</b>	<b>Requisitos de projeto</b> .....	<b>31</b>
4.1.1	Capacidade .....	31
4.1.2	Produtividade .....	31
4.1.3	Dimensões .....	32
<b>4.2</b>	<b>Plataforma de transporte da carga</b> .....	<b>33</b>
<b>4.3</b>	<b>Seleção de correntes</b> .....	<b>37</b>
<b>4.4</b>	<b>Distribuição de forças</b> .....	<b>44</b>
<b>4.5</b>	<b>Dimensionamento do eixo e rolamento</b> .....	<b>45</b>

4.6	Dimensionamento da estrutura metálica .....	64
4.7	Seleção do motor .....	71
4.8	Transportador vertical contínuo finalizado .....	74
5	CONCLUSÕES .....	79
	REFERÊNCIAS.....	80
	APÊNDICE A - Transportador vertical contínuo .....	82
	APÊNDICE B - Estrutura metálica p.1.....	84
	APÊNDICE C - Estrutura metálica p.2.....	86
	APÊNDICE D - Plataforma de carga p.1.....	88
	APÊNDICE E - Plataforma de carga p.2.....	90
	APÊNDICE F - Eixo motor montado p.1 .....	92
	APÊNDICE G - Eixo motor montado p.2 .....	94
	APÊNDICE H - Eixo motor montado p.3 .....	96
	APÊNDICE I - Elo – rolo.....	98
	APÊNDICE J - Elo – pino c/ aba.....	100
	APÊNDICE K - Elo – pino.....	102
	APÊNDICE L - Dimensões motorreductor WCG20-C16344 .....	104

## 1 INTRODUÇÃO

Devido ao aumento de demanda, as empresas se veem obrigadas a tomar medidas para aumentar a eficiência dos sistemas de produção e assim acompanhar o crescimento do mercado. Existem várias formas para que isso ocorra como por exemplo a expansão física, capacitação de funcionários, revisão do fluxo de trabalho e de materiais, investimento em automação, etc.

Diante desta necessidade, uma empresa da região de Pato Branco - PR, busca a otimização de fluxo de materiais e peças metálicas e também aumentar a eficiência da linha de produção substituindo dois elevadores de carga tradicionais, que apesar de terem um custo de implantação e manutenção relativamente baixos, se comparados a sistemas mais complexos, apresentam algumas desvantagens.

Sempre precisarão de alguém para carregá-los e além disso, a carga deve ser alocada de maneira a aproveitar totalmente o espaço disponível, a fim de extrair o máximo de cada ciclo dos elevadores, podendo elevar ainda mais o tempo de operação.

Outro aspecto contra produtivo é que, quanto mais carga é inserida, mais tempo será necessário para descarga. Ainda, enquanto o elevador está em movimento, nenhuma carga adicional está sendo movimentada, efetivamente parando o fluxo de carga momentaneamente.

Existem diversas opções de transportadores no meio industrial, cada um com suas vantagens e desvantagens intrínsecas. Um sistema que pode ser utilizado em empresas pequenas, médias e grandes são os rolos transportadores. São uma série de rolos organizados em uma esteira, como mostra a Figura 1, que agilizam os processos com um custo benefício acessível.

**Figura 1 - Rolos transportadores**



Fonte: [Rolos transportadores | Sibaroll](#), 2022.

Apesar de não serem muito adequados para movimentação de cargas pesadas através de desníveis, pode muito bem ser utilizada como transportador intermediário, e atuar em conjunto com outros sistemas, como por exemplo, elevadores automatizados.

Outro sistema também bastante presente nas indústrias são os sistemas de transporte por monorilho, exemplificado nas Figuras 2 e 3, a seguir:

**Figura 2 - Transportadores *Power and Free* numa montadora Ford.**



Fonte: [ultimationinc.com](http://ultimationinc.com), 2022.

**Figura 3 - Transportador aéreo CARDAN**



Fonte: [directindustry.com](http://directindustry.com), 2022.

Estes sistemas são extremamente versáteis e podem ser automatizados para operarem de maneira eficaz e inteligente. Podem transportar peças diversas através de desníveis, porém necessitam de um certo espaço para manobra, não sendo ideal para mudanças abruptas de altura em espaços confinados.

Os sistemas por monorilho, com rampas (ou escorregadores), teleféricos e veículos autônomos, apesar de serem extremamente eficientes em seu funcionamento, não são ideais para otimização de fluxo em um espaço pequeno com grande desnível a ser vencido, antes ocupado por elevadores.

Devido a este fator limitante, e outros como, dimensão e peso máximo das cargas a serem transportadas e layout do chão de fábrica, o transportador selecionado foi o do tipo Z, com um exemplo retratado na Figura 4.

**Figura 4 - Máquina de elevação vertical tipo Z**



Fonte: [Alibaba.com](https://www.alibaba.com), 2022.

Este tipo de transportador é adequado pois garante um fluxo constante de peças, e também possibilita a inversão do sentido de operação. Apesar da sua construção relativamente simples, demonstra resistência satisfatória para este caso, já que a estrutura que envolve o sistema, assim como o sistema de movimentação em si, pode ser dimensionada para se adequar às necessidades de cada projeto. Além disso, um ponto importante e decisivo para a escolha deste tipo de transportador é que, essencialmente é um elevador contínuo automático que pode facilmente ser adaptado para o espaço dos atuais elevadores, que ficam lado a lado no mesmo poço, restringindo ainda mais a área útil para o projeto.

Este trabalho tem como objetivo o desenvolvimento destes elevadores verticais de transporte contínuo do tipo Z. Nestes elevadores, as peças serão posicionadas em plataformas estáveis (Figura 5), que farão o transporte de um nível ao outro sem a necessidade de parada para carga e descarga, e de forma contínua através de esteiras de rolos que trabalham em sincronia com as plataformas do elevador (Figura 6), garantindo um fluxo constante de materiais entre os níveis.

**Figura 5 - Plataformas de carga de um elevador do tipo Z**



Fonte: [Alibaba.com](https://www.alibaba.com), 2022.

**Figura 6 - Transportador tipo Z e esteira de rolos.**



Fonte: [Alibaba.com](https://www.alibaba.com), 2022.

## 1.1 Objetivos

### 1.1.1 Objetivo principal

Desenvolver um transportador vertical contínuo do tipo Z, com seis plataformas para transporte de *pallets* metálicos, com capacidade de 1600 kg de carga sólida, em uma linha de montagem de uma indústria da região de Pato Branco-PR, através de um desnível de seis metros e que supere, em capacidade e tempo de operação, um elevador de carga convencional.

### 1.1.2 Objetivos específicos

Para atingir o objetivo principal os seguintes objetivos específicos devem ser alcançados:

- Definir os requisitos de projeto especificados pela empresa;

- Gerar esboço primário da estrutura e componentes;
- Analisar a cinemática do equipamento;
- Dimensionar plataformas de carga, correntes de transmissão, rodas dentadas, eixo, rolamentos e chavetas;
- Dimensionar estrutura externa do transportador;
- Selecionar motor;
- Apresentar desenhos técnicos de fabricação e montagem do equipamento.

## **1.2 Justificativa**

Sempre existiu e sempre existirá uma grande competitividade entre as empresas e indústrias, fazendo com que elas se adequem às necessidades dos clientes e busquem incessantemente melhorias para inovar ou até mesmo otimizar os recursos já existentes.

É essencial em toda empresa uma organização racional das instalações de transporte interno para alcançar o sucesso da operação. Muitas empresas notaram um progresso considerável causado pela implementação da mecanização nos processos relacionados à movimentação de cargas (RUDENKO, 1976).

A produção está vinculada diretamente a um transporte de cargas, seja de forma contínua ou descontínua (TAMASAUSKAS, 2000). Assim, para o bom funcionamento de uma indústria é necessário que o fluxo de materiais seja o mais otimizado possível, eliminando as atividades que causam desperdício ou que não seja produtiva, como tempo de espera em um transporte intermitente.

Além da necessidade da empresa, há a oportunidade de aplicar e consolidar conhecimentos adquiridos durante o curso de engenharia mecânica, desde a teoria de resistência de materiais e elementos de máquinas até o dimensionamento e fabricação de um projeto real, e adquirir experiência no mercado profissional.

## 2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

### 2.1 Transportadores

Com uma competitividade sempre crescente, as indústrias necessitam passar por transformações, como a modernização do seu equipamento fabril aumentando a qualidade de seus produtos e simultaneamente reduzindo custos, para obterem mais sucesso no mercado. Toda empresa deve escolher com cuidado o tipo de máquina de elevação e transporte mais adequado ao seu processo de produção (RUDENKO, 1976).

Para ter um melhor entendimento dos tipos de transportadores e manuseadores de cargas, Nassar (2004) os classificou em três categorias principais:

- Veículos de transporte
  - Veículos de transporte manuais (carrinhos de mão) ou motorizados (empilhadeiras, trator, caminhões).
- Meios de elevação
  - Talhas (polias, talhas elétricas), guinchos (de cremalheira, manuais ou com motor elétrico) e guindastes (de ponte, de cabo).
- Transportadores contínuos
  - Correias transportadoras;
  - Transportadores articulados: esteira articulada, transportador de canecas, transportador circular, transportador raspador e transportador de correntes;
  - Hélices transportadoras;
  - Transportadores oscilantes;
  - Mesas de rolos;
  - Instalações hidráulicas e pneumáticas de transporte.

#### 2.1.1 Transportador contínuo de correntes

Como o nome sugere, estes transportadores empregam correntes como meio de movimentar plataformas, esteiras ou rolos para transportarem diversos itens e produtos através de qualquer distância desejada inclusive em desnível.

Ainda, dentro da categoria de transportadores contínuos de correntes, podemos definir um subgrupo deles como “transportadores verticais contínuos do tipo

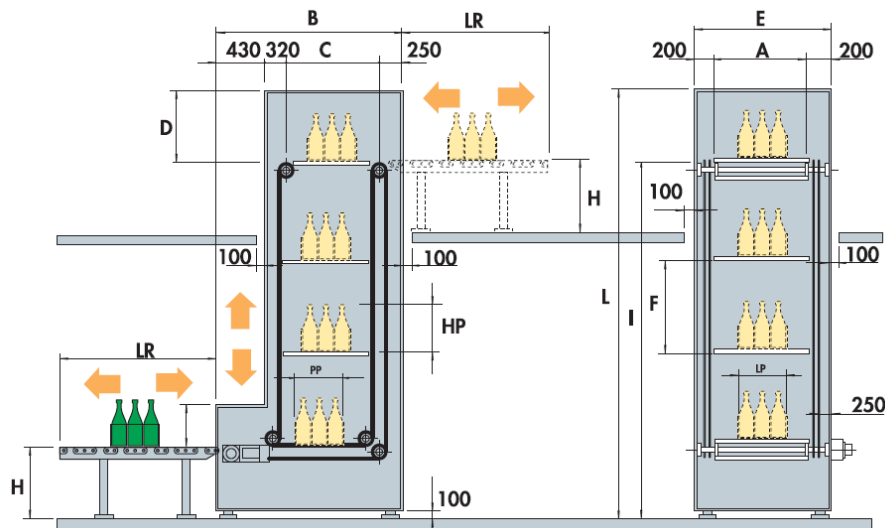


‘Z’”, devido ao fato de que eles transportam a carga em um percurso que lembra o formato da letra, carregando por um lado no nível superior e descarregando pelo lado oposto no nível inferior.

Existem diferentes modelos de transportadores verticais contínuos do tipo Z, que conseguem realizar o transporte de maneira estável, sem vibrações ou colisões, permitindo a movimentação de cargas frágeis também.

Nas Figuras 7 a 9 são apresentados alguns modelos de transportadores verticais contínuos que foram patenteados e foram considerados como exemplos para o projeto:

**Figura 7 - Exemplo de transportador vertical contínuo**



Fonte: CIDIESSE Engineering Srl (catálogo elevadores de carga contínua)

**Figura 8 - Patente de transportador vertical tipo Z**  
**May 18, 1965**

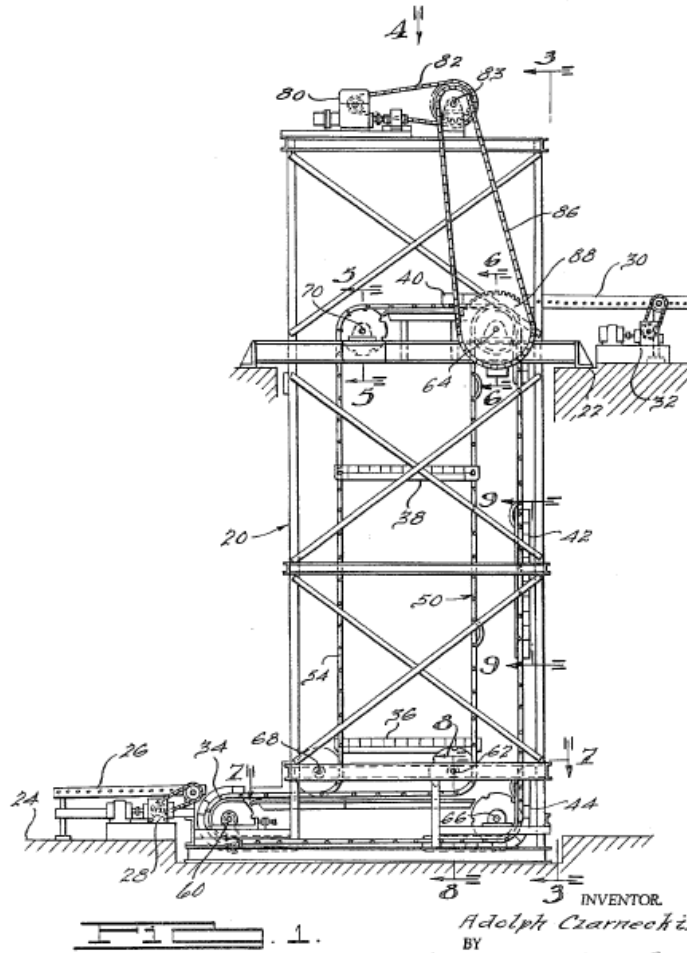
A. CZARNECKI

3,184,039

HEAVY DUTY VERTICAL CONVEYOR

Filed Aug. 13, 1962

7 Sheets-Sheet 1



Fonte: US Patent Office, HEAVY DUTY VERTICAL CONVEYOR, Adolph Czarnecki, nº 3.184.039

### Figura 9 - Patente de transportador vertical tipo Z

Aug. 23, 1966

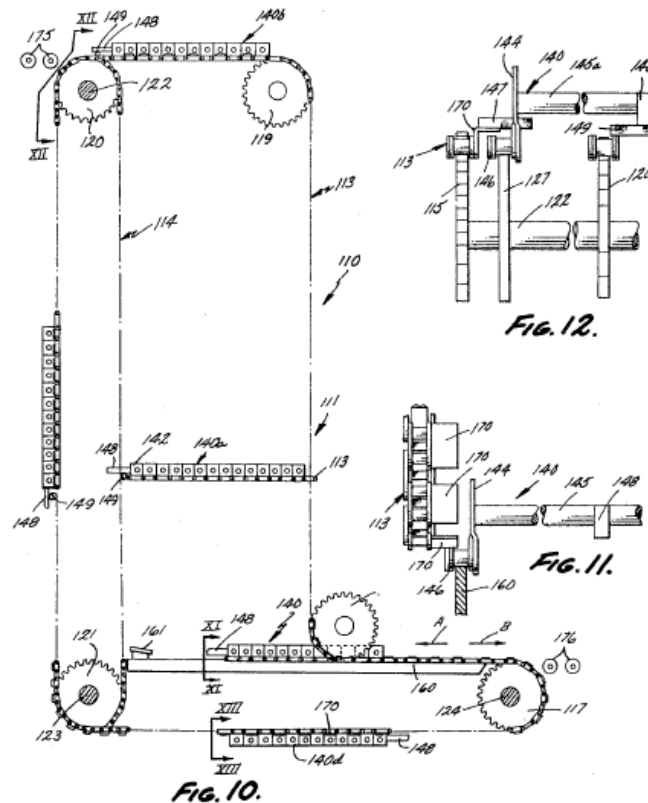
M. J. DE GOOD ET AL

3,268,061

CONTINUOUS AND REVERSIBLE VERTICAL CONVEYOR

Original Filed July 31, 1964

6 Sheets-Sheet 4



INVENTORS  
MAYNARD J. DE GOOD  
CLYDE L. BOWMAN  
BY *Price & Kenwood*  
ATTORNEYS

Fonte: US Patent Office, CONTINUOUS AND REVERSIBLE VERTICAL CONVEYOR, Clyde L. Bowman e Maynard J. De Good, nº 3.268.061

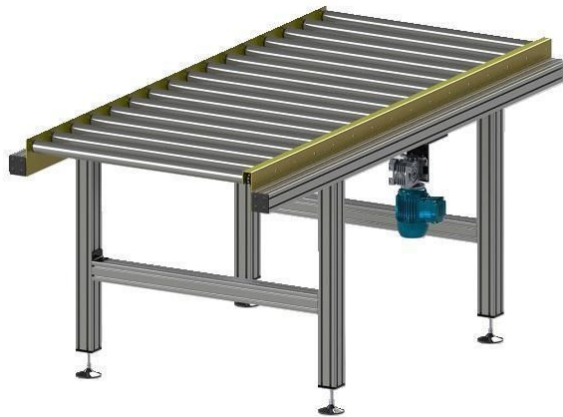
Os detalhes de cada transportador são específicos de cada projeto, mas a essência e funcionamento em geral são os mesmos: transporte contínuo ocupando um espaço reduzido, de forma automatizada. Por ser de construção relativamente simples, é possível tomar como base alguns desenhos técnicos e descritivos com imagens para a adaptação do transportador às necessidades deste projeto, criando um transportador análogo em escala maior de maneira a suportar a carga objetivo, com maior agilidade e eficiência, mas mantendo-se dentro do espaço delimitado pelos atuais elevadores. Assim, não há necessidade de qualquer adequação do espaço para acomodar os novos transportadores.

### 2.1.2 Esteiras automatizadas para carga e descarga

O transportador vertical de operação contínua deve ser acompanhado de esteiras automatizadas posicionadas em ambas as extremidades de seu curso, para alimentar ou escoar a carga de maneira ordenada e sincronizada com as plataformas do transportador, permitindo o início de um novo ciclo sem a necessidade de parada ou intervenção de algum funcionário.

Nem todas as esteiras deverão ser motorizadas, apenas aquelas que estiverem posicionadas em pontos específicos onde a carga deve ser movimentada conforme o ritmo do transportador vertical. Um exemplo de uma esteira automatizada pode ser observado na figura 4 abaixo.

**Figura 10 - Exemplo de esteira transportadora com roletes motorizados**



Fonte: [Esteira Transportadora De Roletes Livres - MRCS Soluções Industriais \(solucoesindustriais.com.br\)](http://solucoesindustriais.com.br), 2022.

Seu acionamento é feito por motor elétrico e a transmissão se dá por correntes conectadas a roletes, dando maior precisão na transmissão de força ao longo da esteira, conseqüentemente, movimentos mais precisos.

## 2.2 Desenhos

Para que um projeto tenha sucesso, é necessário escolher o modelo de engenharia mais adequado para antecipar e analisar o comportamento da máquina quando esta estiver em operação antes da sua construção, para que medidas corretivas e preventivas possam ser tomadas, evitando quaisquer imprevistos (NORTON 2013).

Com o objetivo de compreender com clareza os princípios básicos que estão envolvidos, pode-se esboçar o croqui com a configuração geométrica e alguns valores iniciais que descrevam o comportamento da máquina, peça ou mecanismo.

Sendo o ponto inicial de um projeto, pode ser a mão livre ou não, contanto que mantenha uma escala razoável, sendo o mais realista possível (NORTON 2013).

“À medida que o projeto prossegue, os incipientes croquis à mão livre [...] serão suplantados por desenhos formais feitos [...] com aplicativos de projeto auxiliado por computador ou de desenho auxiliado por computador.” (NORTON, 2013, p.11).

Com o uso de programas de desenho auxiliado por computador, CAD, vêm várias vantagens e facilidades, como por exemplo a fácil aquisição de propriedades de massa para qualquer modelo sólido em 3D, podendo gerar projeções ortogonais com inúmeros detalhes na forma de folha de desenho técnico, inclusive em conformidade com as normas de desenho técnico.

Ao longo do desenvolvimento deste projeto será gerado um desenho técnico referente a todos os componentes que deverão ser fabricados ou comprados, contendo detalhes como material da peça, massa, dimensões, detalhes de encaixe e montagens com componentes periféricos.

### **2.3 Principais componentes de um transportador contínuo Z**

Alguns fatores devem ser levados em consideração durante um projeto, como funcionalidade, resistência, custo, confiabilidade, tamanho, manutenção, volume, etc. Estes fatores estão diretamente relacionados a resistência do material que constitui o componente e são muito importantes para determinar as suas dimensões e geometrias (SHIGLEY, 2016).

Algumas ferramentas podem ser usadas para o dimensionamento dos componentes, uma delas são as ferramentas computacionais (CAD), citadas no capítulo anterior, que possibilitam o desenvolvimento de desenhos tridimensionais.

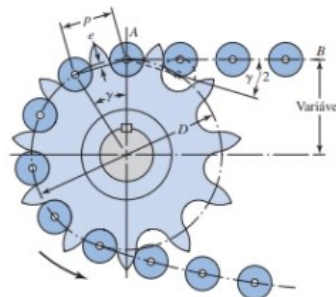
Nas seções a seguir serão listados os principais componentes que compõem um transportador contínuo do tipo Z para melhor entendimento sobre o funcionamento destes sistemas.

### 2.3.1 Corrente de transmissão e coroa dentada

As principais características de correntes de transmissão de rolete são: o espaçamento igual entre os elos de corrente (razão constante), visto que as correntes não sofrem espaçamento e são indeformáveis, possuem longa durabilidade e tem como objetivo a transmissão de potência entre múltiplos eixos (SHIGLEY, 2016).

A transmissão de potência é dada na ligação da corrente ao eixo, conforme mostrado na Figura 11 a seguir, através de uma coroa dentada cujo diâmetro está diretamente relacionado com o passo da corrente. Ainda, o número de dentes da coroa dentada tem influência direta na velocidade da corrente.

**Figura 11 - Corrente de transmissão e engrenagem**



Fonte: Shigley, 2016, p. 894.

As correntes são compostas por dois rolos e as placas internas de conexão. A distância entre os centros dos rolos é chamada de passo, a largura é a distância linear entre as placas internas de conexão, e estas podem ser feitas em fileiras únicas, duplas, triplas ou quádruplas. Para seguir um padrão de tamanho, as correntes de rolos foram padronizadas pela norma ANSI (SHIGLEY, 2016). Podemos observar um exemplo gráfico na Figura 12 abaixo:

**Figura 12 - Corrente de transmissão de fila dupla**

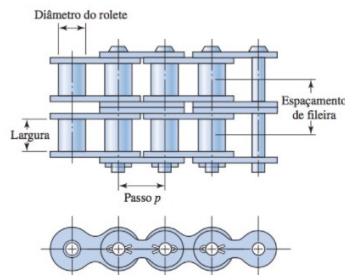
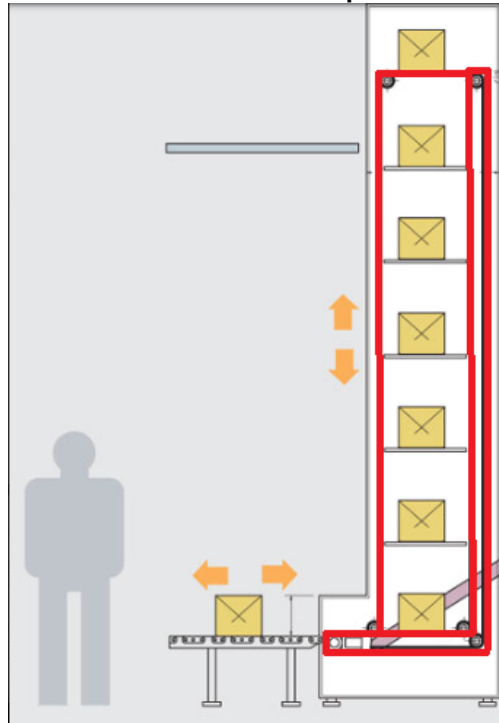


Figura 17-16 Porção de uma corrente de roletes de fileira dupla.

Fonte: Shigley, 2016, p. 893.

Visto que a plataforma de carga será fixada em determinados elos ao longo das correntes, elas estarão presentes ao longo de todo o trajeto que a carga deverá percorrer, como destacado em linhas vermelhas abaixo na Figura 13:

**Figura 13 - Correntes de um transportador contínuo Z**



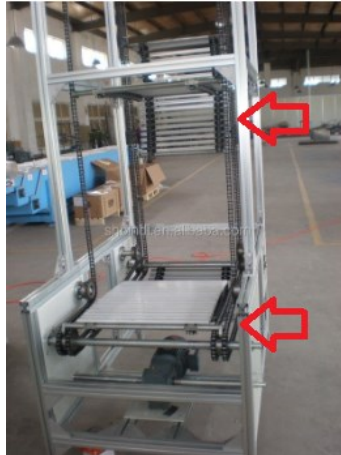
Fonte: [cidiessa.com](http://cidiessa.com), 2022.

Por ser um comprimento considerável, seu peso próprio representa um valor que deverá ser levado em conta no momento dos cálculos.

### 2.3.2 Plataforma de transporte da carga

A plataforma onde será apoiada a carga a ser transportada deve ser resistente o suficiente para suportar o peso máximo previsto no escopo do projeto, mas também precisa ser flexível. O motivo é simples: ela deve ser capaz de contornar o diâmetro das coroas dentadas responsáveis por tracionar todo o sistema, a fim de retornar à posição de recepção de nova carga pela parte de trás do transportador, para completar um ciclo no sistema (Figura 14).

**Figura 14 - Plataforma em posição de carga (horizontal) e de retorno (vertical)**



Fonte: [Alibaba.com](https://www.alibaba.com)

Essa flexibilidade é necessária somente nos pontos de inflexão. Enquanto carregada, deve ser estável para garantir a integridade da carga e evitar riscos de queda ou deslizamento.

Uma construção que satisfaça esses critérios, envolvem componentes estruturais como barras ou tubos, acoplados à um elemento flexível e robusto, idealmente correntes de rolos, análogas às que serão utilizadas para tração, mas com restrição de movimento em uma direção, para que não gire quando estiver carregada, permanecendo sempre em posição horizontal. A Figura 15 mostra um exemplo simples de acessório para correntes, fornecido pela maioria dos fabricantes de correntes de rolos, que permite rotação dos elos da corrente em somente um sentido.

**Figura 15 - Acessório WA2 para correntes de transmissão**



Fonte: [Correntes de Transmissão | ENCO - Engrenagens e Correntes](https://www.enco.com.br)

### 2.3.3 Eixos

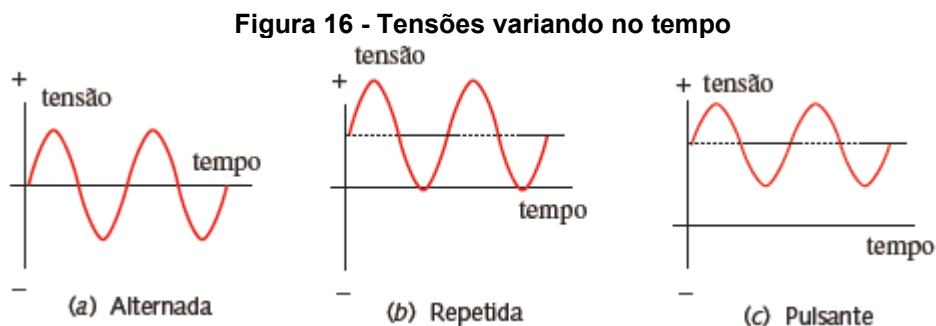
Eixos são utilizados para a transmissão do movimento de rotação e de torque de um ponto a outro. É um elemento amplamente utilizado no projeto de máquinas elétricas ou a combustão interna, e muitas vezes são acoplados em elementos como



engrenagens, polias e rodas dentadas para a transmissão de rotação e torque entre eixos e outros elementos de rotação (NORTON 2013).

Para o projeto de um eixo é necessário levar em consideração alguns detalhes como por exemplo, as tensões atuantes assim como o regime de trabalho (flexão e torção alternadas ou fixas em função do tempo), resistência estática, vibrações e outros (SHIGLEY, 2016).

As tensões no eixo podem ser calculadas localmente com base nas cargas conhecidas e seções transversais supostas. Já o regime de trabalho é inferido com base nas condições de operação que se espera do componente podendo apresentar variações de tensão variadas conforme o tempo, conforme ilustrado na Figura 16. Em geral, o primeiro projeto de um eixo usa considerações de tensão, e assim que a geometria esteja completamente definida são calculadas as deflexões ao longo do eixo.



Fonte: Norton, 2013, p 551.

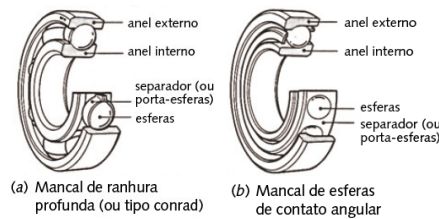
Além das tensões cíclicas atuantes no eixo (torção e flexão), também existe o fator de concentração de tensão que deve ser considerado durante o cálculo. Ele é causado pelas chavetas, acoplamentos e mudança repentina de seção transversal que podem existir no eixo (R. C. HIBBELER, 2010).

#### 2.3.4 Mancal de elementos rolantes

Os mancais de elementos rolantes são tipicamente divididos em dois grupos: mancais de esferas e mancais de rolos. Os mancais de esferas são utilizados para aplicações pequenas e/ou que exigem velocidades altas. Já os mancais de rolos, são utilizados preferencialmente quando há uma grande carga sobre o rolamento, consequentemente utilizados para grandes aplicações (NORTON, 2013).

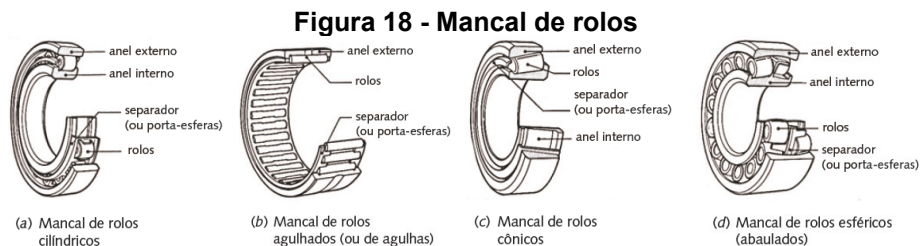
Mancais de esferas: possuem várias esferas de aço endurecido que estão presas entre as pistas interna e externa, e para que as esferas fiquem igualmente espaçadas ainda pode ser utilizado um retentor, como ilustrado na Figura 17 abaixo. Alguns mancais de esferas possuem uma vedação para proteger as esferas e o lubrificante de partículas contaminantes. Suportam cargas radiais e axiais, adequados para cargas mais leves, tamanhos pequenos e velocidades maiores.

**Figura 17 - Mancal de esferas**



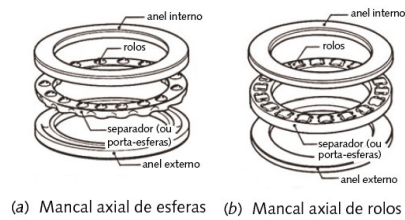
**Fonte: Norton, 2013, p 654.**

Mancais de rolos: com construção muito semelhante ao mancal de esferas, é feita a substituição das esferas de aço por rolos cilíndricos retos, cônicos ou abaulados. Se os cilindros são retos, apresentam resistência em apenas um sentido. Como a superfície de contato do cilindro com a pista é maior do que a de esfera, os mancais de rolos suportam cargas estáticas e dinâmicas mais elevadas. São divididos em mancal de rolos cilíndricos retos, agulhas, rolos cônicos e rolos esféricos, como mostrado na Figura 18:



**Fonte: Norton, 2013, p 655.**

Mancais axiais: Mancais de esferas e rolos, também podem ser feitos para suportarem cargas puramente axiais (Figura 19) e não são adequados para aplicações de alta velocidade. São divididos em mancal axial de esferas e mancal axial de rolos.

**Figura 19 - Mancal axial**

**Fonte: Norton, 2013, p 655.**

### 2.3.5 Estrutura metálica

Vigas, colunas, treliças pórticos, pergolados, são alguns exemplos de estruturas metálicas amplamente utilizadas, majoritariamente compostas por aço e alguns outros metais de ligação.

Hibbeler (2010, p. 401) afirma que: “Vigas são elementos estruturais projetados para suportar cargas aplicadas perpendicularmente a seus eixos longitudinais.”. Essas cargas geram uma força de cisalhamento interna e um momento fletor que geralmente variam ao longo do comprimento da viga. Podem estar sujeitas a cargas axiais internas também, mas seus efeitos podem ser desprezados, já que são valores muito menores do que as tensões de cisalhamento e flexão.

Quando há carga axial que age de forma a causar compressão, denota-se que é uma coluna e a falha por flambagem deve ser considerada. Por ocorrer de maneira repentina e sem avisos, a flambagem é uma falha altamente perigosa. Assim, para o projeto de uma viga ou coluna, com base na sua resistência, é necessário que as tensões atuantes não ultrapassem as tensões admissíveis do material escolhido.

### 3 MATERIAIS E MÉTODOS

Existem vários exemplos de metodologias em projetos de máquinas como este, umas com mais etapas que outras, mas todas buscam ajudar o projetista a enfrentar o problema que ainda não está com escopo bem definido e assim, com muitas soluções possíveis (NORTON, 2013). Uma versão de uma metodologia de projetos pode ser observada na Figura 20 abaixo.

**Figura 20 - Etapas de uma metodologia de projetos**

Tabela 1	Metodologia de projetos
1	Identificação da necessidade
2	Pesquisa de suporte
3	Definição dos objetivos
4	Especificações de tarefas
5	Síntese
6	Análise
7	Seleção
8	Projeto detalhado

Fonte: adaptado de Norton, 2013, p. 6

Essa disposição em etapas enumeradas em ordem lógica, pode dar a ideia errônea de que o método é de natureza linear. Na realidade, um projeto real acaba sendo várias iterações dos processos definidos na metodologia, podendo ir de qualquer etapa para outra, em qualquer combinação possível, por quantas vezes forem necessárias até atingir um nível aceitável de projeto, não necessariamente esgotando as possibilidades de melhorias possíveis em suas primeiras concepções (NORTON, 2013).

#### 3.1 Identificação da necessidade

Para otimizar o fluxo de peças na linha de produção de uma fábrica onde elevadores convencionais de carga não conseguem mais atender à demanda, causando assim um gargalo de peças paradas, prejudicando a eficiência da fábrica.

#### 3.2 Pesquisa de suporte

Foram feitas pesquisas bibliográficas sobre as alternativas de transportadores para escolher o mais adequado à situação. Após, uma pesquisa mais aprofundada sobre os componentes do transportador vertical contínuo. Ainda, foram feitas visitas ao chão

de fábrica para aferir dados de produtividade como tempo de descida/subida e quantidade de *pallets* por elevador para termos como ponto de partida.

### 3.3 Definição dos objetivos

Desenvolver um transportador vertical contínuo do tipo Z, com seis plataformas para transporte de *pallets* metálicos, com capacidade de 1600 kg de carga sólida, em uma linha de montagem de uma indústria da região de Pato Branco-PR, através de um desnível de seis metros e que supere, em capacidade e tempo de operação, um elevador de carga convencional.

### 3.4 Especificação de tarefas

Para dimensionar o transportador vertical contínuo os seguintes objetivos foram cumpridos:

- Definir os requisitos de projeto especificados pela empresa;
- Gerar esboço primário da estrutura e componentes;
- Analisar a cinemática do equipamento;
- Dimensionar plataformas de carga, correntes de transmissão, rodas dentadas, eixo, rolamentos e chavetas;
- Dimensionar estrutura externa do transportador;
- Selecionar motor;
- Apresentar desenhos técnicos de fabricação e montagem do equipamento.

### 3.5 Síntese

Para iniciar o dimensionamento, primeiro é necessário buscar ideias e alternativas diversas para ter opções de onde escolher a melhor concepção posteriormente. Por exemplo, para a plataforma de carga algumas opções de materiais cogitados foram, tubos quadrados, redondos, cantoneiras e chapas. Por não se saber a magnitude dos esforços ainda, aços com maior resistência, como o AISI 1045, AISI 1080, eram opções a serem avaliadas também, e não somente o AISI 1020, por ser o mais comum.

### **3.6 Análise e seleção**

Aqui as ideias da etapa anterior são analisadas de acordo com suas principais características e contribuições para o projeto, para então serem aceitas, rejeitadas ou modificadas. Este processo deve ser feito até que a totalidade do projeto esteja devidamente planejado para poder ser executado (NORTON, 2013). Entende-se que aqui já estão sendo iniciados os cálculos primários de dimensionamento.

### **3.7 Projeto detalhado**

Nesta etapa foram dimensionados todos os componentes do transportador vertical contínuo, com base em literaturas e normas de engenharia. Simultaneamente, foram feitos desenhos técnicos e modelagem 3D, com o auxílio da ferramenta CAD (*Computer Aided Design*), o *SOLIDWORKS 2020* sendo o escolhido para a tarefa.

## 4 RESULTADOS E DISCUSSÕES

### 4.1 Requisitos de projeto

#### 4.1.1 Capacidade

Cada um dos elevadores convencionais é capaz de transportar quatro *pallets* metálicos de 115 x 115 x 140 cm (C x L x A), com capacidade de carga de 1600 kg cada, como mostrado na Figura 21 abaixo.

Figura 21 - *Pallet* metálico



Fonte: autoria própria.

Cada plataforma do transportador vertical foi dimensionada para alocar um único *pallet* por vez, já que a movimentação será ininterrupta, espera-se que o déficit de carga movimentada por vez seja suprido pela agilidade do transportador.

#### 4.1.2 Produtividade

A partir de pesquisa de suporte realizada in loco, para estabelecer uma base de comparação da eficiência do elevador convencional, foi cronometrado o tempo necessário para um ciclo, ou seja, o tempo de movimentação do elevador de um nível para outro sem levar em consideração o tempo de manejo do *pallet* pelo operador.

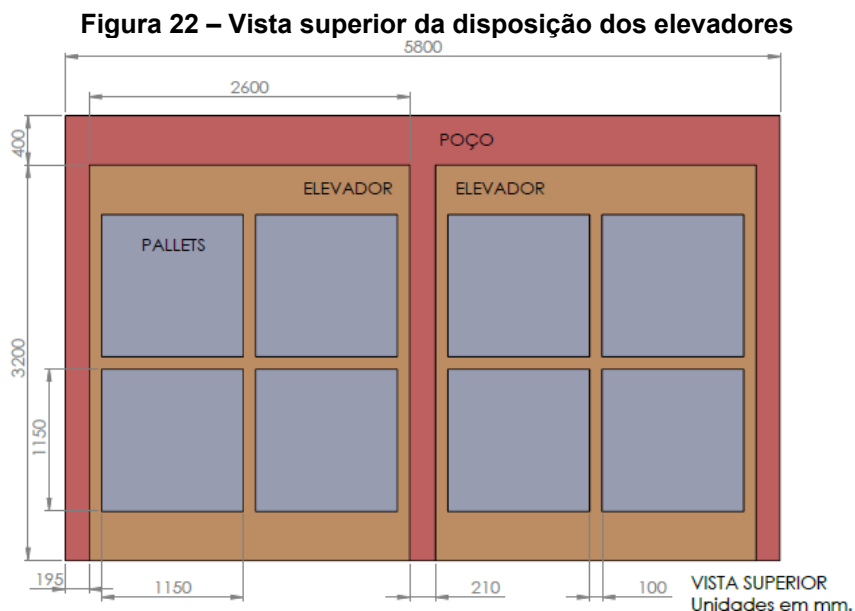
Levando cerca de quatro minutos tanto para subir quanto para descer e considerando o desnível percorrido de 6 m, isso nos dá uma velocidade média de 1,5 m/min. Considerando ainda que a cada quatro minutos são entregues quatro *pallets*, podemos expressar a velocidade dos elevadores em função do número de *pallets* por minuto como 1 *pallet*/min.

Pelas dimensões de cada *pallet*, e mantendo uma distância segura entre uma plataforma e outra para evitar colisões, cada transportador pode ter até três plataformas com carga, simultaneamente, e três plataformas em vazio, totalizando seis plataformas de carga por transportador.

Os transportadores contínuos prometem outros benefícios além do aumento da produtividade, como não necessitar da intervenção contínua de um operador para a carga e descarga, por exemplo. Mesmo assim, o valor de 1 *pallet*/min foi tomado como mínimo aceitável para a produtividade desejada.

#### 4.1.3 Dimensões

Em relação ao espaço físico disponível para a implementação dos transportadores contínuos, foi considerado o espaço ocupado por um único elevador. Contudo que o transportador não exceda tais dimensões, teremos certeza de que ele poderá ser inserido no local sem necessidade de qualquer adaptação arquitetônica ou paralização da linha de produção. Cada elevador tem 3,2 m de comprimento e 2,6 m de largura com uma distância de 40 cm da parede no sentido do comprimento, conforme ilustrado abaixo na Figura 22.



Fonte: autoria própria.

Todo mecanismo eventualmente necessitará de manutenção, seja ela corretiva, preventiva ou preditiva. Assim, é sensato prever no momento do projeto, maneiras de facilitar o acesso aos locais críticos, ou então posicionar os componentes que serão mais solicitados e com maior chance de falha, em locais de fácil acesso.



Para isso, os transportadores verticais não ocuparão todo o espaço disponível, para que qualquer operação de manutenção seja feita com facilidade.

#### 4.2 Plataforma de transporte da carga

Para transportar os *pallets* metálicos foi idealizado uma estrutura que é resistente o suficiente para suportar os 1600 kg e também flexível e compacta para conseguir retornar à posição de receber a próxima carga sem ocupar muito espaço.

Como o transportador vai movimentar apenas um *pallet* por vez em cada plataforma, foi possível manter as dimensões desta bem próximas ao real tamanho de cada carga, disponibilizando ainda mais espaço para “manobra” da plataforma. Esta manobra refere-se ao percurso que a plataforma realiza após deixar uma carga em um ponto e inicia o retorno para receber um novo *pallet*.

Para existir essa maleabilidade da plataforma apenas no sentido da manobra e não desestabilizar a carga, foi escolhido o uso de correntes de rolo, assim como as que serão utilizadas para conectar e movimentar todas as plataformas do transportador. Empregando um acessório que trava a rotação dos elos em apenas uma direção (Figura 23), foi possível garantir o nivelamento horizontal da carga.

**Figura 23 - Acessório WA2 para correntes**

REFERÊNCIA ENCO	PASSO P	LARGURA DO ADICIONAL L2	Ø DO FURO F1	ENTRE FUROS F2	CENTRO A CENTRO W	FACE DO ADICIONAL AO CENTRO DO PINO W2	DO CENTRO A ABA W3	ENTRE ENTROS DOS FUROS EC	LARGURA TOTAL (ABAS) LT
200   40A	3"	76,20	16,3	63,50	63,50	42,88	89,5	127,00	179,0



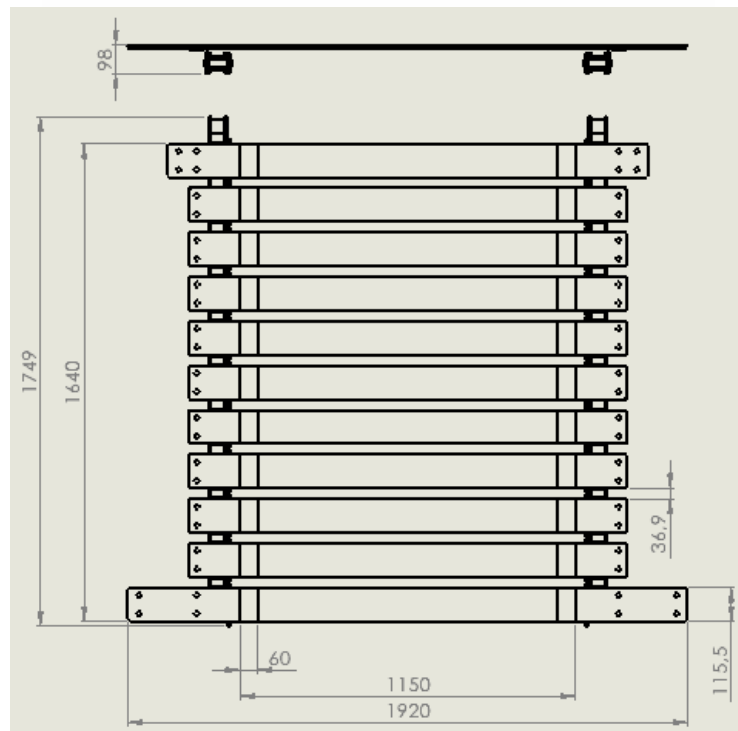
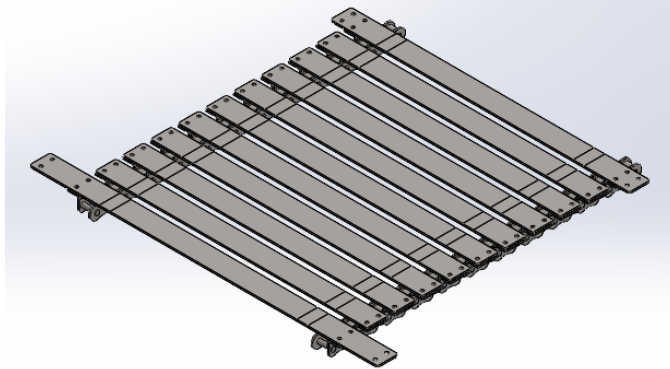
ABA WA2 - CORRESPONDE ADICIONAL COM DOBRA EM 90 GRAUS UNILATERAL (DE UM LADO SÓ)

Fonte: catálogo ENCO CORRENTES

Inicialmente foi escolhido um tamanho sem levar em consideração ainda o passo da corrente que será utilizada no sistema, apenas para poder definir e validar a construção do sistema. Posteriormente todos os ajustes de dimensões serão realizados conforme necessário. Por hora, o passo de corrente é de 76,2 mm (3") com furos de Ø16,3 mm no aditamento, para fixação.

Para o piso da plataforma, foi escolhido utilizar chapa de aço de 3/8" (9,53 mm) de espessura. A construção da plataforma ficou como mostrado na Figura 24, abaixo.

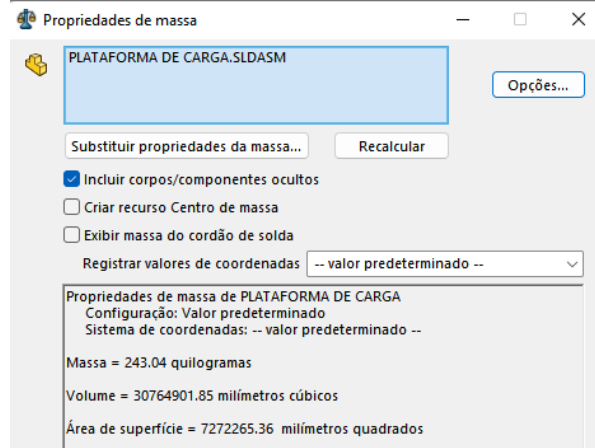
Figura 24 - Plataforma de carga



Fonte: autoria própria.

Uma das vantagens de modelar a plataforma em *software* CAD, é que temos disponível informações como a massa total da plataforma, como mostra a Figura 25:

**Figura 25 - Propriedades de massa gerada pelo Solidworks.**



Fonte: autoria própria.

A massa calculada foi de 243,02 kg para uma estrutura com 1750 mm de comprimento, utilizando propriedades do aço AISI 1020. Essas informações também ficam disponíveis para consulta e edição, caso necessário e estão mostradas abaixo na Figura 26:

**Figura 26 - Propriedades mecânicas do AISI 1020.**

Propriedades do material  
Os materiais na biblioteca predeterminada não podem ser editados. Você precisa copiar o material para uma biblioteca personalizada para poder editá-lo.

Tipo de modelo: Isotrópico linear elástico  Salvar tipo mod. na biblioteca

Unidades: SI - N/mm<sup>2</sup> (MPa)

Categoria: Aço

Nome: AISI 1020

Descrição:

Origem:

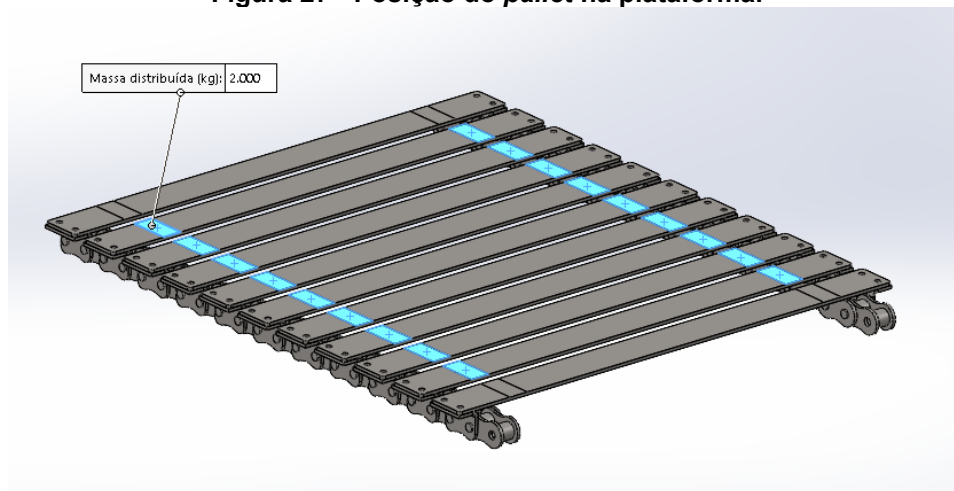
Sustentabilidade: Definido

Propriedade	Valor	Unidades
Módulo elástico	200000	N/mm <sup>2</sup>
Coefficiente de Poisson	0.29	N/A
Módulo de cisalhamento	77000	N/mm <sup>2</sup>
Massa específica	7900	kg/m <sup>3</sup>
Resistência de tração	420.507	N/mm <sup>2</sup>
Resistência à compressão		N/mm <sup>2</sup>
Limite de escoamento	351.571	N/mm <sup>2</sup>
Coefficiente de expansão térmica	1.5e-05	/K
Condutividade térmica	47	W/(m·K)

Fonte: Solidworks.

Com o modelo 3D concluído no *Solidworks*, ainda foi possível utilizar o ambiente de simulações para conferir a resistência da estrutura. A Figura 27 mostra a região que delimita onde um *pallet* ficaria apoiado em uma situação real.

**Figura 27 - Posição do *pallet* na plataforma.**

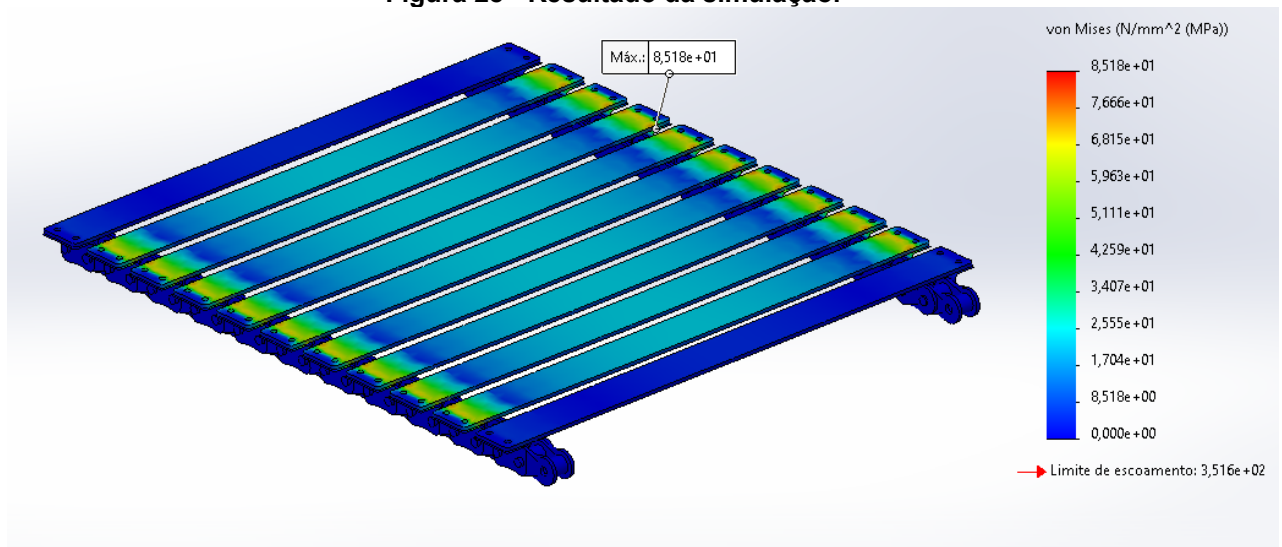


Fonte: autoria própria.

Para não limitar a plataforma a apenas a carga prevista, a simulação foi realizada com uma massa distribuída de 2000 kg nas regiões destacadas na imagem acima.

Fazendo das correntes uma geometria fixa para condição de contorno, o efeito da carga na estrutura pode ser observado no resultado da simulação, mostrado na Figura 28:

**Figura 28 - Resultado da simulação.**

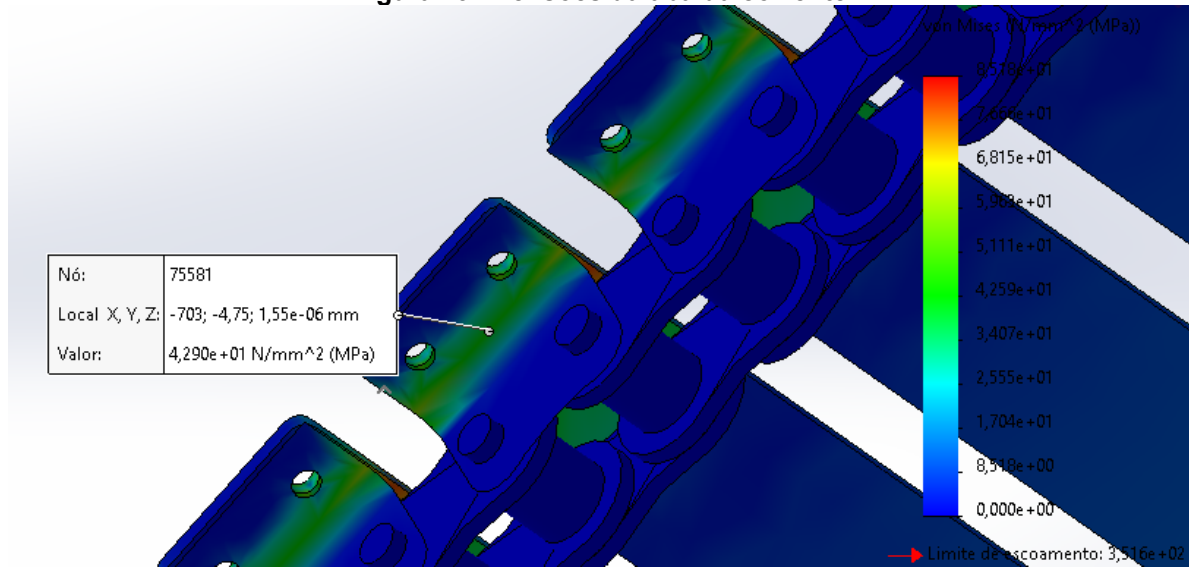


Fonte: autoria própria.

Considerando uma tensão de escoamento de 352 MPa para o aço carbono, trazida como referência pelo programa, podemos observar que não houve escoamento no sistema, já que a maior tensão apresentada foi de aproximadamente 85 MPa, nas chapas, nas regiões próximas às suas extremidades, indicada acima na figura 28.

Na Figura 29 podemos observar a distribuição de tensões na parte inferior da aba que une as chapas à corrente, com um valor de 42,9 MPa.

**Figura 29 - Tensões da aba da corrente**

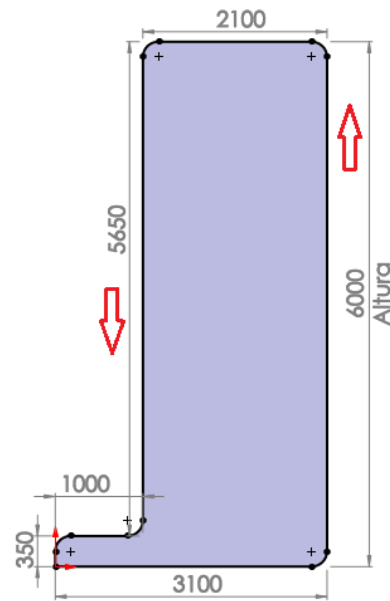


Fonte: autoria própria.

### 4.3 Seleção de correntes

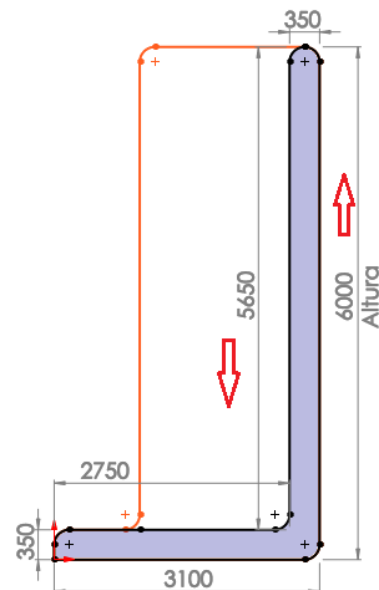
Antes de selecionarmos uma corrente para percorrer todo o transportador devemos apurar um valor, pelo menos aproximado, do comprimento total necessário para fechar o circuito. Por se tratar de valores de carga consideráveis, as dimensões das correntes não são pequenas, e assim, sua massa por unidade de comprimento também apresentam valores significativos para os cálculos subsequentes. As figuras que seguem mostram o percurso de cada corrente do transportador vertical contínuo assim como o seu sentido de movimento (setas em vermelho) para um movimento de descida da carga. O sentido inverso do mostrado nas figuras proporciona um movimento de subida da carga.

**Figura 30 - Percurso da corrente da frente – vista lateral.**



Fonte: autoria própria.

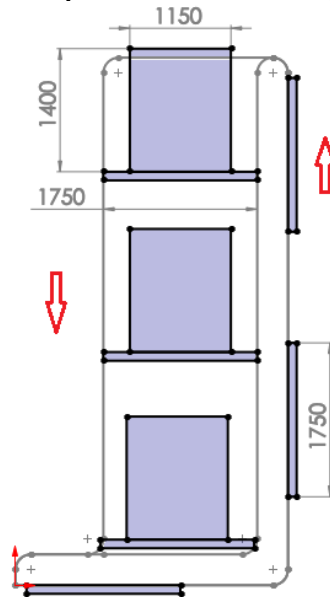
**Figura 31 - Percurso da corrente de trás – vista lateral.**



Fonte: autoria própria.

O espaço de 350 mm tanto na parte superior quanto na parte inferior do transportador é necessário para que as plataformas que estão em retorno não se choquem com as demais. A porção que mede 2100 mm na corrente da frente (Figura 31), consiste dos 350 mm adicionados de 1750 mm, este sendo o comprimento total da plataforma (Figura 25), para que ela desça sempre alinhada horizontalmente. Assim, o comprimento total de corrente necessário tanto para a corrente de trás quanto para a da frente é de 18,2 m e o layout das plataformas distribuídas ao longo do transportador está representado na Figura 32:

Figura 32 - Disposição das plataformas no transportador – vista lateral.



Fonte: autoria própria.

Verificando então a produtividade do transportador vertical contínuo, vamos relacionar o comprimento total da corrente com o número de plataformas em uma volta completa. A cada 18,2 m de corrente percorridos são entregues 6 *pallets*. Para obtermos 1 *pallet* necessitaríamos percorrer  $18,2/6 = 3,03$  m de corrente, ou seja, para que seja entregue 1 *pallet*/min, a velocidade mínima de operação do transportador deve ser de aproximadamente 3 m/min.

Para o transportador, assim como na plataforma, foi escolhido uma corrente e acessório compatível com passo de 3" (76,2 mm) e suas características são mostradas na Figura 33 abaixo.

Figura 33 - Corrente simples 240-1 / 48A-1

REFERÊNCIA ENCO	PASSO P	ENTRE PLACAS E	Ø DO ROLO R	ALTURA DA PLACA H	Ø DO PINO G	LARGURA TOTAL L1	ESPESSURA DA PLACA T1	CARGA DE RUPTURA	PESO	
200-1   40A-1	2.1/2	63,50	37,85	39,68	60,00	19,85	80,30	8,00	35.380	16,15
240-1   48A-1	3"	76,20	47,35	47,63	72,39	23,81	95,50	9,50	51.030	23,20



Fonte: catálogo ENCO.

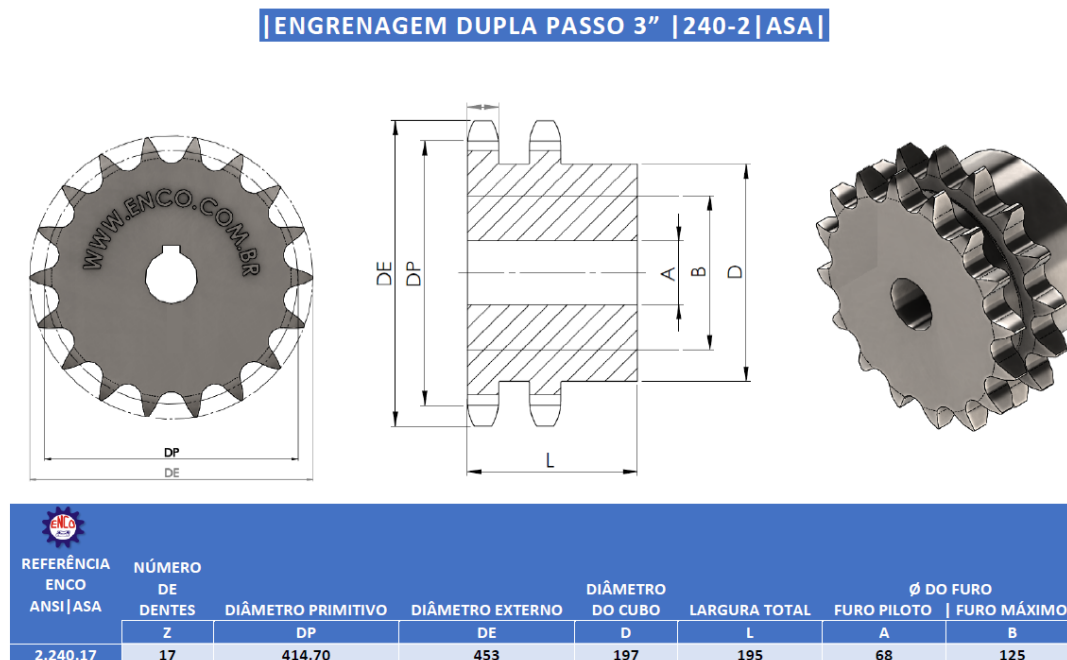
Na tabela observa-se o peso da corrente 240-1, de 23,2 kg/m, e sua carga de ruptura 51030 kgf (500,4 kN). Temos então que a carga até o momento é composta por:

- Três cargas de 2000 kg = 6000 kg;
- Quatro correntes de 18,2 m cada, a 23,2 kg/m = 1689 kg;
- Seis plataformas de carga de 243 kg = 1458 kg;
- Total: 9147 kg (89,7 kN).

As correntes deverão suportar juntas aproximadamente 89,7 kN, ou 22,4 kN cada uma. Sendo a carga de ruptura 500,4 kN, temos um fator de segurança para a corrente de  $500,4 / 22,5 = 22,3$ .

De acordo com Shigley 2016, o diâmetro da coroa dentada está diretamente atrelado ao passo da corrente selecionada assim como o número de dentes desejados. A Figura 34 abaixo mostra a tabela do fornecedor de correntes que já traz uma tabela com dimensões das coroas, calculadas para alguns passos de correntes, em função do número de dentes. Foi consultado a tabela de coroas de fileiras duplas pois para as de fileiras simples a tabela inclui apenas até duas polegadas.

**Figura 34 - Dimensões para engrenagem dupla passo 3".**



Fonte: catálogo ENCO.



Verificando o diâmetro primitivo com a Eq. 1, para um número de dentes,  $N$ , de 17, passo da corrente,  $p$ , de 76,2 mm (3"), temos que o diâmetro primitivo  $D$  da engrenagem é:

$$D = \frac{p}{\text{sen}\left(\frac{180^\circ}{N}\right)} \quad (1)$$

$$D = \frac{76,2}{\text{sen}\left(\frac{180^\circ}{17}\right)}$$

$$D \approx 414,69 \text{ mm}$$

Confirmando então que para uma coroa dentada com 17 dentes, passo de corrente de 76,2 mm, o diâmetro primitivo é de 414,7 mm.

Além disso, devemos calcular a potência admissível que a corrente suportará quando conectada a um motor. Temos da seção 4.1. que a produtividade mínima desejada é de 1 *pallet*/min e que para isso a velocidade mínima é de 3,03 m/min. Vamos então definir uma velocidade de operação de 6 m/min (0,1 m/s) para termos o dobro da produtividade atual. Sendo  $r$  o raio da coroa dentada em m, e  $V$  a velocidade linear em m/s, a velocidade angular em rad/s obtida a partir da Eq. 2 é:

$$V = \omega r \quad (2)$$

$$\omega = \frac{V}{r}$$

$$\omega = \frac{0,1}{\frac{0,4147}{2}}$$

$$\omega \approx 0,482 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$$

Sabemos que uma volta completa de uma circunferência corresponde a  $2\pi \text{ rad}$ , então  $1 \text{ rpm} = 2\pi \text{ rad} / 60 \text{ s} = 0,104719 \text{ rad/s}$ . Aplicando uma regra de três simples, concluímos que a rotação de operação do transportador é:

$$1 \text{ rpm} - 0,104719 \text{ rad/s}$$

$$x \text{ rpm} - 0,48 \text{ rad/s}$$

$$\therefore \omega = 4,6 \text{ rpm}$$

Shigley 2016 traz a potência nominal limitada pela placa de elo  $H_1$  e a potência nominal limitada pelo rolete  $H_2$  mostradas pelas Eq. 3 e 4 respectivamente:

$$H_1 = 0,003 N_1^{1,08} n_1^{0,9} \left(\frac{p}{25,4}\right)^{3-0,07\frac{p}{25,4}} \quad (3)$$

$$H_2 = \frac{746 K_r N_1^{1,5} \left(\frac{p}{25,4}\right)^{0,8}}{n_1^{1,5}} \quad (4)$$

Sendo  $N_1$  o número de dentes da roda dentada,  $n_1$  a velocidade da roda dentada em *rpm*,  $p$  o passo da corrente em mm e  $K_r$  igual a 17 para correntes ANSI 40 a 240. Temos da Eq. 3 que:

$$H_1 = 0,003 (17)^{1,08} (4,6)^{0,9} \left(\frac{76,2}{25,4}\right)^{3-0,07\frac{76,2}{25,4}}$$

$$H_1 \approx 5,42 \text{ kW}$$

E da Eq. 4,

$$H_2 = \frac{746 (17)(17)^{1,5} \left(\frac{76,2}{25,4}\right)^{0,8}}{4,6^{1,5}}$$

$$H_2 \approx 216980,84 \text{ kW}$$

Assim, a potência nominal fica determinada por  $H_1$  (pré-extremo):

$$H_{nom} = \min(H_1, H_2) = 5,42 \text{ kW}$$

Ainda, a potência admissível  $H_a$  é dada pela Eq. 5:

$$H_a = K_1 K_2 H_{tab} \quad (5)$$

onde  $K_1$  é o fator de correção para número de dentes diferentes de 17 (Tabela 17-22) e  $K_2$  é para correção de fileira (Tabela 17-23), ambas para o nosso caso são 1 (Figura 35), pois estamos trabalhando com uma corrente de fileira única e coroa dentada com 17 dentes.

**Figura 35 - Tabelas 17-22 e 17-23.****Tabela 17-22** Fatores de correção de dente,  $K_1$ .

Número de dentes na roda dentada motora	$K_1$ em cavalos pré-extremo	$K_1$ em cavalos pós-extremo
11	0,62	0,52
12	0,69	0,59
13	0,75	0,67
14	0,81	0,75
15	0,87	0,83
16	0,94	0,91
17	1,00	1,00
18	1,06	1,09
19	1,13	1,18
20	1,19	1,28
N	$(N_1/17)^{1,08}$	$(N_1/17)^{1,5}$

**Tabela 17-23** Fatores de fileiras múltiplas,  $K_2$ .

Número de fileiras	$K_2$
1	1,0
2	1,7
3	2,5
4	3,3
5	3,9
6	4,6
8	6,0

Fonte: Shigley 2016, p 899.

Portanto:

$$H_a = 1 * 1 * 5,42$$

$$H_a = 5,42 \text{ kW}$$

A potência a ser transmitida  $H_d$  é dada pela Eq. 6:

$$H_d = H_{nom} K_s n_d \quad (6)$$

Onde  $H_{nom}$  é a potência que a corrente transmitirá para a engrenagem,  $K_s$  é o fator de serviço a ser considerado para ações não uniformes, não sendo o caso em questão já que o torque é contínuo e não há choques, visto que o transportador não necessita parar para receber um *pallet*. E  $n_d$  é um fator de projeto.

Para calcularmos a potência, vamos considerar a força de 22,4 kN na corrente e o raio da engrenagem de 0,20735 m:

$$P = T\omega \quad (7)$$

$$P = Fd\omega = 22,4 \text{ kN} * 0,20735 \text{ m} * 0,48 \text{ rad/s}$$

$$P = H_{nom} \approx 2,23 \text{ kW}$$

Assim:

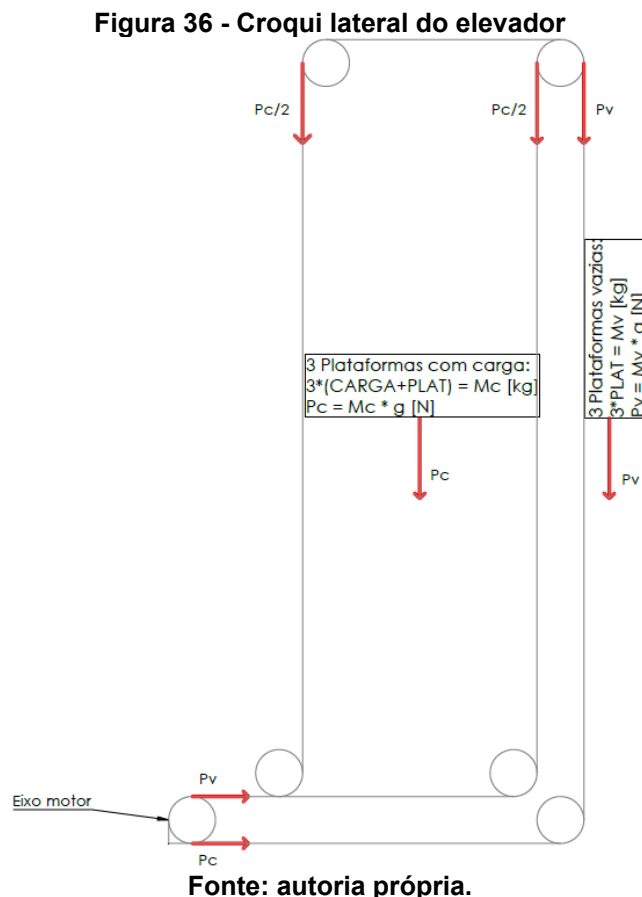
$$H_d = 2,23 * 1 * 1,5$$

$$H_d = 3,34 \text{ kW} < H_a$$

Temos então que 3,34 kW é a potência a ser fornecida por cada corrente.

#### 4.4 Distribuição de forças

Com os requisitos de projeto e um croqui inicial do posicionamento das correntes e rodas dentadas, foi possível ter uma ideia básica de como as forças atuantes estão distribuídas no transportador vertical (Figura 36):



Para simplificar a análise estática, as três plataformas carregadas foram reduzidas a um único bloco com a massa total a ser carregada ( $\text{CARGA} = 3 \cdot 2000 = 6000 \text{ kg}$ ) adicionada do peso próprio estimado das plataformas de carga ( $\text{PLAT.} = 3 \cdot 243 = 729 \text{ kg}$ ) e das correntes de transmissão utilizadas ( $\text{CORRENTE} = 4 \cdot 18,2 \text{ m} \cdot 23,2 \frac{\text{kg}}{\text{m}} \approx 1689 \text{ kg}$ ). As três plataformas que circulam em vazio também foram consideradas na parte de trás do transportador. As forças foram então extrapoladas para a posição que fica o eixo motor seguindo as tensões através das correntes. Lembrando que nesta vista é visível apenas uma corrente e as coroas por onde ela passa, mas o valor calculado é o valor total que o eixo deverá suportar.

Desta primeira análise temos então que o eixo motor e seus mancais deverão suportar uma carga de:

$$P_{total} = P_{carga} + P_{vazio} + P_{corrente}$$

$$P_{total} = [(CARGA + PLAT.) + PLAT. + CORRENTE]g$$

$$P_{total} = [(6000 + 729) + 729 + 1689] * 9,81$$

$$P_{total} \approx 89,7 \text{ kN}$$

#### 4.5 Dimensionamento do eixo e rolamento

Com a força atuante em cada corrente (22,4 kN) e com a roda dentada selecionada ( $\emptyset 414,7 \text{ mm}$ ), foram calculados os momentos gerados no eixo com a Eq. 8.

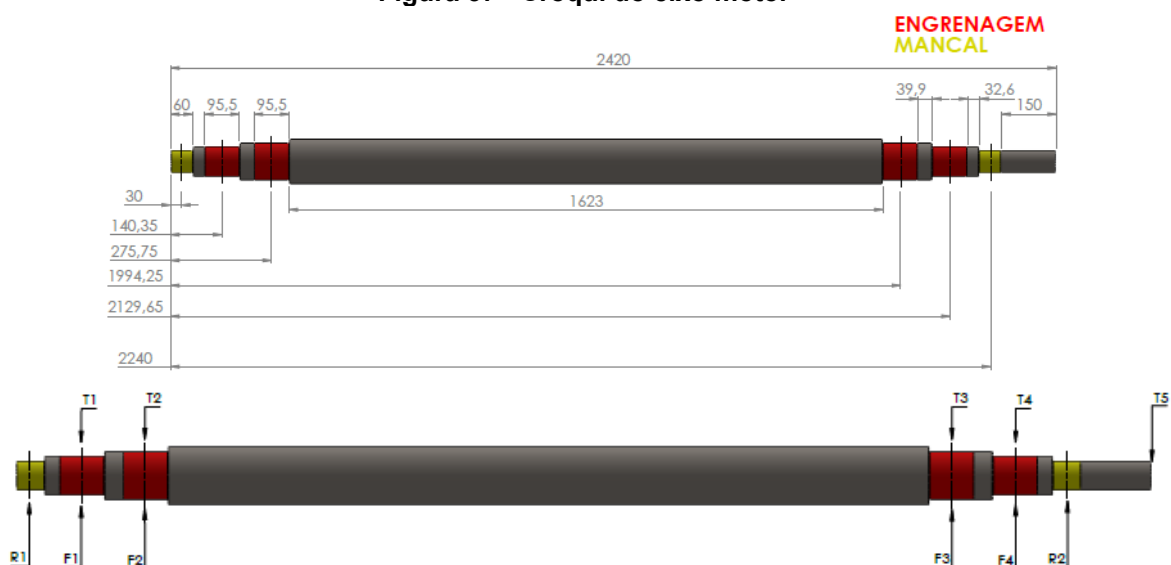
$$T = F d \quad (8)$$

$$T = 22400 * 0,20735$$

$$T \approx 4645 \text{ Nm}$$

Sendo que na ponta do eixo onde o motor for acoplado, o torque a ser fornecido será a soma de 18,58 kNm, representando as quatro rodas dentadas. Na Figura 37 a seguir é possível observar uma representação do eixo motor com a posição preliminar dos mancais e engrenagens, assim como os momentos e forças atuantes nos locais das engrenagens e apoios de mancais.

Figura 37 - Croqui do eixo motor



Fonte: autoria própria.

Sendo  $R1$  e  $R2$  as reações às forças  $F1 = F2 = F3 = F4 = F = 22,4 \text{ kN}$  provenientes das correntes juntamente com seus respectivos torques  $T1 = T2 = T3 = T4 = T = 4,645 \text{ kNm}$ , e  $T5 = 4T = 18,58 \text{ kNm}$  o montante na posição onde o motor será acoplado:

$$\begin{aligned}\sum F_y &= 0 \\ R1 + R2 - F1 - F2 - F3 - F4 &= 0 \\ R1 + R2 &= 4F = 4 * 22400 \\ R1 + R2 &= 89600 \text{ N} \quad (9)\end{aligned}$$

e do somatório de momentos no primeiro apoio  $X_{R1} = 0,03 \text{ m}$ ,

$$\begin{aligned}\sum M &= 0 \\ R2(x_{R2} - x_{R1}) &= F1(x_{F1} - x_{R1}) + F2(x_{F2} - x_{R1}) + F3(x_{F3} - x_{R1}) + F4(x_{F4} - x_{R1}) \\ 2,21R2 &= F(0,11035 + 0,24575 + 1,96425 + 2,09965) \\ R2 &= \frac{99008}{2,21} \\ R2 &= 44800 \text{ N}\end{aligned}$$

Substituindo  $R2$  na Eq. 9:

$$\begin{aligned}R1 &= 89600 - 44800 \\ R1 &= 44800 \text{ N}\end{aligned}$$

Seguindo para o cálculo da cortante  $V_{(x)}$ , na seção 1 ( $0 \leq x < 0,03$ ):

$$\begin{aligned}\sum F_y &= 0 \\ V_{(x)} &= 0\end{aligned}$$

Seção 2 ( $0,03 \leq x < 0,14035$ ):

$$\begin{aligned}\sum F_y &= 0 \\ R1 - V_{(x)} &= 0 \\ V_{(x)} &= 44800 \text{ N}\end{aligned}$$

Seção 3 ( $0,14035 \leq x < 0,27575$ ):

$$\begin{aligned}\sum F_y &= 0 \\ R1 - F1 - V_{(x)} &= 0 \\ V_{(x)} &= R1 - F = 44800 - 22400 \\ V_{(x)} &= 22400 \text{ N}\end{aligned}$$

Seção 4 ( $0,27575 \leq x < 1,99425$ ):

$$\sum F_y = 0$$

$$R1 - F1 - F2 - V_{(x)} = 0$$

$$V_{(x)} = R1 - 2F = 44800 - 2 * 22400$$

$$V_{(x)} = 0 \text{ N}$$

Seção 5 ( $1,99425 \leq x < 2,12965$ ):

$$\sum F_y = 0$$

$$R1 - F1 - F2 - F3 - V_{(x)} = 0$$

$$V_{(x)} = R1 - 3F = 44800 - 3 * 22400$$

$$V_{(x)} = -22400 \text{ N}$$

Seção 6 ( $2,12965 \leq x < 2,24$ ):

$$\sum F_y = 0$$

$$R1 - F1 - F2 - F3 - F4 - V_{(x)} = 0$$

$$V_{(x)} = R1 - 4F = 44800 - 4 * 22400$$

$$V_{(x)} = -44800 \text{ N}$$

Seção 7 ( $2,24 \leq x < 2,42$ ):

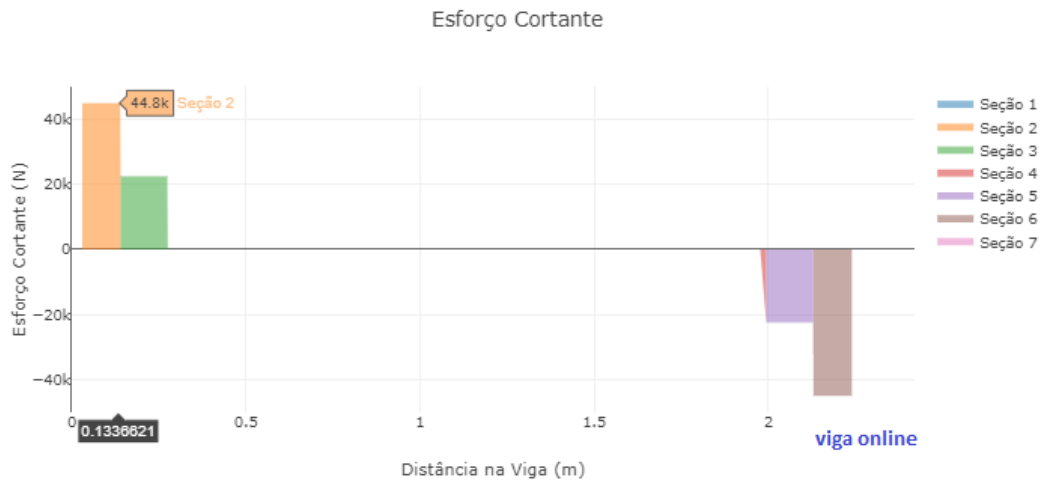
$$\sum F_y = 0$$

$$R1 - F1 - F2 - F3 - F4 + R2 - V_{(x)} = 0$$

$$V_{(x)} = R1 + R2 - 4F = 44800 + 44800 - 4 * 22400$$

$$V_{(x)} = 0 \text{ N}$$

As equações acima se traduzem no seguinte gráfico mostrado na Figura 38, onde em destaque está o valor máximo de  $44,8 \text{ kN}$  dentro do intervalo que corresponde à seção 2:

**Figura 38 – Gráfico da cortante  $V(x)$** 

Fonte: autoria própria.

O momento fletor  $M(x)$  na seção 1 ( $0 \leq x < 0,03$ ):

$$\sum M = 0$$

$$M(x) = 0$$

Seção 2 ( $0,03 \leq x < 0,14035$ ):

$$\sum M = 0$$

$$-R1(x - x_{R1}) + M(x) = 0$$

$$M(x) = R1 x - R1 x_{R1}$$

$$M(x) = 44800x - 1344 Nm$$

Seção 3 ( $0,14035 \leq x < 0,27575$ ):

$$\sum M = 0$$

$$-R1(x - x_{R1}) + F1(x - x_{F1}) + M(x) = 0$$

$$M(x) = R1 x - R1 x_{R1} - F x + F x_{F1}$$

$$M(x) = 22400x + 1799,84 Nm$$

Seção 4 ( $0,27575 \leq x < 1,99425$ ):

$$\sum M = 0$$

$$-R1(x - x_{R1}) + F1(x - x_{F1}) + F2(x - x_{F2}) + M(x) = 0$$

$$M(x) = R1 x - R1 x_{R1} - 2F x + F(x_{F1} + x_{F2})$$

$$M(x) = 7976,64 Nm$$

Seção 5 ( $1,99425 \leq x < 2,12965$ ):



$$\sum M = 0$$

$$-R1(x - x_{R1}) + F1(x - x_{F1}) + F2(x - x_{F2}) + F3(x - x_{F3}) + M_{(x)} = 0$$

$$M_{(x)} = R1 x - R1 x_{R1} - 3F x + F(x_{F1} + x_{F2} + x_{F3})$$

$$M_{(x)} = -22400x + 52647,84 Nm$$

Seção 6 ( $2,12965 \leq x < 2,24$ ):

$$\sum M = 0$$

$$-R1(x - x_{R1}) + F1(x - x_{F1}) + F2(x - x_{F2}) + F3(x - x_{F3}) + F4(x - x_{F4}) + M_{(x)} = 0$$

$$M_{(x)} = R1 x - R1 x_{R1} - 4F x + F(x_{F1} + x_{F2} + x_{F3} + x_{F4})$$

$$M_{(x)} = -44800x + 100352 Nm$$

Seção 7 ( $2,24 \leq x < 2,42$ ):

$$\sum M = 0$$

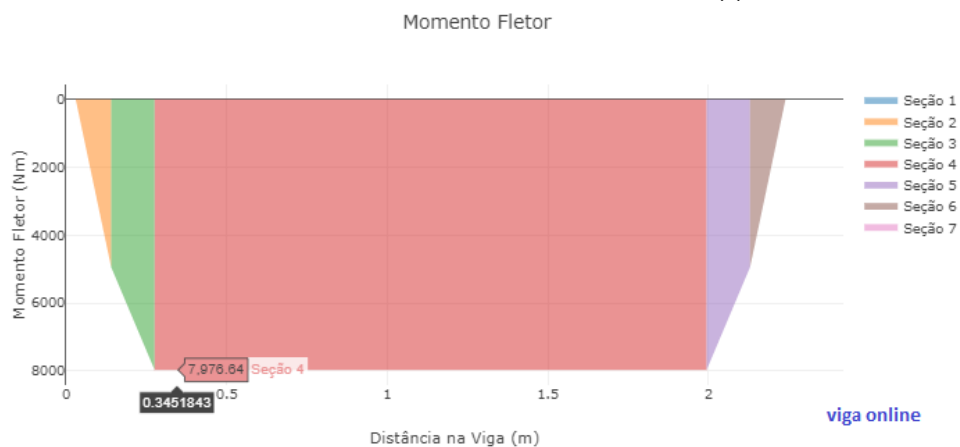
$$-R1(x - x_{R1}) - R2(x - x_{R2}) + F1(x - x_{F1}) + F2(x - x_{F2}) + F3(x - x_{F3}) + F4(x - x_{F4}) + M_{(x)} = 0$$

$$M_{(x)} = R1 x - R1 x_{R1} + R2 x - R2 x_{R2} - 4F x + F(x_{F1} + x_{F2} + x_{F3} + x_{F4})$$

$$M_{(x)} = 0 Nm$$

As equações acima se traduzem no seguinte gráfico mostrado na Figura 39, onde em destaque está o valor máximo de 7976,64 Nm dentro do intervalo que corresponde à seção 4:

**Figura 39 - Gráfico do momento fletor  $M_{(x)}$ .**



Fonte: autoria própria.

Com esses dados podemos seguir para a escolha do rolamento. Para isso vamos tomar como base a reação em um dos apoios de 44800 N como sendo a carga estática  $P$ .

Sabemos da Eq. 2 que a velocidade angular é:

$$\omega = \frac{V}{r} = \frac{0,1 \text{ m/s}}{0,20735 \text{ m}} \approx 0,48 \text{ rad/s}$$

O tempo de trabalho do rolamento  $t_{trab}$  em segundos é:

$$t_{trab} = 365 \text{ (dias)} * 24 \text{ (hrs)} * 3600 \text{ (s)} = 3,1536 \cdot 10^7 \text{ s}$$

Assim, conseguimos calcular o número de ciclos  $N_c$  em um ano pela Eq. 10:

$$N_c = \frac{\omega t_{trab}}{2\pi} = 2,421 \cdot 10^6 = 2,421 \text{ milhões} \quad (10)$$

De Norton (2013) temos abaixo para rolamentos de rolos que:

$$L_p = K_R \left( \frac{C}{P} \right)^{\frac{10}{3}} \quad (11)$$

Sendo que  $L_p$  é a vida em fadiga expressa em milhões de revoluções,  $K_R$  o fator de confiabilidade para uma probabilidade de falha diferente de 10%,  $C$  a carga dinâmica básica de classificação para o mancal, especificado pela fabricante e  $P$  a carga constante aplicada. A Figura 40 a seguir mostra as informações do rolamento de rolos cilíndricos selecionado:

**Figura 40 - Rolamento NU 1013 ECP**

Designação	Dimensões principais			Classificações de carga básica		Classificações de velocidade	
				dinâmica	estática	Velocidade de referência	Velocidade-limite
	d [mm]	D [mm]	B [mm]	C [kN]	$C_0$ [kN]	[r/min]	[r/min]
☆ ■ <a href="#">NU1013 ECP</a>	65	100	18	72	81.5	7 500	7 500

Fonte: [Rolamentos de uma carreira de rolos cilíndricos | SKF | SKF](#)

Sendo que  $P = 44,8 \text{ kN}$ ,  $C = 72 \text{ kN}$  e  $K_R = 1$  selecionado para confiabilidade de 10% de falha (tabela da Figura 41)

**Figura 41 - Tabela de  $K_R$**

**Tabela 11-5**

Fatores de confiabilidade  $R$  para uma distribuição de Weibull correspondente a uma probabilidade de falha  $P$

P%	R%	$K_R$
50	50	5,0
10	90	1,0
5	95	0,62
4	96	0,53
3	97	0,44
2	98	0,33
1	99	0,21

Fonte: Norton, 2013, p. 659.

Assim, temos da Eq. 11 que a vida em fadiga é de:

$$L_P = 1 \left( \frac{72}{44,8} \right)^{\frac{10}{3}}$$

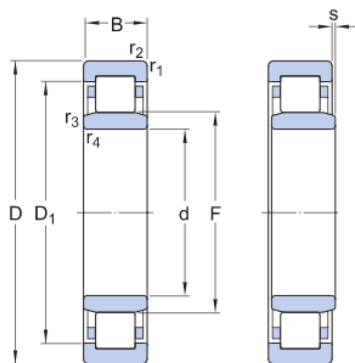
$$L_P = 4,862 \text{ milhões de revoluções}$$

E sua durabilidade será de:

$$\text{Durabilidade} = \frac{L_P \cdot 10^6}{N_C} = 2,009 \text{ anos} \approx 2 \text{ anos}$$

A Figura 42 abaixo mostra as dimensões do rolamento selecionado:

**Figura 42 - Dimensões do rolamento NU 1013 ECP**



Dimensões

d	65 mm	Diâmetro do furo
D	100 mm	Diâmetro externo
B	18 mm	Largura
D <sub>1</sub>	≈ 88,5 mm	Diâmetro do ressalto do anel externo
F	74 mm	Dimensão do chanfro do anel de flange solto
r <sub>1,2</sub>	min. 1,1 mm	Dimensão de chanfro
r <sub>3,4</sub>	min. 1 mm	Dimensão de chanfro
s	max. 1 mm	Deslocamento axial permitido

Fonte: [NU 1013 ECP - Rolamentos de rolos cilíndricos | SKF](#)

Com os esforços ao longo do eixo calculados, podemos observar que a porção que está sob maior esforço cortante é a seção 2 e 6 do eixo ( $0,03 \leq x < 0,14035$  e  $2,12965 \leq x < 2,24$ ), além de ser o local onde o diâmetro será menor pois será posicionado o rolamento acima definido. As demais seções do eixo vão tendo seu diâmetro aumentado para montagem das engrenagens.

Para o cálculo do diâmetro do eixo, iremos utilizar o método ASME que considera valores de momentos locais, em pontos de interesse. A seção 2, acima citada, não corresponde aos maiores valores de momento fletor, então vamos substituir pelo ponto onde a flexão do eixo é mais intensa, sendo na seção 4 do eixo que corresponde ao intervalo  $0,27575 \leq x \leq 1,99425$  com momento de  $7976,64 \text{ Nm}$ .

Este método deve ser utilizado quando o carregamento é constituído por flexão alternada e torque fixo, e é dado pela Eq. 12 abaixo:

$$d = \left( \frac{32 * N_f}{\pi} * \left( \left( k_f * \frac{M_a}{S_f} \right)^2 + \frac{3}{4} * \left( \frac{T_m}{S_y} \right)^2 \right)^{\frac{1}{2}} \right)^{\frac{1}{3}} \quad (12)$$

Onde  $N_f$  é o coeficiente de segurança de 2,5,  $k_f$  é o fator de concentração de tensão devido a flexão,  $M_a$  é o momento alternante,  $S_f$  é o limite de resistência corrigido à fadiga,  $T_m$  é o torque médio e  $S_y$  o limite de escoamento do material, neste caso foi utilizado o aço AISI 1080 com limite de escoamento ( $S_y$ ) de 585 MPa (84,8 kpsi) e resistência à tração ( $S_{ut}$ ) de 965 MPa (140 kpsi).

Para uma primeira iteração, é recomendado adotar valores de concentração de tensão devido a flexão e de torção, que é dado pela tabela mostrada abaixo na Figura 43:

**Figura 43 - Tabela de fatores de concentração para primeira iteração.**

	Flexional	Torcional	Axial
Adoçamento de ressalto – pontudo ( $r/d = 0,02$ )	2,7	2,2	3,0
Adoçamento de ressalto – bem arredondado ( $r/d = 0,1$ )	1,7	1,5	1,9
Assento de chaveta de extremidade fresada ( $r/d = 0,02$ )	2,14	3,0	–
Assento de chaveta formato corredor de trenó	1,7	–	–
Sulco de anel retentor	5,0	3,0	5,0

Valores ausentes na tabela não estão disponíveis facilmente.

**Fonte: Shigley 2016, p. 360.**

Adotando  $k_t$  e  $k_{ts}$  como 2,14 e 3,0 respectivamente e  $\frac{r}{d} = 0,02$ , temos agora que definir a sensibilidade do material ao entalhe  $q$  através da Eq. 13:

$$q = \frac{1}{1 + \frac{\sqrt{a}}{\sqrt{r}}} \quad (13)$$

Onde  $\sqrt{a}$  é a constante de Neuber e é dada pela tabela mostrada na Figura 44 abaixo em função da resistência à tração:

**Figura 44 - Constante de Neuber para aços.**

**Tabela 6-6**  
Constante de Neuber para aços

$S_{ut}$ (ksi)	$\sqrt{a}$ (in <sup>0,5</sup> )
50	0,130
55	0,118
60	0,108
70	0,093
80	0,080
90	0,070
100	0,062
110	0,055
120	0,049
130	0,044
140	0,039
160	0,031
180	0,024
200	0,018
220	0,013
240	0,009

**Fonte: Norton 2013, p. 346.**

Para 140 kpsi temos que  $\sqrt{a} = 0,039$ , e para 160 kpsi temos  $\sqrt{a} = 0,031$ . O motivo para o segundo valor interpolado é que Norton 2013 orienta a adicionar 20 kpsi ao valor de  $S_{ut}$  do material para esforços de torção. Levando em consideração o  $r/d$  adotado de 0,02 e o diâmetro interno do rolamento de 35 mm, que será o menor diâmetro do eixo, temos  $r = 35 * 0,02 = 0,7 \text{ mm} = 0,0276 \text{ in}$ . Substituindo na Eq. 13:

$$q = \frac{1}{1 + \frac{0,039}{\sqrt{0,0276}}} = 0,810$$

$$q_s = \frac{1}{1 + \frac{0,031}{\sqrt{0,0276}}} = 0,843$$

Calculando agora os fatores de concentração de tensão de flexão ( $k_f$ ) e torção ( $k_{fs}$ ):

$$k_f = 1 + q * (k_t - 1) \quad (14)$$

$$k_f = 1 + 0,809 * (2,14 - 1)$$

$$k_f = 1,923$$

$$k_{fs} = 1 + q_s * (k_{ts} - 1) \quad (15)$$

$$k_{fs} = 1 + 0,843 * (3,0 - 1)$$

$$k_{fs} = 2,685$$

Seguindo para o cálculo do momento fletor  $M_a$ , sabemos que o valor mínimo será de mesma intensidade que o valor máximo, porém de sentido oposto, já que a força é constante, assim:

$$M_a = \frac{M_{m\acute{a}x} - M_{m\acute{i}n}}{2} = \frac{M_{m\acute{a}x} - (-M_{m\acute{a}x})}{2}$$

$$M_a = M_{m\acute{a}x} = 7976,64 \text{ Nm} = 7,977 \text{ kNm}$$

Analogamente à flexão, sabemos que o torque exercido no eixo pela carga total no transportador através das engrenagens é constante ( $T_{m\acute{a}x} = T_{m\acute{i}n}$ ), logo temos que:

$$T_m = \frac{T_{m\acute{a}x} + T_{m\acute{i}n}}{2} = \frac{2 T_{m\acute{a}x}}{2}$$

$$T_m = T_{m\acute{a}x} = 18,58 \text{ kNm}$$

Precisamos ainda calcular o limite de resistência à fadiga. O valor não corrigido se dá pela Eq. 16 que segue:

$$S_{f'} = 0,5 S_{ut} \quad (16)$$

$$S_{f'} = 0,5 * 965$$

$$S_{f'} = 482,5 \text{ MPa}$$

Devido às diferenças das situações reais em relação aos ensaios de resistência realizadas em laboratórios, faz-se necessário corrigir o limite de resistência à fadiga utilizando a Eq. 17 com os seguintes fatores:

$$S_f = C_{carreg} C_{tamanho} C_{superf} C_{temp} C_{conf} S_{f'} \quad (17)$$

$C_{carreg}$  é aplicado quando há força normal ao eixo, quando apenas flexão e torção, não há necessidade já que a maioria dos dados e ensaios utilizam essa configuração.  $C_{carreg} = 1$ .

O fator de tamanho  $C_{tamanho}$  é aplicado quando o eixo projetado possui diâmetro maior do que aqueles dos corpos de prova, 0,3 in ou 8 mm. A correção para eixos com  $d > 8mm$  é feito com a Eq. 18:

$$C_{tamanho} = 1,189 d^{-0,097} \quad (18)$$

$$C_{tamanho} = 1,189 (35)^{-0,097}$$

$$C_{tamanho} = 0,842$$

O fator de superfície  $C_{superf}$  (Eq. 19) é necessário por que os corpos de prova padrão são polidos e espelhados, para impedir que imperfeições superficiais aumentem as tensões (NORTON, 2013).

$$C_{superf} = A(S_{ut})^b \quad \text{se } C_{superf} > 1,0, \text{ utilize } C_{superf} = 1 \quad (19)$$

E os coeficientes A e b são mostrados na tabela da Figura 45:

**Figura 45 - Coeficientes para fator de superfície**

**Tabela 6-3 Coeficientes para a equação do fator de superfície**

Fonte: Shigley e Mischke, *Mechanical Engineering Design*, 5th ed., McGraw-Hill, New York, 1989, p. 283, com permissão

Acabamento superficial	Para $S_{ut}$ em MPa, use		Para $S_{ut}$ em kpsi (não em psi), use	
	A	b	A	b
Retificado	1,58	-0,085	1,34	-0,085
Usinado ou estirado a frio	4,51	-0,265	2,7	-0,265
Laminado a quente	57,7	-0,718	14,4	-0,718
Forjado	272	-0,995	39,9	-0,995

Fonte: Norton 2013, p. 333.

Tomando os valores para superfície usinada e valores em MPa (A: 4,51 e, b: -0,265) e aplicando na Eq. 19, temos que:

$$C_{superf} = 4,51(965)^{-0,265}$$

$$C_{superf} = 0,730$$

Segundo Norton 2013, para temperaturas moderadamente elevadas, cerca de 350°C, a tenacidade à fratura aumenta. Para temperaturas abaixo de 450°C considera-se  $C_{temp} = 1$ .

Norton 2013 traz uma tabela para o coeficiente de confiabilidade,  $C_{conf}$ , para um valor de desvio padrão de 8% da média. Selecionamos uma confiabilidade de 90% com  $C_{conf} = 0,897$ .

**Figura 46 - Fatores de confiabilidade****Tabela 6-4**Fatores de confiabilidade para  $S_d = 0,08\mu$ 

Confiabilidade %	$C_{conf}$
50	1,000
90	0,897
95	0,868
99	0,814
99,9	0,753
99,99	0,702
99,999	0,659
99,9999	0,620

**Fonte: Norton 2013, p. 335.**

Portanto, da Eq. 17 temos:

$$S_f = C_{carreg} C_{tamanho} C_{superf} C_{temp} C_{conf} S_f'$$

$$S_f = (1)(0,842)(0,73)(1)(0,897)(482,5)$$

$$S_f = 266,06 \text{ MPa}$$

Por fim, substituindo na Eq. 12 do diâmetro do eixo:

$$d = \left( \frac{32 * N_f}{\pi} * \left( \left( k_f * \frac{M_a}{S_f} \right)^2 + \frac{3}{4} * \left( \frac{T_m}{S_y} \right)^2 \right)^{\frac{1}{2}} \right)^{\frac{1}{3}}$$

$$d = \left( \frac{32 * 2,5}{\pi} * \left( \left( 1,923 * \frac{7,977.10^3}{266,06.10^6} \right)^2 + \frac{3}{4} * \left( \frac{18,58.10^3}{585.10^6} \right)^2 \right)^{\frac{1}{2}} \right)^{\frac{1}{3}}$$

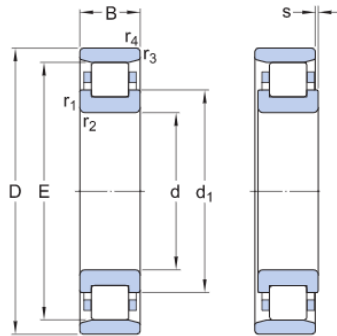
$$d = 0,117608 \text{ m} = 117,61 \text{ mm}$$

Refazendo os cálculos para uma nova iteração, partindo de um diâmetro de 120 mm na menor seção do eixo, vamos ter um novo rolamento escolhido e mostrado na Figura 47:



Figura 47 - Rolamento N 224 ECM

Designação	Dimensões principais			Classificações de carga básica		Classificações de velocidade	
				dinâmica	estática	Velocidade de referência	Velocidade-limite
	d [mm]	D [mm]	B [mm]	C [kN]	C <sub>0</sub> [kN]	[r/min]	[r/min]
☆ ■ N 224 ECM	120	215	40	390	430	3 400	3 600



## Dimensões

d	120 mm	Diâmetro do furo
D	215 mm	Diâmetro externo
B	40 mm	Largura
d <sub>1</sub>	≈ 153 mm	Diâmetro do ressalto do anel interno
E	195.5 mm	Diâmetro da pista do anel externo
r <sub>1,2</sub>	min. 2.1 mm	Dimensão de chanfro
r <sub>3,4</sub>	min. 2.1 mm	Dimensão de chanfro
s	max. 1.9 mm	Deslocamento axial permitido

Fonte: [N 224 ECM - Rolamentos de rolos cilíndricos | SKF](#)

O novo raio de entalhe agora será de 2,1 mm (0,083 in). Seguindo com o cálculo da sensibilidade ao entalhe pela Eq. 13:

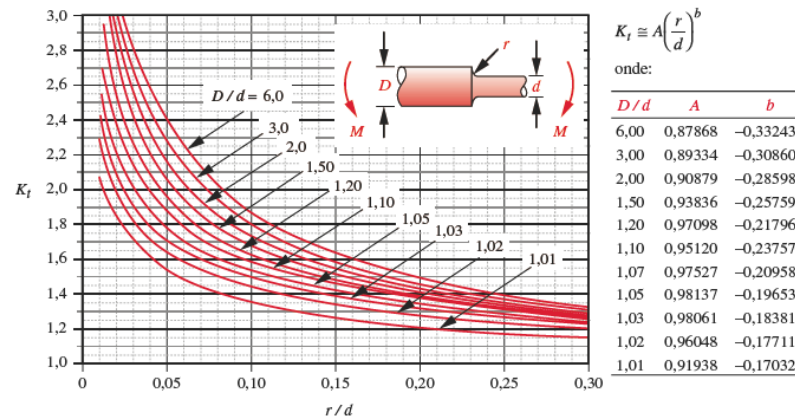
$$q = \frac{1}{1 + \frac{\sqrt{a}}{\sqrt{r}}} = \frac{1}{1 + \frac{0,039}{\sqrt{0,083}}} = 0,881$$

$$q_s = \frac{1}{1 + \frac{\sqrt{a}}{\sqrt{r}}} = \frac{1}{1 + \frac{0,031}{\sqrt{0,083}}} = 0,903$$

Agora o  $k_t$  pode ser calculado pela Eq. 20, utilizando os coeficientes obtidos com o auxílio do gráfico representado na Figura 48:

$$k_t = A \left( \frac{r}{d} \right)^b \quad (20)$$

**Figura 48 - Fator de concentração de tensão  $k_t$**



Fonte: Norton 2013, p. 1000.

Sendo  $d = 120$  e  $D = 130$ ,  $\frac{D}{d} = 1,08$ . Interpolando de acordo com a tabela:

$$A = 0,96725$$

$$b = -0,21891$$

$$k_t = 0,96725 * \left(\frac{2,1}{120}\right)^{-0,21891}$$

$$k_t = 2,35$$

Substituindo para encontrar  $k_f$  pela Eq. 14

$$k_f = 1 + q(k_t - 1)$$

$$k_f = 1 + 0,881(2,35 - 1)$$

$$k_f = 2,18$$

O coeficiente de tamanho  $C_{tamanho}$  também deve ser recalculado pela Eq. 18, em função do novo diâmetro:

$$C_{tamanho} = 1,189 (180)^{-0,097}$$

$$C_{tamanho} = 0,747$$

Assim:

$$S_f = C_{carreg} C_{tamanho} C_{superf} C_{temp} C_{conf} S_{f'}$$

$$S_f = (1)(0,747)(0,730)(1)(0,897)(482,5)$$

$$S_f = 236,09 \text{ MPa}$$

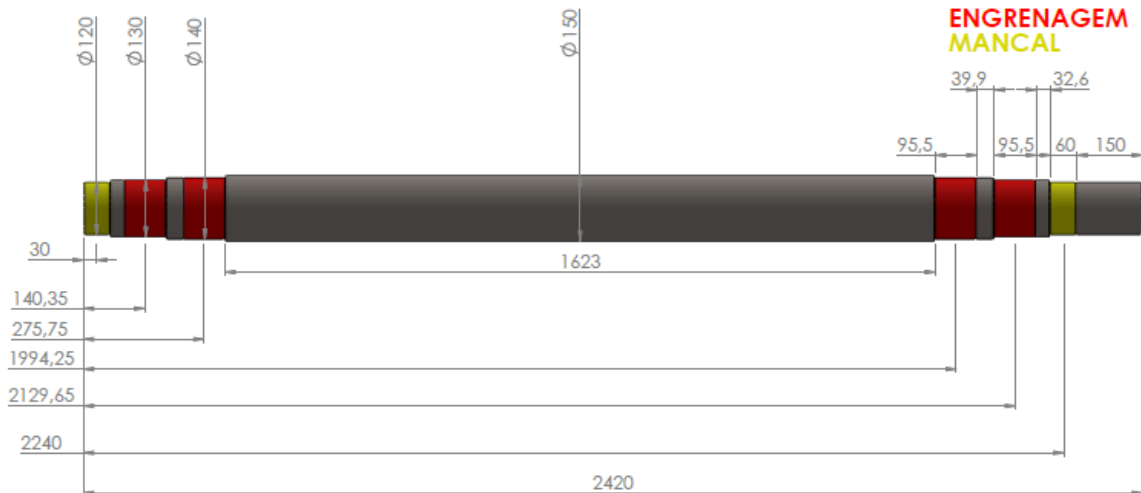
E por fim, o diâmetro mínimo para a seção:

$$d = \left( \frac{32 * 2,5}{\pi} * \left( \left( 2,18 * \frac{7,977 \cdot 10^3}{236,09 \cdot 10^6} \right)^2 + \frac{3}{4} * \left( \frac{18,58 \cdot 10^3}{585 \cdot 10^6} \right)^2 \right)^{\frac{1}{2}} \right)^{\frac{1}{3}}$$

$$d = 126,11 \text{ mm}$$

Este diâmetro é aceitável, visto que o eixo inicia com diâmetro de 120 mm, mas sofre um aumento de 10 mm a cada ressalto, de maneira que na seção crítica em questão ( $0,27575 \leq x \leq 1,99425$ ), o meio do eixo terá um diâmetro de 150 mm, como mostra a Figura 49 abaixo:

**Figura 49 - Dimensões finais do eixo.**



Fonte: autoria própria.

Para fixar a roda dentada e garantir que todo o torque proveniente do eixo seja transmitido para as correntes e por consequência para todo o restante do sistema, é necessário utilizar chavetas. Norton 2013 expõe que as chavetas paralelas são as mais utilizadas (e mais recomendadas para diâmetros maiores que 25 mm) e as dimensões padronizadas pela ANSI podem ser observadas na Figura 50 que segue:

**Figura 50 - Dimensões padrão para chavetas.**

**Tabela 10-2 Chavetas padronizadas e tamanhos de parafusos para eixos com dimensões US e métricas**

Diâmetro do eixo (in)	Largura nominal da chaveta (in)	Diâmetro do parafuso (in)	Diâmetro do eixo (mm)	Largura x altura da chaveta (mm)
$0,312 < d \leq 0,437$	0,093	#10	$8 < d \leq 10$	3 × 3
$0,437 < d \leq 0,562$	0,125	#10	$10 < d \leq 12$	4 × 4
$0,562 < d \leq 0,875$	0,187	0,250	$12 < d \leq 17$	5 × 5
$0,875 < d \leq 1,250$	0,250	0,312	$17 < d \leq 22$	6 × 6
$1,250 < d \leq 1,375$	0,312	0,375	$22 < d \leq 30$	8 × 7
$1,375 < d \leq 1,750$	0,375	0,375	$30 < d \leq 38$	10 × 8
$1,750 < d \leq 2,250$	0,500	0,500	$38 < d \leq 44$	12 × 8
$2,250 < d \leq 2,750$	0,625	0,500	$44 < d \leq 50$	14 × 9
$2,750 < d \leq 3,250$	0,750	0,625	$50 < d \leq 58$	16 × 10
$3,250 < d \leq 3,750$	0,875	0,750	$58 < d \leq 65$	18 × 11
$3,750 < d \leq 4,500$	1,000	0,750	$65 < d \leq 75$	20 × 12
$4,500 < d \leq 5,500$	1,250	0,875	$75 < d \leq 85$	22 × 14
$5,500 < d \leq 6,500$	1,500	1,000	$85 < d \leq 95$	25 × 14

Fonte: Norton 2013, p. 571.

Uma das maneiras de uma chaveta falhar é por cisalhamento. A tensão média de cisalhamento direto pode ser calculada pela Eq. 21:

$$\tau_{xy} = \frac{F}{A_{cis}} \quad (21)$$

Outra forma de falha é pelo esmagamento por compressão, em qualquer lado da chaveta. A tensão média de compressão é definida pela Eq. 22:

$$\sigma_x = \frac{F}{A_{esm}} \quad (22)$$

E a força na chaveta pode ser calculada dividindo o torque no eixo pelo seu raio:

$$F = \frac{T}{r_{eixo}}$$

Vamos selecionar o aço AISI 1045 para a chaveta, com resistência à tração  $S_{ut} = 585 \text{ MPa}$  e tensão de escoamento  $S_y = 450 \text{ MPa}$ . A resistência à fadiga deve ser corrigida assim como feito para o eixo, aplicando os mesmos fatores, mas agora de acordo com dimensões e geometria das chavetas. A resistência a fadiga não corrigida é  $S'_e = 0,5 * S_{ut} = 292,5 \text{ MPa}$ . Vamos assumir valores de largura  $b$ , e altura  $h$  conforme tabela trazida pela norma para chavetas paralelas métricas, mostrada na Figura 51:

**Figura 51 - Dimensões padrão para chavetas métricas.**

**Table 1. (Continued) British Standard Metric Keyways for Square and Rectangular Parallel Keys BS 4235:Part 1:1972 (1986)**

Shaft		Key		Keyway										
Nominal Diameter $d$		Size, $b \times h$	Nom.	Width, $b$					Depth				Radius $r$	
Over	Up to and Incl.			Free Fit		Normal Fit		Close Fit	Shaft $t_1$		Hub $t_2$		Max.	Min.
				Shaft (H9)	Hub (D10)	Shaft (N9)	Hub (J <sub>s</sub> 9) <sup>a</sup>	Shaft and Hub (P9)	Nom.	Tol.	Nom.	Tol.		
Tolerances														
Keyways for Rectangular Parallel Keys														
22	30	8 × 7	8	+0.036	+0.098	0	+0.018	-0.015	4		3.3		0.25	0.16
30	38	10 × 8	10	0	+0.040	-0.036	-0.018	-0.051	5		3.3		0.40	0.25
38	44	12 × 8	12						5		3.3		0.40	0.25
44	50	14 × 9	14	+0.043	+0.120	0	+0.021	-0.018	5.5		3.8		0.40	0.25
50	58	16 × 10	16		+0.050	-0.043	-0.021	-0.061	6		4.3		0.40	0.25
58	65	18 × 11	18						7	+0.2	4.4	+0.2	0.40	0.25
65	75	20 × 12	20						7.5	0	4.9	0	0.60	0.40
75	85	22 × 14	22	+0.052	+0.149	0	+0.026	-0.022	9		5.4		0.60	0.40
85	95	25 × 14	25		+0.065	-0.052	-0.026	-0.074	9		5.4		0.60	0.40
95	110	28 × 16	28						10		6.4		0.60	0.40
110	130	32 × 18	32						11		7.4		0.60	0.40
130	150	36 × 20	36						12		8.4		1.00	0.70
150	170	40 × 22	40	+0.062	+0.180	0	+0.031	-0.026	13		9.4		1.00	0.70
170	200	45 × 25	45		-0.080	-0.062	-0.031	-0.088	15		10.4		1.00	0.70
200	230	50 × 28	50						17		11.4		1.00	0.70
230	260	56 × 32	56						20	+0.3	12.4	+0.3	1.60	1.20
260	290	63 × 32	63	+0.074	+0.220	0	+0.037	-0.032	20	0	12.4	0	1.60	1.20
290	330	70 × 36	70		+0.100	-0.074	-0.037	-0.106	22		14.4		1.60	1.20
330	380	80 × 40	80						25		15.4		2.50	2.00
380	440	90 × 45	90	+0.087	+0.260	0	+0.043	-0.037	28		17.4		2.50	2.00
440	500	100 × 50	100	0	+0.120	-0.087	-0.043	-0.124	31		19.5		2.50	2.00

<sup>a</sup>Tolerance limits J<sub>s</sub>9 are quoted from BS 4500, "ISO Limits and Fits," to three significant figures.  
All dimensions in millimeters.

**Fonte: British Keys and Keyways BS 4235-1:1972(1986), p 2356.**

Para um diâmetro de eixo de 130 mm,  $b_1 \times h_1 = 32 \times 18 \text{ mm}$  e para um diâmetro de 140 mm,  $b_2 \times h_2 = 36 \times 20 \text{ mm}$ .

São cinco os fatores de correção:  $C_{carreg} = 1$ ,  $C_{tamanho}$ ,  $C_{superf} = 0,73$ ,  $C_{temp} = 1$ ,  $C_{conf}$ . Os coeficientes já indicados são os mesmos adotados para o eixo e permanecerão os mesmos. Já o coeficiente de tamanho deve ser recalculado para um diâmetro equivalente e o coeficiente de confiabilidade foi aumentado para 99%, sendo  $C_{conf} = 0,814$ . O novo  $C_{tamanho}$  se dá por:

$$C_{tamanho} = 1,189 d_{eq}^{-0,097} \quad (23)$$

$$d_{eq} = \sqrt{\frac{A_{95}}{0,0766}} \quad (24)$$

$A_{95}$  é a parcela de área da seção transversal não circular que está sujeita a tensões entre 95% e 100% da tensão máxima atuante na seção e é mostrada a maneira de cálculo na Figura 52:

Figura 52 - Fórmula para cálculo de

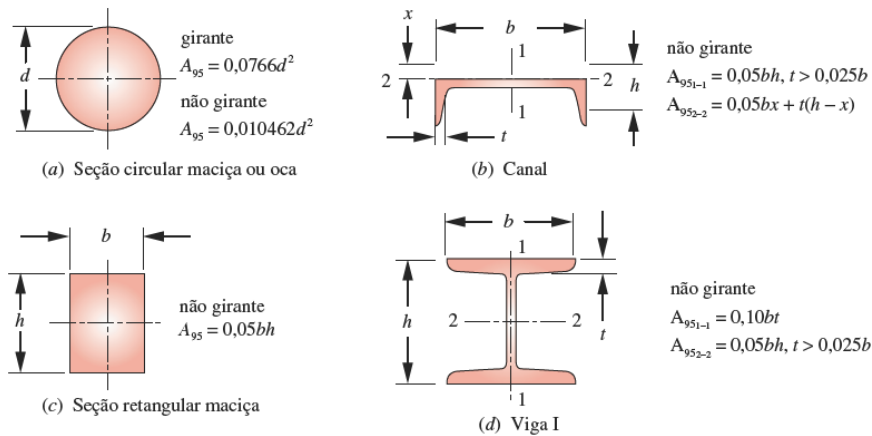


FIGURA 6-25

Fórmulas para áreas sob tensão (95%) de diversas seções transversais de vigas sob flexão. (Adaptado de: Shigley e Mitchell, *Mechanical Engineering Design*, 4<sup>th</sup> edition, McGraw-Hill, New York, 1983, com permissão.)

Fonte: Norton 2013, p. 332.

Assim, para a primeira engrenagem, onde  $d = 130 \text{ mm}$ ,  $r_e = 65 \text{ mm} = 0,065 \text{ m}$ ,  $b_1 = 32 \text{ mm}$ ,  $h_1 = 18 \text{ mm}$ ,  $t_{11} = 11 \text{ mm}$  e  $L_1 = 95 \text{ mm}$  temos que:

$$d_{eq} = \sqrt{\frac{A_{95}}{0,0766}} = \sqrt{\frac{0,05b_1h_1}{0,0766}} = \sqrt{\frac{0,05 * 32 * 18}{0,0766}} = 19,39 \text{ mm}$$

$$C_{tamanho} = 1,189(19,39)^{-0,097} = 0,892$$

Seguindo para o cálculo da resistência à fadiga corrigida, da Eq. 17:

$$S_e = C_{carreg} C_{tamanho} C_{superf} C_{temp} C_{conf} S_e'$$

$$S_e = (1)(0,892)(0,73)(1)(0,814)(292,5) = 155 \text{ MPa}$$

Calculando os esforços:

$$F_1 = \frac{T}{r_e} = \frac{4645 \text{ Nm}}{0,065 \text{ m}} = 71,46 \cdot 10^3 \text{ N}$$

$$A_{cis} = b_1 * L_1 = 32 * 95 = 3040 \text{ mm}^2$$

$$\therefore \tau_{xy} = \frac{71,46 \cdot 10^3 \text{ N}}{3040 \text{ mm}^2} = 23,51 \text{ MPa}$$

Para que possamos calcular o coeficiente de segurança por cisalhamento, é necessário converter a tensão acima em uma tensão equivalente de Von Mises pelas Eq. 23 e Eq. 24:

$$\sigma'_a = \sqrt{\sigma_x^2 + \sigma_y^2 - \sigma_x\sigma_y + 3\tau_{xy}^2} = \sqrt{3\tau_{xy}^2} \quad (23)$$

$$\sigma'_m = \sqrt{\sigma_x^2 + \sigma_y^2 - \sigma_x\sigma_y + 3\tau_{xy}^2} = \sqrt{3\tau_{xy}^2} \quad (24)$$

$$\sigma'_a = \sigma'_m = \sqrt{3\tau_{xy}^2} = \sqrt{3 * 23,51^2} = 40,72 \text{ MPa}$$

Calculando o coeficiente de segurança:

$$FS_{cis} = \frac{1}{\frac{\sigma'_a}{S_e} + \frac{\sigma'_m}{S_{ut}}} = \frac{1}{\frac{40,72}{155} + \frac{40,72}{585}} = 3,0$$

Para o caso de falha por esmagamento, assumimos que as tensões de compressão não causam falha pela fadiga, podendo assim serem consideradas como estáticas. A área de esmagamento é dada por:

$$A_{esm} = (h_1 - t_{11}) * L_1 = (18 - 11) * 95 = 665 \text{ mm}^2$$

Assim, pela Eq. 22:

$$\sigma = \frac{F_1}{A_{esm}} = \frac{71,46 \cdot 10^3 \text{ N}}{665 \text{ mm}^2} = 107,46 \text{ MPa}$$

A tensão de esmagamento é considerada uma carga estática e o coeficiente de segurança pode ser calculado por:

$$FS_{esm} = \frac{S_y}{\sigma} = \frac{450}{83,58} = 4,2$$

Repetindo o processo para a segunda engrenagem,  $d = 140 \text{ mm}$ ,  $r_e = 70 \text{ mm} = 0,07 \text{ m}$ ,  $b_2 = 36 \text{ mm}$ ,  $h_2 = 20 \text{ mm}$ ,  $t_{12} = 12 \text{ mm}$  e  $L_2 = 105 \text{ mm}$ :

$$d_{eq} = \sqrt{\frac{A_{95}}{0,0766}} = \sqrt{\frac{0,05b_2h_2}{0,0766}} = \sqrt{\frac{0,05 * 36 * 20}{0,0766}} = 21,68 \text{ mm}$$

$$C_{tamanho} = 1,189(21,68)^{-0,097} = 0,882$$

Seguindo para o cálculo da resistência à fadiga corrigida, da Eq. 17:

$$S_e = C_{carreg} C_{tamanho} C_{superf} C_{temp} C_{conf} S_e'$$

$$S_e = (1)(0,882)(0,73)(1)(0,814)(292,5) = 153 \text{ MPa}$$

Calculando os esforços:

$$F_2 = \frac{T}{r_e} = \frac{4645 \text{ Nm}}{0,07 \text{ m}} = 66,36 \cdot 10^3 \text{ N}$$

$$A_{cis} = b_2 * L_2 = 36 * 105 = 3780 \text{ mm}^2$$

$$\therefore \tau_{xy} = \frac{66,36 \cdot 10^3 \text{ N}}{3780 \text{ mm}^2} = 17,56 \text{ MPa}$$

Seguindo com a conversão para tensão equivalente de Von Mises pelas Eq. 23 e Eq. 24:

$$\sigma'_a = \sigma'_m = \sqrt{3\tau_{xy}^2} = \sqrt{3 * 17,56^2} = 30,41 \text{ MPa}$$

Calculando o coeficiente de segurança:

$$FS_{cis} = \frac{1}{\frac{\sigma'_a}{S_e} + \frac{\sigma'_m}{S_{ut}}} = \frac{1}{\frac{30,41}{153} + \frac{30,41}{585}} = 4,0$$

Para a falha por esmagamento, temos que calcular a área e tensão de esmagamento:

$$A_{esm} = (h_2 - t_{1_2}) * L_2 = (20 - 12) * 105 = 840 \text{ mm}^2$$

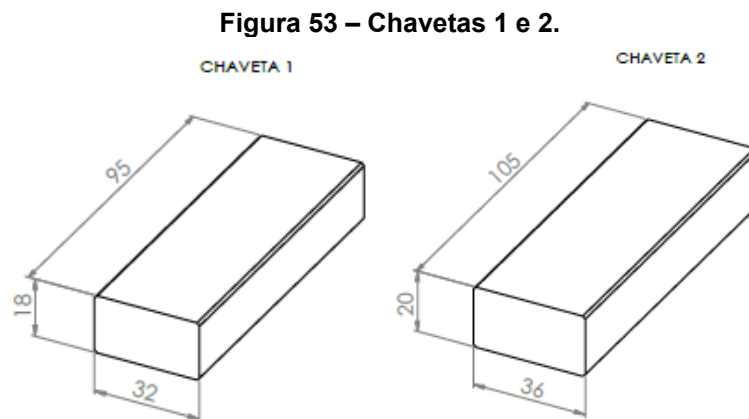
Assim, pela Eq. 22:

$$\sigma = \frac{F_2}{A_{esm}} = \frac{66,36.10^3 \text{ N}}{840 \text{ mm}^2} = 79,00 \text{ MPa}$$

E o coeficiente de segurança pode ser calculado por:

$$FS_{esm} = \frac{S_y}{\sigma} = \frac{450}{79,00} = 5,7$$

Decidido então as dimensões para as chavetas a serem utilizadas, conforme mostrado na Figura 53:



Fonte: autoria própria.

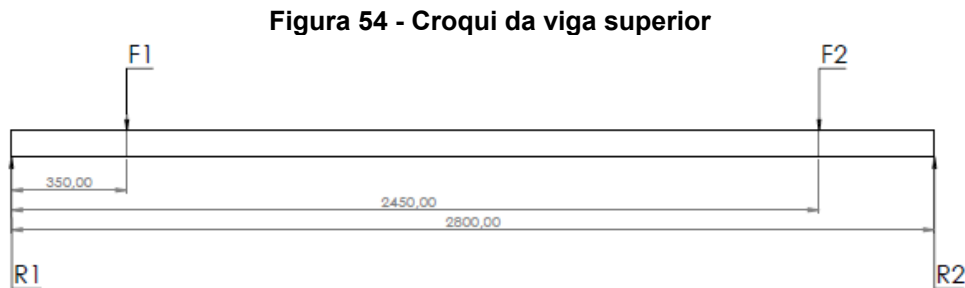
#### 4.6 Dimensionamento da estrutura metálica

De acordo com R. C. Hibbeler 2010, vigas são elementos estruturais que são projetados para suportar esforços perpendiculares a seus eixos longitudinais. As cargas geram uma força de cisalhamento interno e um momento fletor que varia ao longo do eixo da viga. Quando uma viga é projetada para resistir às tensões de cisalhamento e flexão, ela é projetada com base na sua resistência.

Para isso, devemos calcular o momento fletor e a cortante ao longo da viga que será mais solicitada. Com 2,8 m de comprimento, ficará na parte superior da



estrutura e será responsável por sustentar metade da carga total no transportador vertical. A Figura 54 abaixo mostra a posição dos eixos em uma vista lateral:



**Fonte: autoria própria.**

Onde F1 corresponde à força de 22,4 kN em uma corrente e F2 representa uma força de 44,8 kN no eixo de trás. R1 e R2 representam as reações de apoio, supondo a viga bi apoiada pelas extremidades. Seguindo com o cálculo das seções:

$$\sum F_y = 0$$

$$R1 - F1 - F2 + R2 = 0$$

$$R1 + R2 = F1 + F2 = 22400 + 44800$$

$$R1 + R2 = 67200 \text{ N}$$

Fazendo somatório de momentos no primeiro apoio ( $x_{R1} = 0$ ):

$$\sum M = 0$$

$$R2(x_{R2} - x_{R1}) = F1(x_{F1} - x_{R1}) + F2(x_{F2} - x_{R1})$$

$$2,8 R2 = F1 x_{F1} + F2 x_{F2}$$

$$2,8 R2 = 117600$$

$$R2 = \frac{117600}{2,8}$$

$$R2 = 42000 \text{ N}$$

$$\therefore R1 = 67200 - 42000$$

$$R1 = 25200 \text{ N}$$

Seguindo para o cálculo da cortante  $V_{(x)}$ , na seção 1 ( $0 \leq x < 0,35$ ):

$$\sum F_y = 0$$

$$R1 - V_{(x)} = 0$$

$$V_{(x)} = 25200 \text{ N}$$

Seção 2 ( $0,35 \leq x < 2,45$ )

$$\sum F_y = 0$$

$$R1 - F1 - V_{(x)} = 0$$

$$V_{(x)} = 2800 \text{ N}$$

Seção 3 ( $2,45 \leq x < 2,8$ )

$$\sum F_y = 0$$

$$R1 - F1 - F2 - V_{(x)} = 0$$

$$V_{(x)} = -42000 \text{ N}$$

Seguindo para o cálculo do momento fletor ao longo da viga, seção 1 ( $0 \leq x < 0,35$ ):

$$\sum M = 0$$

$$-R1(x - x_{R1}) + M_{(x)} = 0$$

$$M_{(x)} = R1 x$$

$$M_{(x)} = 25200 x$$

Seção 2 ( $0,35 \leq x < 2,45$ ):

$$\sum M = 0$$

$$-R1(x - x_{R1}) + F1(x - x_{F1}) + M_{(x)} = 0$$

$$M_{(x)} = R1x - F1 x + F1 x_{F1}$$

$$M_{(x)} = -42000x + 7840$$

Seção 3 ( $2,45 \leq x < 2,8$ ):

$$\sum M = 0$$

$$-R1(x - x_{R1}) + F1(x - x_{F1}) + F2(x - x_{F2}) + M_{(x)} = 0$$

$$M_{(x)} = R1x - F1x - F2x + F1x_{F1} + F2x_{F2}$$

$$M_{(x)} = -42000x + 117600$$

Concluimos que a cortante máxima é  $V_{m\acute{a}x} = 42000 \text{ N}$  na seção 3 e o momento máximo  $M_{m\acute{a}x} = 14700 \text{ Nm}$  em  $x = 2,45 \text{ m}$ .

A viga escolhida é de aço AISI 1020, com limite de ruptura  $S_{ut} = 450 \text{ MPa}$  e limite de escoamento  $S_y = 350 \text{ MPa}$ . Aplicando um fator de segurança  $FS = 1,5$ , temos que a tensão admissível com base no limite de escoamento é:

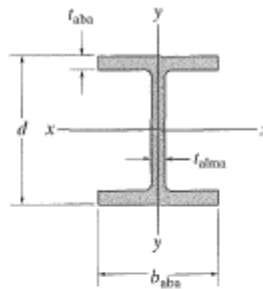
$$\sigma_{adm} = \frac{S_y}{FS} = \frac{350}{1,5} = 233,3 \text{ MPa} \quad (25)$$

Em seguida devemos calcular o módulo de resistência à flexão que, segundo R. C. Hibbeler 2010 se dá pela Eq. 26 que segue:

$$S_{req} = \frac{M_{máx}}{\sigma_{adm}} \quad (26)$$
$$S_{req} = \frac{14,7 \text{ kNm} \left(10^3 \frac{\text{mm}}{\text{m}}\right)^3}{\frac{233,3 \cdot 10^3 \text{ kN}}{\text{m}^2}}$$
$$S_{req} = 63,0 \cdot 10^3 \text{ mm}^3$$

Devemos escolher uma viga de maneira que seu módulo de resistência à flexão seja maior do que o calculado acima. Consultando uma tabela com propriedades de algumas vigas, mostrada na Figura 55:

Figura 55 - Seções de abas largas



Seções de abas largas ou perfis em W											
Unidades SI											
Descrição	Área A	Altura d	Espessura da alma t <sub>alma</sub>	Aba		eixo x-x			eixo y-y		
				largura t <sub>aba</sub>	espessura b <sub>aba</sub>	I	S	r	I	S	r
mm × kg/m	mm <sup>2</sup>	mm	mm	mm	mm	10 <sup>6</sup> mm <sup>4</sup>	10 <sup>3</sup> mm <sup>3</sup>	mm	10 <sup>6</sup> mm <sup>4</sup>	10 <sup>3</sup> mm <sup>3</sup>	mm
W250 × 149	19.000	282	17,30	263,0	28,4	259	1.840	117	86,2	656	67,4
W250 × 80	10.200	256	9,40	255,0	15,6	126	984	111	43,1	338	65,0
W250 × 67	8.560	257	8,89	204,0	15,7	104	809	110	22,2	218	50,9
W250 × 58	7.400	252	8,00	203,0	13,5	87,3	693	109	18,8	185	50,4
W250 × 45	5.700	266	7,62	148,0	13,0	71,1	535	112	7,03	95	35,1
W250 × 28	3.620	260	6,35	102,0	10,0	39,9	307	105	1,78	34,9	22,2
W250 × 22	2.850	254	5,84	102,0	6,9	28,8	227	101	1,22	23,9	20,7
W250 × 18	2.280	251	4,83	101,0	5,3	22,5	179	99,3	0,919	18,2	20,1
W200 × 100	12.700	229	14,50	210,0	23,7	113	987	94,3	36,6	349	53,7
W200 × 86	11.000	222	13,00	209,0	20,6	94,7	853	92,8	31,4	300	53,4
W200 × 71	9.100	216	10,20	206,0	17,4	76,6	709	91,7	25,4	247	52,8
W200 × 59	7.580	210	9,14	205,0	14,2	61,2	583	89,9	20,4	199	51,9
W200 × 46	5.890	203	7,24	203,0	11,0	45,5	448	87,9	15,3	151	51,0
W200 × 36	4.570	201	6,22	165,0	10,2	34,4	342	86,8	7,64	92,6	40,9
W200 × 22	2.860	206	6,22	102,0	8,0	20,0	194	83,6	1,42	27,8	22,3
W150 × 37	4.730	162	8,13	154,0	11,6	22,2	274	68,5	7,07	91,8	38,7
W150 × 30	3.790	157	6,60	153,0	9,3	17,1	218	67,2	5,54	72,4	38,2
W150 × 22	2.860	152	5,84	152,0	6,6	12,1	159	65,0	3,87	50,9	36,8
W150 × 24	3.060	160	6,60	102,0	10,3	13,4	168	66,2	1,83	35,9	24,5
W150 × 18	2.290	153	5,84	102,0	7,1	9,19	120	63,3	1,26	24,7	23,5
W150 × 14	1.730	150	4,32	100,0	5,5	6,84	91,2	62,9	0,912	18,2	23,0

Fonte: R. C. Hibbeler 2010, p. 583.

Pode-se notar que todas as vigas possuem módulo de resistência  $S$  superior ao  $S_{req}$ , portanto vamos escolher uma viga com valor de kg/m não muito elevado, W 150 X 37 com  $S = 274 \cdot 10^3 \text{ mm}^3$ , altura  $d = 162 \text{ mm}$  e espessura da alma  $t_{alma} = 8,13 \text{ mm}$ .

Verificando o peso próprio da viga:

$$P_{viga} = \left(37 \frac{\text{kg}}{\text{m}}\right) (2,8 \text{ m}) \left(9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}\right) \approx 1016 \text{ N}$$

Este valor ainda seria dividido entre os dois apoios, impactando minimamente nos valores de momento e cortante máximos. Ainda, por se tratar de uma viga com seção de abas largas, é recomendado considerar a tensão de cisalhamento média no interior da alma, que é dada por:

$$\tau_{méd} = \frac{V_{máx}}{A_{alma}} \quad (27)$$

$$A_{alma} = d * t_{alma}$$

$$\tau_{méd} = \frac{42.10^3 N}{162mm * 8,13mm} = 31,9 MPa$$

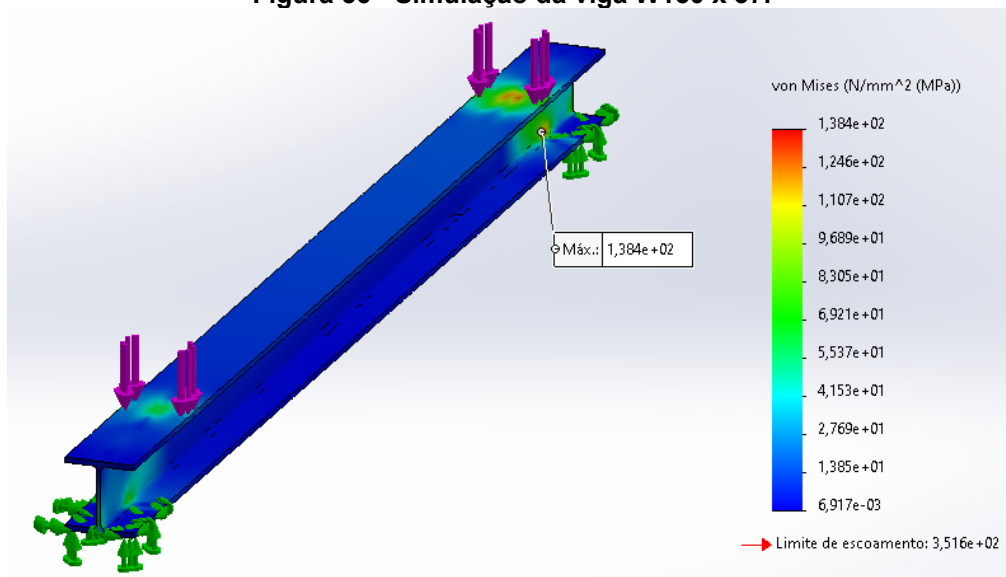
Convertendo para tensão equivalente de Von Mises pelas Eq. 23 e Eq. 24:

$$\sigma'_a = \sigma'_m = \sqrt{3\tau_{xy}^2} = \sqrt{3 * 31,9^2} = 55,23 MPa$$

$$(\tau_{méd}) 55,23 MPa < 233,3 MPa (\tau_{adm}) \quad OK!$$

A Figura 56 abaixo mostra o resultado de uma simulação utilizando os valores de  $F1 = 22,4 kN$  e  $F2 = 44,8 kN$  nas posições indicadas previamente na Figura 56 e ambas extremidades inferiores com geometria fixa, simulando o apoio em outra viga de mesma aba ( $b_{aba} = 154 mm$ ).

Figura 56 - Simulação da viga W150 x 37.



Fonte: autoria própria.

A tensão máxima de Von Mises observada foi de  $138,4 MPa$ , na proximidade da força de  $44,8 kN$ .

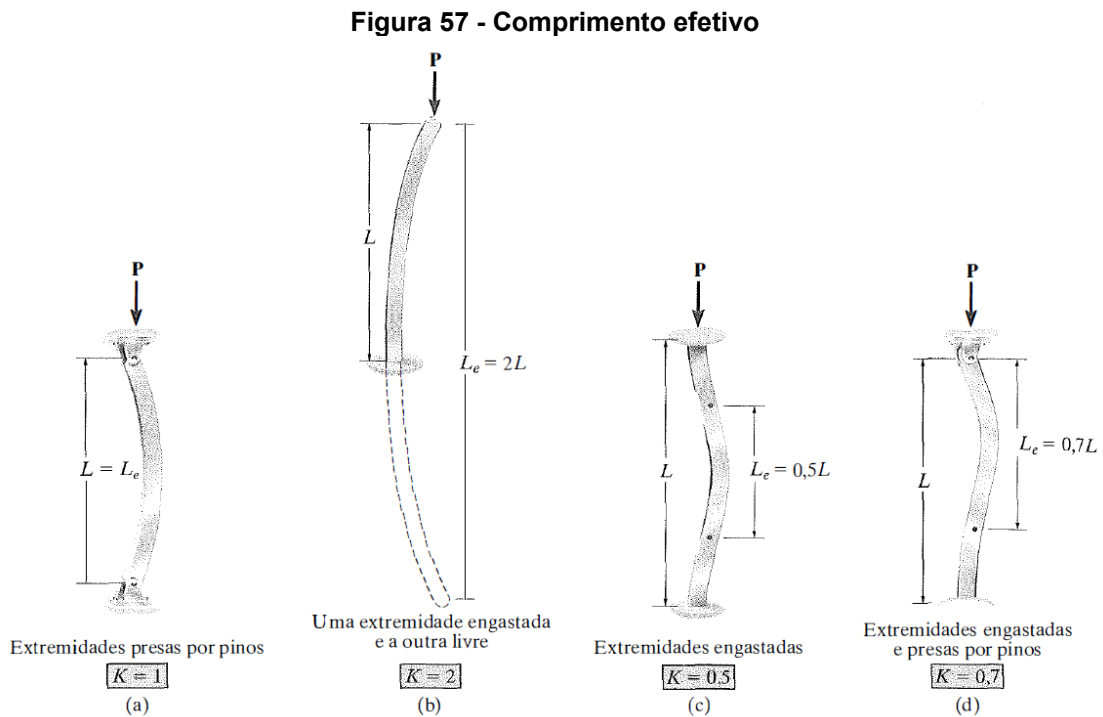
Segundo R. C. Hibbeler 2010, elementos estruturais compridos e esbeltos sujeitos a uma força de compressão axial são denominados colunas, e a deflexão lateral que ocorre é denominada flambagem.

A equação da flambagem trazida por R. C. Hibbeler 2010, para uma coluna comprida e esbelta apoiada por pinos se dá pela Eq. 28:

$$P_{cr} = \frac{\pi^2 EI}{L^2} \quad (28)$$

Onde  $P_{cr}$  é a carga crítica na coluna imediatamente antes de ocorrer flambagem,  $E$  é o módulo de elasticidade para o material,  $I$  é o menor momento de inércia para a área da seção transversal e  $L$  é o comprimento da coluna sem apoio cujas extremidades estão apoiadas por pinos.

Para diferentes situações de fixação das extremidades das colunas é adicionado um fator  $K$  que ajustará o comprimento  $L$  da coluna para um comprimento efetivo  $L_e$ . O fator  $K$  é escolhido conforme mostra a Figura 57:



Fonte: R. C. Hibbeler 2010, p. 484.

A Eq. 29 mostra a Eq. 28 corrigida para o fator  $K$ :

$$P_{cr} = \frac{\pi^2 EI}{(KL)^2} \quad (29)$$

Para a finalidade de projeto, a Eq. 29 ainda pode ser reescrita substituindo  $I = Ar^2$  onde  $A$  é a área de seção transversal da coluna e  $r$  o raio de giração da área da seção transversal, chegando à Eq. 30:

$$\sigma_{cr} = \frac{\pi^2 E}{(KL/r)^2} \quad (30)$$

Lembrando que para a viga de perfil W 150 x 37 temos que  $A = 4730 \text{ mm}^2$ ,  $I_{x-x} = 22,2 \cdot 10^6 \text{ mm}^4$ ,  $I_{y-y} = 7,07 \cdot 10^6 \text{ mm}^4$  e  $E = 205 \text{ GPa} = 205 \cdot 10^3 \text{ N/mm}^2$  para o aço AISI 1020.

Ainda, da Figura 57 temos que  $K = 0,5$  para uma coluna engastada em ambas as extremidades. Então, solucionando a Eq. 29 para as colunas principais do transportador, que medem  $L = 6 \text{ m} = 6000 \text{ mm}$ :

$$P_{cr} = \frac{\pi^2 EI}{(KL)^2} = \frac{\pi^2 * 205 \cdot 10^3 * 7,07 \cdot 10^6}{(0,5 * 6000)^2} = 1589,4 \text{ kN}$$

Já podemos observar que tanto para a coluna da frente, sujeita à  $22,4 \text{ kN}$ , quanto para a coluna de trás, sujeita à  $44,8 \text{ kN}$ , as cargas estão bem abaixo da carga crítica  $P_{cr}$ .

Utilizando a Eq. 30 para verificar se haverá cisalhamento se a carga crítica for alcançada:

$$\sigma_{cr} = \frac{\pi^2 E}{(KL/r)^2} = \frac{\pi^2 * 205 \cdot 10^3}{\left( \frac{0,5 * 6000}{\sqrt{\frac{7,07 \cdot 10^6}{4730}}} \right)^2} = 336,02 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{cr} < S_y = 350 \text{ MPa} \quad \text{ok!}$$

#### 4.7 Seleção do motor

Para podermos selecionar um motor adequado, precisamos ter conhecimento do torque a ser fornecido pelo motor ao sistema, assim como a rotação de operação e potência. Das seções anteriores temos a torque  $T = 18,58 \text{ kNm}$  e  $4,6 \text{ rpm}$ . A potência calculada é:

$$P = T * \omega = 18,58 \text{ kNm} * 0,48 \text{ rad/s} = 8,9 \text{ kW}$$

Outra informação necessária é o fator de serviço, obtido por meio de tabelas de fornecedores, como a mostrada na Figura 58 abaixo, retirada de um catálogo de motorreduzores da Weg:

Figura 58 - Tabela de fatores de serviço.

Elevadores		Transportadores			
Caçambas - cargas uniformes	U	Caçamba, correia, corrente, esteira, rosca:		U	
Caçambas - cargas pesadas	F	- Cargas uniformes		M	
Elevadores de carga	M	- Cargas pesadas e intermitentes			
Elevadores de canecas carregadas normalmente	U	Tempo máximo de funcionamento diário	Classe de carga		
Elevadores de canecas muito carregadas	M		U	M	
Elevadores para pessoas**	**		F		
		Até 3 horas	0,80	1,20	1,40
		Até 10 horas	1,00	1,35	1,55
		24 horas	1,20	1,50	1,55

Fonte: [Coaxial WCG20](#) | [Coaxial WCG20](#) | [Motorredutores](#) | [Redutores de Velocidade](#) | [WEG - Produtos](#).

Tanto para o caso de elevadores de carga quanto para transportadores de corrente, o fator de serviço a ser considerado é de mesma classe "M". Supondo um tempo máximo de funcionamento de 24 horas (três turnos), o fator de serviço é 1,5:

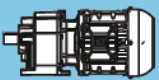


$$P = 8,9 * 1,5 = 13,35 \text{ kW}$$

Vale ressaltar aqui que mesmo que a rotação de saída do motorreductor seja maior do que a rotação desejada, ela pode ser reduzida por meio de um inversor de frequência que permitirá operar o transportador a qualquer velocidade desejada dentro do máximo permitido pelo motor.

Podemos então selecionar o motorreductor mais adequado para o transportador pela tabela mostrada na Figura 59, também encontrada no catálogo do fornecedor:

Figura 59 - Tabela de seleção de motorreductor.

$$P_N = 15,00 \text{ kW}$$

60 Hz		$n_1=1750$		50 Hz		$n_1=1450$		$I_{ex}$			
$n_2$	$M_2$	$f_s$	Fr	$n_2$	$M_2$	$f_s$	Fr				
rpm	Nm		kN	rpm	Nm		kN		kg	Página com dimensões	
28,55	5017	3,59	100,0	23,66	6055	2,97	100,0	61,29	C16335	711	
23,76	6030	2,98	100,0	19,68	7278	2,47	100,0	73,67	C16337	711	
20,40	7021	2,56	100,0	16,90	8474	2,12	100,0	85,78	C16339	711	
19,14	7484	2,41	100,0	15,86	9033	1,99	100,0	91,43	C16340	711	
18,00	7960	2,26	100,0	14,91	9607	1,87	100,0	97,24	C16341	711	
15,88	9020	2,00	100,0	13,16	10886	1,65	100,0	110,19	C16342	711	
15,57	9203	1,96	100,0	12,90	11107	1,62	100,0	112,42	C16343	711	
13,41	10685	1,68	100,0	11,11	12895	1,40	100,0	130,53	C16344	711	
13,21	10841	1,66	100,0	10,95	13084	1,38	100,0	132,44	C16345	711	
11,35	12623	1,43	100,0	9,40	15235	1,18	100,0	154,21	C16346	711	
10,01	14310	1,26	100,0	8,29	17271	1,04	100,0	174,82	C16347	711	
8,66	16545	1,09	100,0	7,17	19968	0,90	**	202,12	C16348	711	
7,46	19209	0,94	**	6,18	23183	0,78	**	234,67	C16349	711	

Fonte: [Coaxial WCG20](#) | [Coaxial WCG20](#) | [Motorredutores](#) | [Redutores de Velocidade](#) | [WEG - Produtos](#).

Podemos observar que à medida que os valores da coluna de momentos de saída  $M_2$ , se aproxima do valor desejado (18,58 kNm), os valores da coluna de fator



de serviço diminuem, não possibilitando uma escolha sensata de um motorreductor com fator de serviço maior que 1,5.

Foi optado então pela escolha de um motorreductor na mesma faixa de potência, porém com fator de serviço mais adequado, dividindo o torque total a ser fornecido entre dois motorredutores iguais que devem fornecer no mínimo  $18,58/2 = 9,29 \text{ kNm}$  cada.

Desta forma, foi selecionado o motorreductor WCG20-C16344 com 13,41 rpm e 10685 Nm de torque de saída e seus dados técnicos são mostrados na Figura 60:

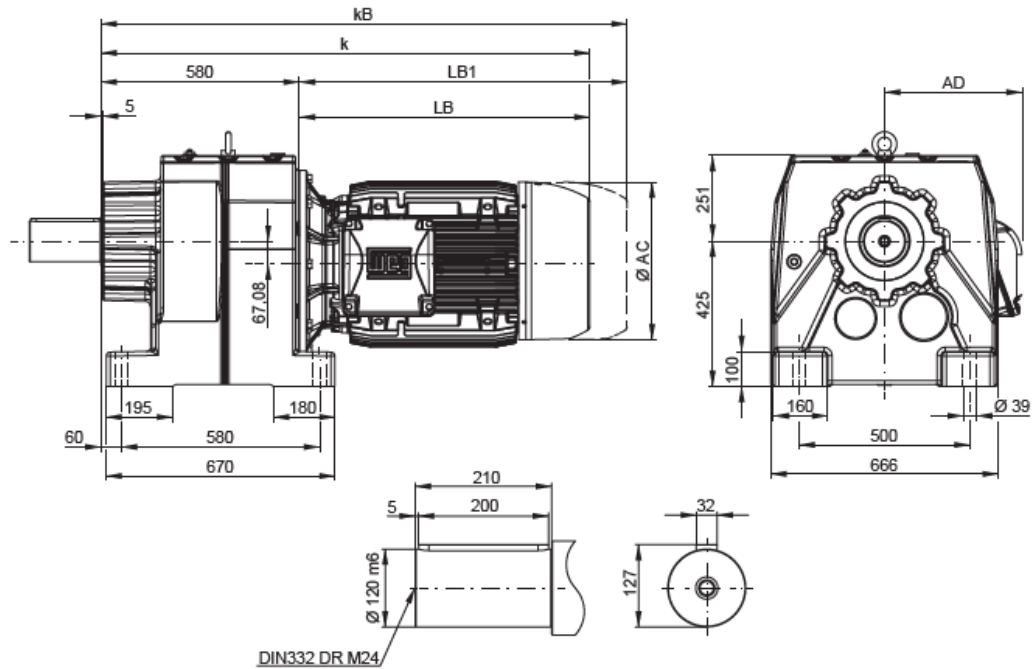
**Figura 60 - Dados técnicos motorreductor WCG20.**

Tamanho da carcaça		C09	C10	C13	C14	C16
Potência		0,75 - 55 kW	0,75 - 55 kW	0,75 - 75 kW	0,75 - 75 kW	0,75 - 75 kW
Torque		3000 Nm	4500 Nm	8000 Nm	13000 Nm	18000 Nm
Redução		4,22 - 306,73	4,19 - 246,43	4,00 - 204,88	5,17 - 206,88	5,96 - 234,67
Número de estágios		2/ 3	2/ 3	2/ 3	2/ 3	2/ 3
Material da carcaça		Ferro fundido cinzento				
Eixo maciço	Execução	Com chaveta de acordo com DIN 6885.1 e furo roscado conforme DIN 332 página 2				
	Tolerância	< Ø 55: k6/ > Ø55: m6				
	Material	Padrão: SAE 1045 / Aço inoxidável sob pedido				
Flange	Tolerância	Centralização ≤ 230: j6 / > 230: h6 conforme DIN EN 50347				
	Material	Ferro fundido cinzento				
Peças dentadas	Execução	Retificadas				
	Material	SAE 8620 cementado— mín. 58HRC				
Retentores do eixo	Execução	Forma construtiva A / AS conforme DIN 3760				
	Material	NBR padrão / FKM especial				
Lubrificantes	Execução	Padrão CLP 220 / Especial CLP HC 220				
	Capacidade de enchimento	De acordo com a posição de instalação				
Altura do eixo		Conforme DIN 747: < 50: -0,4; > 50 a < 250: -0,5; > 250: -1 em redutores com pés, o motor pode se projetar abaixo da sua superfície de montagem				

Fonte: [Coaxial WCG20](#) | [Coaxial WCG20](#) | [Motorredutores](#) | [Redutores de Velocidade](#) | [WEG - Produtos](#).

A Figura 61 abaixo mostra um recorte da página com as dimensões gerais do motorreductor WCG20-16344. A página inteira pode ser encontrada nos apêndices ao final do documento.

**Figura 61 - Dimensões do motorreductor WCG20-C16344.**  
**C16 - Fixação + Pés**

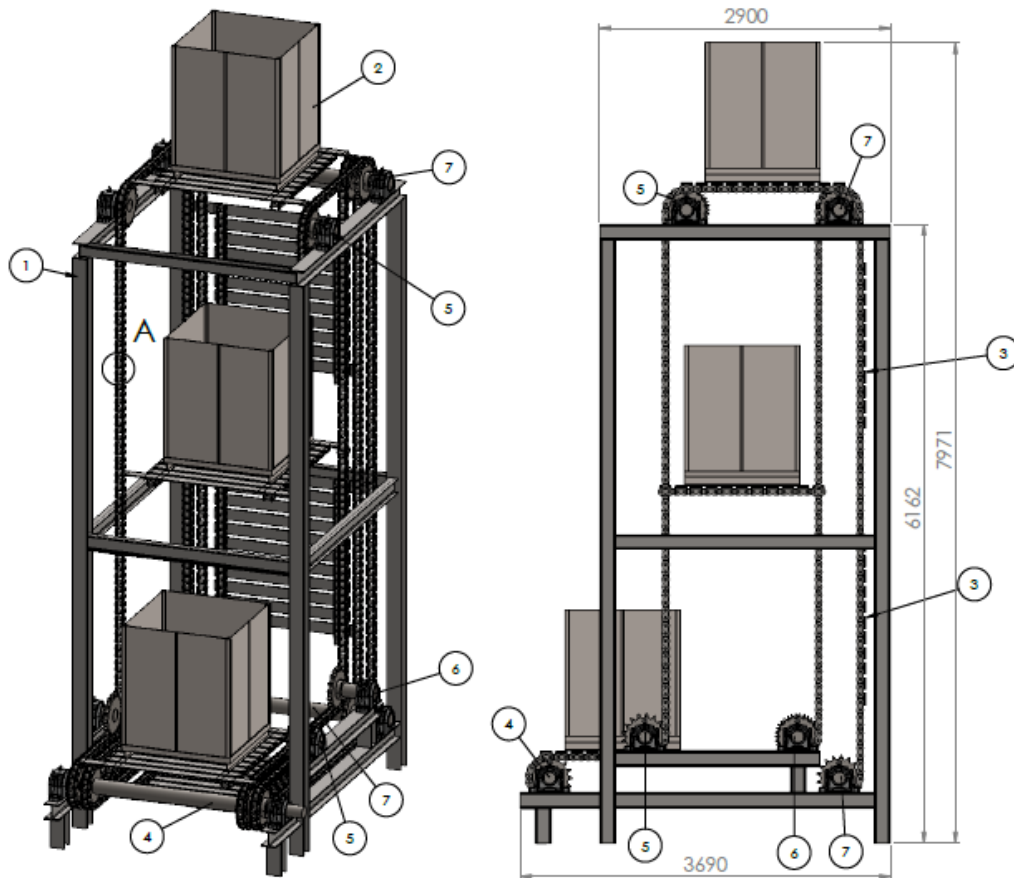


Fonte: [Coaxial WCG20 | Coaxial WCG20 | Motorreductores | Redutores de Velocidade | WEG - Produtos p. C89.](#)

#### 4.8 Transportador vertical contínuo finalizado

A versão final do transportador vertical contínuo está mostrado abaixo na Figura 62:

Figura 62 - Transportador vertical contínuo.

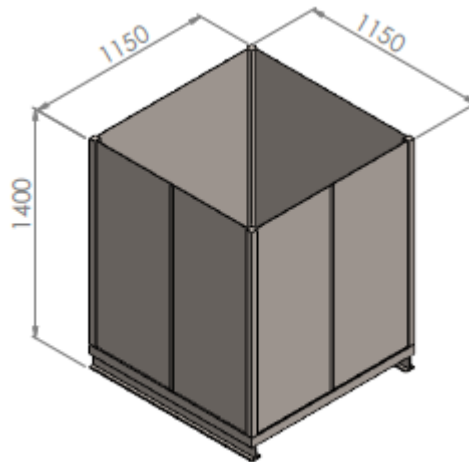


Fonte: autoria própria.

Nesta figura recortada de uma folha de desenho, é possível observar todos os componentes contemplados neste projeto. Estão mostradas as seis plataformas, três movimentando carga e três em vazio, em trajetória de retorno pela parte inferior-posterior do transportador, conforme idealizado inicialmente. A mesma folha de desenho e outras se encontram nos apêndices ao final deste documento para consultas mais detalhadas.

Indicado pelo número 2 está um *pallet* metálico utilizado para transporte de peças, mostrado na Figura 63:

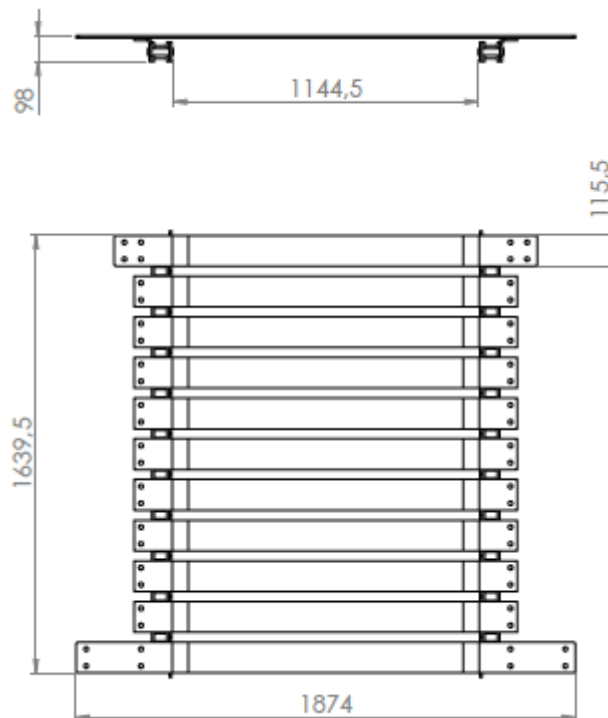
**Figura 63 - Pallet metálico.**



Fonte: autoria própria.

A plataforma que será encarregada de transportar estes *pallets* está indicada pelo número 3 e é mostrada na Figura 64:

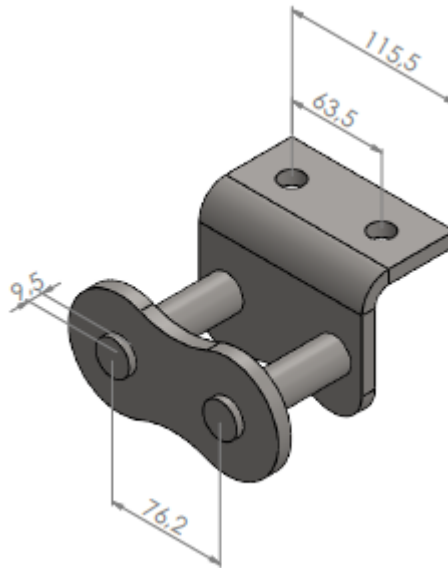
**Figura 64 - Plataforma de carga.**



Fonte: autoria própria.

Esta plataforma consegue proporcionar rigidez em uma direção e flexibilidade em outra direção devido à presença de um acessório para correntes, mostrado na Figura 65 abaixo:

**Figura 65 - Elo de corrente com aba.**



**Fonte: autoria própria.**

Para poder fornecer uma noção básica do custo envolvido neste projeto sem, no entanto, depender de tempo de resposta de fornecedores e poder ser utilizado para comparação em qualquer região ou país, nesta seção buscou-se organizar o montante de matéria prima necessária, assim como os principais processos de mão-de-obra que agregam ao valor de custo de execução. A Tabela 1 abaixo mostra uma relação dos itens a serem orçados e fabricados.

**Tabela 1 - Lista de matéria prima.**

DESCRIÇÃO	FINALIDADE	PROCEDIMENTO	QTD
VIGA W150x13	ESTRUTURA METÁLICA	AQUISIÇÃO	14,4 m
VIGA W150x37	ESTRUTURA METÁLICA	AQUISIÇÃO	41,8 m
BARRA REDONDA 6"(150mm)	EIXOS	USINAGEM TORNO	9,8 m
ROLAMENTO N224 ECM	EIXOS	AQUISIÇÃO	12 un
CAIXA FSNL 524-620	EIXOS	AQUISIÇÃO	12 un
BARRA QUADRADA 1.1/2"(38,1mm)	CHAVETAS	USINAGEM FRESA	1,8 m
RODA DENTADA 3" ASA 48A-1 B17	EIXOS	AQUISIÇÃO	18 un
CHAPA GROSSA 3/8"	PLAT. DE CARGA	CORTE PLASMA/LASER	11,4 m <sup>2</sup>
ELO - PINO C ABA	PLAT. DE CARGA	AQUISIÇÃO	132 un
ELO - ROLO	CORRENTE E PLAT.	AQUISIÇÃO	608 un
ELO - PINO	CORRENTE 48A-1	AQUISIÇÃO	476 un

**Fonte: autoria própria.**

O custo final de projeto também depende da quantidade de horas envolvidas no trabalho de alguns componentes. Um operador com mais habilidade talvez será capaz de realizar o serviço em menos tempo, totalizando menos horas/máquina. No

entanto, o preço da hora trabalhada para um profissional altamente qualificado tende a ser mais elevado. Tais fatores devem ser levados em consideração no momento de orçar os componentes e serviços, assim como a procedência e qualidade dos itens que vêm prontos, como por exemplo os rolamentos de rolo, caixas de mancal e roda dentada.

## 5 CONCLUSÕES

Este projeto serviu para mostrar que sempre há a possibilidade de se aprofundar no assunto, nos funcionamentos de pequenas partes, buscando ou não espaço para melhorias contínuas. Um projeto nunca está de fato concluído pois sempre existe algo a ser melhorado.

O transportador contínuo foi projetado para transportar cargas pesadas, de até 2000 kg, em *pallets* de metal. Em sua velocidade de operação mais baixa ainda proporciona um rendimento superior ao elevador convencional o qual substituiria, contando com seis plataformas de carga, sendo possível movimentar três cargas simultaneamente. Ainda, o transportador foi projetado de tal forma que não ocupasse nenhum espaço extra, não havendo necessidade de nenhuma alteração no espaço físico do chão de fábrica. Seu sentido de movimentação pode ser invertido garantindo ainda mais versatilidade ao equipamento.

Uma opção para um futuro trabalho é a inclusão de controladores lógicos programáveis para automatizar de fato todo o funcionamento do transportador, podendo incluí-lo integralmente em uma linha de produção contínua onde funcionará de acordo com os sistemas periféricos de uma indústria.

## REFERÊNCIAS

ALIBABA.COM, 2022. Disponível em: <https://portuguese.alibaba.com/product-detail/Z-Type-Elevator-Vertical-Lifting-Machine-60746511972.html>. Acesso em 16/12/2022.

BUDYNAS, Richard; NISBETT, J K. **Elementos de Máquinas de Shigley**. 10<sup>a</sup> ed. Porto Alegre: Grupo A, 2016. E-book. ISBN 9788580555554. Disponível em: <https://integrada.minhabiblioteca.com.br/#/books/9788580555554/>. Acesso em: 27 out. 2022.

CIDIESSSE ENGINEERING, 2022. Disponível em: <https://www.cidiesse.com/2511/4/elevatori-carico-continuo.html>. Acesso em 16/12/2022.

DIRECT INDUSTRY, 2022. Disponível em: <https://www.directindustry.com/pt/prod/vogamakina-industrial-plants-company-ltd/product-194291-1945009.html>. Acesso em 16/12/2022.

ENCO, 2022. Disponível em: <http://www.enco.com.br/catalogos/enco/catalogo.pdf>. Acesso em 16/12/2022.

NASSAR, W. R. **MÁQUINAS DE ELEVAÇÃO E TRANSPORTES**. Santa Cecília - SC

NORTON, R. L. **Projeto de Máquinas: uma abordagem integrada**. 4a ed. Porto Alegre: Bookman Editora LTDA, 2013.

R. C. HIBBELER. **Resistência dos materiais**. 7a ed. São Paulo: Pearson Education do Brasil, 2010.

RUDENKO, N. **MÁQUINAS DE ELEVAÇÃO E TRANSPORTE**. Rio de Janeiro - RJ: Livros técnicos e científicos, Editora S.A., 1976.

SIBAROLL, 2022. Disponível em: <https://www.sibaroll.com.br/rolos-transportadores>. Acesso em 16/12/2022.

SKF, 2022. Disponível em: <https://www.skf.com/br/products/rolling-bearings/roller-bearings/cylindrical-roller-bearings/single-row-cylindrical-roller-bearings>. Acesso em 16/12/2022.

SOLUÇÕES INDUSTRIAIS, 2022. Disponível em: [https://www.solucoesindustriais.com.br/empresa/transportadores\\_elevacao\\_e\\_manipulacao\\_industrial/mrcs-solucoes-industriais/produtos/transportadores-elevacao-e-manipulacao/esteira-transportadora-de-roletes-livres](https://www.solucoesindustriais.com.br/empresa/transportadores_elevacao_e_manipulacao_industrial/mrcs-solucoes-industriais/produtos/transportadores-elevacao-e-manipulacao/esteira-transportadora-de-roletes-livres). Acesso em 16/12/2022.

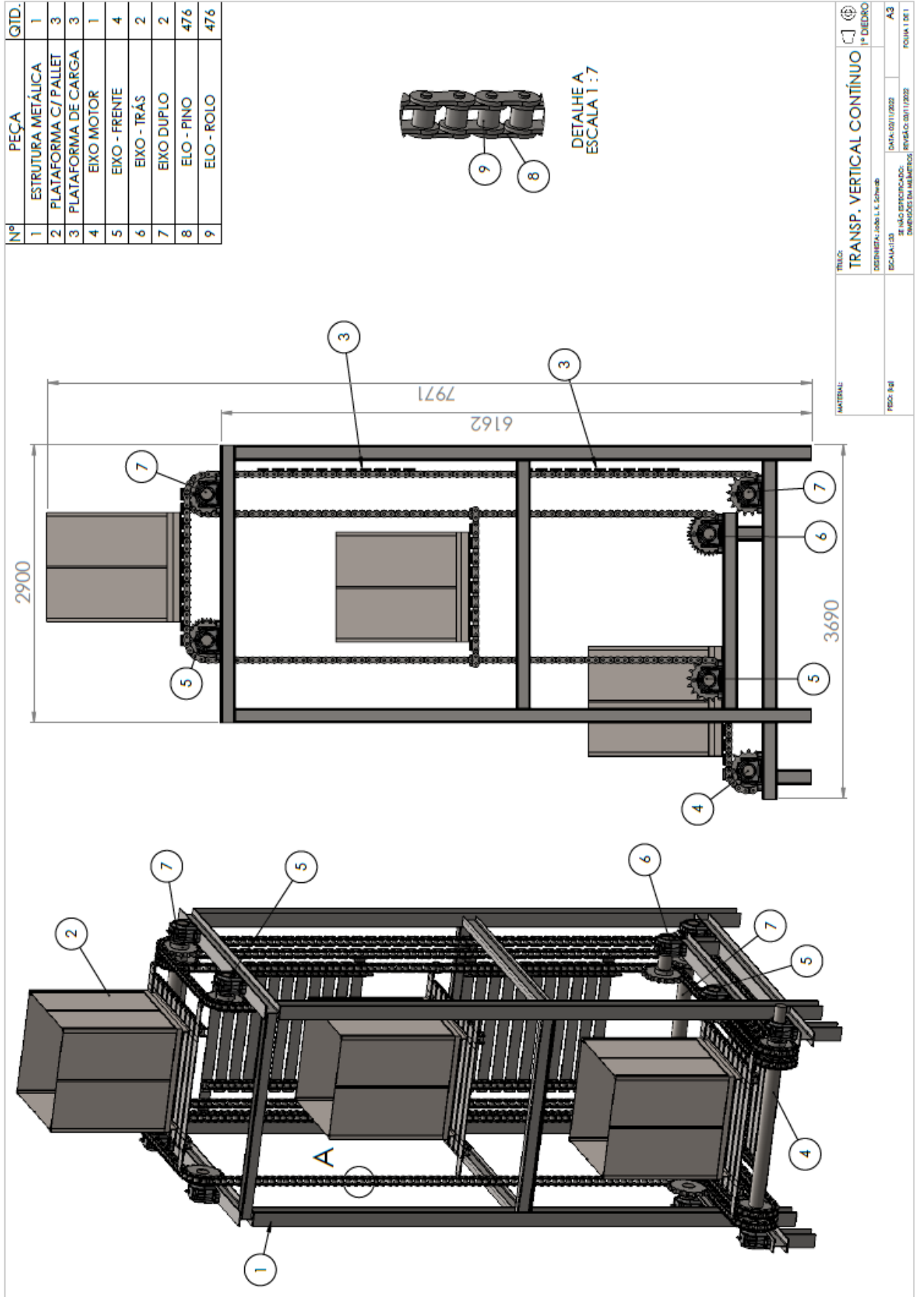
TAMASAUSKAS, A. **METODOLOGIA DO PROJETO BÁSICO DE EQUIPAMENTO DE MANUSEIO E TRANSPORTE DE CARGAS - PONTE ROLANTE - APLICAÇÃO NÃO SIDERÚRGICA**. São Paulo - SP: Universidade de São Paulo, 2000.

ULTIMATION, 2022. Disponível em: <https://www.ultimationinc.com/pt-br/produtos-transportador-sistemas/transportadores-power-free/>. Acesso em 16/12/2022.

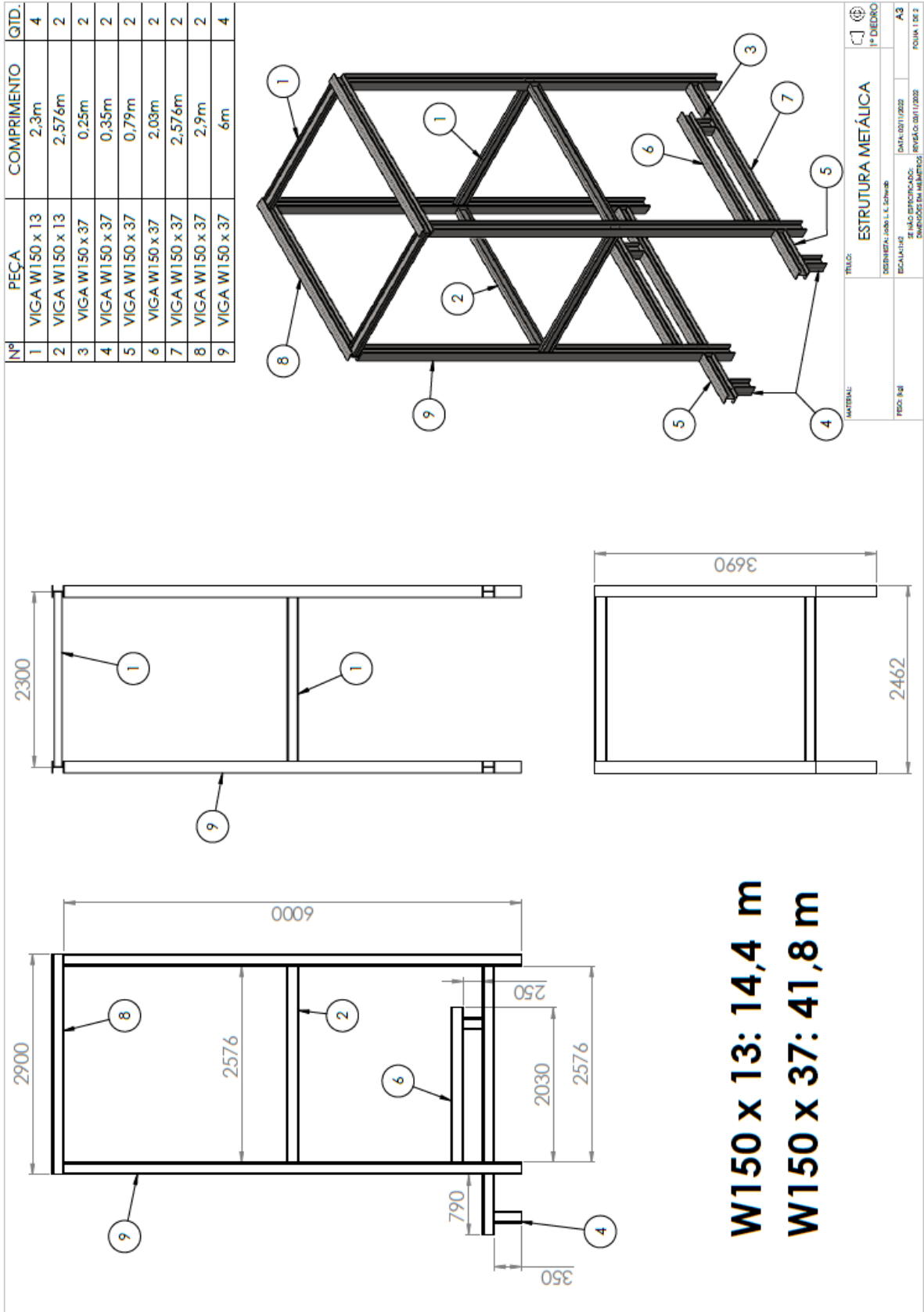


WEG, 2022. Disponível em: [https://www.weg.net/catalog/weg/BR/pt/Redutores-de-Velocidade/Motorreduutores/Coaxial-WCG20/Coaxial-WCG20/p/MKT\\_WMO\\_BR\\_GEAEDMOTOR\\_COAXIAL\\_WCG20](https://www.weg.net/catalog/weg/BR/pt/Redutores-de-Velocidade/Motorreduutores/Coaxial-WCG20/Coaxial-WCG20/p/MKT_WMO_BR_GEAEDMOTOR_COAXIAL_WCG20). Acesso em 16/12/2022.

## **APÊNDICE A - Transportador vertical contínuo**

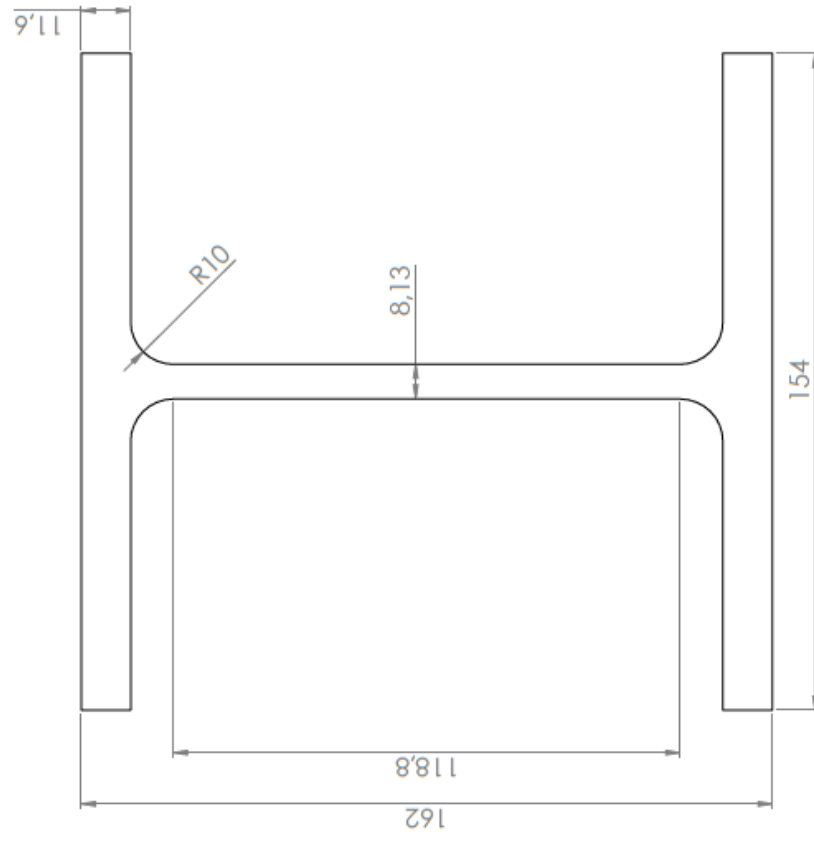


## **APÊNDICE B - Estrutura metálica p.1**

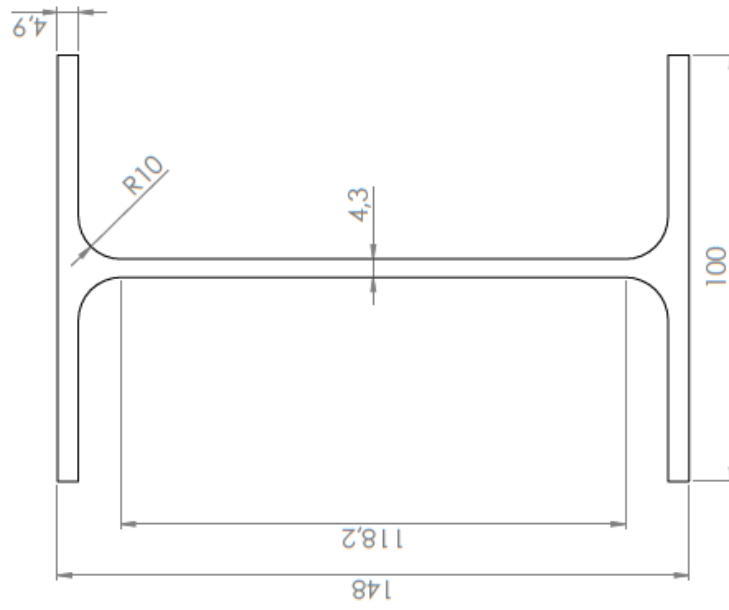


## **APÊNDICE C - Estrutura metálica p.2**

VIGA W150 x 37



VIGA W150 x 13



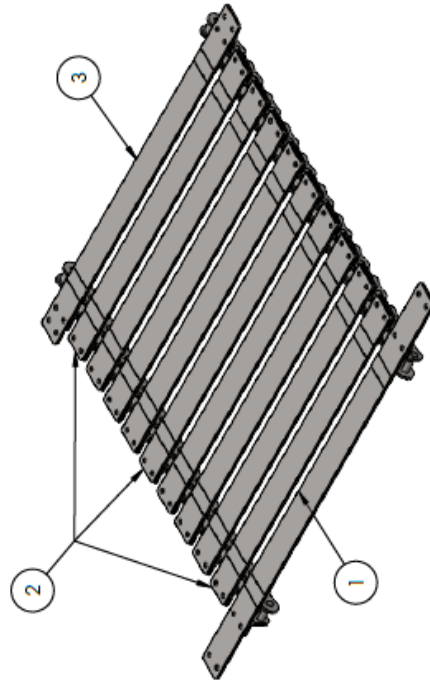
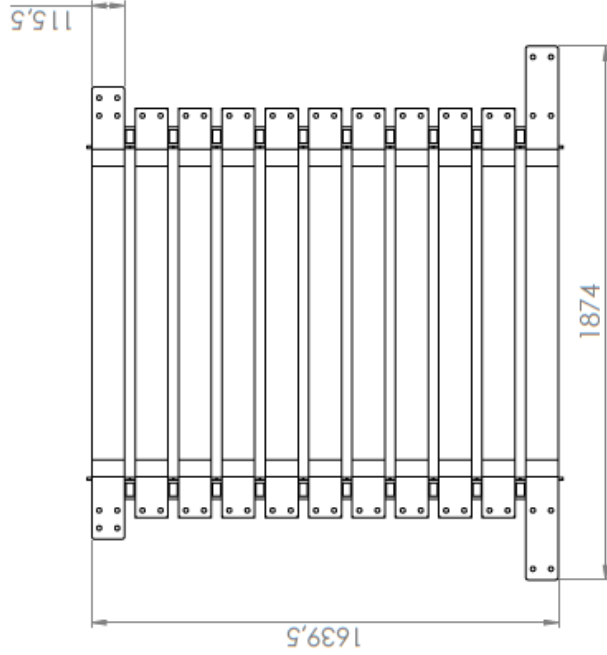
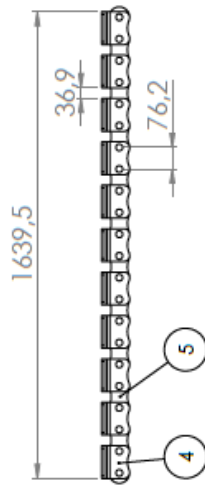
MATERIAL:	TIPO:	ESTRUTURA METÁLICA	
PROJ. Nº:	COMPANHIA: J&F L. SCHWAB	DATA: 09/11/2022	1º DESENHO
	SE NÃO ESPECIFICADO:	REVISÃO: 011/2022	A3
	DIMENSÕES EM MILÍMETROS		FOLHA 2 DE 2

**APÊNDICE D - Plataforma de carga p.1**



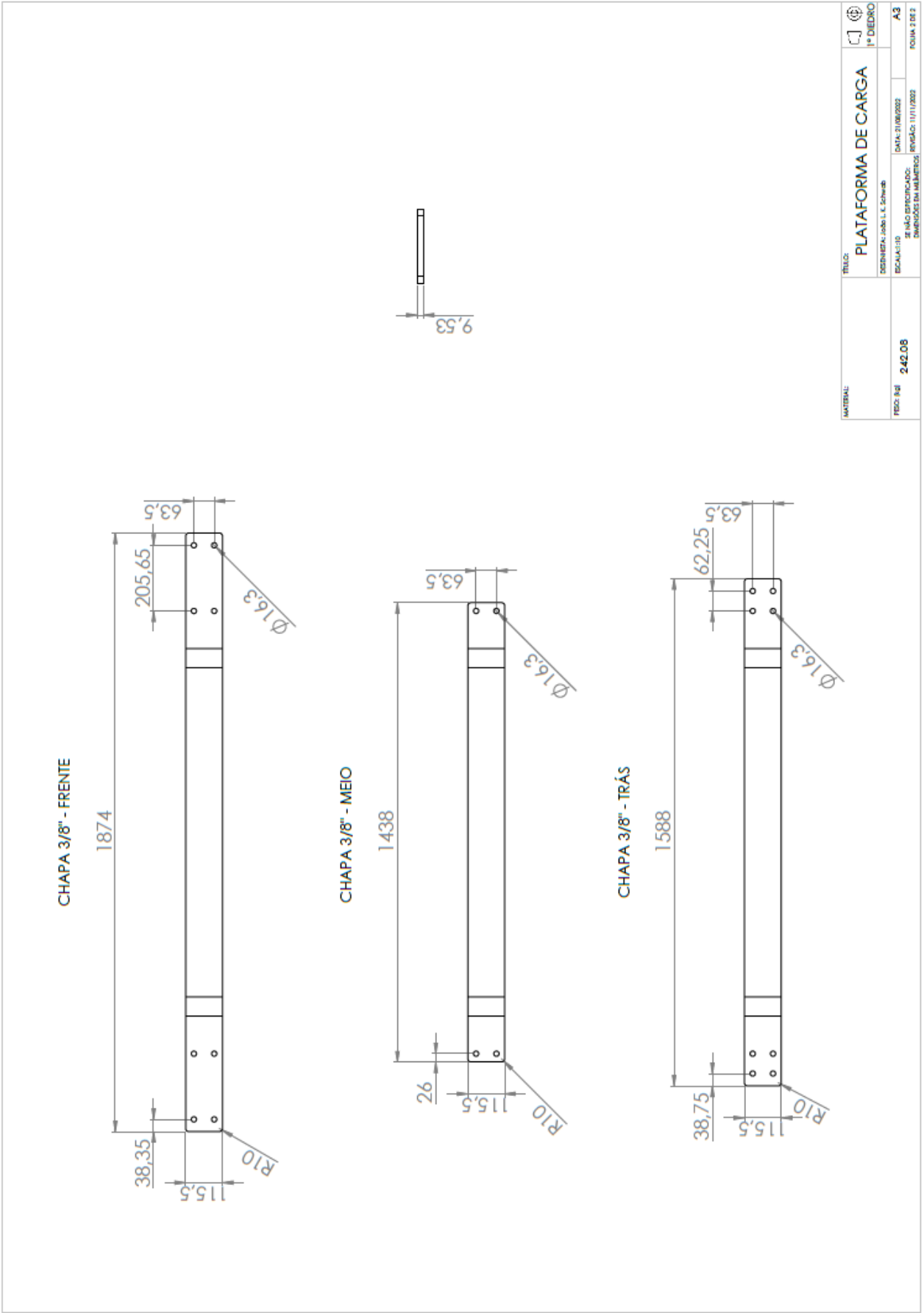
## 6 PLATAFORMAS

Nº	PEÇA	ÁREA	QTD.
1	CHAPA 3/8" - FRENTE	0,215 m²	1
2	CHAPA 3/8" - MEIO	0,167 m²	9
3	CHAPA 3/8" - TRAS	0,184 m²	1
4	ELO - PINO C/ ABA	--	22
5	ELO - ROLO 48A-1	--	22



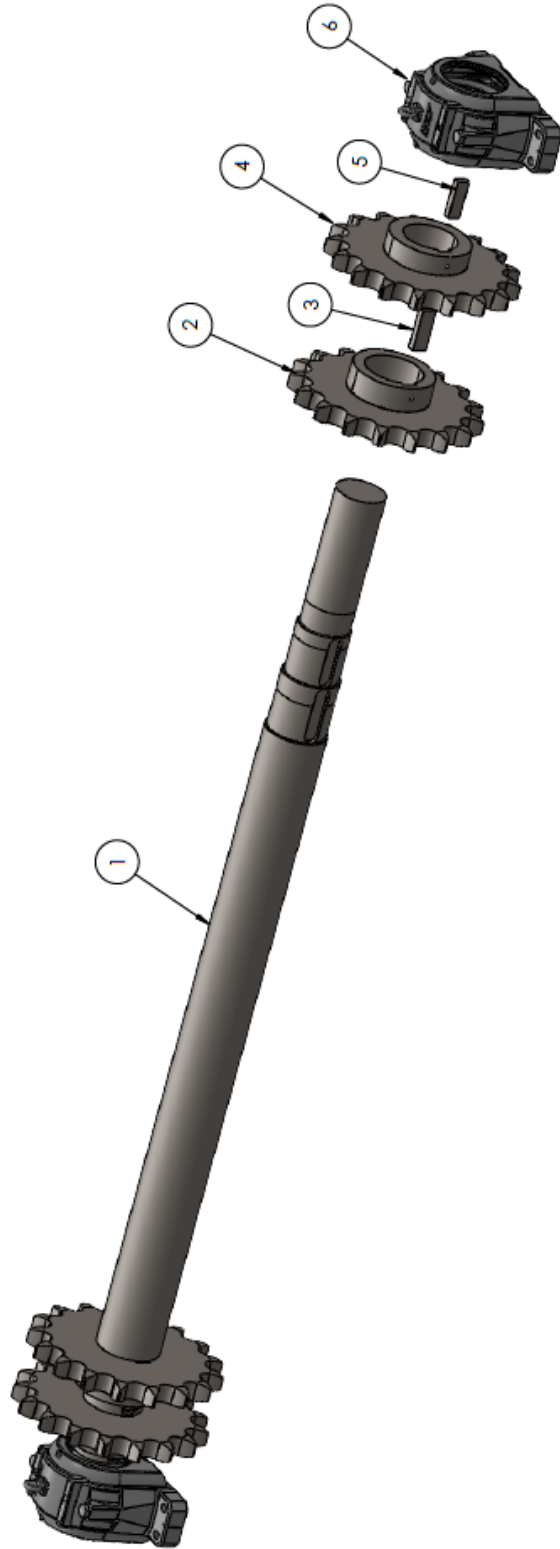
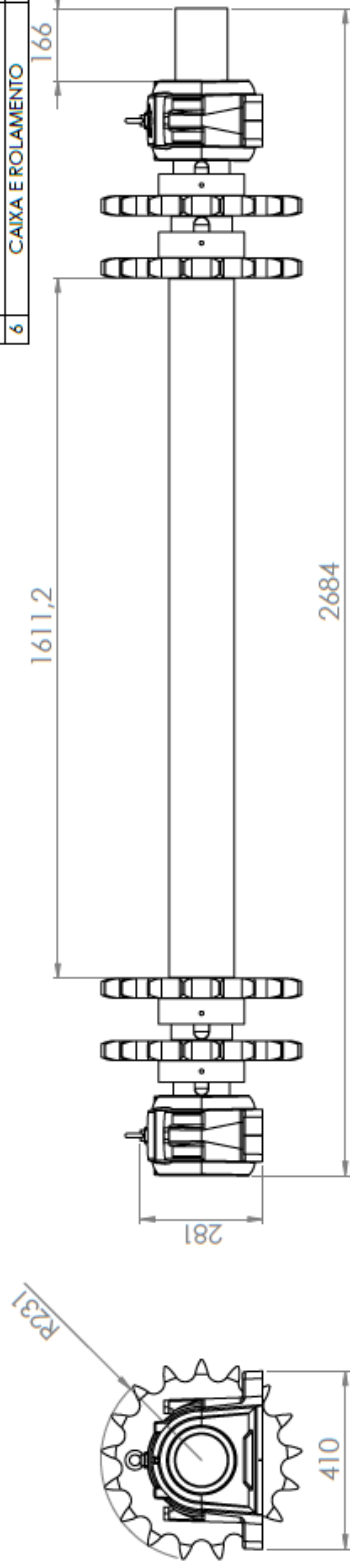
MATERIAL:	TÍTULO:	PLATAFORMA DE CARGA	1º DESENHO
PROJ. 042	PROJETA: SMO L. K. SCHNEIDER	DATA: 31/08/2023	A3
242.05	ESCALA: 1:15	SE NÃO ESPECIFICADO: DIMENSÕES EM MILÍMETROS	FOLHA 1 DE 3

**APÊNDICE E - Plataforma de carga p.2**



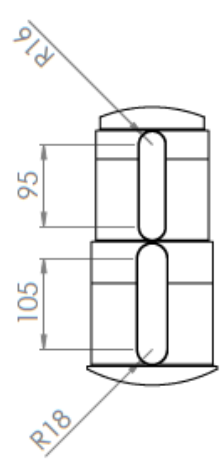
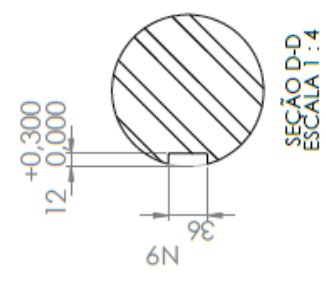
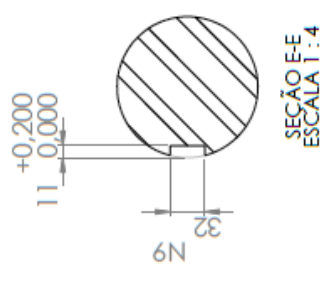
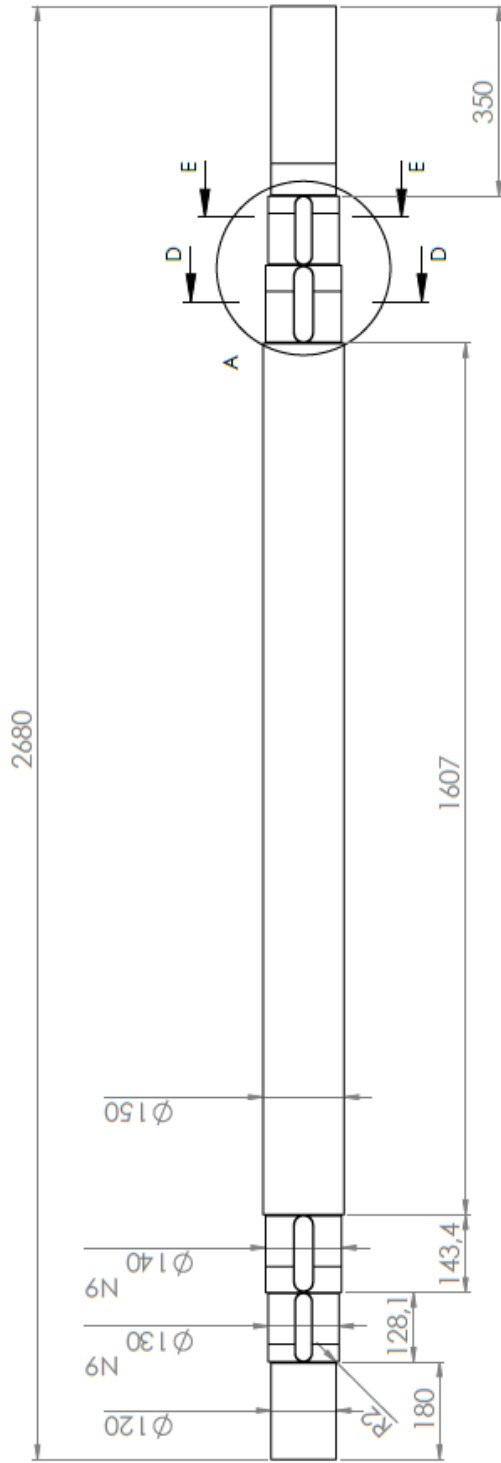
## **APÊNDICE F - Eixo motor montado p.1**

Nº	PEÇA	QTD.
1	EIXO MOTOR	1
2	RODA DENTADA 48A-1 P3 B17 E140	2
3	CHAVETA 2	2
4	RODA DENTADA 48A-1 P3 B17 E130	2
5	CHAVETA 1	2
6	CAIXA E ROLAMENTO	2



MATERIAL:	TITULO:	EIXO MOTOR		Nº DEBRO	
PROJ. 142	DESENHA: JOÃO L. E. SCHUB	DATA: 02/11/2022	REVISÃO: 12/11/2022	A3	
	ESCALA: 1:10	SERVÍÇO DE PROJETOS		FOLHA 1 DE 3	
		REVISÕES EM NÚMEROS			

## **APÊNDICE G - Eixo motor montado p.2**



MATERIAL:	SAE 1080	TÍTULO:	EIXO MOTOR	1º DESENHO	
DESENHISTA:	JOÃO L. SCHUB	DATA:	03/11/2022	REVISÃO:	13/11/2022
ESCALA:	1:5	REVISÃO:	13/11/2022	REVISÃO:	13/11/2022
FICHA:	141	REVISÃO:	13/11/2022	REVISÃO:	13/11/2022
				FOLHA:	3 DE 3

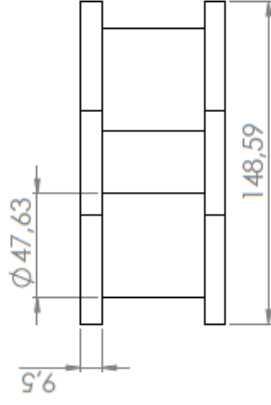
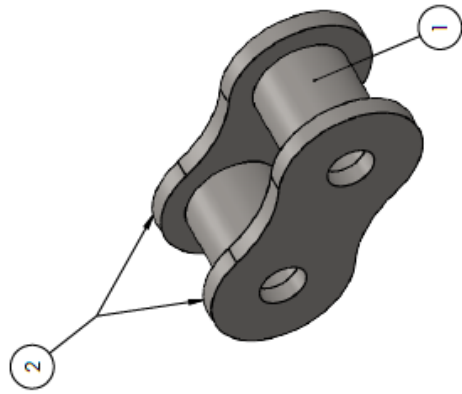
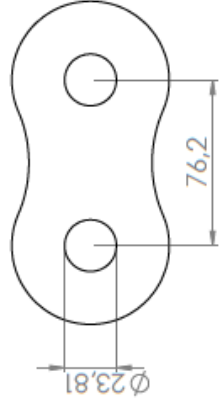
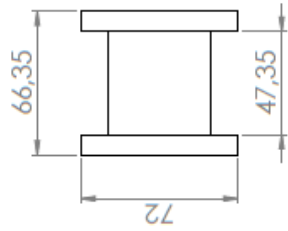
### **APÊNDICE H - Eixo motor montado p.3**





**APÊNDICE I - Elo – rolo**

Nº	PEÇA	QTD.
1	ROLO CORRENTE 3 POL 48A-1	2
2	PLACA CORRENTE 3 POL 48A-1	2

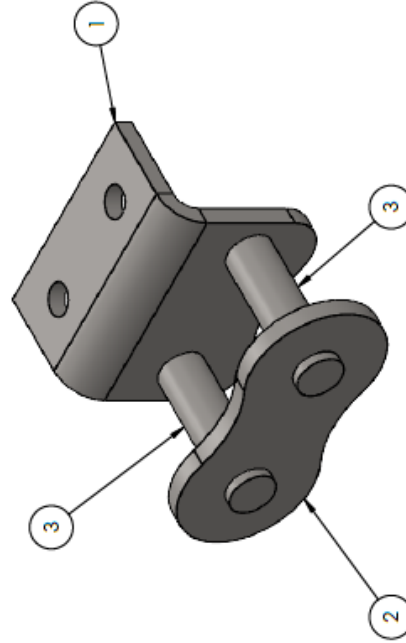
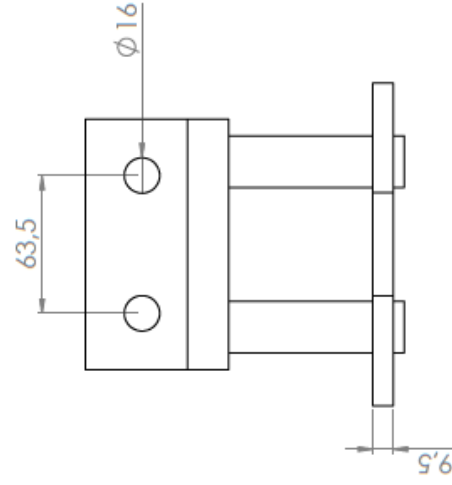
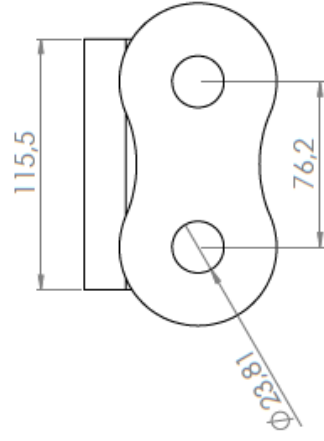
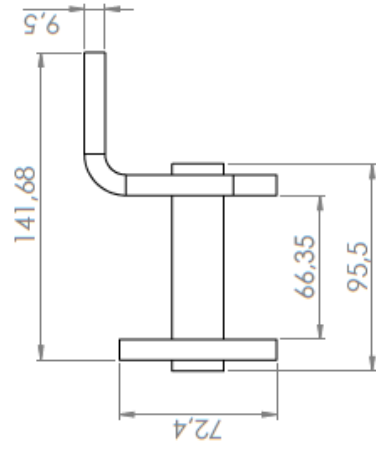


PARA QUATRO CORRENTES DE 18,2 m CADA: 476 un.  
 PARA SEIS PLATAFORMAS COM 22 un. CADA: 132 un.  
**TOTAL: 608 un.**

MATERIAL:	TIPO:	ELABORADO POR:	REVISÃO:	DATA:	PROJETO:	REVISÃO:	DATA:
Conforme fornecedor.	ELO - ROLO 48A-1	1º DEDRO					
FDS: 142	2.21			21/08/2022			

**APÊNDICE J - Elo – pino c/ aba**

Nº	PEÇA	QTD.
1	ABA WA2 3 POL	1
2	PLACA CORRENTE 3 POL 48A-1	1
3	PINO CORRENTE 3 POL 48A-1	2

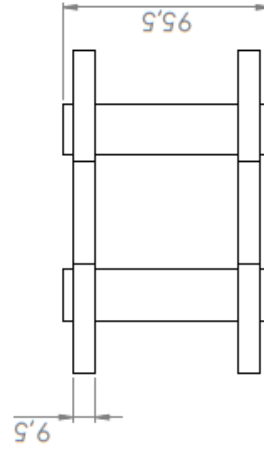
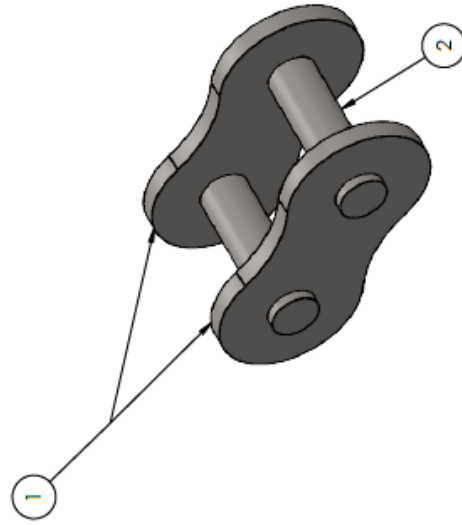
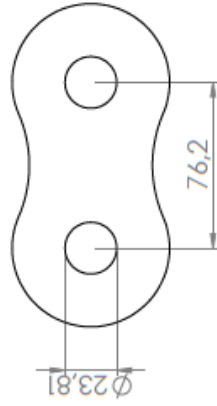
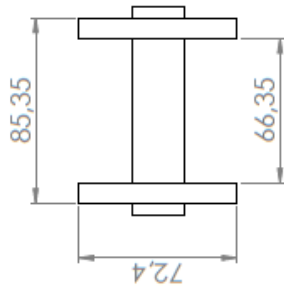


PARA SEIS PLATAFORMAS COM 22 un. CADA: 132 un.

MATERIAL	TÍTULO	1ª DEDUZO
	ELO - PINO C/ ABA	
	DESENHADA: JOÃO L. C. SILVA	
	ESCALA: 1:1	DATA: 28/08/2022
FICHA Nº: 2.35		REVISÃO: 01/1/2022
		REVISÃO EM NÚMERO(S)
		PÁGINA 1 DE 1

## **APÊNDICE K - Elo – pino**

Nº	PEÇA	QTD.
1	PLACA CORRENTE 3 POL 48A-1	2
2	PINO CORRENTE 3 POL 48A-1	2



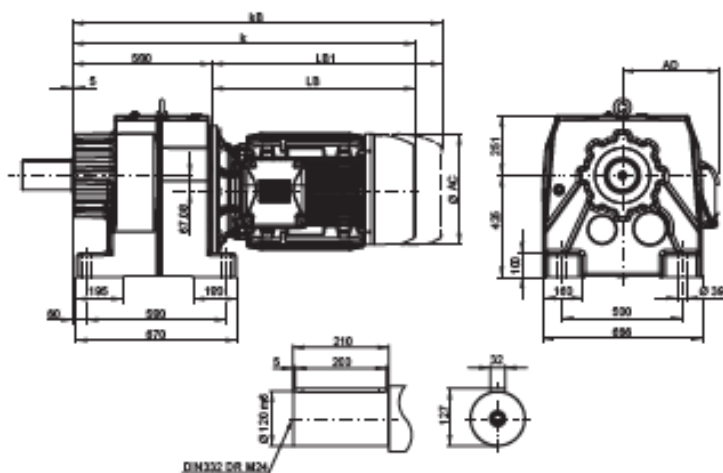
PARA QUATRO CORRENTES DE 18,2 m CADA: 476 un.

MATERIAL:	TELCO:	ELO - PINO	1º DEDRO
PROJ. Nº:	DESENHO: 10631.1.27m4b		
1.89	ESCALA: 1:2	DATA: 20/08/2022	A3
		REVISÃO: 02/11/2022	FOLHA 1 DE 1

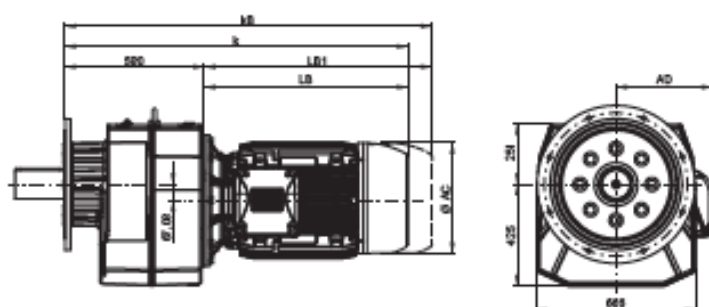
**APÊNDICE L - Dimensões motorreductor WCG20-C16344**



### C16 - Fixação + Pés

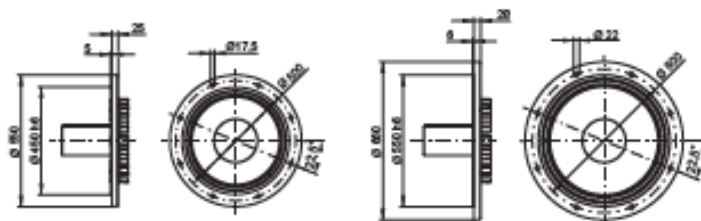


### C16 - Fixação por flange



#### Flange Ø 550

#### Flange Ø 650



Dimensão do motorreductor	160M	160L	180M	200M	200L	225S/M
AC	320	320	360	400	400	455
AD	266	266	281	290	310	410
k	1090	1130	1162	1229	1266	1385
kB	1213	1254	1282	1357	1365	1545
LB	500	590	592	648	698	905
LB1 <sup>2)</sup>	633	674	702	777	815	965

<sup>2)</sup> Dimensões do motor com feio ou contra feio.

Dimensões em mm.