CENTRO UNIVERSITÁRIO UNIVATES
CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA

DIMENSIONAMENTO DE UM TRANSPORTADOR DE CORREIA PARA O TRANSPORTE DE BRITAGEM

Guilherme Scheffer Hickmann

Lajeado, julho de 2017

Guilherme Scheffer Hickmann

DIMENSIONAMENTO DE UM TRANSPORTADOR DE CORREIA PARA O TRANSPORTE DE BRITAGEM

Monografia apresentada na disciplina de Trabalho de Conclusão de Curso II, do Curso de Engenharia Mecânica, do Centro Universitário UNIVATES, como parte da exigência para a obtenção do título de bacharel em Engenharia Mecânica.

Orientador: Me. Guilherme Cortelini da Rosa
Co-Orientador: Me. Gabriel Birck

Lajeado, julho de 2017

RESUMO

A necessidade de implementar esteiras deve-se ao fato que a mecanização do processo de transporte de peças ou matéria-prima aumenta a velocidade de movimentação de carga na empresa e diminui os custos com mão de obra. O estudo contribui no dimensionamento e avaliação de uma esteira transportadora de carga para o transporte de britagem. Por requisito de projeto a esteira tem 30m de comprimento horizontal e ângulo de inclinação de 15º. O dimensionamento analítico dos componentes da esteira seguiu a metodologia proposta por FAÇO. A validação da estrutura inicial foi através de cálculos estruturais, com o auxílio da ferramenta Ftool para a decomposição das forças e da ferramenta SolidWorks para a elaboração do projeto, levando em consideração as dimensões estabelecidas no dimensionamento analítico. As simulações foram realizadas na ferramenta de elementos finitos Ansys, onde a estrutura foi redesenhada em pontos e linhas. Na estrutura usou-se o perfil L de 1/4" de espessura e 4” de aba para as treliças e contraventamentos, e o perfil laminado W150x13 para as vigas de apoio do transportador de correia. Os perfis foram validados usando o cálculo de peso crítico para flambagem. Na simulação estática foram analisadas as tensões equivalentes de Von Mises, onde a tensão máxima presente na estrutura é de 28,4 MPa, estando muito abaixo da tensão de escoamento do material que é de 250 MPa. Com a análise modal foi possível observar os modos de vibração da estrutura e suas frequências naturais, a fim de evitar ressonância com o conjunto de acionamento da estrutura. Observou-se que a frequência de excitação da estrutura está entre a 17ª e 18ª frequência natural. Na análise transiente foi possível descobrir o ponto de maior deslocamento da estrutura, e observar a maior amplitude de vibração desse ponto, chegando ao valor de amplitude máxima de 1mm. O ponto da análise transiente foi usado para a análise harmônica, encontrando-se o valor de amplitude máxima de 4,25mm. Os resultados das análises transiente e harmônica estão muito abaixo do máximo permitido pela norma NBR 14762, que é de 120mm para este projeto. Como a estrutura se mostrou satisfatória em todas as análises, não foi necessária uma nova simulação estática conforme estava prevista na metodologia. Com os resultados obtidos verificou-se que a estrutura irá sustentar as cargas submetidas sobre ela.

Palavras-chave: Transportador de correia, Análise numérica, Dimensionamento.

ABSTRACT

The need to implement mats is due to the fact that the mechanization of the process of transport of parts or raw material increases the speed of movement of load in the company and reduces the costs with labor. The study contributes to the design and evaluation of a conveyor belt for the transportation of crushing. By design requirement the treadmill has 30m of horizontal length and inclination angle of 15º. The analytical dimensioning of the treadmill components followed the methodology proposed by FAÇO. The validation of the initial structure was through structural calculations, with the help of the Ftool tool for the decomposition of forces and the tool SolidWorks for the elaboration of the project, taking into consideration the dimensions established in the analytical design. The simulations were performed in the Ansys finite element tool, where the structure was redesigned into points and lines. In the structure the profile L of 1/4 "thickness and 4" of flap was used for the trusses and bracings, and the profile W150x13 for the supporting beams of the belt conveyor. The profiles were validated using the calculation of weight In the static simulation the equivalent stresses of Von Mises were analyzed, where the maximum stress present in the structure is 28.4 MPa, being well below the material tensile tension of 250 MPa. It is possible to observe the modes of vibration of the structure and its natural frequencies in order to avoid resonance with the structure drive assembly.It was observed that the excitation frequency of the structure is between the 17th and 18th natural frequency. To find the point of greatest displacement of the structure, and to observe the greatest amplitude of vibration of this point, arriving at the maximum amplitude value of 1mm. For the harmonic analysis, finding the maximum amplitude value of 4.25mm. The results of the transient and harmonic analysis are well below the maximum allowed by the standard NBR 14762, which is 120mm for this project. As the structure proved satisfactory in all analyzes, no new static simulation was required as foreseen in the methodology. With the results obtained it was verified that the structure will support the loads submitted on it.

Keywords: Belt conveyor, Numerical analysis, Dimensioning.

LISTAS DE FIGURAS

Figura 1 – Componentes de uma transportadora de correia 17
Figura 2 – Tambor de acionamento com eixo para acoplamento no motor e tambor de retorno 18
Figura 3 – Esticadores de correia por gravidade e parafuso 19
Figura 4 – Roletes de carga 20
Figura 5 – Rolete de retorno simples 20
Figura 6 – Rolete de impacto 21
Figura 7 – Rolete auto alinhador de correia 21
Figura 8 – Roletes de carga em ângulos diferentes no início da correia 22
Figura 9 – Roletes de retorno com anéis de diferentes tamanhos e distribuição das borrachas 23
Figura 10 – Rolete de retorno helicoidal 23
Figura 11 – Roletes de carga ou retorno em catenária 24
Figura 12 - Correias 25
Figura 13 – Raspador de correi instalado no retorno da correia 27
Figura 14 – Limpador de correia instalado na parte superior da correia de retorno 28
Figura 15 – Motor de acionamento da correia 30
Figura 16 - Acoplamento 31
Figura 17 - Redutores 32
Figura 18 – Mancal utilizado em tambores de acionamento e retorno 32
Figura 19 – Contra recuo 33
Figura 20 – Freio a disco 34
Figura 21 – Croqui esteira transportadora 37
Figura 22 – Metodologia para dimensionamento da estrutura da esteira transportadora 39

Figura 23 – Ângulo de inclinação entre roletes 42
Figura 24 – Gráfico para escolha da série de roletes 45
Figura 25 – Localização das medidas dos roletes 45
Figura 26 – Nv = Potência para acionar o transportador vazio a 1m/s 48
Figura 27 – N1 = Potência para deslocar o material de um comprimento L 49
Figura 28 – NH = Potência para elevar ou descer o material de uma altura H 50
Figura 29 – Forças pontuais e distribuídas no programa Ftool 54
Figura 30 – Forças resultantes e momentos fletores 55
Figura 31 – Resultado do dimensionamento inicial da estrutura 57
Figura 32 – Condições de contorno 58
Figura 33 – Resultado da análise estática 59
Figura 34 – Ponto de maior tensão 60
Figura 35 – Ponto de menor tensão 60
Figura 36 – Frequências naturais e seus modos de vibração 62
Figura 37 – Ponto de maior deslocamento da estrutura 64
Figura 38 – Amplitude de vibração em função do tempo 64
Figura 39 – Amplitude de vibração em função da frequência 65
Figura 40 – Análise harmônica em ressonância 66

LISTAS DE TABELAS

Tabela 1 – Lista de componentes de um transportador de correia 17
Tabela 2 – Fração da tabela de capacidades volumétricas 42
Tabela 3 – Fatores de correção de capacidades 43
Tabela 4 – Fração da tabela de velocidades máximas recomendadas em m/s 43
Tabela 5 – Fração da tabela de correias do tipo PLYLON do fabricante Goodyear .. 44
Tabela 6 – Fração da tabela do fator A, referente ao tipo de serviço 44
Tabela 7 – Fração da tabela do fator B, referente a característica do material 44
Tabela 8 – Fração da tabela de rolos de carga 46
Tabela 9 – Fração da tabela de rolos de impacto 46
Tabela 10 – Fração da tabela de rolos de retorno em “V” 46
Tabela 11 – Fração da tabela de seleção do espaçamento entre rolos 46
Tabela 12 – Fração da tabela de seleção dos roletes em função da série de roletes 47
Tabela 13 – Fração da tabela para escolha de esticador por gravidade ou parafuso 51
Tabela 14 – Fração da tabela de dimensões do esticador tipo médio 52
Tabela 15 – Fração da tabela de valores médios para peso da correia Wb 52
Tabela 16 – Quantidade e peso dos componentes da esteira 53
Tabela 17 – Quantidade e peso dos perfis de uma treliça 54
Tabela 18 – Peso crítico para flambagem nas vigas 56
Tabela 19 – Frequências naturais da estrutura 61

SUMÁRIO

1 - INTRODUÇÃO 10
1.1 - Objetivo Geral 11
1.1.1 - Objetivos Específicos 11
1.2 - Justificativa 11
1.3 - Delimitação 12

2 - REVISÃO BIBLIOGRÁFICA 13
2.1 - Estado da Arte 13
2.2 - Tipos de transportadores de correia 16
2.3 - Componentes de uma transportadora de correia 16
2.3.1 - Dispositivos de carregamento e descarregamento (chute) 17
2.3.2 - Tambores 18
2.3.2.1 - Polia de acionamento e retorno 18
2.3.2.2 - Esticadores 18
2.3.3 - Roletes 19
2.3.3.1 - Rolete de carga 19
2.3.3.2 - Rolete de retorno 20
2.3.3.3 - Rolete de impacto 20
2.3.3.4 - Rolete auto-alinhador 21
2.3.3.5 - Rolete de transição 22
2.3.3.6 - Rolete de retorno com anéis 22
2.3.3.7 – Rolete helicoidal 23
2.3.3.8 – Rolete em catenária 23
2.3.4 – Correia transportadora 24
2.3.4.1 – Borracha de ligação e alma 25

2.3.4.2 – Cobertura superior e inferior 25
2.3.4.3 – Escolha da correia 25
2.3.5 – Dispositivos de limpeza da correia 26
2.3.5.1 – Raspadores 26
2.3.5.2 – Limpadores 27
2.3.5.3 – Chapas de proteção 28
2.3.5.4 – Viradores de correia 28
2.3.6 – Estruturas de suporte de carga 29
2.3.6.1 – NBR 14762 29
2.3.7 – Dispositivos de acionamento 29
2.3.7.1 – Motores 30
2.3.7.2 – Acoplamento 30
2.3.7.3 – Redutores 31
2.3.7.4 – Mancais 32
2.3.7.5 – Contra recuo 33
2.3.7.6 – Freio 33
2.4 – Projeto de engenharia mecânica 34
2.4.1 – Normas para estruturas 34
2.4.2 – Análise pelo método de elementos finitos 35
2.4.2.1 – Análise estática 35
2.4.2.2 – Análise modal 35
2.4.2.3 – Análise harmônica 35
2.4.2.4 – Análise transiente 36

3 – METODOLOGIA 37
3.1 – Objeto de estudo 37
3.2 – Dimensionamento analítico dos componentes 38
3.3 – Dimensionamento da estrutura inicial 38
3.4 – Análise numérica 38
3.4.1 – Análise estática 39
3.4.2 – Análise dinâmica 39
3.4.2.1 – Análise modal 40
3.4.2.2 – Análise transiente 40
3.4.2.3 – Análise Harmônica 40
3.4.3 – Verificação estática final 40

4 – RESULTADOS **41**
4.1 – Dimensionamento analítico dos componentes **41**
4.1.1 – Material a ser transportado **41**
4.1.2 – Geometria do transportador **41**
4.1.3 – Dimensionamento e seleção da correia **42**
4.1.4 – Seleção dos roletes e tambores **44**
4.1.5 – Potência de acionamento e seleção do conjunto de acionamento **47**
4.1.6 – Seleção do esticador de correia **51**
4.2 – Dimensionamento da estrutura inicial **53**
4.2.1 – Considerações de projeto **53**
4.2.2 – Dimensionamento da treliça **54**
4.2.3 – Dimensionamento das vigas de apoio **56**
4.2.4 – Desenho da estrutura inicial **56**
4.3 – Análise numérica **57**
4.3.1 – Análise estática **57**
4.3.2 – Análise modal **61**
4.3.3 – Análise transiente **63**
4.3.4 – Análise harmônica **65**
4.3.5 – Análise estática final **66**

5 – CONCLUSÃO **67**

6 – REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS **69**

ANEXO A – METODOLOGIA PARA DIMENSIONAMENTO ANALIÍTICO POR FAÇO **71**

ANEXO B – ESPECIFICAÇÕES DOS PERFIS UTILIZADOS DA GERDAU **86**

1 INTRODUÇÃO

O fluxo de matéria-prima das empresas depende essencialmente da escolha correta e racional do tipo de máquina de elevação e transporte, seus principais parâmetros e eficiência de trabalho (RUDENKO, 1976). Quando se busca diminuir custos no processo produtivo de uma empresa, um dos pontos mais importantes a ser estudado é o encurtamento, ou diminuição de tempo, entre matéria-prima e produto final processado (TAMASAUSKAS, 2000).

A mecanização de um processo produtivo diminui os custos de mão de obra, erros de produção e manutenção, mas para isso deve haver uma escolha adequada das máquinas de elevação e transporte, onde não requer somente um conhecimento técnico sobre o maquinário, mas também é necessário o conhecimento profundo sobre os tempos de processo (RUDENKO, 1976). Para substituir o uso de pessoas o processo de mecanização envolve grandes investimentos. Além disso, a depreciação do bem e juros sobre o capital absorvem a maior parte dos custos estabelecidos para produção e esse deve ser absorvido pela economia de mão de obra e espaço (LANGUI, 2001).

Um organizado sistema de transporte pode melhorar a qualidade de um produto, aumentar a produtividade, diminuir os custos e melhorar as condições de trabalho. Empresas com fortes investimentos em movimentação de carga obtêm notáveis progressos financeiros (RUDENKO, 1976).

São vários os tipos de equipamento de transporte e o projeto do mesmo está ligado diretamente ao material a ser transportado e o espaço físico disponível para o

equipamento (TAMASAUSKAS, 2000). Para projetos de grandes estruturas são necessárias algumas considerações de projeto que podem influenciar um elemento ou até mesmo o sistema inteiro, tais considerações devem ser levadas em conta no dimensionamento da estrutura e em suas análises de projeto (SHIGLEY, 2005).

Com isso é possível o desenvolvimento de controle de capacidade global pelas empresas, obtendo a capacidade de apoiar cada fase do sistema com grande eficiência (LANGUI, 2001).

1.1 - Objetivo Geral

O objetivo geral do trabalho é dimensionar um transportador de correia para o transporte de britagem em uma empresa localizada na região de Gravataí.

1.1.1 - Objetivos Específicos

Para alcançar os objetivos do trabalho serão adotados os seguintes pontos:

- Estudo sobre os tipos de componentes de uma transportadora de correia e sua estrutura.

- Dimensionar analiticamente os componentes da esteira.

- Dimensionar a estrutura inicial da esteira.

- Simular os efeitos de cargas estáticas e dinâmicas na esteira transportadora por meio de elementos finitos.

- Se necessário, redimensionar a esteira com base nos resultados obtidos nas simulações.

1.2 - Justificativa

O presente trabalho tem a finalidade de aumentar a velocidade de transporte de material entre um equipamento de peneiração de britagem até o seu devido local de armazenamento. A esteira transportadora será instalada em uma das sedes da

empresa de britagem em Gravataí, onde se localiza o maior parque de extração de material da empresa. A mecanização do processo influi na redução do tempo de transporte de material e implica diretamente na diminuição de custos e no aumento de faturamento.

1.3 - Delimitação

O trabalho delimita-se ao dimensionamento de uma esteira transportadora de 30 m de comprimento horizontal. A escolha dos componentes da esteira é feita com um dimensionamento analítico, sem a análise de tensões. O dimensionamento da estrutura inicial da esteira é através de cálculos estruturais e posterior simulação computacional por meio de elementos finitos utilizando o software ANSYS.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1 - Estado da Arte

Campos (2013) dimensiona um transportador de carga com correia côncava, para o transporte de minério de bauxita. A transportadora possui 20 m de comprimento horizontal e altura de aproximadamente 5,3 m e uma capacidade de transporte de carga de 531 m³/h. A primeira etapa desta pesquisa consiste no dimensionamento analítico dos componentes do transportador, e em seguida dimensiona a estrutura metálica por meio de simulações de frequência natural e o método de elementos finitos. O autor conclui que a utilização de simulações computacionais para o dimensionamento da estrutura é importante para chegar a uma geometria com resultados favoráveis. No projeto de Campos (2013) é dimensionado um transportador de correia com uma estrutura extremamente rígida, fazendo com que a primeira frequência natural fique acima da frequência da excitação, tornando o equipamento superdimensionado em termos de sustentação de cargas estáticas. No estudo proposto por esse trabalho, o transportador de correia dimensionado atende tanto as cargas dinâmicas quanto as cargas estáticas, não estando superdimensionado.

Palma (2009) apresenta uma metodologia para o dimensionamento e verificação estrutural de polias para transportadores de correia. Como a utilização de elementos sólidos nas simulações de polias provoca certa complexidade na definição dos carregamentos, o autor apresenta um modelo de carregamento possível em uma polia. Na simulação o autor apresenta a malha utilizada e os

carregamentos submetidos no tambor e eixo. Nesta pesquisa, os resultados obtidos nas simulações são satisfatórios e se aproximam muito da realidade em trabalho, podendo ser utilizado em casos análogos onde a polia está sobre os mesmos carregamentos. Bem como o estudo de Palma (2009), neste trabalho é apresentado uma metodologia para simulação de cargas estáticas e dinâmicas, respeitando valores propostos pela NBR 14762.

Perini (2010) apresenta metodologias de cálculo para a determinação da carga de colapso de estruturas metálicas, utilizando como exemplo estruturas de transportadores de correias. O autor tomou como objetivo o estudo de estruturas metálicas em forma de galerias onde alguns modelos de transportadores de correia são envoltos. Para isso, fez uso de diferentes modelos de solicitações de forças em vários níveis de complexidade de malhas de simulação para analisar a estrutura e dois programas de simulação computacional. Ao final do trabalho, o autor chegou à conclusão que os métodos de cálculo foram satisfatórios, e em alguns se percebeu que a estrutura estava superdimensionada para a carga que estava submetida. Em comparação com o estudo de Perini (2010), para este trabalho foi utilizado o cálculo de peso crítico para flambagem e posterior simulação de cargas estáticas.

Veloso (2014) apresenta uma modelagem da degradação em função do tempo e outras covariáveis, de correias transportadoras de minério. Utilizou duas abordagens, qualitativa e quantitativa, para a obtenção de um modelo de degradação e definição de variáveis que influenciam no desgaste de correias. Com os resultados obtidos no estudo, o autor elaborou uma sistemática de gestão da degradação das correias que desacelera e maximiza a vida útil. Diferente do estudo de Veloso (2014), neste trabalho não é analisada a degradação da correia, a mesma é somente definida conforme fornecedores e dimensionada.

Carnizello (2011) apresenta uma metodologia para o dimensionamento de uma transportadora de correia de 280 m de comprimento com capacidade de transporte de 3500 t/h. Para o dimensionamento, o autor demonstra equipamentos necessários para a montagem de uma transportadora de correia e seus cálculos básicos, não utilizando metodologias de elementos finitos. Ao final do trabalho, o autor conclui que para transportadoras de grande porte é necessária uma análise dinâmica, através da utilização de métodos de elementos finitos. Conforme a

conclusão de Carnizello (2011), é necessário a simulação de cargas estáticas e dinâmicas em estruturas de grande porte, e portanto neste estudo são feitas simulações pelo método de elementos finitos.

Marcondes (2010) apresenta uma metodologia de cálculo simples para o dimensionamento de um tambor de transportadores de correia, tendo em vista o objetivo de melhorar o desempenho dos equipamentos e a padronização do mesmo. Para o desenvolvimento dos cálculos, o autor define os dados de entrada no sistema e após faz uma explanação da metodologia de cálculo baseada nas tensões admissíveis para os eixos. Utilizando a norma NBR-6172 propõe-se um processo de padronização dos tambores que pode ser seguido por empresas do ramo de fabricação e projetos do componente, diminuindo assim o tempo de projeto e desenvolvimento pelas empresas. Diferente de Marcondes (2010), neste trabalho não são abordados cálculos para análise de cargas nos componentes da esteira, os mesmos são somente dimensionados conforme metodologia proposta.

Marcondes (2011) desenvolve um programa para dimensionamento de estruturas metálicas para transportadores de correia baseando-se nos métodos das tensões admissíveis para os eixos, e no método dos estados limites para as estruturas metálicas. Com as normas NBR-6172 e NBR-8800 o autor define a melhor configuração do treliçado para a estrutura da transportadora e as dimensões de perfis estruturais. Os resultados obtidos com o programa foram satisfatórios em um primeiro momento, considerando que se trata de um programa em desenvolvimento e limitado em aspecto de diferentes estruturas, em alguns dos cálculos realizados o erro obtido ficou acima dos 10 % estabelecido pelo autor, chegando assim a conclusão que o programa deve ainda passar por mais estudos para seu desenvolvimento. Diferente do estudo de Marcondes (2011), os perfis utilizados foram selecionados por suposição com o auxílio de tabelas comerciais, e posteriormente aprovados por meio de cálculos de peso crítico para flambagem.

Com o estado da arte apresentado conclui-se que o estudo necessário para dimensionar uma estrutura é complexo, onde se faz necessário a utilização de normas regulamentadoras, cálculos estruturais e simulações computacionais para se obter uma estrutura que suporte todos os esforços que serão aplicados sobre ela.

2.2 - Tipos de transportadores de correia

Existem inúmeros fatores que influenciam na escolha correta de um transportador de correia, de modo que a decisão deve ser tomada após muito estudo técnico e econômico (ELETROBRAS, 2009). A norma NBR 6177, publicada em 2016, apresenta 8 modelos básicos de transportadores de correia.

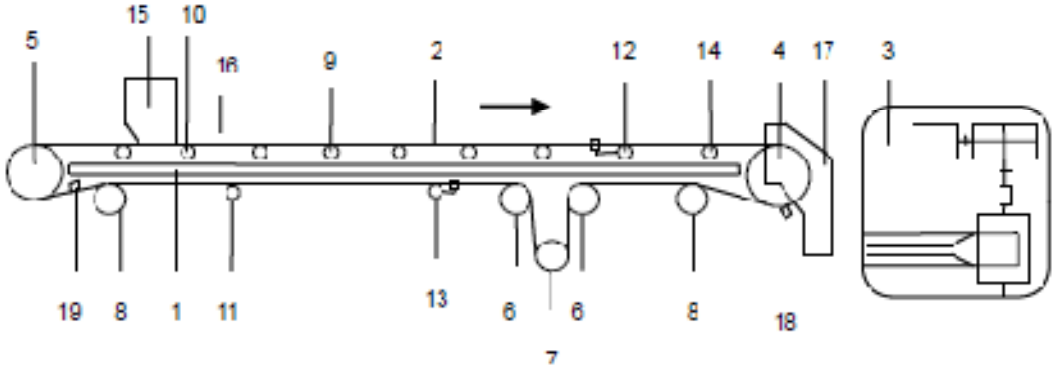
- Transportador de correia portátil: Com dimensões reduzidas e de fácil locomoção, na maioria das vezes montado sobre rodas;
- Transportador de correia móvel: Alimenta vários pontos, montado sobre rodas e dotado de movimento de translação;
- Transportador de correia radial: Alimenta vários pontos e empilha o material transportado, é dotado de movimento de rotação com a parte dianteira montada sobre rodas e traseira pivotada;
- Transportador de correia reversível: Transportador com a capacidade de inverter o sentido da rotação;
- Transportador de correia de dupla via: Tem a capacidade de transportar material pelo lado de carregamento e retorno, simultaneamente ou individualmente;
- Transportador de correia sobre cabos: Transportador desprovido de estrutura rígida, composto de roletes em catenária fixados em cabos de aço, usualmente utilizado dentro de minas de extração onde o terreno é irregular e o transportador precisa ser constantemente aumentado;
- Transportador de correia tubular: Transportador no qual a correia é conformada até o formato de um tubo fechado por meio de roletes, transição que acontece na parte de carregamento e descarregamento;
- Transportador de correia de alta inclinação: Transportador provido de elementos especiais que permitem o transporte de material em altas inclinações, muito superiores aos transportadores convencionais.

2.3 - Componentes de uma transportadora de correia

Como pode-se observar na Figura 1, o transportador de correia é composto por muitos componentes, todos com sua devida importância e função, sendo

necessário o dimensionamento de todos os componentes (SACRAMENTO, 2010). A Tabela 1 lista todos os itens citados na Figura 1.

Figura 1 – Componentes de uma transportadora de correia.



Fonte: Adaptado em 04/11/16 de Campos, 2013.

Tabela 1 – Lista de componentes de um transportador de correia.

N°	Componentes	N°	Componentes
1	Estrutura	11	Rolete de retorno
2	Correia transportadora	12	Rolete auto-alinhate de carga
3	Conjunto de acionamento	13	Rolete auto-alinhante de retorno
4	Tambor de acionamento	14	Rolete de transição
5	Tambor de retorno	15	Chute de alimentação
6	Tambor de desvio	16	Guias laterais
7	Tambor de esticamento	17	Chute de descarga
8	Tambor de encosto	18	Raspador
9	Rolete de carga	19	Limpador
10	Rolete de impacto		

Fonte: Adaptado em 27/10/16 de Campos, 2013

2.3.1 - Dispositivos de carregamento e descarregamento (chute)

Com a grande diversidade de materiais transportados e diferentes características entre eles, como granulometria e abrasividade, não se faz apenas necessário a escolha correta do material da correia, mas também o modo de como o material é descarregado na mesma. Os dispositivos de alimentação, popularmente conhecidos como chute de descarga, são equipamentos utilizados no descarregamento do material, tendo como objetivo diminuir a velocidade e aliviar o

impacto sobre a correia, aumentando assim a vida útil da correia transportadora (ELETROBRAS, 2009).

2.3.2 – Tambores

2.3.2.1 - Polia de acionamento e retorno

As polias de acionamento e retorno, apresentadas na Figura 2, e também chamadas de tambor, são responsáveis pela transmissão de potência no sistema, alinhamento e esticamento das correias transportadoras. Uma das características mais importantes nesses elementos é o diâmetro do tambor, que influencia diretamente no tempo de vida da correia, onde quanto maior o seu diâmetro menor será o esforço de flexão sofrido pela correia (ELETROBRAS, 2009).

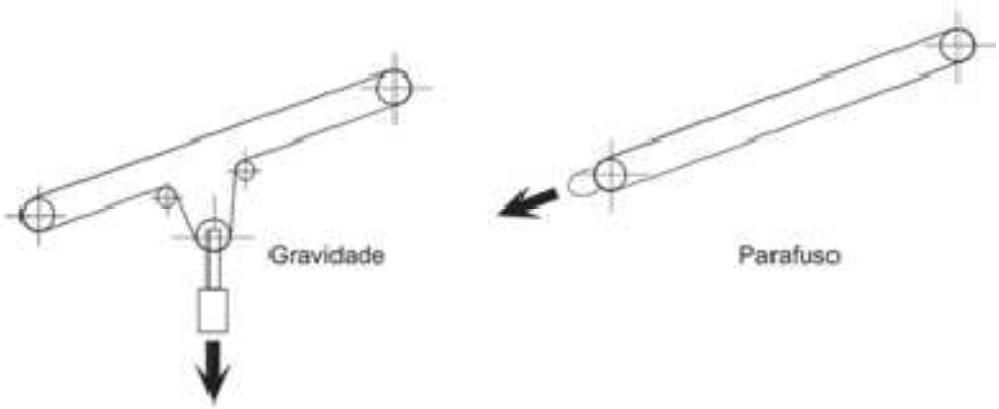
Figura 2 – Tambor de acionamento com eixo para acoplamento no motor e tambor de retorno.

Fonte: http://www.sociedademineracao.ind.br/images/6.jpg

2.3.2.2 – Esticadores

As polias esticadoras são responsáveis pelo tencionamento da correia para que não haja o patinamento sobre o tambor de acionamento. Com o esticador de correia as variações no comprimento, causadas pela variação das condições naturais a que a correia é exposta, são absorvidas. Conforme a Figura 3, os esticadores podem ser do tipo vertical por gravidade, que são instalados em qualquer ponto da estrutura, e do tipo por parafuso, que é instalado no tambor de retorno sendo ajustado manualmente (FAÇO, 1996).

Figura 3 – Esticadores de correia por gravidade e parafuso.



Fonte: Adaptado em 24/08/16 de Eletrobrás, 2009

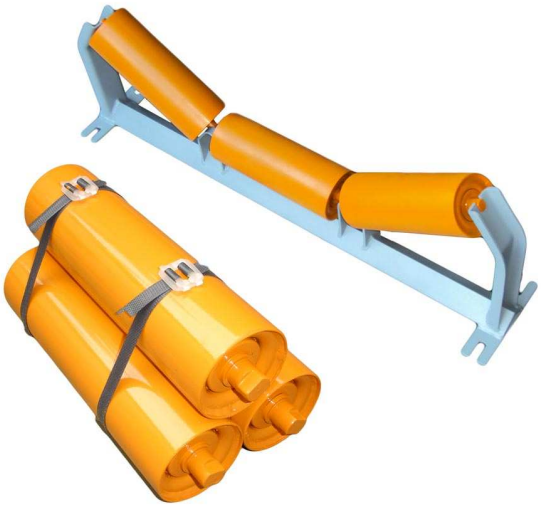
2.3.3 – Roletes

Utilizados para suportar e guiar a correia transportadora, os roletes são rolos cilíndricos fixados em estruturas metálicas por meio de um eixo central fixado em rolamentos, onde são capazes de efetuar livre rotação. Normalmente são divididos em 8 tipos (GAVI, 2009).

2.3.3.1 - Rolete de carga

Responsável pelo apoio do lado da correia onde a matéria-prima é transportada (GAVI, 2009). Roletes de carga podem estar na configuração plana, duplo, triplo (Figura 4), seletor, quíntuplo e em catenária (NBR 6177, 2016).

Figura 4 – Roletes de carga.



Fonte: http://www.roave.com.br/produto/14.jpg

2.3.3.2 - Rolete de retorno

Responsável pelo apoio da correia no retorno da mesma (GAVI, 2009). Roletes de retorno podem estar na configuração plana (Figura 5), duplo em “V” e em catenária (NBR 6177, 2016).

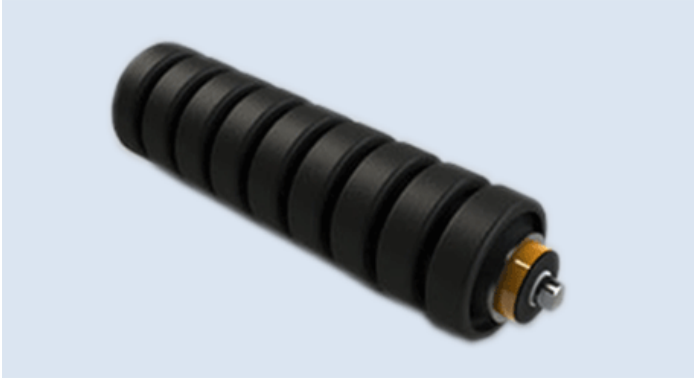
Figura 5 – Rolete de retorno simples.

Fonte: http://ferreiraroletes.com.br/img/produtos/rolete-de-retorno.jpg

2.3.3.3 - Rolete de impacto

Responsável por absorver o impacto do material sobre a correia, quando este é descarregado no transportador. Localizado apenas na região de descarregamento, é feito de material elástico como mostrado na Figura 6 (GAVI, 2009). Roletes de impacto são instalados em uma estrutura especial destinada a suportar os roletes, chamada de mesa de impacto (NBR 6177, 2016).

Figura 6 – Rolete de impacto.



Fonte: http://www.camaxdobrasil.com.br/arquivos/produtos/77_prodg.gif

2.3.3.4 - Rolete auto-alinhador

Instalado nas laterais, fica em contato direto com a correia e é responsável pelo alinhamento. Como mostrado na Figura 7, é composto por rolos giratórios que controlam o deslocamento lateral da correia durante todo o percurso da mesma, convenientemente dispostos, sendo também instalados no retorno (GAVI, 2009).

Figura 7 - Rolete auto alinhador de correia.

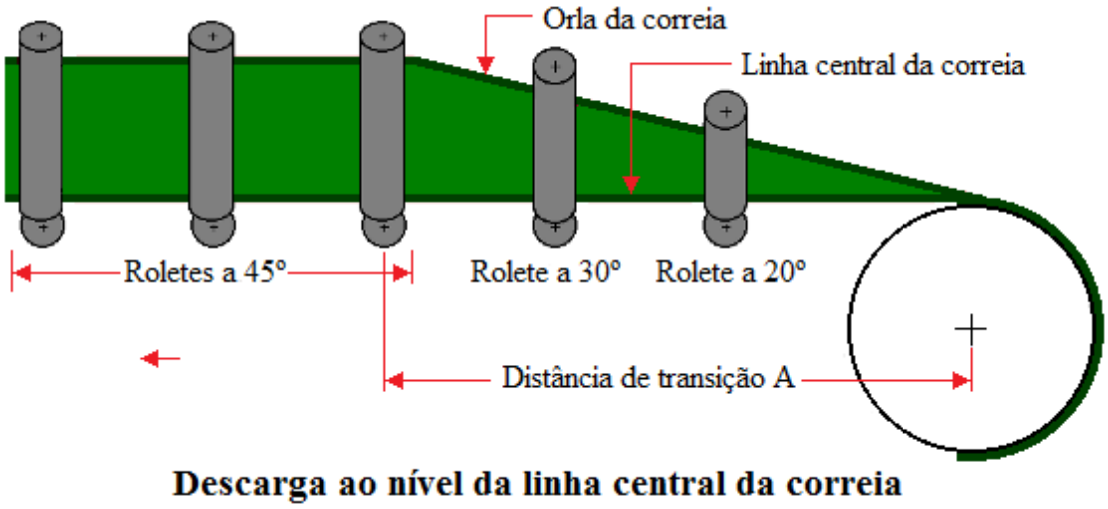
Fonte:http://www.madmoura.com.br/imagens/uploads/produto/1/54/62/img /20140519141825jwwknYDZJv.jpg

2.3.3.5 - Rolete de transição

Instalados próximo as polias de acionamento e retorno, são responsáveis pela mudança de concavidade da correia. Os roletes podem ser fixos ou ajustáveis (GAVI, 2009).

A Figura 8 apresenta dois roletes de carga para a transição da correia, o primeiro a 20º e o segundo a 30º, para chegar à angulação certa da correia, que na imagem é 45º. A quantidade de roletes de transição depende do ângulo estabelecido para a correia.

Figura 8 – Roletes de carga em ângulos diferentes no início da correia.

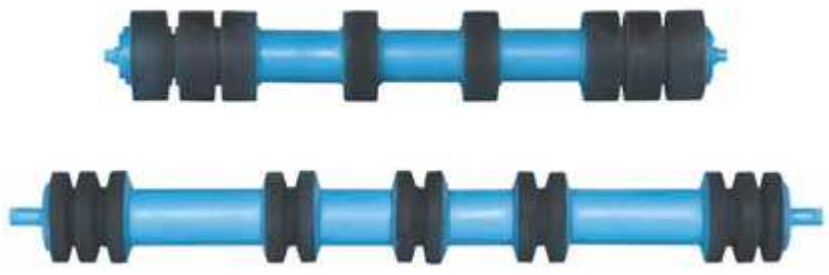


Fonte: http://ctborracha.com/wp-content/uploads/2014/10/Fig24-Belt-transition-distance-descarga-linha-central.png

2.3.3.6 - Rolete de retorno com anéis

Constituído de anéis de borracha espaçados (Figura 9), evitam o acúmulo de material no rolete, são responsáveis pelo retorno e desprendimento de material aderido à correia (GAVI, 2009).

Figura 9 – Roletes de retorno com anéis de diferentes tamanhos e distribuição das borrachas.

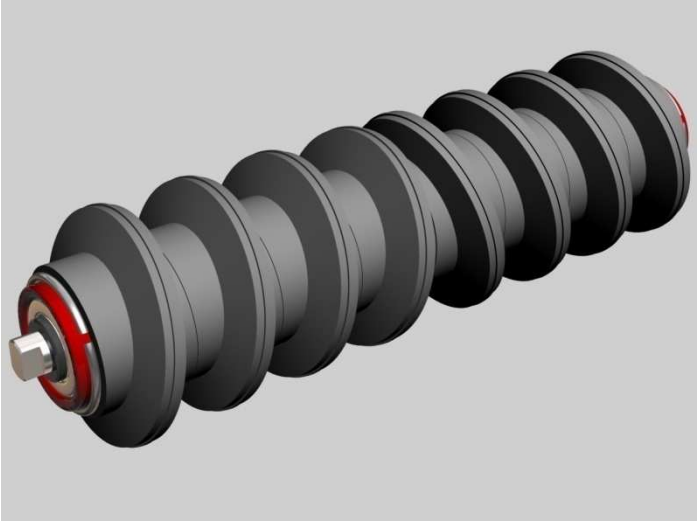


Fonte: http://www.sociedademineracao.ind.br/images/3.jpg

2.3.3.7 - Rolete helicoidal

Os roletes em forma helicoidal (Figura 10), instalados no retorno da correia, são responsáveis pelo desprendimento de material aderido à correia (GAVI, 2009).

Figura 10 – Rolete de retorno helicoidal.



Fonte:http://www.dimaequipamentos.pt/uploads/accessories/nqda_rolete_de_limpeza_helicoidal.jpg

2.3.3.8 - Rolete em catenária

Diferente dos roletes apresentados anteriormente, os roletes em catenária não estão presos em uma estrutura rígida. Como mostrado na Figura 11, os roletes em catenária são conjuntos de rolos suspensos com interligações articuladas, permitindo a livre conformação dos mesmos, fazendo com que a correia se

centralize automaticamente. Podem ser instalados tanto no carregamento quanto no retorno (GAVI, 2009).

Figura 11 – Roletes de carga ou retorno em catenária.

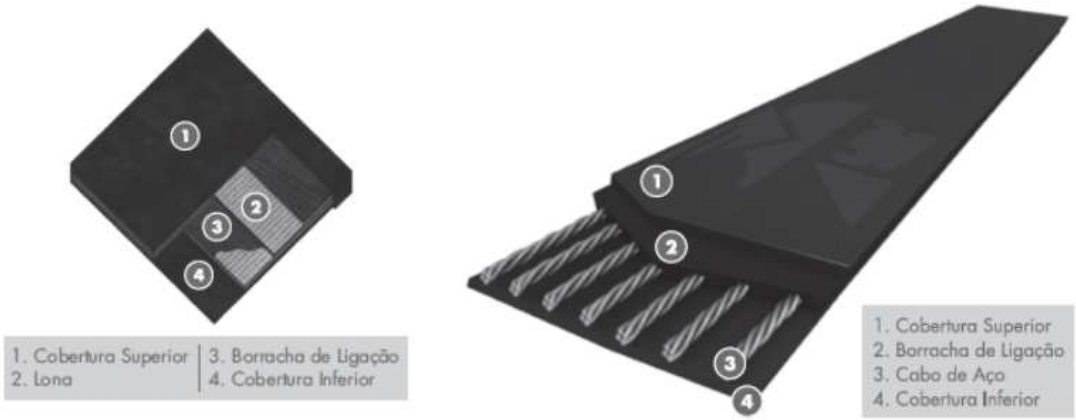
Fonte: Adaptado em 24/08/16 de http://www.imepel.com.br/img/produtos/produto_36.jpg

2.3.4 - Correia transportadora

Elemento principal de um transportador de carga, dotada de alta resistência a impactos, tensões e flexões, a correia transportadora é basicamente constituída por carcaça e coberturas. A carcaça é responsável por toda a força e resistência da correia, mais comumente fabricadas com fibras têxteis, porém podem ser constituídas por cabos de aço (MERCÚRIO, 2015).

Na Figura 12 é mostrado dois modelos de correia, na esquerda correia com fibras têxteis, e na direita correia com cabos de aço.

Figura 12 – Correias.



Fonte: Adaptado em 24/08/16 de Mercúrio, 2015

2.3.4.1 - Borracha de ligação e alma

A borracha de ligação liga a carcaça da correia com as coberturas. Quando a carcaça é fabricada com fibras têxteis, é composta por fios: o urdume e a trama. O urdume é disposto no sentido longitudinal e é responsável pelo corpo de força, enquanto a trama é disposta no sentido transversal promovendo a amarração e dando resistência à correia. Já as correias fabricadas com carcaça constituída por cabos de aço, são utilizados cabos de aço no sentido longitudinal, sendo o mais usual 7x7 (7 fios com 7 filamentos cada) com configurações de torção em S e Z (MERCÚRIO, 2015).

2.3.4.2 - Cobertura superior e inferior

Constituída por tecido amortecedor e cobertura, aplicado sobre a carcaça da correia com o objetivo de diminuir o impacto e aumentar a vida útil da mesma. Sua utilização depende da granulometria e altura de carregamento do material a ser transportado. A fibra mais indicada para o tecido de amortecimento é o nylon, e para a cobertura depende muito da condição de trabalho que será submetido à correia (MERCÚRIO, 2015).

2.3.4.3 - Escolha da correia

Para a escolha correta da correia transportadora é necessário observar alguns pontos importantes, tais como:

Condições de serviço – local de trabalho da correia com um ambiente muito agressivo (ELETROBRAS, 2009);

Características do material – qual material será transportado, qual sua granulometria, temperatura de trabalho e abrasividade (ELETROBRAS, 2009);

Tempo de percurso da correia – durante quanto tempo a correia estará sofrendo forças de carregamento e vazão horária (ELETROBRAS, 2009).

Largura da correia – influi diretamente no volume de matéria-prima carregada (ELETROBRAS, 2009);

Inclinação dos roletes – a correia será do tipo plana, abaulada ou tubular (ELETROBRAS, 2009);

Tensão máxima da correia – qual o tracionamento máximo que a correia poderá ser submetida antes de romper (ELETROBRAS, 2009);

2.3.5 - Dispositivos de limpeza da correia

Para que não ocorram problemas nos elementos móveis da transportadora de correia, se faz necessário o uso de sistemas de limpeza para retirar o material aderido à correia. A seguir são apresentados alguns dispositivos utilizados na limpeza das correias.

2.3.5.1 – Raspadores

Normalmente constituídas de borracha maciça, como o exemplo mostrado na Figura 13, podem conter uma ou duas laminas ao longo da correia, sendo montadas no retorno são pressionadas contra a correia por meio de um contrapeso montado em um braço (MERCÚRIO, 2015).

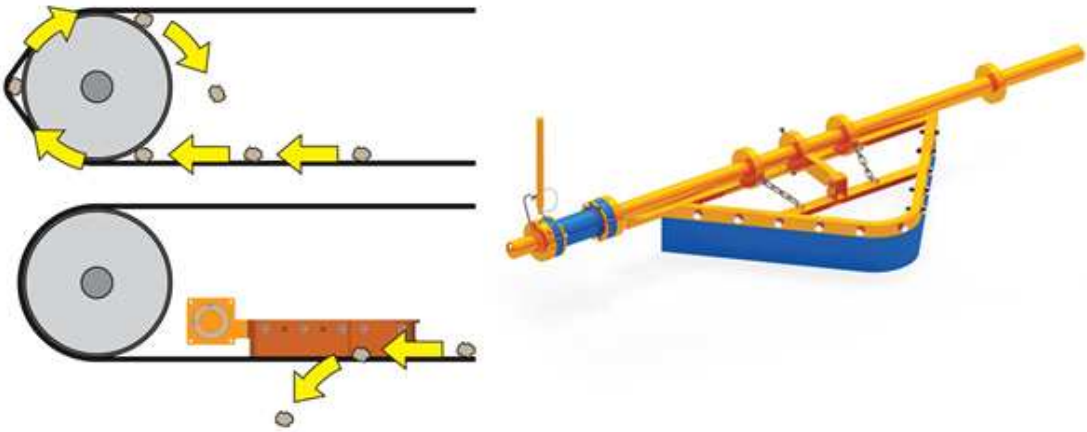
Figura 13 – Raspador de correia instalado no retorno da correia.

Fonte: http://www.b2bmaquinas.com.br/imgsist/anuncios/22720101112371.jpg

2.3.5.2 – Limpadores

Dispositivos usados antes dos tambores no retorno da correia, servem para limpar o ramo limpo da correia, evitando a danificação dos tambores, dos roletes de carga e a própria correia. Consiste em uma estrutura em V (Figura 14) ou reta, pressionados contra a correia pela ação do seu próprio peso. Limpadores também podem ser com jato de água, sendo instalado no lado sujo da correia, com o objetivo de desgrudar matérias pegajosos e abrasivos aderidos a mesma (ELETROBRAS, 2009).

Figura 14 – Limpador de correia instalado na parte superior da correia de retorno.



Fonte: Adaptado em 24/08/16 de http://www.martin-eng.com.br/sites/default/files/Tail%20pulley%20drawing%201504.jpg, http://rasper.com.br/img/products/521b9bd44fcc6_10_limpador_em_V_Cor.jpg

2.3.5.3 - Chapas de proteção

Utilizado no retorno da correia para evitar que materiais de grande granulometria caiam na parte limpa. São soldados fixadores na estrutura nos quais é parafusado a chapa de proteção, no momento que o material deslizar para a lateral da correia o mesmo não danificara os componentes da transportadora de correia. O número de fixadores depende do tamanho da esteira (FAÇO, 1996).

2.3.5.4 - Viradores de correia

Considerado um dos melhores meios de limpeza de correia para evitar o contado de impurezas com os elementos de retorno do transportador. Os viradores são dispositivos que giram a correia a 180º através de tambores verticais logo após a saída do tambor de acionamento. A distância necessária para efetuar o giro da correia deve ser muito bem estudada, levando em consideração a distância disponível para o giro da correia e tensionamento da mesma. Fabricantes indicam que a distância mínima para o giro deve ser 12 vezes a sua largura (MERCÚRIO, 2015).

2.3.6 - Estrutura de suporte de carga

As estruturas metálicas utilizadas em transportadores de correia se caracterizam por sua robustez e capacidade de absorver os impactos e variações de carga submetidas a ela. Estruturas metálicas de transportadores podem ser divididas em três tipos básicos (FAÇO, 1996).

- Estruturas em Treliça: constituídas por perfis laminados em “L”, podem ser soldadas ou parafusadas, permitem um vão livre entre colunas de apoio de até 25 m.
- Estruturas em Galeria: para vãos maiores que 25 m, o transportador e passadiço ficam dentro de uma estrutura em forma de túnel, permitem um vão livre entre colunas de apoio de até 40 m. A galeria pode ser totalmente fechada com a utilização de chapas de alumínio.
- Estruturas em vigas “U”: Utilizados somente em transportadores pesados, confeccionado no mesmo modelo que a estrutura em treliça.

2.3.6.1 - NBR 14762

A norma NBR 14762 estabelece os requisitos básicos que devem ser obedecidos no dimensionamento de perfis estruturais de aço carbono laminados a frio, conectados por parafusos ou soldas. Em dimensionamentos que não sejam de edifícios devem ser considerados particularidades da estrutura, como os efeitos de ações dinâmicas em estruturas metálicas de grande porte (NBR 14762, 2010).

2.3.7 - Dispositivos de acionamento

O conjunto de acionamento é composto basicamente por motor, acoplamento e redutor. Para transportadores com potência de acionamento menor que 40 HP o conjunto é parafusado à estrutura, em transportadoras com mais de 40 HP o conjunto de acionamento é instalado em uma estrutura de suporte, e em transportadores com mais de 75 HP o conjunto é instalado em uma estrutura de suporte e é utilizado um acoplamento hidrodinâmico (FAÇO, 1996).

2.3.7.1 – Motores

Os motores elétricos são os mais utilizados por sua fácil instalação, transporte, baixo custo, limpeza, simplicidade no comando e adaptabilidade às muitas variações de carga na correia (Figura 15). Os motores utilizados em transportadores de correia são de grande potência com valores entre 50 e 100 cv, esse tipo de motor é submetido a uma carga horária de trabalho bastante rigorosa, por esse motivo a utilização de motores de auto rendimento é a melhor escolha (ELETROBRAS, 2009).

Figura 15 – Motor de acionamento da correia

Fonte: http://www.motoreletrico.net/upload/W22-B3D-Cor-RAL-5009-G(1).jpg

2.3.7.2 – Acoplamento

Acoplamentos são elementos de uniões entre eixos de motores, redutores e tambores. Servem para absorver pequenos desalinhamentos angulares entre eixos. Os acoplamentos podem também ser hidrodinâmicos, onde pretende-se obter acionamentos e frenagens suaves através da aplicação crescente do torque do motor (FAÇO, 1996). Na Figura 16 é mostrado um acoplamento flexível, mais usualmente utilizado.

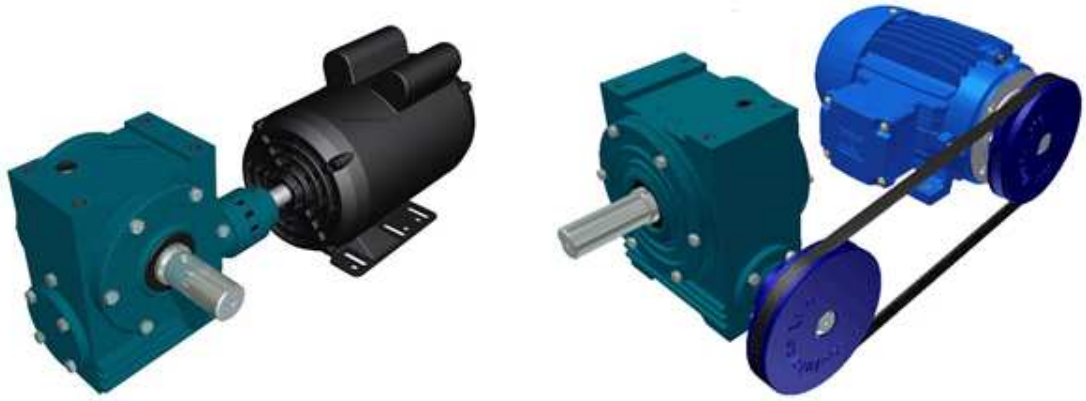
Figura 16 – Acoplamento

Fonte:http://www.antaresacoplamentos.com.br/_arquivos/produtos_imagem_5_imagem_galeria_produto.jpg

2.3.7.3 – Redutores

Redutores são caixas fundidas ou soldadas com trens de engrenagens internos que tem a finalidade de reduzir a velocidade de rotação do motor e aumentar o torque no acionamento. Para aumentar a vida útil do redutor as engrenagens estão banhadas em óleo para diminuir o desgaste. Podem ser utilizados acoplamentos entre motor e redutor, ou polias que podem diminuir a velocidade de rotação do motor antes da entrada do redutor (ELETROBRAS, 2009). Na Figura 17 é mostrado dois tipos de transmissão entre motor e redutor, transmissão direta e transmissão por intermédio de polias.

Figura 17 – Redutores



Fonte: Adaptado em 30/08/16 de https://www.liloredutores.com.br/imagem/index/2877935/G/redutor_com_motor_monofasico_d1_02.jpg, https://lh3.googleusercontent.com/-AxDeewAancM/T_M8hcpW5lI/AAAAAAAAAGo/DO5Dfh-2CMk/s1600/redutor_de_velocidade.gif

2.3.7.4 – Mancais

Mancais são elementos que servem para resistir a cargas axiais, radiais ou uma combinação de ambas. Em transportadores de correia são utilizados mancais radiais com rolamentos de rolos cilíndricos (Figura 18), os quais podem ser bipartidos para facilitar a montagem, ou podem ter a forma de um círculo completo chamado de bucha (FAÇO, 1996 e NORTON, 2013).

Figura 18 – Mancal utilizado em tambores de acionamento e retorno.

Fonte:https://encrypted-tbn1.gstatic.com/images?q=tbn:ANd9GcS3woC3c_pm9Q WgsQMG2cpglzmWGnfRhPkIR-EDoU2WoU3R2JSEqA

2.3.7.5 - Contra recuo

Em casos de perda de energia ou falha em algum sistema elétrico da correia transportadora, o qual faça a mesma parar, é necessária a utilização de um dispositivo que impeça a correia de mover no sentido inverso ao desejado, evitando assim o acúmulo de material no lado de carregamento da mesma. Esse dispositivo é chamado de contra recuo, utilizado principalmente em transportadores que transportem material em aclive (MERCÚRIO, 2015). Na Figura 19 é mostrado um sistema de contra recuo em corte.

Figura 19 – Contra recuo.

Fonte: https://encrypted-tbn2.gstatic
.com/images?q=tbn:ANd9Gc
Q44hm- Q6NHx2QqrBLSuVUY5g
mnMhc4h3mC_wabAh-bDaFuj31v-A

2.3.7.6 – Freio

Freios são usados para o controle de velocidades da correia transportadora, principalmente com transporte de material em declive, e também como contra recuo em transportadoras paradas. Em instalações que tenham transportadores em sequência, o freio tem o principal objetivo de evitar o acúmulo de material nos chutes de descarga e moegas, evitando assim o entupimento dos mesmos (FAÇO, 1996). Na Figura 20 é mostrado um sistema de freio a disco hidráulico utilizado em esteiras transportadoras de grande porte.

Figura 20 – Freio a disco.

Fonte: http://image.made-in-china.com/43f34j10espQjdMRYfut/Industry-Hydraulic-Disc-Brake-.jpg

2.4 – Projeto de engenharia mecânica

Projeto consiste tanto em solucionar um problema quanto formular um plano para a satisfação de uma necessidade, onde o resultado desse plano deverá ser seguro, funcional, competitivo, confiável, manufaturável, utilizável e mercável. Para que tais planos sejam alcançados, conhecimentos específicos em áreas de engenharia devem ser utilizados. Um simples mancal de deslizamento envolve transferência de calor, fluxo de fluido, fricção, seleção de material, transporte de energia e assim por diante (SHIGLEY, 2005).

2.4.1 – Normas para estruturas

Os critérios de projeto devem satisfazer as características do material, as cargas e suas configurações, assim como todas as necessidades econômicas e funcionais. Normas auxiliam no desenvolvimento e criação de projetos de estruturas metálicas e com seus critérios de segurança. Alguns fatores devem ser respeitados no projeto como aspectos fundamentais, os quais devem ser escolhidos (FICANHA, 2013):

- A estrutura e sua configuração;
- Características dos materiais;

- Cargas submetidas à estrutura;
- Limitações estruturais;
- Tipo de análise estrutural;
- Especificações para transporte, montagem e fabricação.

2.4.2 – Análise pelo método de elementos finitos

Análise de tensão e deformação em geometrias simples, como cilindros, prismas retangulares, entre outros, usam técnicas clássicas de solução analítica. Contudo, grande parte dos componentes de máquinas tem geometrias complexas, tornando o modo de solução analítica impossível de ser utilizado. Para a análise de tensões em peças com geometrias complexas pode-se dividir o volume em um conjunto finito de elementos discretos e resolver um conjunto de equações aplicadas a cada elemento e seus nós. A análise pelo método de elementos finitos tem um conceito muito simples, mas os cálculos que o acompanham não são (NORTON, 2014).

2.4.2.1 – Análise estática

A análise estática é utilizada para obter os deslocamentos, pontos críticos, tensões, entre outros, de uma estrutura sob carregamento estático. Para que se possa obter resultados confiáveis é necessário o refinamento da malha utilizada na simulação (MAXWELL, 2017).

2.4.2.2 – Análise modal

A análise modal determina as frequências naturais da estrutura e seus modos de vibração. Para que se possa obter uma estimativa dos autovalores e autovetores da estrutura não é necessária uma malha muito refinada como é utilizado na análise estática (NORTON, 2014).

2.4.2.3 – Análise harmônica

A análise harmônica é para determinar a resposta de uma estrutura a forças harmônicas variáveis no tempo. Com essa análise é obtido um gráfico de amplitude de vibração em função da frequência (MAXWELL, 2017).

2.4.2.4 – Análise transiente

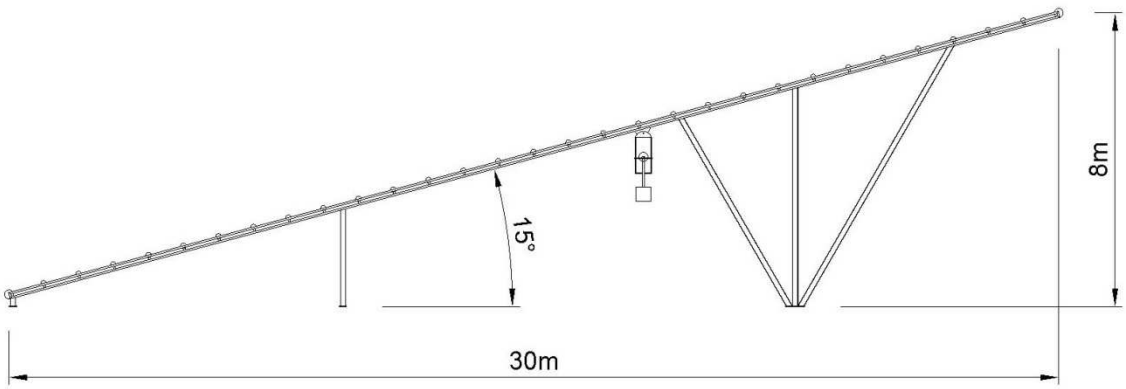
A análise transiente é usada para determinar a resposta de uma estrutura a forças variáveis no tempo. Com essa análise é obtido um gráfico de amplitude de vibração em função do tempo (MAXWELL, 2017).

3 METODOLOGIA

3.1 - Objeto de estudo

A britagem foi classificada como um material de código D26 (FAÇO, 1996), em pedaços de fácil escoamento e abrasivo. Como requisito de projeto, a velocidade da esteira foi estabelecida em 1 m/s com largura de 54” e correia côncava. O comprimento da esteira foi fixado em 30 m de comprimento horizontal, e com ângulo de inclinação de 15º, que está abaixo do máximo permitido para o material a ser transportado (FAÇO, 1996). A Figura 21 mostra um croqui do projeto inicial da esteira.

Figura 21 – Croqui esteira transportadora.



Fonte: Autor da pesquisa.

3.2 - Dimensionamento analítico dos componentes

O dimensionamento analítico dos componentes da esteira transportadora foi realizado conforme metodologia proposta por FAÇO, 1996 (ANEXO A). No dimensionamento foi estabelecido um regime diário de trabalho de 10 a 16 h/dia. A correia transportadora e o tambor de acionamento foram definidos conforme especificações do fornecedor Goodyear. O motor do conjunto de acionamento da esteira foi selecionado utilizando a tabela comercial da fabricante WEG, sendo que a potência do motor está logo acima da calculada.

3.3 - Dimensionamento da estrutura inicial

Após a escolha dos componentes, foi realizado o dimensionamento da estrutura inicial da esteira por meio de cálculos estruturais, com o objetivo de escolher o material correto para a estrutura.

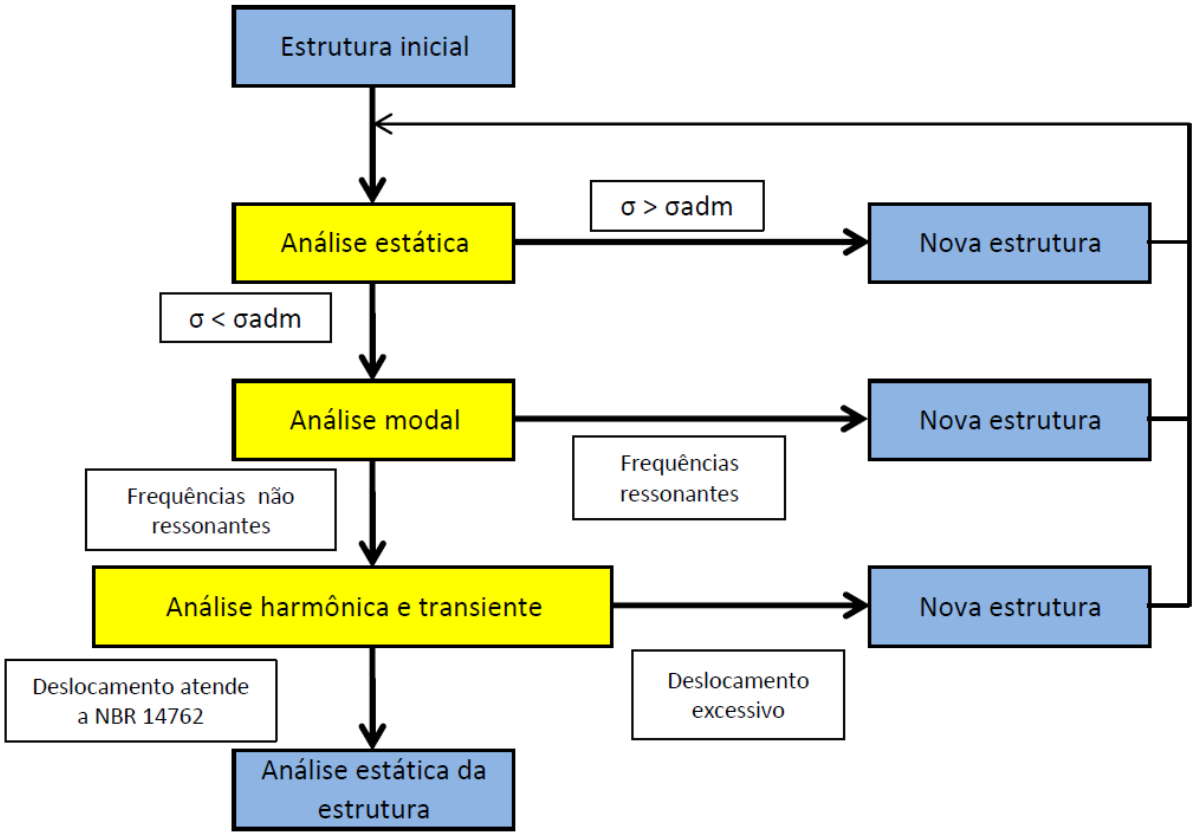
Os perfis foram selecionados, conforme tabela comercial do fornecedor GERDAU. Foi utilizado para auxiliar no dimensionamento o programa Ftool, onde são feitas as decomposições das forças. Para a montagem da estrutura se fez uso da ferramenta de desenho assistido por computador SolidWorks.

3.4 - Análise numérica

A validação da estrutura foi feita por meio de uma análise estática e após análise dinâmica. Com os resultados dessas análises é possível modificações na estrutura até a obtenção de uma estrutura que satisfaça ambas as análises.

A análise numérica foi conduzida por meio da ferramenta computacional ANSYS. Este programa possui diferentes módulos de simulação para elementos finitos, tais como um pré-processador, um módulo de análise e solução de elementos finitos, e um pós-processador, além de muitas outras funcionalidades. Para a validação da estrutura da esteira foi utilizado a metodologia mostrada na Figura 22 baseada em Campos (2013).

Figura 22 – Metodologia para dimensionamento da estrutura da esteira transportadora.



Fonte: Adaptado em 15/10/2016 de CAMPOS, 2013.

3.4.1 - Análise estática

Para a análise estática da estrutura do transportador de correia foi utilizado a estrutura inicial definida. Primeiro foi feito uma análise estrutural para avaliar os níveis de tensões impostos a estrutura recorrentes do carregamento definido no dimensionamento analítico. Com a certeza que a estrutura suporta a carga estática imposta a ela, foi iniciado as análises dinâmicas.

3.4.2 - Análise Dinâmica

A análise dinâmica é compreendida pela análise modal, transiente e harmônica.

3.4.2.1 - Análise modal

Buscou-se conhecer os modos de vibração livre e suas respectivas frequências naturais por meio de uma análise modal. Foram analisados os 20 primeiros modos de vibração, onde as frequências naturais não devem entrar em ressonância com a frequência de excitação do motor acoplado a estrutura da esteira. Desta forma, pode ser necessário modificações na estrutura para que os valores de frequência encontrados estejam abaixo ou acima dos valores de excitação da estrutura e que não prejudique a resistência estática.

3.4.2.2 - Análise transiente

Na análise transiente quantificou-se os deslocamentos provocados por cargas dinâmicas na estrutura em função do tempo. A análise tem o foco de quantificar a amplitude de vibração no ponto de maior vibração da estrutura. Os resultados obtidos na análise devem atender as exigências da norma NBR 14762.

3.4.2.3 - Análise harmônica

Após a análise transiente, identificou-se o ponto de maior amplitude, e nesse ponto foi feita uma análise de deslocamento em função de frequências próximas à frequência de excitação da estrutura. Isso permitiu avaliar se alguma frequência é suficiente para gerar uma resposta dinâmica elevada na estrutura.

3.4.3 - Verificação estática final

Com os resultados das análises dinâmicas e as modificações necessárias para sustentar cargas dinâmicas, foi feito uma segunda verificação estática na estrutura, a fim de averiguar se não houve modificação na sustentação da carga estática.

4 RESULTADOS

4.1 – Dimensionamento analítico dos componentes

4.1.1 - Material a ser transportado

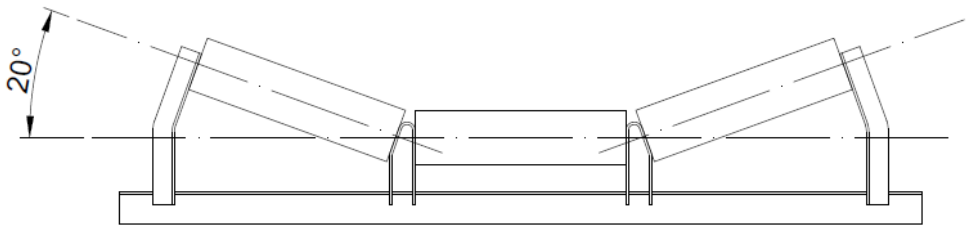
A britagem é classificada com o código D26. A letra “D” significa que o material é em pedaços, em média maiores que 1/2", o número “2” significa que o material é de fácil escoamento com ângulo de repouso entre 20º e 29º e o número “6” significa que o material tem média abrasividade. Seu peso específico é de 2,0 – 2,3 t/m^3, e a inclinação máxima recomendada é de 17º (FAÇO, 1996).

4.1.2 - Geometria do transportador

Como requisito de projeto o comprimento horizontal da esteira é de 30m. A inclinação selecionada é de 15º, onde a máxima permitida para o material é de 17°. Com a inclinação e o comprimento horizontal obtém-se o comprimento real e a altura do transportador de correia entre tambor de acionamento e tambor de retorno, onde o comprimento é de 31m e altura é de 8m.

Para que o material tenha melhor acomodação na correia foi utilizado uma série de 3 roletes iguais, onde os roletes laterais estão dispostos com um ângulo de 20° em relação ao central, como mostrado na Figura 23 (FAÇO, 1996).

Figura 23 – Ângulo de inclinação entre roletes



Fonte: Autor da pesquisa.

4.1.3 - Dimensionamento e seleção da correia

A velocidade estabelecida para o transportador de correia é de 1m/s. Este valor foi selecionado conforme a vazão de material expelido pela moega anterior ao transportador de correia, assim não acumulando material na saída da moega.

Para selecionar adequadamente a largura da correia, conforme metodologia descrita por FAÇO, define-se a capacidade volumétrica do transportador através da disposição dos roletes escolhida. A capacidade volumétrica do transportador é dada para diferentes larguras de correia com uma velocidade estabelecida de 1 m/s. A capacidade escolhida para o transportador em questão é de 539 m³/h, o que fornece uma largura de correia de 54”, conforme Tabela 2.

Tabela 2 – Fração da tabela de capacidades volumétricas

Rolos	Ângulo de Acomodação do Material (α)	Larguras da Correia										
		18"	20"	24"	30"	36"	42"	48"	54"	60"	72"	84"
Com 3 Rolos Iguais β = 20°	15°	-	-	94	154	228	318	424	539	672	-	-

Fonte: Adaptado em 29/10/16 de FAÇO, 1996.

A capacidade volumétrica real é definida através da Equação 1, onde “C” é a capacidade volumétrica, “C_{Tabela}” é a capacidade definida, “V” a velocidade escolhida para o transportador de correia e “K” o fator de correção de capacidade dado em função do ângulo de inclinação da correia transportadora conforme Tabela 3 (FAÇO, 1996).

Tabela 3 – Fatores de correção de capacidade

λ	0°	2°	4°	6°	8°	10°	12°	14°	16°	18°	20°	21°	22°	23°	24°
K	1,00	1,00	0,99	0,98	0,97	0,95	0,93	0,91	0,89	0,85	0,81	0,78	0,76	0,73	0,71

Fonte: Adaptado em 29/10/16 de FAÇO, 1996.

O valor da variável “K” foi estabelecido através de uma interpolação entre os ângulos 14° e 16°, resultando em um valor de 0,9.

$$C = C_{Tabela}VK = 485{,}1\ m^3/h \tag{1}$$

A conformidade da velocidade escolhida para o transportador de correia pode ser verificada através da Tabela 4 (FAÇO, 1996).

Tabela 4 – Fração da tabela de velocidades máximas recomendadas em m/s

Largura da Correia	Cereais e outros Materiais de Escoamento Fácil não Abrasivos	Carvão, Terra, Minérios Desagregados, Pedra Britada Fina, Pouco Abrasivos	Minérios e Pedras Duros, Pontiagudos, Pesados e Muito Abrasivos
54"	5,1	3,6	3,3

Fonte: Adaptado em 29/10/16 de FAÇO, 1996.

A velocidade definida de 1 m/s então está abaixo do limite de 3,6 m/s estabelecido para o material transportado.

O material selecionado é definido para uma classe de serviço leve ou média. A correia escolhida que melhor se adéqua ao serviço em questão é a do tipo PLYLON 330 da fabricante Goodyear, onde a mesma tem alta flexibilidade, resistência a impactos e não precisa de camada amortecedora. As especificações da correia podem ser vistas na Tabela 5 (FAÇO, 1996).

Tabela 5 – Fração da tabela de correias do tipo PLYLON do fabricante Goodyear

Tipo			100	140	220	330	440
Nº de Lonas			2	2	2	3	4
Capacidade de Tensão (kgf/cm largura)	Emenda vulcanizada		21	32	48	72	96
	Emenda c/ grampos		21	32	42	64	84
Largura mínima (ângulo dos rolos 35°)			12"	14"	18"	24"	30"
Largura máxima (ângulo dos rolos 35°)			24"	30"	42"	60"	72"
Revestimento			Stacker, B, W, 6740-A. ORS Chemigum				
Diâmetro mínimo dos tambores	% T/Tad	100-80	400	400	450	500	600
		80-60	350	350	400	450	500
		60-40	300	300	350	400	450
		40-0	250	250	300	350	400

Fonte: Adaptado em 30/10/16 de FAÇO, 1996.

4.1.4 - Seleção dos roletes e tambores

Para a escolha da melhor série de roletes foi necessário o cálculo do fator de aplicação conforme Equação 2 (FAÇO, 1996).

$$C = A \,.\, B \tag{2}$$

O valor da variável “A”, referente ao tipo de serviço, da Equação 2 pode ser visto na Tabela 6, e o valor da variável “B”, referente a característica do material, pode ser visto na Tabela 7 (FAÇO, 1996).

Tabela 6 – Fração da tabela do fator A, referente ao tipo de serviço.

Regime de Trabalho h/dia	Tipo de instalação	Peso do material t/m³	Fator A
10 a 16	Todas as instalações	> 1,8	15

Fonte: Adaptado em 30/10/16 de FAÇO, 1996.

Tabela 7 – Fração da tabela do fator B, referente a característica do material.

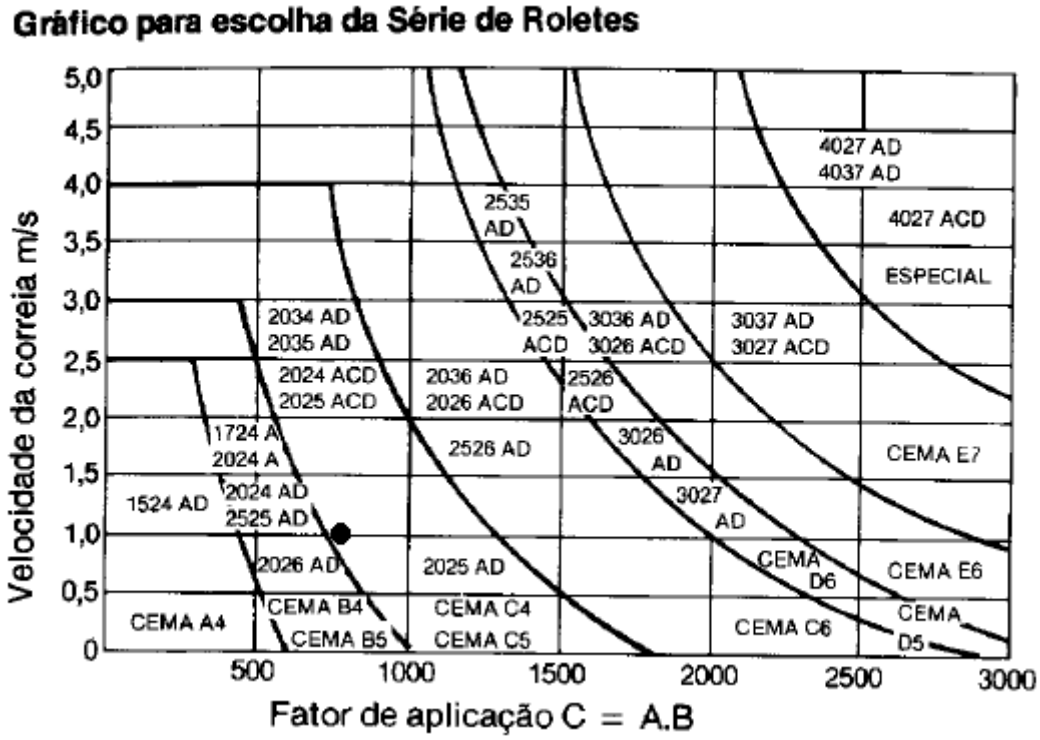
Tamanho Máx. de pedaços (pol)	Peso do material t/m³						
	0,8	1,2	1,6	2,0	2,4	2,8	3,2
4"	24	36	48	60	72	84	96

Fonte: Adaptado em 30/10/16 de FAÇO, 1996.

Com o valor das variáveis, respectivamente 15 e 72, foi obtido o valor de 1080 para o fator de aplicação. A Figura 24 mostra um gráfico da velocidade da correia

em função do fator de aplicação para a escolha da série de roletes. A série de roletes utilizada é a 2525 AD, conforme destacado na Figura 24 (FAÇO, 1996).

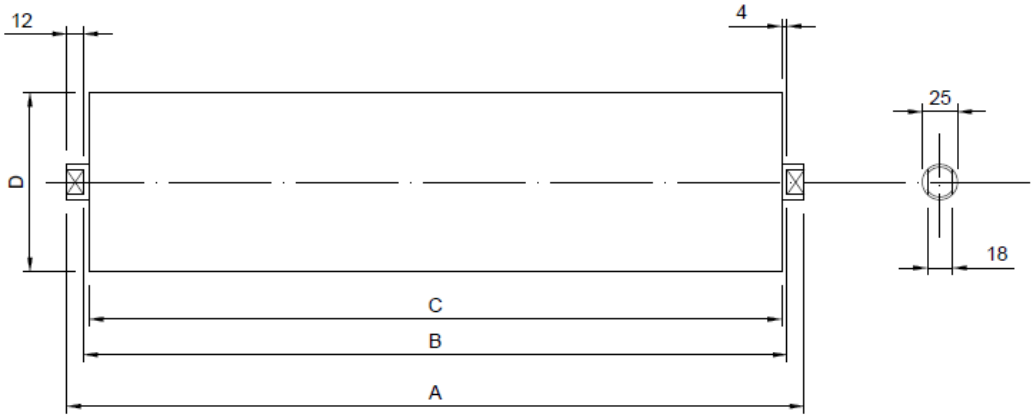
Figura 24 – Gráfico para escolha da série de roletes



Fonte: Adaptado em 30/10/16 de FAÇO, 1996

Com a série de roletes definida foi possível definir os rolos de carga (Tabela 8), rolos de impacto (Tabela 9) e rolos de retorno (Tabela 10), as medidas podem ser definidas com o auxílio da Figura 25 (FAÇO, 1996).

Figura 25 – Localização das medidas dos roletes



Fonte: Autor da pesquisa.

Tabela 8 – Fração da tabela de rolos de carga

Largura da Correia	Dimensões (mm)				Peso (kgf)
	A	B	C	D	
54"	523	499	491	127	10,5

Fonte: Adaptado em 30/10/16 de FAÇO, 1996.

Tabela 9 – Fração da tabela de rolos de impacto

Largura da Correia	Dimensões (mm)				Peso (kgf)
	A	B	C	D	
54"	523	499	491	127	10,2

Fonte: Adaptado em 30/10/16 de FAÇO, 1996.

Tabela 10 – Fração da tabela de rolos de retorno em “V”

Largura da Correia	Dimensões (mm)				Peso (kgf)
	A	B	C	D	
54"	817	781	773	127	15,2

Fonte: Adaptado em 30/10/16 de FAÇO, 1996.

O espaçamento entre roletes de carga e de retorno foi definido para que se obtenha uma flecha máxima da correia de 3%. O espaçamento é dado em função da largura da correia e o peso específico do material a ser transportado, como é mostrado na Tabela 11 (FAÇO, 1996).

Tabela 11 – Fração da tabela de seleção do espaçamento entre roletes

Largura da correia	Espaçamento dos roletes de carga	Espaçamento dos roletes de retorno
	Peso específico do material (t/m³)	
	2,4	
54"	0,9 m	3,0 m

Fonte: Adaptado em 30/10/16 de FAÇO, 1996.

Conforme FAÇO, o espaçamento entre roletes de impacto é 3 vezes menor do que o espaçamento entre roletes de carga, então para o caso em questão o valor do espaçamento entre roletes de impacto foi de 0,3 m.

O rolamento que deve ser utilizado para a série de roletes 2525 AD é mostrado na Tabela 12, onde o mesmo tem resistência à carga dinâmica máxima de 1428 kgf, e resistência à carga máxima no eixo de 580 kgf (FAÇO, 1996).

Tabela 12 – Fração da tabela de seleção dos roletes em função da série de roletes

Rolamentos	Cd (máx) (kgf)	Série dos Roletes	Carga máx. no eixo (kgf)
6205	1428	2525 AD - 2526 AD	580

Fonte: Adaptado em 30/10/16 de FAÇO, 1996.

O diâmetro dos tambores foi selecionado por meio de indicação dos fabricantes das correias, conforme mostrado anteriormente na tabela 5, onde o diâmetro indicado para a correia PLYLON 330 é de 500 mm. O cálculo do comprimento dos tambores para correias com largura maiores que 42”, é dado pela Equação 3, onde o valor do comprimento dos tambores fica em 60” (FAÇO, 1996).

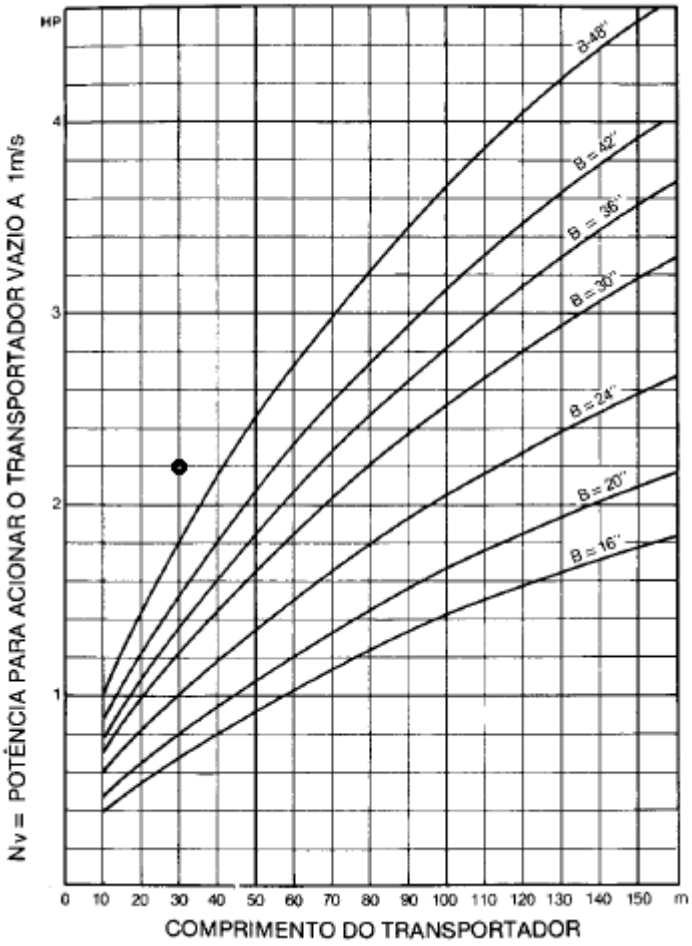
$$C = L + 6" = 60" \quad (3)$$

4.1.5 - Potência de acionamento e seleção do conjunto de acionamento

O acionamento da correia é realizado por um conjunto de acionamento formado por um motor elétrico, transmissão por polias e correias entre motor e redutor, e o redutor de velocidade. Para esteiras menores que 100 m de comprimento é indicado um acionamento simples, com apenas um tambor de acionamento (FAÇO, 1996).

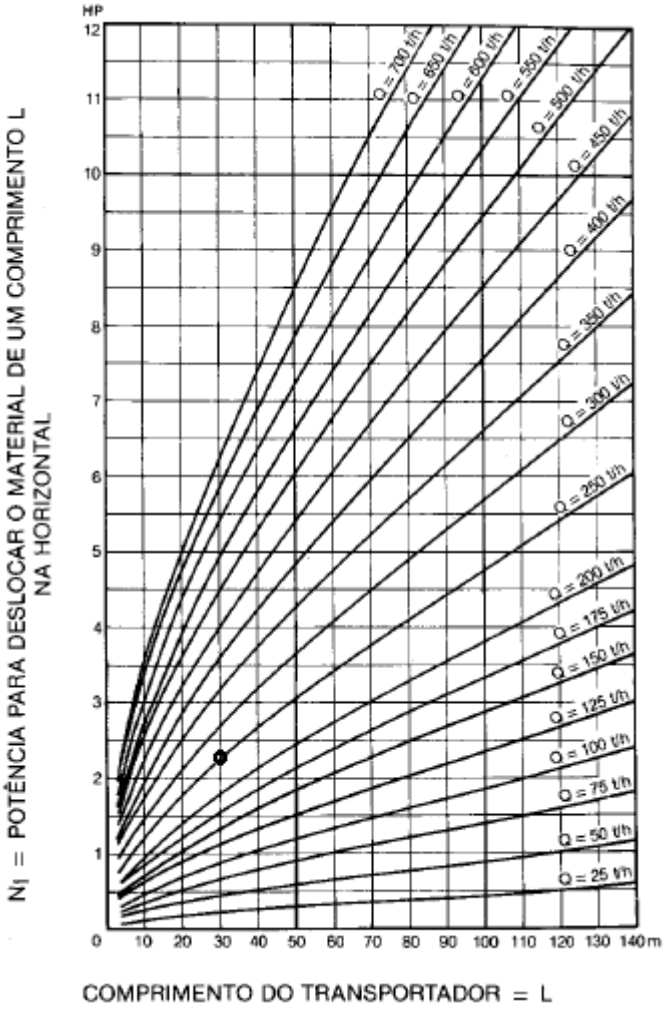
Para o cálculo da potência efetiva do sistema foi necessário determinar algumas variáveis: N_v, N_1, N_g e N_H. Essas variáveis correspondem respectivamente à potência para movimentar a esteira sem carga com velocidade de 1 m/s (Figura 26), potência para movimentar a esteira com uma certa carga de material por uma distância definida (Figura 27), potência para vencer o atrito das guias laterais com velocidade de 1 m/s e potência para elevar ou descer uma certa carga por uma altura definida (Figura 28) (FAÇO, 1996).

Figura 26 – Nv = Potência para acionar o transportador vazio a 1m/s



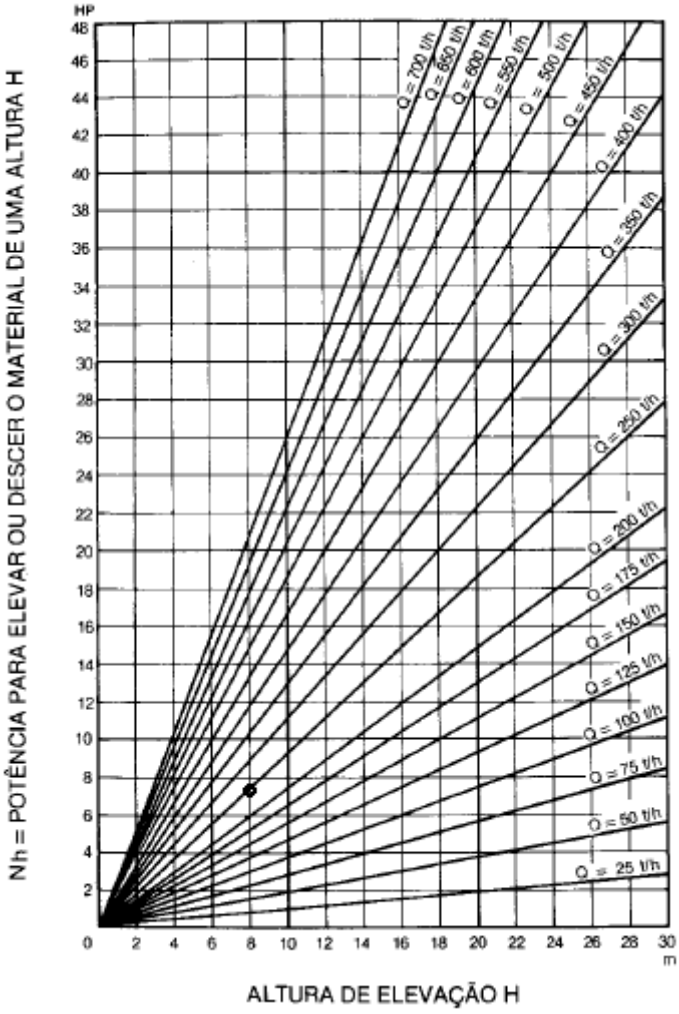
Fonte: Adaptado em 31/10/16 de FAÇO, 1996.

Figura 27 – N1 = Potência para deslocar o material de um comprimento L



Fonte: Adaptado em 31/10/16 de FAÇO, 1996.

Figura 28 – NH = Potência para elevar ou descer o material de uma altura H



Fonte: Adaptado em 31/10/16 de FAÇO, 1996.

Conforme FAÇO, o valor de Ng pode ser desprezado quando o comprimento das guias for normal. Substituindo os valores na Equação 4 obtém-se o valor de 26,57 HP para a potência efetiva do sistema (FAÇO, 1996).

$$Ne = V.(Nv + Ng) + \frac{Q}{100}.(N1 \pm Nh) = 26{,}57HP \quad (4)$$

Para calcular a potência do motor foi considerado as perdas na transmissão do conjunto de acionamento. Onde a transmissão por polias e correias tem eficiência de 0,94 e uma redução simples tem eficiência de 0,95. Com isso a eficiência total do sistema pode ser calculada pela Equação 5 (FAÇO, 1996).

$$\eta t = \eta 1 \times \eta 2 = 0{,}893 \quad (5)$$

Determinada a eficiência do sistema, foi possível calcular a potência do motor necessária para o sistema de acionamento utilizando a Equação 6 (FAÇO, 1996).

$$Nmotor = \frac{Ne}{\eta t} = 29{,}75\ HP \quad (6)$$

Com base na potência necessária para o sistema foi selecionado um motor WEG W22 IR4 Super Premium com 30 HP de potência e rotação de 1185 rpm, com massa aproximada de 265 kg.

Para a escolha do conjunto de polias e redutor foi necessário o cálculo de rotação no tambor para movimentar a correia a uma velocidade de 1 m/s. O valor da rotação do tambor é dado pela Equação 7.

$$RPM_{Tambor} = \frac{V\ .60}{\pi\ .D} = 38{,}2\ rpm \quad (7)$$

O redutor selecionado foi um redutor da fabricante Falk, modelo Y2 2050 com contra recuo da mesma marca, tamanho Nº 10, já instalado no redutor, com redução de 1:25,63. A redução por polias e correias será entre o motor de acionamento e o redutor, com redução de 1:1,21. Para a transmissão de potência entre redutor e tambor de acionamento foi utilizado um acoplamento flexível da fabricante Falk, modelo 25G (FAÇO,1996).

4.1.6 - Seleção do esticador de correia

Para o transportador em questão será utilizado um esticador de correia por gravidade conforme Tabela 13 (FAÇO, 1996).

Tabela 13 – Fração da tabela para escolha de esticador por gravidade ou parafuso

Largura da correia	Distância entre centros (m)						
	> 35	35	30	27	25	22	20
54"	g	g	g	g	g	p	p

Fonte: Adaptado em 31/10/16 de FAÇO, 1996.

O esticador de correia é composto basicamente por 3 tambores, suportes, guias e contrapeso. O esticador utilizado para o transportador foi considerado do tipo

médio, onde o contrapeso é constituído de uma caixa metálica na qual é colocado minério ou concreto até atingir o valor de carga determinado. As dimensões dos dois tambores de transição para o esticador e o tambor utilizado no esticador pode ser viso na Tabela 14 (FAÇO, 1996).

Tabela 14 – Fração da tabela de dimensões do esticador tipo médio

Largura da correia	Tambor do esticador (mm)	Tambor de transição (mm)
54"	500	600

Fonte: Adaptado em 31/10/16 de FAÇO, 1996.

Para o cálculo da carga a ser utilizada no contrapeso do esticador foi necessário saber a tensão na correia para manter uma flecha máxima de 3%. Para o cálculo da tensão foi necessário saber o peso da correia por metro (Tabela 15), peso do material por metro (Equação 8), e o espaçamento entre roletes de carga (definido anteriormente como 0,9m) (FAÇO, 1996).

Tabela 15 – Fração da tabela de valores médios para peso da correia Wb

Largura da correia	42"	48"	54"	60"	72"
kgf/m	17,7	20,2	26,8	29,8	35,7

Fonte: Adaptado em 31/10/16 de FAÇO, 1996.

$$Wm = 0{,}227\frac{Q}{V} = 69{,}25\ kgf/m \tag{8}$$

A Equação 9 define a tensão necessária para garantir uma flecha mínima de 3% (FAÇO, 1996).

$$T = 4{,}17(Wm + Wb).a = 360{,}47\ kgf \tag{9}$$

O valor do contrapeso para o esticador por gravidade é definido pela Equação 10 (FAÇO, 1996).

$$G = 2.T + (\cos\lambda\,.\,0{,}10\,.\,Pc) - (Pc\,.\sin\lambda) = 704{,}72\ kgf \tag{10}$$

4.2 – Dimensionamento da estrutura inicial

4.2.1 - Considerações de projeto

Para o início do dimensionamento da estrutura do transportador de correia foram feitas algumas considerações de projeto. A Tabela 16 foi montada a partir do dimensionamento analítico dos componentes, onde na mesma consta a quantidade e peso dos itens que compõe a esteira.

Tabela 16 – Quantidade e peso dos componentes da esteira

Material	Massa	Unidade	Quantidade	Total
Rolete de carga	10.5	kg/uni	93	976.5 kg
Rolete de impacto	10.2	kg/uni	21	214.2 kg
Rolete de retorno "V"	15.2	kg/uni	58	881.6 kg
Correia	26.8	kg/m	67.41	1806.5 kg
Material	69.25	kg/m	31.06	2150.9 kg
Tambor de carga	150	kg/uni	1	150 kg
Tambor de retorno	150	kg/uni	1	150 kg
Conjunto esticador da correia	704.72	kg/uni	1	704.7 kg
Conjunto de acionamento	350	kg/uni	1	350 kg
Estrutura roletes de carga	33.2	kg/uni	31	1029.2 kg
Estrutura roletes de retorno	19.2	kg/uni	29	556.8 kg
Estrutura roletes de impacto	33.2	kg/uni	7	232.4 kg

Fonte: Autor da pesquisa.

Por ter um peso maior o conjunto esticador da correia e o conjunto de acionamento foram considerados como forças pontuais, os pesos dos componentes restantes foram somados e considerados como uma força distribuída. As forças pontuais e distribuídas dos componentes foram divididas igualmente entre as duas treliças da esteira.

Para facilitar a fixação das estruturas dos roletes foi utilizado nas treliças uma cantoneira de abas iguais de 4” e espessura de 1/4" conforme ANEXO B. O peso de uma treliça é mostrado na Tabela 17.

Tabela 17 – Quantidade e peso dos perfis de uma treliça

Material	Massa	Unidade	Quantidade	Total
Banzo superior	9.81	kg/m	31	304.1 kg
Banzo inferior	9.81	kg/m	31	304.1 kg
Diagonal	9.81	kg/m	42.6	417.9 kg
Montante	9.81	kg/m	30.9	303.1 kg

Fonte: Autor da pesquisa

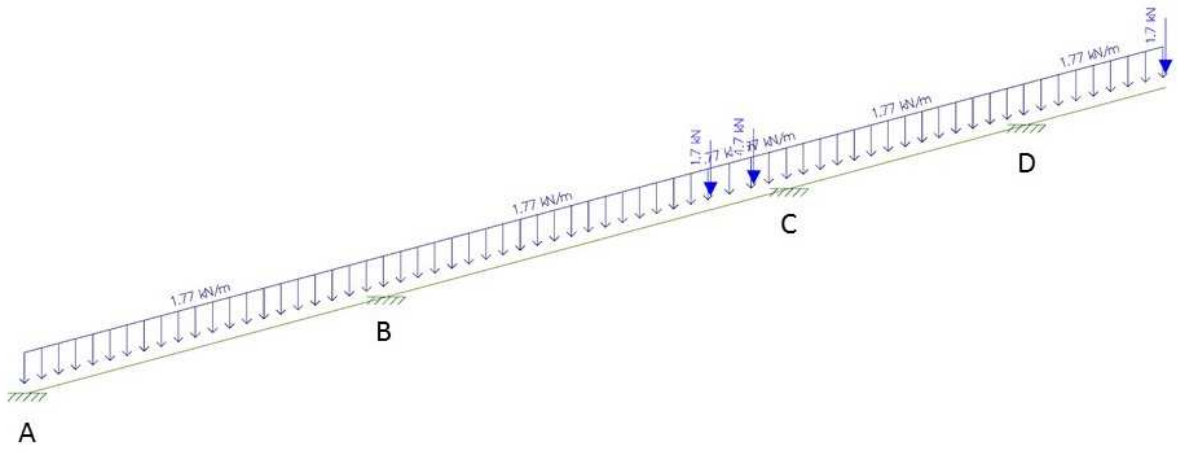
Para o dimensionamento inicial foi utilizado para as vigas de apoio o perfil estrutural W150 x 13,0 da GERDAU conforme ANEXO B.

4.2.2 – Dimensionamento da treliça

A distância entre banzo superior e banzo inferior da treliça foi definida em 630 mm, essa medida é necessária para que se possa fixar o conjunto de acionamento e retorno da esteira, e também para prender os roletes de retorno entre os banzos superior e inferior. A treliça foi dividida em 48 vãos de 625 mm, para que a distância entre montantes seja igual e as diagonais estejam com o ângulo próximo a 45º.

No programa Ftool a treliça foi representada por uma linha e as colunas são os pontos de fixação. As forças pontuais e distribuídas foram adicionadas na parte superior da linha como mostrado na Figura 29.

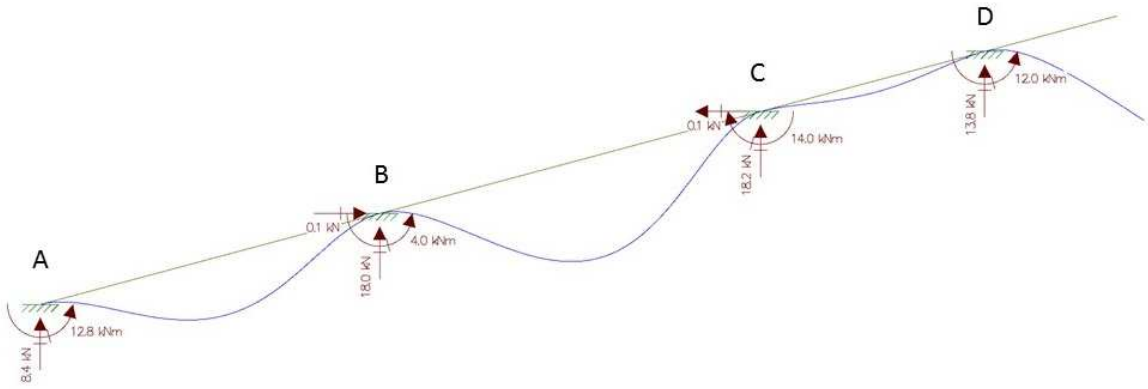
Figura 29 – Forças pontuais e distribuídas no programa Ftool.



Fonte: Autor da pesquisa

As forças resultantes e os momentos fletores são mostrados na Figura 30.

Figura 30 – Forças resultantes e momentos fletores.



Fonte: Autor da pesquisa

Conforme mostrado na Figura 30, o ponto “C” tem uma força resultante de 18,2 kN, sendo assim o ponto de maior esforço da treliça. O montante da treliça que está localizado acima do ponto “C” sofre uma força de compressão axial de 14,3 kN, fazendo com que o perfil possa sofrer uma deformação por flambagem.

Para a comprovação de que o perfil utilizado na treliça é suficientemente resistente foi calculado o peso crítico para flambagem pelo método de Euler, conforme Equação 11.

$$Pcr = \frac{\pi^2 EI}{(Le)^2} \tag{11}$$

Onde: Pcr = peso máximo que o perfil sustenta antes da flambagem;

E = módulo de elasticidade do material;

I = momento de inércia do material;

Le = comprimento efetivo do perfil (Le=0,5L para perfis engastados em ambos os lados)

O peso critico resultante dessa equação é 24866,7 kN, muito maior do que a força aplicada no montante. A tensão máxima exercida sobre o montante é de 11,44 MPa, que é muito menor do que a tensão admissível do material A36 da GERDAU. Com isso pode-se concluir que o perfil utilizado para a treliça resiste aos esforços estáticos submetidos a ela.

4.2.3 – Dimensionamento das vigas de apoio

Todas as vigas de sustentação da esteira estão engastadas em ambos os lados, fazendo com que a deformação por flexão na viga seja mínima, então para a aprovação do perfil foi utilizado o cálculo de peso crítico para flambagem. Para evitar a flambagem para o lado com menor momento de inércia do perfil escolhido foram adicionados contraventamentos entre as vigas, assim impedindo de ocorrer a flambagem. Conforme mostrado na Tabela 18, todas as vigas têm a solicitação axial menor que o peso crítico para flambagem.

Tabela 18 – Peso crítico para flambagem nas vigas

Viga	Inércia	Comprimento	Tensão	Solicitação axial	Peso crítico
A	635,00 cm^4	300 mm	5,06 MPa	8,4 kN	557084,44 kN
B		2800 mm	10,84 MPa	18 kN	6395,10 kN
C		5900 mm	10,03 MPa	16,65 kN	1440,32 kN
D		7900 mm	7,40 MPa	12,29 kN	803,36 kN

Fonte: Autor da pesquisa

Com isso pode-se concluir que os perfis utilizados para as vigas de sustentação da esteira resistem aos esforços estáticos submetidos a eles.

4.2.4 – Desenho da estrutura inicial

A Figura 31 mostra o resultado do dimensionamento inicial do transportador de correia desenhado na ferramenta de desenho assistido por computador SolidWorks.

Figura 31 – Resultado do dimensionamento inicial da estrutura

Fonte: Autor da pesquisa

4.3 – Análise numérica

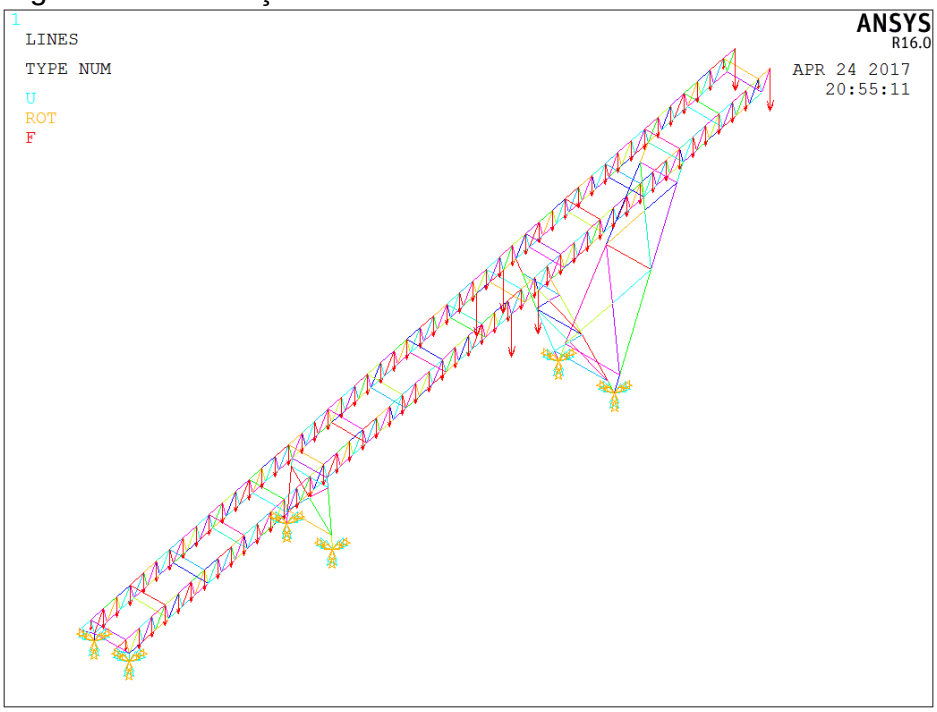
4.3.1 – Análise estática

Para a modelagem da estrutura foi utilizada a ferramenta ANSYS Mechanical APDL, onde o desenho é programado em pontos e linhas, fazendo com que não seja necessário um grande processamento do computador para a resolução das análises.

Como mostrado no dimensionamento da estrutura inicial, as forças foram distribuídas ao longo da estrutura do transportador de correia, sendo que as forças do conjunto esticador de correia e do conjunto de acionamento foram consideradas

como pontuais. As condições de contorno utilizadas no transportador de correia são mostradas na Figura 32.

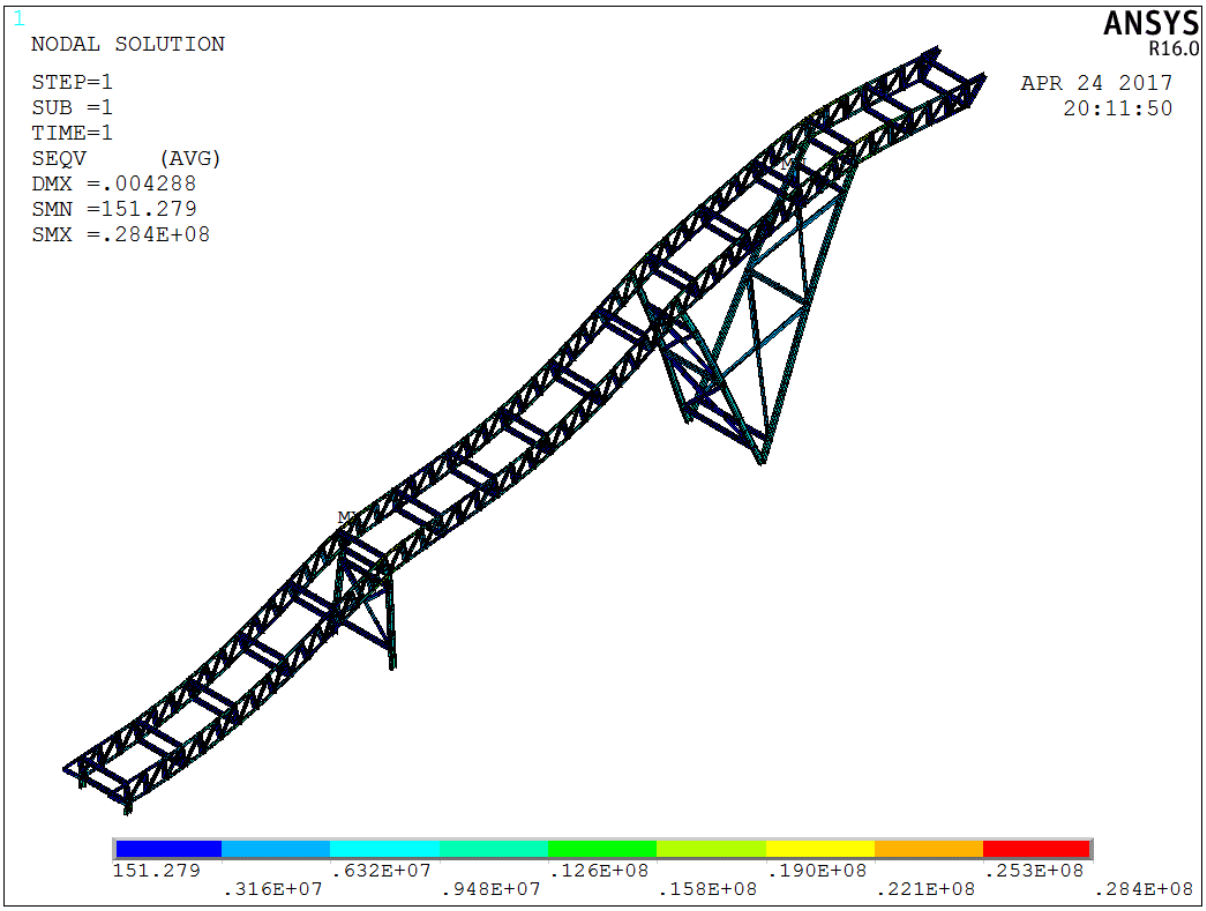
Figura 32 – Condições de contorno



Fonte: Autor da pesquisa

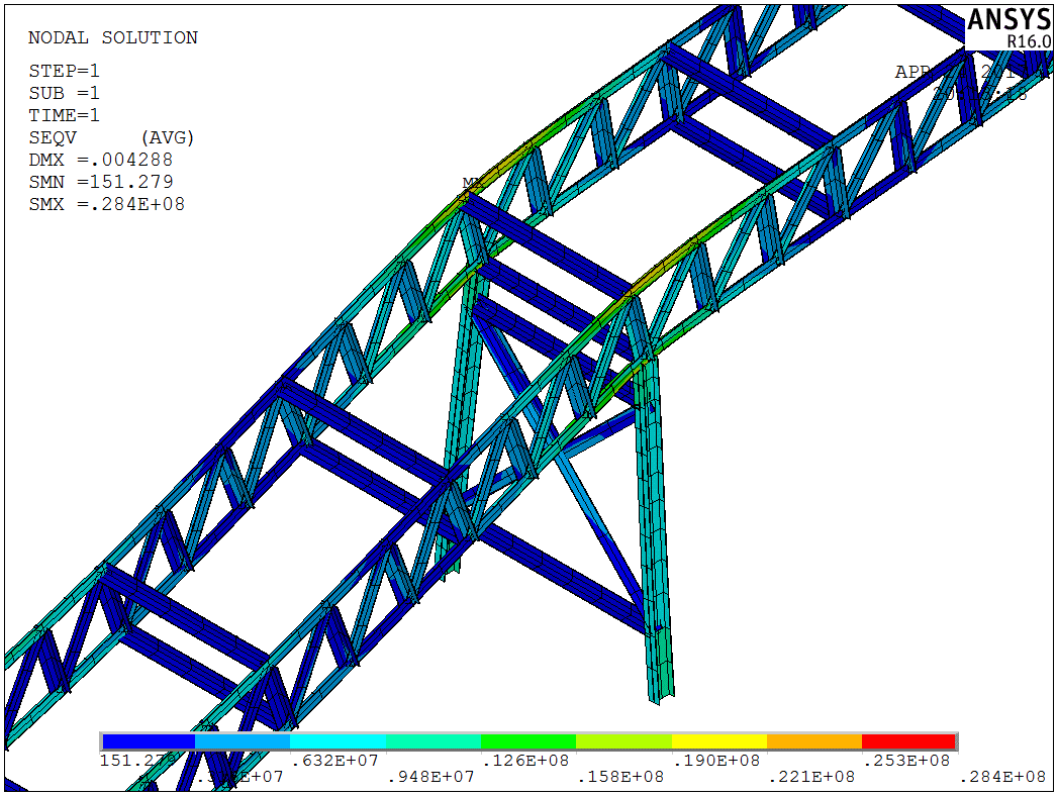
A Figura 33 mostra o resultado da análise estática, onde foram utilizadas as tensões equivalentes de *Von Mises* presentes para a validação da estrutura. A tensão máxima presente na estrutura é de 28,4 MPa, muito abaixo da tensão de escoamento do material utilizado da GERDAU, onde a tensão de escoamento é de 250 MPa. A Figura 34 mostra o ponto de maior tensão da estrutura e a Figura 35 mostra o ponto de menor tensão da estrutura.

Figura 33 – Resultado da análise estática



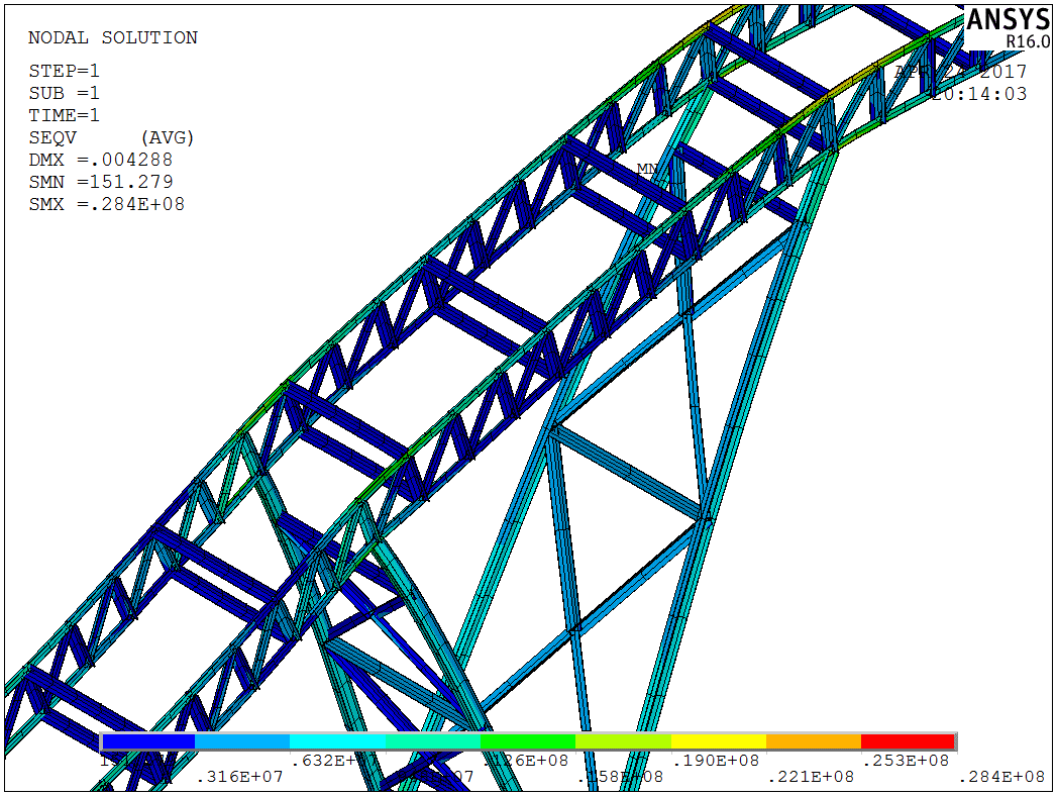
Fonte: Autor da pesquisa

Figura 34 – Ponto de maior tensão



Fonte: Autor da pesquisa

Figura 35 – Ponto de menor tensão



Fonte: Autor da pesquisa

4.3.2 – Análise modal

Para a validação da estrutura na análise modal foi considerada a frequência em funcionamento, em Hz, do motor escolhido para o conjunto de acionamento. Essa frequência é de 19,75 Hz, a partir desse valor será guiada a análise modal a fim de evitar frequências ressonantes.

A Tabela 19 mostra as 20 primeiras frequências naturais retiradas da estrutura, cuja a frequência do motor se encontra entre a 17º e 18º frequência natural, assim não entrando em ressonância direta com a frequência do motor.

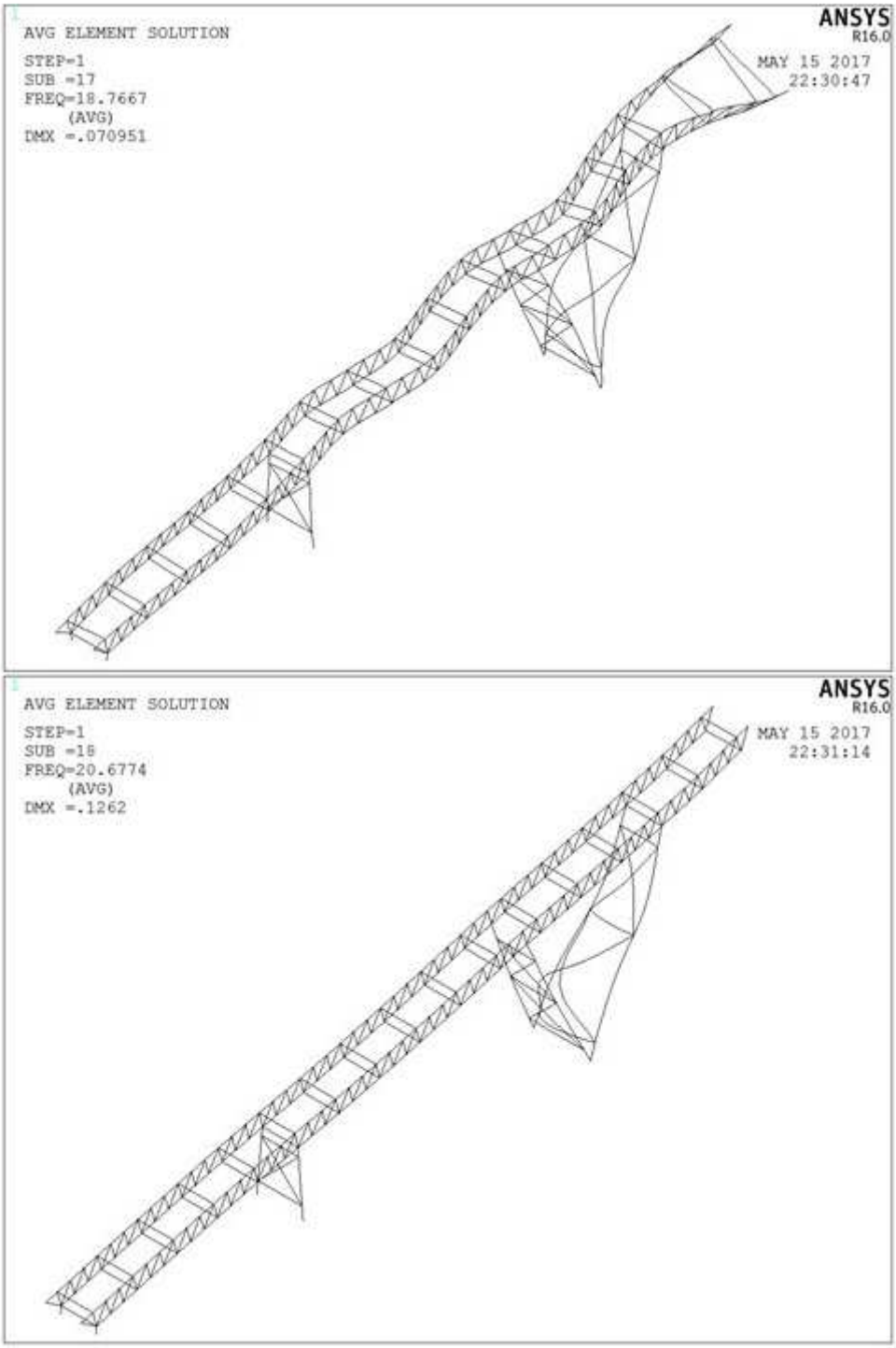
Tabela 19 – Frequências naturais da estrutura

Frequência natural	Hz	Frequência natural	Hz
1	4.9913	11	16.506
2	5.8597	12	17.494
3	6.2725	13	17.749
4	8.4715	14	18.138
5	10.696	15	18.408
6	10.785	16	18.542
7	13.609	17	18.767
8	13.893	18	20.677
9	14.895	19	21.716
10	15.503	20	22.405

Fonte: Autor da pesquisa

Foram analisados os modos de vibração da estrutura mais próximos da frequência do motor, a fim de averiguar que se caso haja uma variação da frequência do motor a estrutura não entre em colapso. A Figura 36 mostra os modos de vibração da 17° e 18° frequência natural da estr utura, onde o valor de 18,767 Hz apresenta um modo de vibração com torção da estrutura, assim esse modo de vibração será melhor estudado nas simulações posteriores.

Figura 36 – Frequências naturais e seus modos de vibração.



Fonte: Autor da pesquisa

4.3.3 – Análise transiente

Para a análise transiente foi considerada uma força dinâmica senoidal, proveniente da massa do motor que é de 265 kg. Essa análise se faz importante devido ao considerável peso que excita a estrutura em funcionamento no valor da rotação do motor. A função que representa a força dinâmica é dada pela Equação 12.

$$Fd(tempo) = P * sen(2 * \pi * f * tempo) = P * sen(w * t) \quad (12)$$

Onde: Fd = força dinâmica em N;

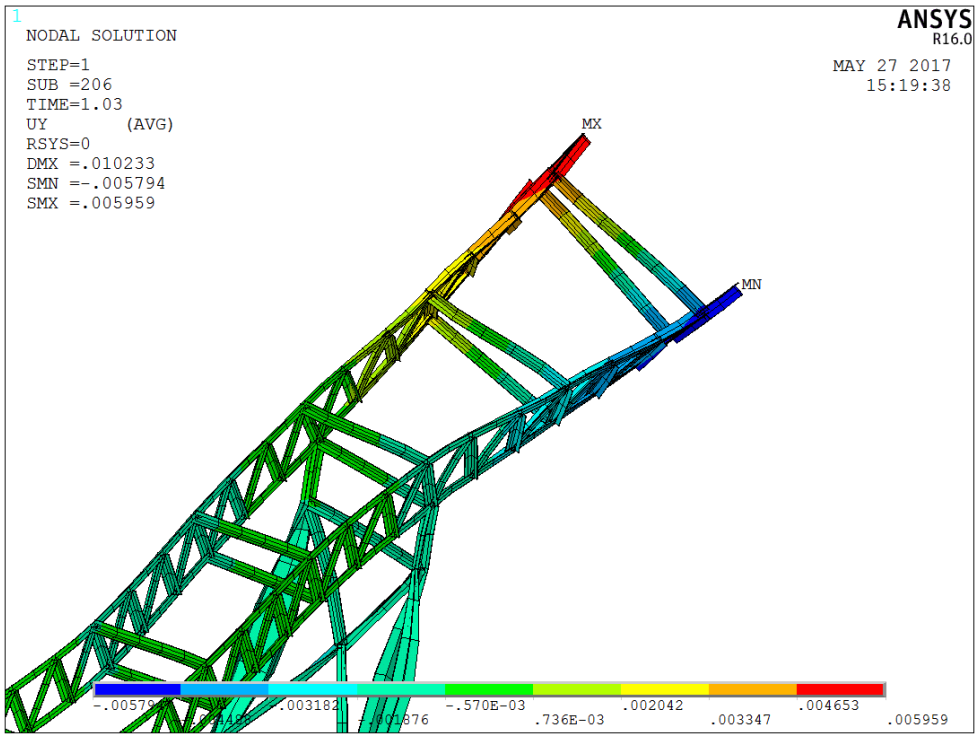
P = peso do motor em N;

f = frequência de excitação;

t = variável tempo em s.

O tempo de simulação foi de 3 s e o intervalor de cada interação foi de 0,005 s. A força dinâmica foi aplicada no topo do transportador de correia, conforme mostrado anteriormente na figura 31 onde o motor está localizado. A Figura 37 mostra o ponto de maior deslocamento da estrutura, sendo que o valor de 1 mm está abaixo do máximo previsto pela norma NBR 14762 que é de 120 mm (comprimento da esteira dividido por 250).

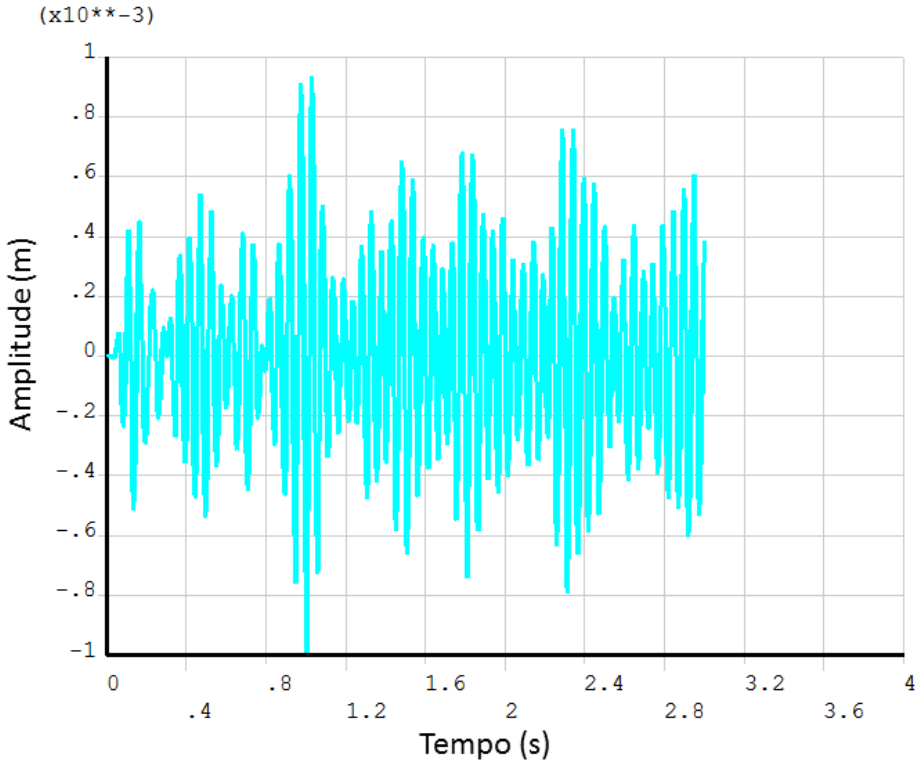
Figura 37 – Ponto de maior deslocamento da estrutura



Fonte: Autor da pesquisa.

A Figura 38 mostra um gráfico de amplitude de vibração em função do tempo no ponto identificado anteriormente.

Figura 38 – Amplitude de vibração em função do tempo



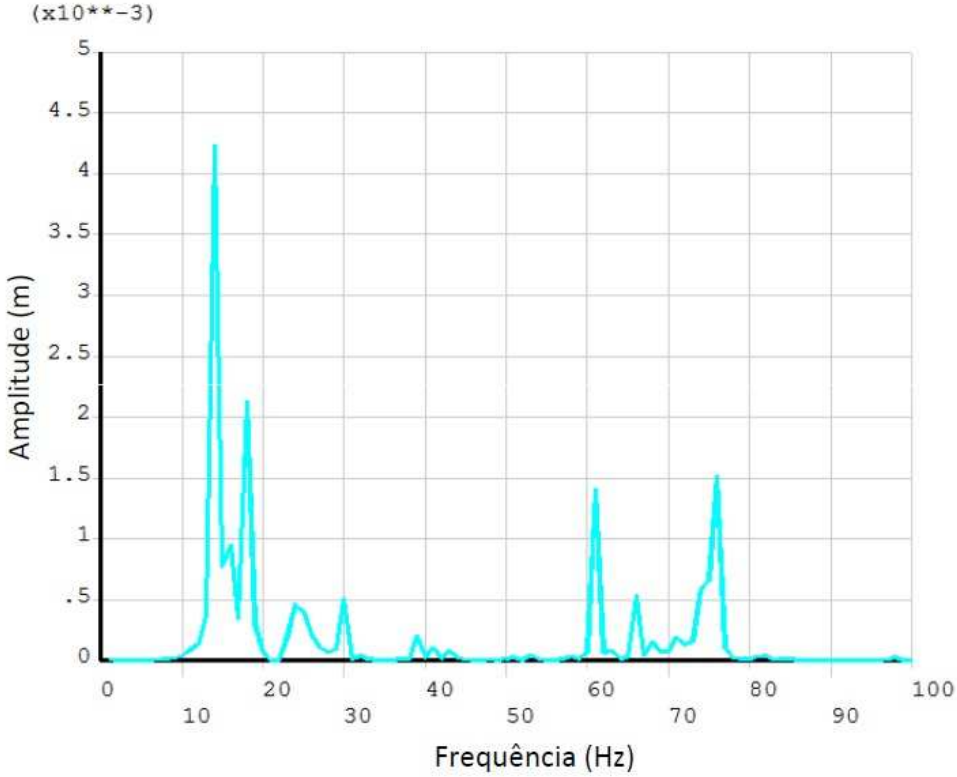
Fonte: Autor da pesquisa.

O ponto anteriormente indicado, com maior amplitude de vibração, será considerado para a análise harmônica.

4.3.4 – Análise harmônica

Para a análise harmônica foi utilizado a mesma força dinâmica da análise transiente. É analisada uma faixa de frequências de 1 a 100 Hz com incremento de 1 em 1 Hz. A Figura 39 mostra um gráfico de amplitude vibração em função da frequência onde a amplitude máxima de deslocamento é aproximadamente 4,25 mm, esse valor está muito abaixo do máximo permitido pela norma NBR 14762.

Figura 39 – Amplitude de vibração em função da frequência

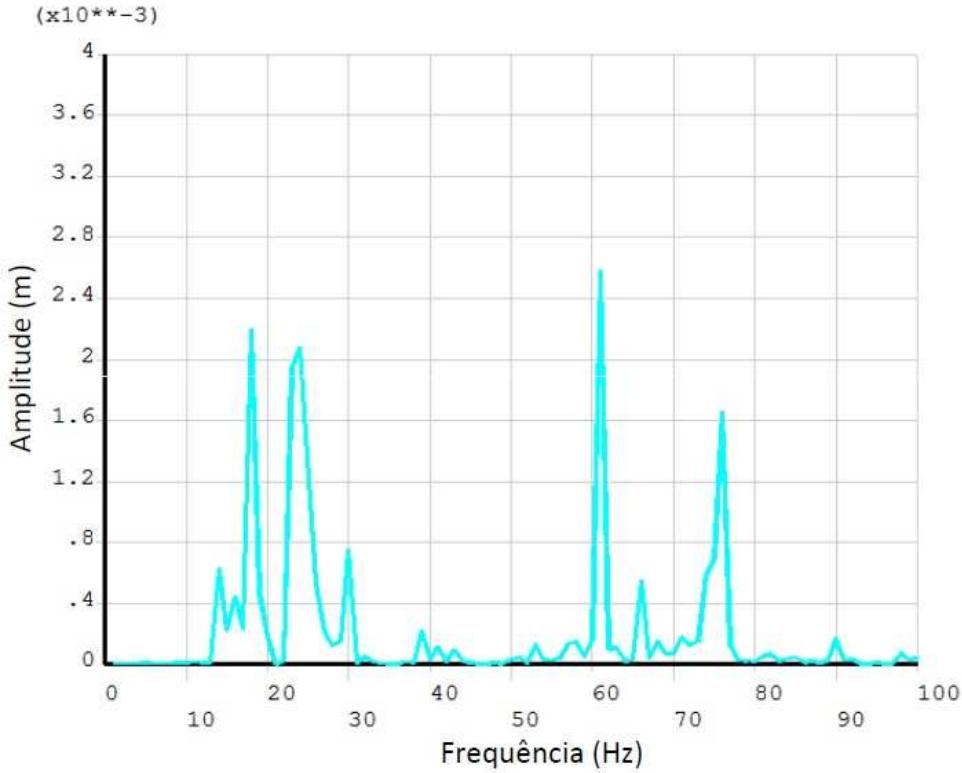


Fonte: Autor da pesquisa

Como comentado anteriormente, foi refeito a análise harmônica com uma força dinâmica, cuja a frequência de excitação da estrutura é a mesma da 17º frequência natural, assim forçando uma simulação da estrutura em ressonância. A Figura 40 mostra um gráfico de amplitude de vibração em função da frequência, onde o valor máximo é de aproximadamente 2,6 mm, indicando que mesmo a

estrutura sendo excitada na frequência natural em questão, ela ainda continua abaixo do valor máximo estabelecido pela norma NBR 14762.

Figura 40 – Análise harmônica em ressonância



Fonte: Autor da pesquisa

4.3.5 – Análise estática final

Como a estrutura se mostrou satisfatória em todas as análises propostas e não foram necessárias modificações na mesma, não foi feita uma nova análise estática.

5 CONCLUSÃO

Os objetivos deste trabalho foram atingidos. Quanto a metodologia para o dimensionamento analítico foi extensa, mas de fácil aplicação, o que possibilitou chegar aos resultados esperados sem muita dificuldade.

No dimensionamento da estrutura inicial foram necessárias muitas considerações de projeto para sua elaboração. A utilização do programa Ftool para a decomposição das forças e o programa SolidWorks para desenhar o transportador de correia facilitaram a visualização do projeto, fazendo com que a estrutura posteriormente simulada seja a melhor possível, prevenindo futuras modificações.

Como as simulações computacionais exigem um hardware potente foi optado pela utilização do Ansys APDL, onde a estrutura foi redesenhada. Com a simulação estática foi possível verificar os pontos críticos de maior tensão, chegando ao valor máximo de 28,4 MPa no banzo superior da treliça, estando muito abaixo da tensão admissível do material que é de 250 MPa. Na análise modal foi observado os 20 primeiros modos de vibração, facilitando a visualização de como a estrutura se deforma dinamicamente e mostrando que a frequência de excitação não entra em ressonância com as frequências naturais. Com as análises transiente e harmônica chegou-se ao resultado de que a esteira terá uma amplitude máxima em funcionamento de 1mm e que se houverem variações nas frequências essa amplitude pode chegar ao valor de 4,25 mm, comprovando que a estrutura está dentro dos padrões que a norma NBR 14762 exige.

Devido a metodologia obter bons resultados não foi necessário realizar modificações na estrutura após as simulações. Portanto, os resultados obtidos no

dimensionamento e simulação do transportador de correia se mostraram satisfatórios em todos os pontos, comprovando que o projeto irá sustentar o trabalho submetido a ele.

6 REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **NBR 14762:** Dimensionamento de estruturas de aço constituídas por perfis formados a frio. Brasil, ABNT. 2010.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **NBR 6177:** Transportadores contínuos – Transportadores de correia - Terminologia. Brasil, ABNT. 2016.

CAMPOS, André Luiz. **Dimensionamento de um transportador contínuo para o transporte de minério de bauxita considerando aspectos estáticos e dinâmicos**. Brasília, 2013.

CARNIZELLO, Daniel Cardoso. **Transportador de correia: Componentes e cálculos básicos para seu dimensionamento**. Guaratinguetá, 2011.

ELETROBRÁS [et al.]. **Correias transportadoras: guia básico**. Brasília: IEL/NC, 2009.

FAÇO. **Manual de Transportadores de Correias**. São Paulo, 1996.

FICANHA, R. FABEANE, R. **Projeto e cálculo de estruturas de aço: Edifício industrial detalhado**. Elsevier Brasil, 2013.

GAVI, Jones. **Manual de inspeção e manutenção de correias transportadoras.** Vitória, 2009.

GERDAU. **Catálogo de Produtos**. Disponível em: https://www.comercialgerdau.com.br/pt/productsservices/products/Document%20Gallery/catalogo-produtos-cg.pdf. Acesso em: 09 de Maio. 2017.

LANGUI, Claudio Alberto. **Pontes Rolantes – A importância do Equipamento nas Áreas de Produçao Industrial**. Taubaté, 2001

MARCONDES, Marcelo de A.; CALIJORNE, Alexandre C.; GELAIS, Marcelo A.; ATAÍDE, Antônio C.; PERTENCE, Antônio E. de M.**Desenvolvimento de uma metodologia para cálculo e padronização de componentes mecânicos para a**

área de mineração – Transportadores de correia – Eixos de tambores. Campina Grande, 2010.

MARCONDES, Marcelo de Araújo. **Desenvolvimento de um programa para cálculo de componentes mecânicos e estruturas para transportadores de correia**. Belo Horizonte, 2011.

MERCÚRIO. **Manual Técnico de Correias Transportadoras**. Itu: Schoba, 2015.

NORTON, Robert L. **Projeto de máquinas, uma abordagem integrada**. São Paulo, 2014.

PALMA, Diogo Cristiano. **Metodologia de simulação por elementos finitos de polias para transportadores de correia de grandes capacidades**. Porto Alegre, 2009.

PERINI, Roberta. **Comparação de diferentes metodologias de cálculo para determinação da carga de colapso de estruturas metálicas formadas por perfis laminados e soldados**. Porto Alegre, 2010.

RUDENKO, N. **Máquinas de elevação e transporte.** Tradução de João Plaza. Rio de Janeiro: Livros Técnicos e Científicos, Editora S.A. 1976.

SACRAMENTO, R. C. F. **Apostila de Transportadores de Correia**. Universidade Federal da Bahia – UFBA, pp. 20 – 47 Salvador – BA, 2010.

SHIGLEY, Joseph E., MISCHKE, Charles R., BUDYNAS, Richard G. **Projeto de Engenharia Mecânica**. 7. Ed – Porto Alegre: Bookman, 2005.

SISTEMA MAXWELL. **Análise de estruturas via ANSYS**. Disponível em: http://www.maxwell.vrac.puc-rio.br/5111/5111_3.PDF. Acesso em: 23 de fev. 2017.

TAMASAUSKAS, Arthur. **Metodologia do projeto básico de equipamento de manuseio e transporte de cargas – ponte rolante – aplicação não-siderúrgica.** São Paulo, 2000.

VELOSO, Ricardo Campos. **Modelagem de curvas de degradação de correias transportadoras com base em covariáveis inerentes ao processo de mineração**. Porto Alegre, 2014

ANEXO A – METODOLOGIA PARA DIMENSIONAMENTO ANALITICO POR FACO

Tamanho, ângulo de repouso, abrasividade, peso específico, inclinação máxima e algumas outras características mistas do material podem ser obtidas nas tabelas 1.01 e 1.02. Tais características são extremamente necessárias para se iniciar o dimensionamento dos componentes da esteira.

Tabela 1.01

Tab. 1-01

Característica do Material		Código
Tamanho	Muito fino - 100 mesh e abaixo	A
	Fino - 1/8" e abaixo	B
	Granular - abaixo de 1/2"	C
	Em pedaços - contendo pedaços acima de 1/2"	D
	Irregular - duro e altamente agregável	E
Capacidade de Escoamento e Ângulo de Repouso	Escoamento muito fácil - ângulo de repouso menor que 19°	1
	Escoamento fácil - ângulo de repouso entre 20° e 29°	2
	Escoamento médio - ângulo de repouso entre 30° e 39°	3
	Escoamento difícil - ângulo de repouso maior que 40°	4

Fonte: Adaptado em 31/03/16 de FAÇO, 1996.

Tabela 1.02

Tab. 1-02

Material	Peso Específico (lb/ft3)	Peso Específico (t/m3)	Ângulo de Repouso	Inclinação Máx. (i) Recomend.	Código
Açafrão, bolo de	50	0,8	30-44	—	D35
Açafrão, farinha de	50	0,8	30-44	—	B35
Açafrão, semente de	45	0,7	20-29	—	B25N
Acetato de cálcio	125	2,0	—	—	—
Ácido bórico refinado	55	0,9	20-29	—	B25T
Ácido salicílico	29	0,5	—	—	B25U
Aço (cavaco, lascas)	75-150	1,2-2,4	35	18	E37V
Aço (fragmentos) triturado	100-150	1,6-2,4	30-44	—	D37WZ
Açúcar da polpa de beterraba (seco)	12-15	0,2	20-29	—	C26
Açúcar da polpa de beterraba (úmido)	25-45	0,4-0,7	20-29	—	C26X
Açúcar refinado, granuloso (seco)	50-55	0,8-0,9	30-44	—	B35PU
Açúcar refinado, granuloso (úmido)	55-65	0,9-1,0	30-44	—	C35X
Adubo, farinha de ossos	50-60	0,8-1,0	30-44	—	B36
Adubo (seco)	45-55	0,7-0,9	30-44	—	B36
Adubo (úmido)	55	0,9	30-44	—	B36
Alfafa, farinha de	17	0,5	45	—	B46Y
Alfafa, grãos	41-43	0,6-0,7	20-29	—	C25

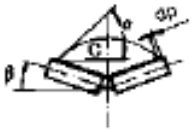
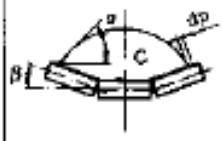
Fonte: Adaptado em 31/03/16 de FAÇO, 1996.

Com as características do material e a capacidade volumétrica escolhida para a esteira é definido qual a melhor configuração para os roletes e a largura da esteira através da tabela 1.04.

Tabela 1.04

Capacidade Volumétrica dos Transportadores (C) - m³/h a 1.0 m/s

Tab. 1-04

Rolos		Ângulo de Acomodação do Material (α)	Largura da Correia										
			16"	20"	24"	30"	36"	42"	48"	54"	60"	72"	84"
Planos β = 0°		0°	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
		5°	4	7	10	17	25	35	44	58	74	108	153
		10°	10	16	25	40	59	82	100	140	174	254	369
		15°	15	28	39	63	93	129	163	219	272	397	569
		20°	21	35	52	85	125	173	218	293	365	532	777
		25°	26	44	66	107	158	219	266	371	461	673	946
		30°	32	53	80	130	192	265	334	449	559	815	1021
Com 2 Rolos Iguais β = 20°		0°	35	47	-	-	-	-	-	-	-	-	-
		5°	40	55	-	-	-	-	-	-	-	-	-
		10°	45	63	-	-	-	-	-	-	-	-	-
		15°	51	70	-	-	-	-	-	-	-	-	-
		20°	56	78	-	-	-	-	-	-	-	-	-
		25°	62	86	-	-	-	-	-	-	-	-	-
		30°	68	95	-	-	-	-	-	-	-	-	-
Com 3 Rolos Iguais β = 20°		0°	-	-	58	95	141	197	261	335	418	-	-
		5°	-	-	69	114	169	236	313	401	500	-	-
		10°	-	-	82	134	199	277	367	470	586	-	-
		15°	-	-	94	154	228	316	424	539	672	-	-
		20°	-	-	107	174	258	359	476	609	759	-	-
		25°	-	-	120	196	290	402	533	682	849	-	-
		30°	-	-	133	217	321	445	590	755	940	-	-

Fonte: Adaptado em 31/03/16 de FAÇO, 1996.

A capacidade volumétrica real é definida através da equação 1.

$$C = C_{Tabela}VK \qquad (1)$$

Onde: C = capacidade volumétrica de um transportador a uma velocidade em m/s (t/m^3)

CTabela = capacidade volumétrica de um transportador a uma velocidade de 1m/s (t/m^3)

V = velocidade de um transportador (m/s)

K = fator de correção da capacidade de um transportador devido à inclinação do mesmo (tabela 1.03).

Tabela 1.03

Tab. 1-03

λ	0°	2°	4°	6°	8°	10°	12°	14°	16°	18°	20°	21°	22°	23°	24°
K	1,00	1,00	0,99	0,98	0,97	0,95	0,93	0,91	0,89	0,85	0,81	0,78	0,76	0,73	0,71

Fonte: Adaptado em 31/03/16 de FAÇO, 1996.

A velocidade máxima recomendada para materiais a granel depende da largura da esteira e o material que está sendo transportado, essa velocidade máxima pode ser conferida na tabela 1.05.

Tabela 1.05

Tab. 1-05

Largura da Correia (B) pol	Cereais e outros Materiais de Escoamento Fácil Não Abrasivos	Carvão, Terra, Minérios Desagregados, Pedra Britada Fina Pouco Abrasivos	Minérios e Pedras Duros, Pontiagudos, Pesados e Muito Abrasivos
16	2,5	1,6	1,6
20	3,0	2,0	1,8
24	3,0	2,5	2,3
30	3,6	3,0	2,8
36	4,1	3,3	3,0
42	4,1	3,6	3,0
48	4,6	3,6	3,3
54	5,1	3,6	3,3
60	5,1	3,6	3,3
66	—	4,1	3,8
72	—	4,1	3,8

Fonte: Adaptado em 31/03/16 de FAÇO, 1996.

A seleção da correia é feita de acordo com o tipo de serviço (serviço leve ou médio, serviço pesado, serviço extra-pesado, e para materiais oleaginosos, químicos ou a altas temperaturas), e o revestimento (grau 1, 2, 3, alta temperatura e para materiais oleaginosos, químicos ou corrosivos). FAÇO indica algumas marcas e correias para cada tipo de serviço.

Para a escolha da série de roletes é necessário o cálculo do fator de aplicação conforme a Equação 2.

$$C = A \,.\, B \qquad (2)$$

Onde: C = Fator de aplicação

A = Tipo de serviço (tabela 1.07)

B = Característica do material (tabela 1.08)

Tabela 1.07

Fator A — Tipo de Serviço **Tab. 1-07**

Regime de Trabalho h/dia	Tipo de Instalação	Peso do Material t/m³	Fator A
até 6	Operação intermitente	< 1,6	6
6 a 9	Instalação provisória	< 1,6	6
6 a 9	Todas instalações	1,6 a 1,8	12
6 a 9	Todas instalações	> 1,8	15
10 a 16	Todas instalações	< 1,6	15
10 a 16	Todas instalações	1,6 a 1,8	12
10 a 16	Todas instalações	> 1,8	15
16 a 24	Todas instalações	—	15

Fonte: Adaptado em 31/03/16 de FAÇO, 1996.

Tabela 1.08

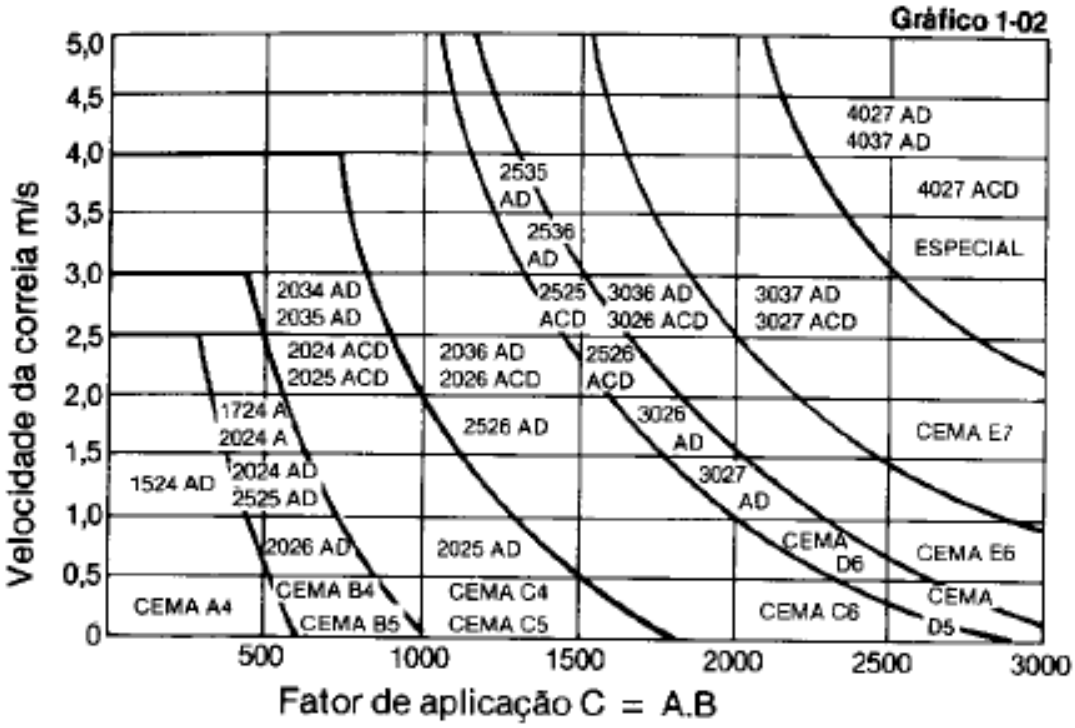
Fator B - Característica do Material **Tab. 1-08**

Tamanho Máx. de Pedaços (pol)	Peso do material t/m³						
	0,8	1,2	1,6	2,0	2,4	2,8	3,2
4"	24	36	48	60	72	84	96
6"	32	48	64	80	96	112	128
8"	40	60	80	100	120	140	160
10"	48	72	96	120	144	168	192
12"	56	84	112	140	168	196	224
14"	64	96	128	160	192	224	256
16"	72	108	144	180	216	252	288
18"	80	120	160	200	240	280	320

Fonte: Adaptado em 31/03/16 de FAÇO, 1996.

Com o fator de aplicação e a velocidade da correia pode-se achar no gráfico 1.02 a série de roletes por aproximação.

Gráfico 1.02



Fonte: Adaptado em 31/03/16 de FAÇO, 1996.

Existe uma tabela para cada tipo de rolo e configuração utilizada, onde os dados necessários para obter as dimensões são a série de roletes e a largura da correia. Todas as tabelas estão disponíveis no FAÇO.

As dimensões do tambor de acionamento e retorno são definidas pelo fabricante da correia selecionada.

O espaçamento entre roletes de carga e de retorno é dado em função da largura da correia pela tabela 1.15.

Tabela 1.15

Tab. 1-15

Largura da Correia (B)	Espaçamento A dos Roletes de Carga			Espaçamento B dos Roletes de Retorno
	Peso Específico do Material (t/m³)			
	0,8	1,6	2,4	
16"	1,50 m	1,50 m	1,35 m	3,0 m
20"	1,50 m	1,20 m	1,20 m	
24"	1,35 m	1,20 m	1,20 m	
30"	1,35 m	1,20 m	1,20 m	
36"	1,35 m	1,20 m	1,05 m	
42"	1,35 m	1,00 m	0,90 m	
54"	1,20 m	1,00 m	0,90 m	
60"	1,20 m	1,00 m	0,90 m	
72"	1,20 m	0,90 m	0,90 m	
84"	1,00 m	0,75 m	0,75 m	
96"	1,00 m	0,75 m	0,60 m	

Fonte: Adaptado em 31/03/16 de FAÇO, 1996.

O espaçamento entre roletes de impacto é definido por FAÇO como sendo três vezes menor do que o espaçamento entre roletes de carga.

O rolamento utilizado é definido em função da série de roletes na tabela 1.12.

Tabela 1.12

Tab.1-12

Rolamentos	C_d (máx) (kgf)	Série dos Roletes	Carga máx. no eixo (kgf) p/ σ = 800 kgf/cm²
6202	795	1524 AD	240
6203	975	1724 A	260
6204	1295	2024 A - 2024 AD - 2025 AD - 2026 AD	280
6304	1622	2034 AD - 2035 AD - 2036 AD	280
30204	2653	2024 ACD - 2025 ACD - 2026 ACD	280
6205	1428	2525 AD - 2526 AD	580
6305	2295	2535 AD - 2536 AD	580
30205	2978	2525 ACD - 2526 ACD	580
6206	1989	3026 AD - 3027 AD	940
6306	2867	3036 AD - 3037 AD	940
30206	3876	3026 ACD - 3027 ACD	940
6208	3132	4027 AD	2260
6308	4183	4037 AD	2260
30208	5948	4027 ACD	2260

Fonte: Adaptado em 31/03/16 de FAÇO, 1996.

Potência de acionamento e conjunto de acionamento:

Para o calculo de potência efetiva do sistema utiliza-se a equação 4.

$$Ne = V.(Nv + Ng) + \frac{Q}{100}.(N1 \pm Nh) \quad (4)$$

Onde: Ne = potência efetiva do sistema (HP)

V = velocidade da correia (HP)

Nv = potência para acionar o transportador vazio a uma velocidade de 1,0 m/s (HP)

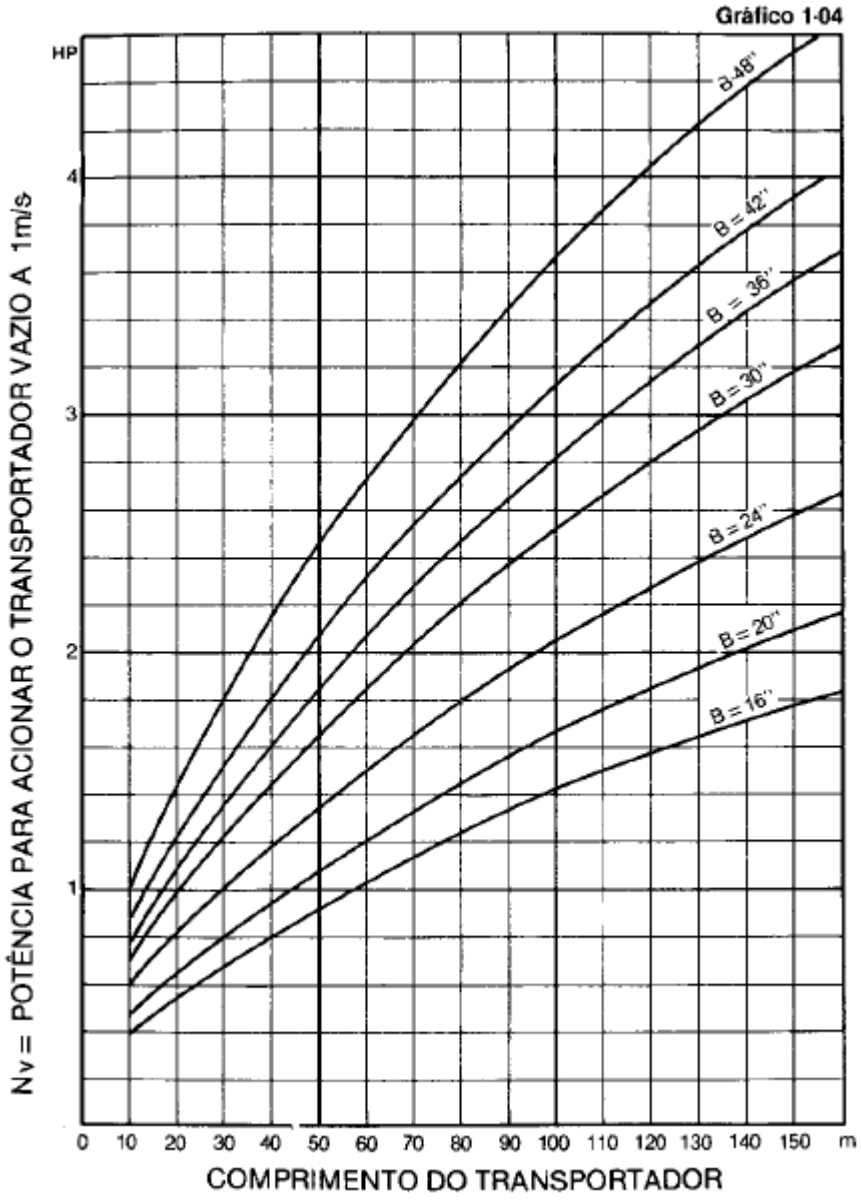
N1 = potência para deslocar 100 t/h de material de uma distância (L) na horizontal (HP)

Nh = potência para elevar ou descer 100 t/h de material de uma altura H (HP)

Ng = potência para vencer o atrito das guias laterais à velocidade de 1,0 m/s. Quando as guias forem de comprimento normal, esta parcela deve ser desprezada (HP)

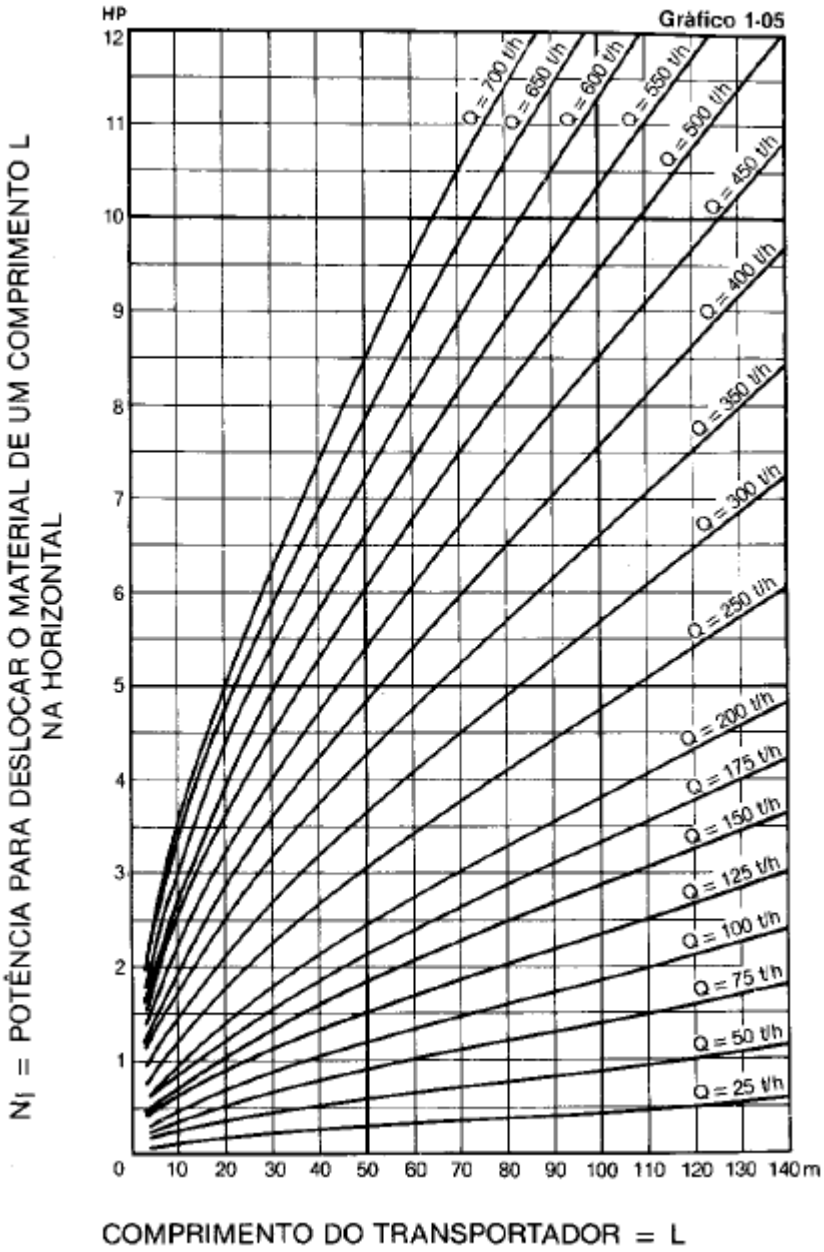
As variáveis Nv, N1, Nh e Ng podem ser encontradas nos gráficos 1.04, 1.05, 1.06 e 1.07.

Gráfico 1.04



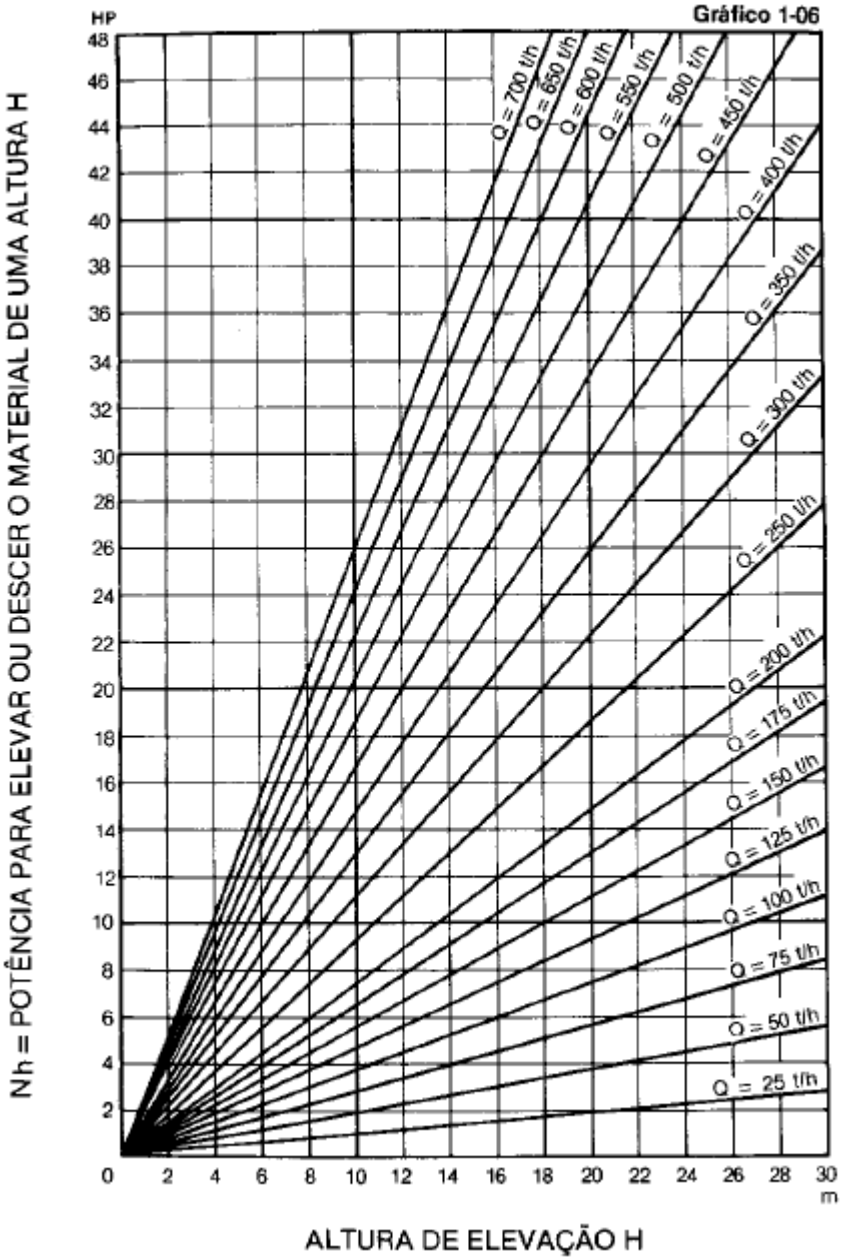
Fonte: Adaptado em 31/03/16 de FAÇO, 1996.

Gráfico 1.05



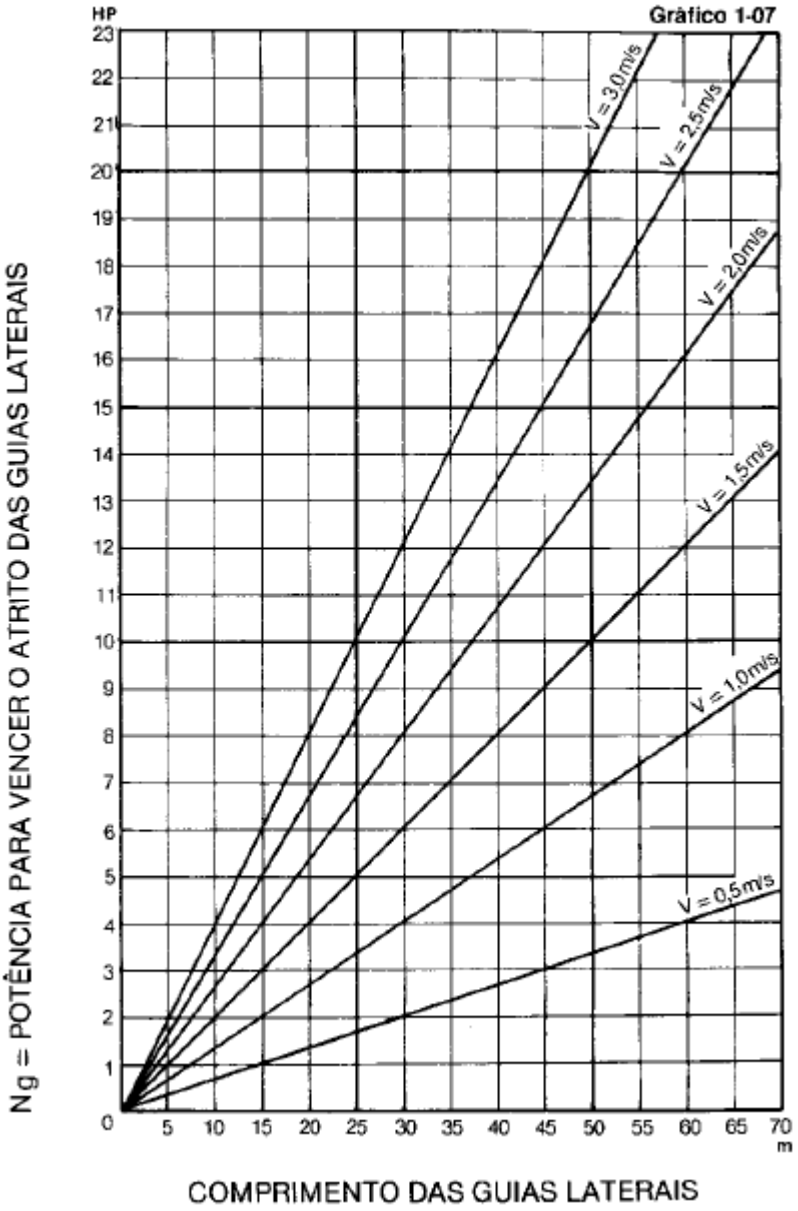
Fonte: Adaptado em 31/03/16 de FAÇO, 1996.

Gráfico 1.06



Fonte: Adaptado em 31/03/16 de FAÇO, 1996.

Gráfico 1.07



Fonte: Adaptado em 31/03/16 de FAÇO, 1996.

Para determinar a potência necessária para o acionamento consideram-se algumas perdas de transmissão, através da multiplicação das eficiências dos equipamentos utilizados na transmissão, que podem ser obtidos na tabela 1.34.

$$\eta t = \eta 1 \times \eta 2 \times \eta 3 \times \eta 4 \ldots \eta n \quad (4)$$

Tabela 1.34

Tab. 1·34

Transmissão	Eficiência (η)
Correias V e polias	0,94
Corrente e rodas dentadas - s/ caixa de óleo	0,93
Corrente e rodas dentadas - c/ caixa de óleo	0,95
Redução simples em redutores de engrenagens helicoidais ou tipo espinha de peixe em moto-redutores	0,95
Redução dupla, idem	0,94
Redução tripla, idem	0,93
Redução dupla em redutores "shaft-mounted" de engrenagens helicoidais	0,94
Redutores de rosca sem fim com redução até 20:1	0,90
Idem de 20:1 a 60:1	0,70
Idem de 60:1 a 100:1	0,50
Acoplamentos hidráulicos	0,96 - 0,98
Queda de voltagem	0,90 - 0,95

Fonte: Adaptado em 31/03/16 de FAÇO, 1996.

Com a eficiência do sistema de transmissão e a potência efetiva pode-se calcular a potência do motor.

$$Nmotor = \frac{Ne}{\eta t} \quad (5)$$

O motor, as polias e correias de transmissão e o redutor podem ser selecionados em tabelas de fornecedores.

O esticador de correia visa garantir à correia do transportador a tensão necessária para que haja uma flecha mínima pré-estabelecida e para que não ocorra o patinamento da correia no tambor de acionamento. Os esticadores de correias podem ser do tipo por gravidade ou por parafuso, onde o mesmo é definido na tabela 1.33 em função da distância entre os tambores de acionamento e retorno, e a largura da correia.

Tabela 1.33

Tab. 1-33

Largura da Correia	Distância entre Centros L (m)						
	>35	35	30	27	25	22	20
16''	g	p	p	p	p	p	p
20''	g	g	p	p	p	p	p
24''	g	g	g	p	p	p	p
30''	g	g	g	g	p	p	p
36''	g	g	g	g	g	p	p
42''	g	g	g	g	g	p	p
48''	g	g	g	g	g	p	p
54''	g	g	g	g	g	p	p
60''	g	g	g	g	g	p	p
72''	g	g	g	g	g	p	p

Fonte: Adaptado em 31/03/16 de FAÇO, 1996.

Onde: g = esticador por gravidade

p = esticador por parafuso

O valor do contrapeso para o esticador por gravidade ou da força a ser aplicada ao esticador por parafuso é obtido através da equação 5.

$$G = 2.T + (\cos\lambda\,.\,0{,}10\,.\,Pc) - (Pc\,.\sin\lambda) \qquad (5)$$

Onde: G = valor do contrapeso ou da força (kgf)

T = tensão na correia no ponto onde está localizado o esticador (kgf)

Pc = peso do tambor esticador e do seu carrinho ou seu quadro (kgf)

λ = inclinação do transportador (graus)

A tensão na correia para obter uma flecha máxima de 3% pode ser obtida pela equação 6.

$$T = 4{,}17(Wm + Wb).a \quad (6)$$

Onde: T = tensão mínima admissível (kgf)

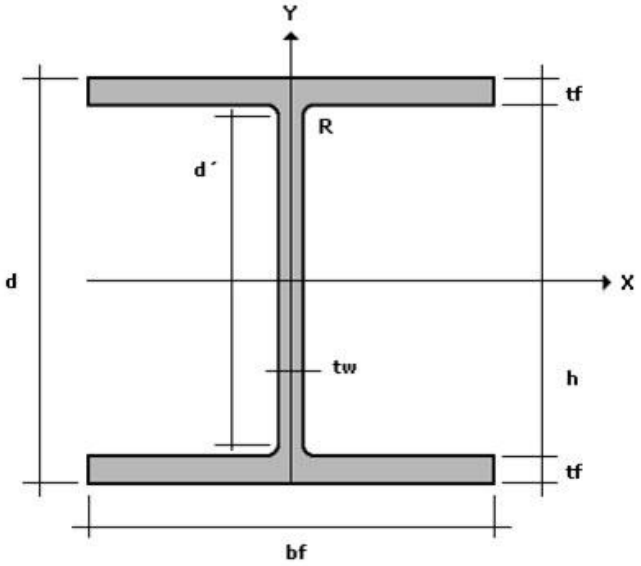
A = espaçamento entre roletes de carga (m)

Wb = peso da correia (kgf/m)

Wm = peso do material (kgf/m)

ANEXO B – ESPECIFICAÇÕES DOS PERFIS UTILIZADOS DA GERDAU

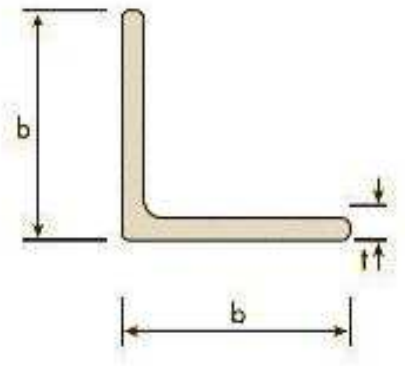
Perfil I em aço ASTM A572 com 345 MPa de tensão de escoamento.



Especificações do perfil I

Perfil	Massa linear	d	b_f	t_w	t_f	h	d'	Área	I_x	I_y
W 150x13,0	13,0 kg/m	148 mm	100 mm	4,3 mm	4,9 mm	138 mm	118 mm	16,6 cm^2	635 cm^4	82 cm^4

Perfil L em aço ASTM A36 com 250 MPa de tensão de escoamento.



Especificações do perfil L

Perfil	Massa linear	b	t	Área	I_x	I_y
1/4" x 4"	9,81 kg/m	101,6 mm	6,35 mm	12,51 cm^2	125 cm^4	125 cm^4