

**CENTRO FEDERAL DE EDUCAÇÃO TECNOLÓGICA
CELSO SUCKOW DA FONSECA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA
ENGENHARIA MECÂNICA**

**GUILHERME HENRIQUE SILVA PINTO FILHO
SILVIO SILVA DE OLIVEIRA**

**DIMENSIONAMENTO DE ELEVADOR DE CARGA
DE PLANO INCLINADO**

TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO

**RIO DE JANEIRO
2019**

**GUILHERME HENRIQUE SILVA PINTO FILHO
SILVIO SILVA DE OLIVEIRA**

**DIMENSIONAMENTO DE ELEVADOR DE CARGA
DE PLANO INCLINADO**

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado como requisito parcial à obtenção do título de Bacharel em Engenharia Mecânica do Departamento de Engenharia Mecânica, do Centro Federal de Educação Tecnológica Celso Suckow da Fonseca.

Orientador: Prof. Alexandre Silva de Lima

**RIO DE JANEIRO
2019**

CEFET/RJ – Sistema de Bibliotecas / Biblioteca Central

P659 Pinto Filho, Guilherme Henrique Silva
Dimensionamento de elevador de carga de plano inclinado :
trabalho de conclusão de curso / Guilherme Henrique Silva Pinto
Filho [e] Silvio Silva de Oliveira.—2019.
85f. + anexos : il. (algumas color.) , tabs. ; enc.

Projeto Final (Graduação) Centro Federal de Educação
Tecnológica Celso Suckow da Fonseca , 2019.
Bibliografia : f. 87-91
Orientador : Alexandre Silva de Lima

1. Engenharia mecânica. 2. Elevadores. 3. Transporte de carga.
4. Planos inclinados. I. Oliveira, Silvio Silva de. II. Lima, Alexandre
Silva de (Orient.). III. Título.

CDD 620.1

TERMO DE APROVAÇÃO

“A Folha de Aprovação assinada encontra-se na Coordenação do Curso”

DEDICATÓRIA

Dedicamos esse trabalho a todos que fizeram parte da nossa vida acadêmica no CEFET/RJ

AGRADECIMENTOS

Agradecemos ao Centro Federal de Educação Tecnológica Celso Suckow da Fonseca (CEFET/RJ), pela oportunidade de estudo e qualificação profissional.

Ao nosso orientador Prof. Alexandre Silva de Lima, pela sabedoria com que nos guiou nesta trajetória.

Gostaríamos de deixar registrado também, o nosso reconhecimento às nossas famílias, pois acreditamos que sem o apoio delas seria muito difícil vencer esse desafio.

EPÍGRAFE

A competitividade de um país não começa nas indústrias ou nos laboratórios de engenharia. Ela começa na sala de aula.
(Lee Iacocca)

RESUMO

FILHO, Guilherme Henrique Silva Pinto; DE OLIVEIRA, Silvio Silva. **Dimensionamento de elevador de carga de plano inclinado**. 2019. 110 páginas. Trabalho de Conclusão de Curso – Centro Federal de Educação Tecnológica Celso Suckow da Fonseca. Rio de Janeiro. Rio de Janeiro, 2019.

O presente trabalho tem como objetivo o dimensionamento estrutural para implantação de um elevador do tipo plano inclinado de pequeno porte para o transporte de bobinas de cabos elétricos em um local com desnível acentuado, com capacidade nominal de 3.000 kg, funcionando sobre trilhos fixados a estrutura de concreto. O conjunto é constituído de uma plataforma e um sistema de transporte à tração com cabos de aço interligados a um guincho elétrico. A plataforma possui 3 m² de área útil para carregamento, sendo tracionada por 18 metros de distância num terreno com inclinação de 25°. A plataforma e sua estrutura foram dimensionadas em aço ASTM A36.

Palavras-chave: Plano inclinado. Transporte. Carga.

ABSTRACT

FILHO, Guilherme Henrique Silva Pinto Filho; DE OLIVEIRA, Silvio Silva. **Dimensionamento de elevador de carga de plano inclinado**. 2019. 110 pages. Trabalho de Conclusão de Curso – Federal Center of Technological Education Centro Federal de Educação Tecnológica Celso Suckow da Fonseca. Rio de Janeiro. Rio de Janeiro, 2019.

The objective of this paper is the structural analysis to implement a small size inclined plane elevator to move loads to an uneven place, having 3.000 kg as its nominal capacity, running on rails fixed into a concrete structure. The set consists in a platform and a drive system with steel cables connected to the electric winch. The 3 m^2 load area platform is drawn by 18 meters of distance in a terrain with 25° slope. The platform and its structure were made in ASTM A36 steel.

Keywords: Inclined plane. Transport. Load.

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1 - Plano inclinado de Piracicaba	21
Figura 2 - Aplicação de guincho em uma linha férreas	22
Figura 3 - Levantamento de âncora (navio de pesquisas alemã POLARSTERN)	23
Figura 4 - Ilustração da topografia do terreno da fábrica	24
Figura 5 - Simplificação da topografia do terreno.	24
Figura 6 - Arranjo de carga 1	25
Figura 7 - Arranjo de carga 2 e 3.....	26
Figura 8 - Arranjo de carga 4 e 5.....	26
Figura 9 - Modelo 3D – AVEVA da estrutura do elevador de plano inclinado	33
Figura 10 - Modelo Geométrico – A	36
Figura 11 - Modelo Geométrico – B	37
Figura 12 - Condições de contorno – Caso A.....	38
Figura 13 - Distribuição de Tensão – Caso A	38
Figura 14 - Condições de contorno – Caso B.....	39
Figura 15 - Simulação – Caso B.....	40
Figura 16 - Vigas sujeitas à flambagem	41
Figura 17 - Deformação - Caso A.....	45
Figura 18 - Deformação - Caso B.....	45
Figura 19 - Detalhes de juntas soldadas em chanfro CJP (mm).....	48
Figura 20 - Catálogo de vigas de seção tubular	49
Figura 21 - Vigas de cercamento Bernifer	50
Figura 22 - Suporte das vigas de cercamento – Bernifer.....	50
Figura 23 - Chapas de aço ASTM A-36.....	51
Figura 24 - Freio de Emergência (em perspectiva)	52
Figura 25 - Freio de Emergência – Dimensões	53
Figura 26 - Freio de Emergência – Dimensões (eixos e parafusos)	54
Figura 27 - Tensão de cisalhamento mínima	55
Figura 28 - Chapa de Fixação do Freio.....	56
Figura 29 - Parafuso sextavado	57
Figura 30 - Porca sextavada	58

Figura 31 - Arruela M16	59
Figura 32 - Teste de Frenagem.....	60
Figura 33 - Molas de Emergência	62
Figura 34 - D.C.L da Chapa soldada à mola	63
Figura 35 - Especificação das rodas	64
Figura 36 - Içamento	65
Figura 37 - Olhal de içamento – modelo VLBS.....	66
Figura 38 - Manilha âncora pino roscado	67
Figura 39 - Sapatilhas	68
Figura 40 - Clips para cabo de aço	68
Figura 41 - Anelão	69
Figura 42 - Forças atuantes no plano inclinado.....	70
Figura 43 - Máquina de tração NLT 6500.....	71
Figura 44 - Forças atuantes no plano inclinado (fora de escala)	72
Figura 45 - Chumbador - CBA com Parafuso	74
Figura 46 - Elementos da via permanente.....	75
Figura 47 - Tensões normais na seção do trilho solicitada pela roda	75
Figura 48 - Tensões pelo contato com a roda	76
Figura 49 - ASCE 25.....	77
Figura 50 - Sistema de Fixação do trilho principal.....	77
Figura 51 - Placas de apoio	78
Figura 52 - Presilhas	78
Figura 53 - Parafusos Especiais.....	79
Figura 54 - Cremalheira M8	79
Figura 55 - Forças atuantes no parafuso.....	80
Figura 56 - Chumbador - CBA com Parafuso	81
Figura 57 - Piso vinílico	83
Figura 58 - Adesivo para pisos vinílicos	83
Figura 59 - Valores da velocidade do vento	92
Figura 60 - Teste do freio de emergência.....	101
Figura 61 - Gráficos - Teste do freio de emergência	102
Figura 62 - Modelo 3D - Detalhes 1	104
Figura 63 - Modelo 3D - Detalhes 2	104
Figura 64 - Modelo 3D - Detalhes 3	105

Figura 65 - Modelo 3D - Detalhes 4	105
Figura 66 - Modelo 3D - Detalhes 5	106
Figura 67 - Modelo 3D - Detalhes 6	106
Figura 68 - Modelo 3D - Detalhes 7	107
Figura 69 - Modelo 3D - Detalhes 8	107
Figura 70 - Modelo 3D - Detalhes 9	108
Figura 71 - Modelo 3D - Detalhes 10	108

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Tempos de aceleração e acelerações.....	28
Tabela 2 - Classes de Utilização.....	29
Tabela 3 - Classes de Utilização.....	29
Tabela 4 - Classificação da estrutura em grupos.....	30
Tabela 5 - Valores do coeficiente dinâmico.....	30
Tabela 6 - Valores do Coeficiente de majoração para equipamentos industriais.....	31
Tabela 7 - Tensões admissíveis.....	31
Tabela 8 - Verificação de Flambagem (Viga Diagonal - 1,46 m).....	42
Tabela 9 - Verificação de Flambagem (Viga Principal - 1,5 m).....	43
Tabela 10 - Deformação máxima - NBR 8800.....	44
Tabela 11 - Tamanho mínimo da perna de solda de um filete.....	47

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO	17
1.1. OBJETIVOS	17
1.1.1. Objetivo Geral	17
1.1.2. Objetivos Específicos	18
1.2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	18
1.2.1. Principais Normas Técnicas	19
1.3. O PLANO INCLINADO E SEUS USOS	20
1.4. TIPOS DE GUINCHO	21
1.4.1. Guincho Elétrico x Guincho Pneumático.	23
2 REQUISITOS DO PROJETO	24
2.1. IDENTIFICAÇÃO DA DEMANDA	24
2.2. OPERAÇÃO DO ELEVADOR DE PLANO INCLINADO.....	25
2.2.1. Definição dos Ciclos de Operação	25
2.2.2. Velocidade, Aceleração e Tempo de Operação	27
2.3. REQUISITOS NORMATIVOS.....	28
2.3.1. Classe de Utilização.....	28
2.3.2. Estado de Carga	29
2.3.3. Grupo	29
2.3.4. Coeficiente Dinâmico	30
2.3.5. Coeficiente de Majoração.....	30
2.3.6. Caso de Solicitação / Coeficiente de Segurança	31
3 DIMENSIONAMENTO E SELEÇÃO DE COMPONENTES	31
3.1. REFERÊNCIAS DE PROJETO	31
3.2. PROPOSTA DE PROJETO DO ELEVADOR	33
3.2.1. Simulações - Ansys.....	34
3.2.1.1. Premissas.....	34

3.2.1.1.1. <i>Propriedades do aço ASTM A36</i>	34
3.2.1.1.2. <i>Cargas Aplicadas e Casos de Solicitação</i>	34
3.2.1.1.3. <i>Tensão admissível</i>	35
3.2.1.1.4. <i>Apoios</i>	35
3.2.1.1.5. <i>Refino</i>	36
3.2.1.1.6. <i>Modelo geométrico</i>	36
3.2.1.1.	37
3.2.1.2. <i>Execução e resultados</i>	37
3.2.1.2.1. <i>Caso A – desaceleração do freio de emergência</i>	37
3.2.1.2.2. <i>Caso B – desaceleração das molas de emergência</i>	39
3.2.1.2.3. <i>Casos A e B – flambagem</i>	40
3.2.1.2.4. <i>Casos A e B – deformação das vigas</i>	44
3.2.1.2.5. <i>Casos A e B – deformação da chapa principal</i>	46
3.2.2. <i>Seleção de Materiais e Componentes</i>	46
3.2.2.1. <i>Material da estrutura - aço ASTM A36</i>	46
3.2.2.2. <i>Soldas</i>	47
3.2.2.3. <i>Vigas Estruturais</i>	48
3.2.2.4. <i>Vigas de cercamento</i>	49
3.2.2.5. <i>Chapas / disco</i>	51
3.2.2.6. <i>Freio de emergência</i>	52
3.2.2.6.1. <i>Descrição geral</i>	52
3.2.2.6.2. <i>Instalação - parafusos, porcas e arruelas</i>	54
3.2.2.6.3. <i>Desaceleração, tempo e distância de parada</i>	59
3.2.2.7. <i>Molas de emergência</i>	61
3.2.2.7.1. <i>Dimensionamento da chapa</i>	62
3.2.2.7.2. <i>Fixação na parede do pavilhão inferior</i>	63
3.2.2.8. <i>Rodas e eixo</i>	63

3.2.2.9. Mancal de suporte dos eixos	64
3.2.2.10. Dispositivos de içamento inclinado	64
3.2.2.10.1. Arranjo	64
3.2.2.10.2. Olhais de içamento inclinado.....	66
3.2.2.10.3. Manilhas.....	66
3.2.2.10.4. Sapatilhas	67
3.2.2.10.5. Clips.....	68
3.2.2.10.6. Anelão.....	69
3.2.2.11. Dimensionamento da máquina de tração.....	70
3.2.2.11.1. Fixação na estrutura de concreto	72
3.2.3. Dimensionamento dos Trilhos	74
3.2.3.1. Fixação na estrutura de concreto.....	77
3.2.4. Cremalheira	79
3.2.4.1. Fixação na estrutura de concreto.....	80
4 PINTURA E REVESTIMENTO DA SUPERFÍCIE.....	82
4.1. PINTURA.....	82
4.2. PISO ANTIDERRAPANTE.....	83
CONCLUSÃO	84
REFERÊNCIAS	85
ANEXO A – CÁLCULO DA AÇÃO DO VENTO	90
ANEXO B – DESENHO TÉCNICO	94
ANEXO C – PLANILHAS DE FLAMBAGEM.....	97
ANEXO D – TESTES DO FREIO DE EMERGÊNCIA	100
ANEXO E – IMAGENS DO MODELO 3D	103

1 INTRODUÇÃO

No campo de equipamentos de engenharia, a movimentação de cargas representa uma grande área de interesse em função da produção, instalação, estocagem e manejo de insumos e produtos. Esta poderá ocorrer através de deslocamento vertical, com apoio das soluções já existentes no mercado como a ponte rolante, o guindaste, o elevador e o guincho. Através do deslocamento horizontal, a exemplo do que ocorre no transporte contínuo, há a correia transportadora, a mesa de rolos, a esteira articulada, dentre outras opções disponíveis. Ou ainda, através de plano inclinado.

Ao se considerar a movimentação de materiais, como ocorre em uma fábrica, há escassez de opções em função das particularidades de cada planta fabril, como as condições do terreno (desníveis, obstáculos ou construções preexistentes), clima da região (precipitações, força dos ventos e/ou maresia), altura de içamento, e/ou peso do material a ser transportado tal qual suas características dimensionais (centro de gravidade, peso, volume, altura, largura e comprimento).

1.1. OBJETIVOS

1.1.1. Objetivo Geral

O presente trabalho tem como objetivo geral o dimensionamento de um elevador do tipo plano inclinado de pequeno porte para o transporte de bobinas de cabos elétricos em um local com desnível acentuado, com capacidade nominal de 3.000 kg, funcionando sobre trilhos fixados em uma estrutura de concreto.

O conjunto é constituído de uma plataforma e um sistema de transporte à tração com cabos de aço interligados a um guincho elétrico. A plataforma possui 3 m^2 de área útil para carregamento, sendo tracionada por 18 metros de distância num terreno com inclinação de 25° .

1.1.2. Objetivos Específicos

São objetivos específicos do presente trabalho:

- a) Revisão bibliográfica sobre movimentação de cargas, plano inclinado e tipos de guinchos;
- b) Identificação dos requisitos do projeto (demanda, ciclos de operação, velocidade e tempo);
- c) Análise das normas brasileiras NBR 8400 e NBR 8800, respectivamente referentes ao cálculo de equipamento para levantamento e movimentação de cargas e a projetos de estruturas de aço;
- d) Dimensionamento do elevador de cargas e seus componentes;
- e) Simulações, através de software de elementos finitos ANSYS (versão R16.2);

1.2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

A movimentação de cargas em uma planta fabril ocorre em diferentes fases do processo produtivo como na estocagem e no manejo de insumos e produtos. De acordo com RUDENKO (1976, p.5):

Em toda empresa, operações de manuseio de carga dependem das facilidades disponíveis tanto no transporte interno como no externo. As instalações externas de transporte fornecem à empresa matéria-prima, artigos semi-acabados, combustível, materiais auxiliares etc. e retiram da empresa produtos acabados e refugos. As instalações internas de transporte distribuem as cargas que entram, para toda a empresa, transportam materiais para as unidades de processo diretamente ligadas à produção, trazem produtos acabados e refugos aos locais de carga para serem carregados e despachados da empresa pelas instalações externas de transporte.

Processos de transporte dessa espécie não se limitam, apenas, a remover cargas de um lugar para outro, mas incluem, também, operações de carga e descarga, isto é, entrega de carga às máquinas portadoras de carga, descarregando-as em locais predeterminados, alojando mercadorias em armazéns e movendo-as aos equipamentos de processo.

Ainda de acordo com RUDENKO (1976), para que seja feito o correto dimensionamento de máquinas de transporte, deve-se atender as características de produção da empresa como: propriedade da carga (dimensão e arranjo da carga a ser transportada), ciclos de operação (capacidade horária requerida), percurso (comprimento do percurso e pontos de carga e descarga) e local (condições do terreno).

De acordo com NORTON (2014), para que seja realizado um bom dimensionamento, é fundamental conhecer o funcionamento de cada componente e a sua relação e desempenho ao atuar em conjunto com os demais. Devendo o engenheiro recorrer a tópicos comuns da engenharia como, por exemplo, estática, dinâmica, resistência dos materiais (análise de tensões) e propriedades dos materiais.

De acordo com SHIGLEY (2005), projetar é formular um plano para atender a uma necessidade específica ou resolver um problema, sendo o produto resultante seguro, confiável e próprio para ser fabricado e utilizado. Assim, o objetivo do dimensionamento de uma máquina de movimentação de cargas, como, por exemplo, um elevador de cargas, é desempenhar a função desejada sem falhar. O que requer a capacidade de prever o modo e as condições de falha de cada componente, com o intuito de projetá-los para evitar tal condição.

1.2.1. Principais Normas Técnicas

O dimensionamento desse trabalho utiliza como base a norma ABNT NBR 8400 - Cálculo de equipamento para elevação e movimentação de cargas, que estabelece os parâmetros necessários para o dimensionamento da parte estrutural do carro o coeficiente de majoração e dinâmico a serem considerados nos cálculos. Para isso são definidas:

- a classe de utilização;
- o estado de carga;
- o grupo da estrutura;
- o coeficiente dinâmico;
- o coeficiente de majoração; e
- o coeficiente de segurança.

O dimensionamento desse trabalho também utiliza a norma ABNT NBR 8800 – projeto em estrutura de aço, que estabelece os parâmetros necessários em relação a:

- deformação máxima das vigas;
- deformação máxima das chapas;
- ao tamanho mínimo da perna de solda de um filete; e
- força de tração resistente de parafusos.

1.3. O PLANO INCLINADO E SEUS USOS

Planos inclinados são amplamente utilizados para mover cargas pesadas sobre obstáculos verticais para cima, estão presentes sob a forma de rampas de carga para carregar e descarregar mercadorias em caminhões, navios e aviões. Escadas rolantes e correias transportadoras inclinadas também são formas de plano inclinado. Em um teleférico, um vagão de trem é puxado por um plano íngreme inclinado usando cabos, seu uso mais frequente é para fins turísticos.

São muitos planos inclinados que podem ser encontrados ao redor do mundo. No Brasil, em 1867, foi utilizado para vencer a grande altitude da serra do mar de São Paulo sem criar um trecho excessivamente longo. De acordo com a MRS, os ingleses da São Paulo Railway adotaram um sistema plano inclinado, o hoje conhecido como primeiro plano inclinado da Serra construído em Paranapiacaba no subdistrito de Santo André, ilustrado pela figura 1 abaixo. Esse sistema vence os quase 800 metros de altitude da Serra por meio de 4 planos inclinados, com 10% de inclinação cada plano, totalizando um percurso de 8 quilômetros. A cada plano, a composição trocava de máquina para prosseguir viagem.



Figura 1 - Plano inclinado de Piracicaba
Fonte: <http://www.ferroviaspr.com.br/sistema-funicular>

1.4. TIPOS DE GUINCHO

Guinchos podem ser definidos como dispositivos mecânicos utilizados para mover cargas. Guinchos são largamente empregados para elevação e transporte de cargas pesadas e podem ser encontrados nos mais variados campos de trabalho da engenharia, como por exemplo, mineração, construção civil, ferrovias (conforme figura 2 – Aplicação de guincho em uma linha férrea) e na indústria navais. O guincho é um equipamento fundamental em guindastes, teleféricos e elevadores.



Figura 2 - Aplicação de guincho em uma linha férreas
Fonte: <http://www.jeamar.com/industry/rail/push-pull-winchers/>

Guinchos são projetados consistindo em um cabo enrolado em torno de um tambor rotativo horizontal. Pode ser operado de forma manual, através de acionamento elétrico, hidráulico, pneumático ou de combustão interna. Por vezes inclui um mecanismo de freio que impede o desenrolamento (principalmente nos guinchos elétricos).

Eles são classificados em função da alimentação. Sendo nomeados como: guinchos pneumáticos, guinchos mecânicos (manuais), guinchos hidráulicos e guinchos elétricos. Sendo os dois últimos, os mais comumente aplicados na indústria em função da carga máxima suportada.

Eles são usados em vários campos de aplicação de engenharia, como em barcos ou navios (conforme figura 3 – Levantamento de âncora), plataforma de petróleo, recuperação de veículos etc.



Figura 3 - Levantamento de âncora (navio de pesquisas alemã POLARSTERN)
Fonte: https://commons.wikimedia.org/wiki/File:Polarstern_anchor-winch_hg.jpg

1.4.1. Guincho Elétrico x Guincho Pneumático.

Em relação à eficiência energética, segundo o fabricante MARKEY (2015), os guinchos elétricos levam vantagem pois convertem energia elétrica diretamente em força de rotação ao contrário de guinchos hidráulicos, que dependem de um fluido para executar o trabalho e sistemas hidráulicos associados, gerando um consumo de 25% a 30% a mais de energia para produzir o mesmo nível de desempenho do guincho elétrico.

Em relação ao tamanho e peso, ainda segundo o fabricante MARKEY (2015), o motor hidráulico possui componentes hidráulicos e elétricos no sistema, o que acrescenta mais peso e ocupa mais espaço do que o motor totalmente elétrico equivalente. Em aplicações navais que possuem limitação quanto ao espaço físico, este espaço e peso extra poderiam ser realocados em outra área.

2 REQUISITOS DO PROJETO

2.1. IDENTIFICAÇÃO DA DEMANDA

Para o projeto de dimensionamento, tomou-se como referência a demanda apresentada por uma fábrica de cabos elétricos localizada no estado de São Paulo. Na fábrica, diariamente há a necessidade de transporte de bobinas de cabos (Alumínio e Cobre) entre os dois pavilhões da planta, em desnível de aproximadamente 7,6 metros de altura, conforme ilustrado na figura 4.

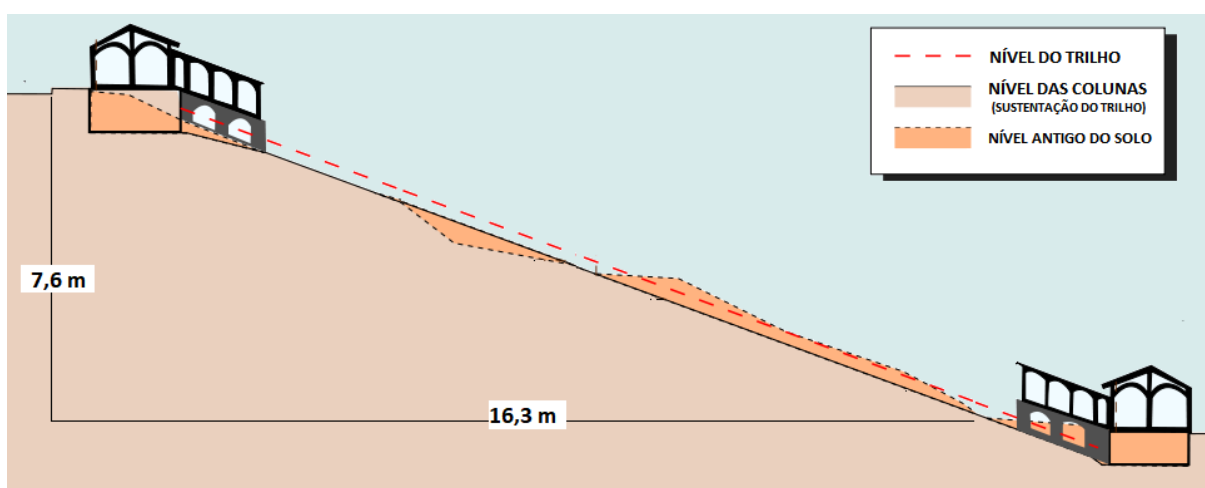


Figura 4 - Ilustração da topografia do terreno da fábrica

Fonte: Autoral

A topografia foi simplificada para um triângulo retângulo, conforme figura 5:

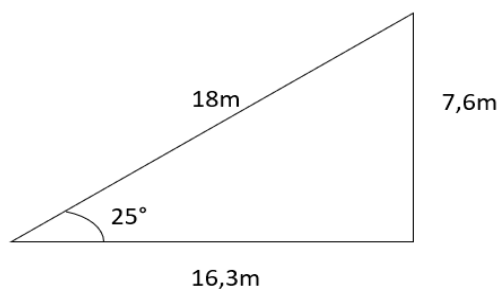


Figura 5 - Simplificação da topografia do terreno.

Fonte: Autoral

A movimentação ocorria através de caminhões, externamente às dependências da indústria. Esse processo acarretava uma série de complicações, como: limitação do horário de transporte, unicamente diurno, por razões de

segurança; emissão de notas fiscais de remessa, pois o veículo transitava em via pública e não mais dentro da fábrica; custo com combustível, funcionários, manutenção etc. Assim, diante dos problemas expostos, a solução proposta é a instalação de um elevador de carga inclinado, escopo deste trabalho.

2.2. OPERAÇÃO DO ELEVADOR DE PLANO INCLINADO

O Elevador foi projetado para uma capacidade de transporte de 100 toneladas por dia de bobinas de cobre e alumínio, cujo processo de produção se iniciava na unidade superior da fábrica e cujo acabamento se dava na planta inferior. Ele se destina também para o envio da reciclagem gerada no processo da unidade inferior que seria novamente processada na unidade superior (fundição).

2.2.1. Definição dos Ciclos de Operação

Como o funcionamento da fábrica é de 24h por dia, e considerando a necessidade de movimentação de 100 toneladas em um dia inteiro, obtêm-se o valor médio aproximado de $\frac{100}{24} = 4$ toneladas por hora. A própria fábrica forneceu os esboços dos arranjos das bobinas carregadas na chapa principal da plataforma, conforme mostrado nas figuras 6 e 7, vale ressaltar que as dimensões são em milímetros.

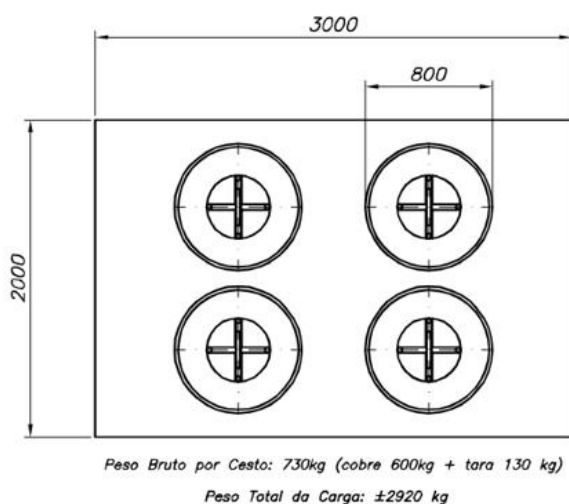


Figura 6 - Arranjo de carga 1

Fonte: Fábrica

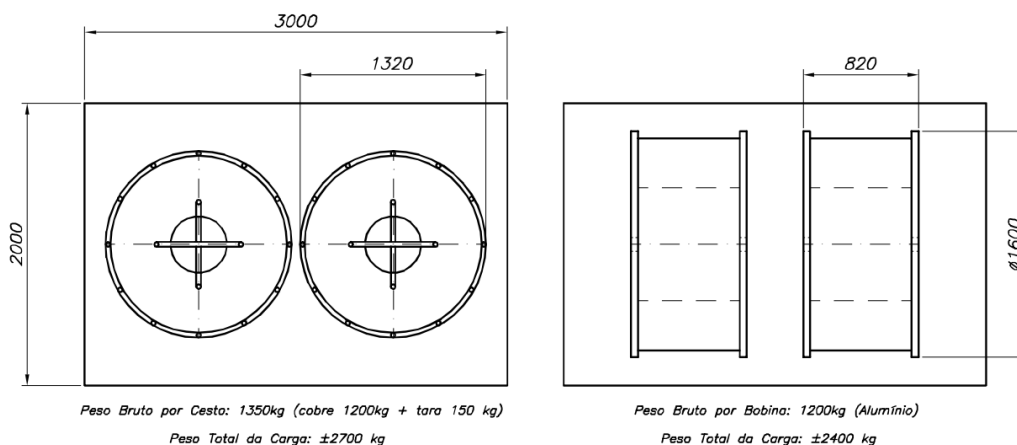


Figura 7 - Arranjo de carga 2 e 3

Fonte: Fábrica

Para fins de cálculo de tempo e velocidade de operação, foi considerado que os mesmos devem atender a fábrica funcionando 24h somente com o caso mais crítico em termos de tempo de operação, consequentemente, atendendo às demais situações. O material é carregado através de empilhadeira ou ponte rolante, assim tal caso se traduz no que demanda mais tempo nessa atividade, já que a velocidade do carro em si não varia devido aos arranjos de carga. Dessa forma, o caso mais crítico é o que apresenta maior número de bobinas.

Diante do exposto, chega-se ao arranjo 4, (figura 8 – Arranjo de carga), em que há 8 bobinas de alumínio totalizando 2 toneladas. Para atender tal caso, são necessários 2 ciclos por hora, pois dessa forma obtêm-se 2 ciclos de 2 toneladas por hora (4 ton/h), totalizando aproximadamente 100 toneladas em um dia de 24 horas, conforme a demanda explícita no início do parágrafo.

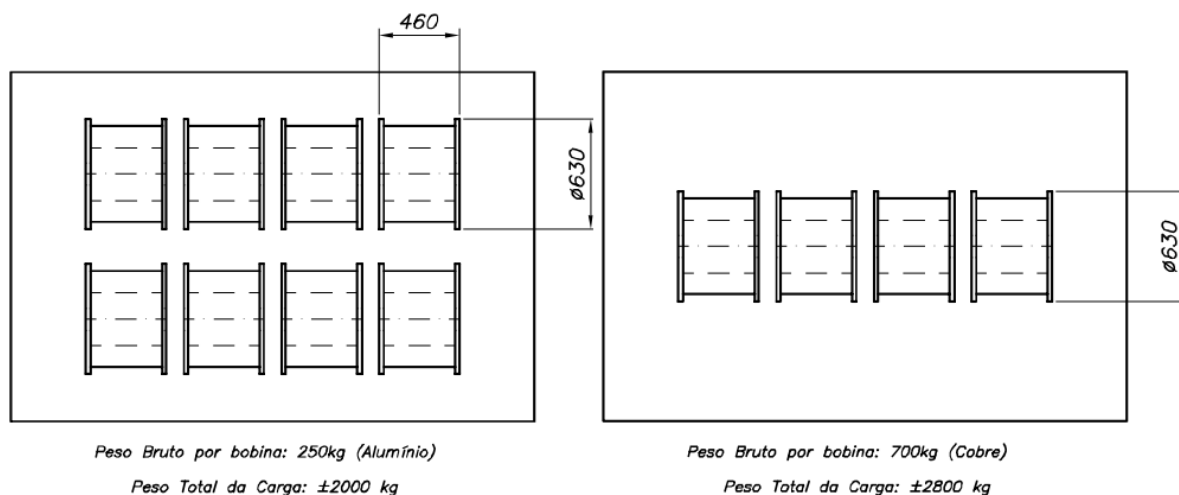


Figura 8 - Arranjo de carga 4 e 5

Fonte: Fábrica

2.2.2. Velocidade, Aceleração e Tempo de Operação

Como calculado no tópico anterior, o elevador funcionará em 2 ciclos por hora ou 1 ciclo a cada 30 minutos. Nos seguintes parágrafos será explicado o passo a passo da operação do conjunto.

O ciclo se inicia com o elevador no pavilhão inferior descarregado. Para que as bobinas possam ser colocadas sobre a chapa principal, primeiramente é necessário que as vigas de cercamento sejam removidas e esse processo leva em torno de 15 s; para melhor entendimento do funcionamento de tais vigas, recomenda-se a leitura do item 3.2.2.4 Vigas de Cercamento. Após a remoção, as 8 bobinas são colocadas sobre o carro através da empilhadeira. Considerou-se um tempo aproximado de 40 s para cada uma delas, pois as mesmas podem estar próximas ao carro ou em algum local mais distante, tendo o operador que deslocar a empilhadeira até tal lugar. Após isso, as vigas devem ser recolocadas no carro, o que toma mais 15 s. Dessa maneira, obtém-se até então $15 + 8 \times 40 + 15 = 350 \text{ s}$ gastos. Nesse momento, o carro está apto a subir para o pavilhão superior. Ao chegar lá, as vigas são novamente removidas e o carro descarregado, ou seja, soma-se mais 15 s e 350 s ao processo. Dessa maneira, somando-se todos os tempos conhecidos (o tempo de subida não é conhecido até então,) obtém-se até um tempo total de $15 + 8 \times 40 + 15 + 15 + 8 \times 40 = 670 \text{ s}$ ou aproximadamente 11 min. Assim, como em um ciclo são disponibilizados 30 min, para o tempo de subida sobriariam $30 - 11 = 19 \text{ min}$. Diante disso, o carro poderia fazer o percurso dos 18 m (conforme Figura 4) em uma velocidade média de $\frac{18}{19} = 1 \text{ m/min}$. Porém, tal velocidade é extremamente baixa.

Devido a tal impasse, foi considerada a menor velocidade da norma NBR 8400 Cálculo de Equipamento para Levantamento e Movimentação de Cargas, que é 9,6 m/min. Deve-se lembrar que essa é a velocidade constante do carro após o seu tempo de aceleração, quando ele sai da inércia. Porém, a influência desse pequeno tempo de aceleração foi desconsiderada devido à sua insignificância.

Diante do exposto, a velocidade, tempo de aceleração e aceleração de operação foram definidas de acordo com a tabela 6 da NBR 8400, conforme tabela 1. Com a nova velocidade retirada da norma, o tempo de subida fica em $\frac{18}{9,6}$, aproximadamente 2 minutos, que somados aos 11 minutos das demais atividades

(colocação da viga, carregamento do carro, remoção da viga, descarregamento do carro) totalizam 13 minutos para o arranjo mais crítico em termos de tempo de operação. Assim, o tempo requisitado de 30 minutos para cada ciclo fica reduzido a 13 minutos, fazendo com que o elevador atenda a demanda do projeto com louvor.

Tabela 1 - Tempos de aceleração e acelerações

Velocidade a atingir		Equipamentos de velocidade lenta e média	
(m/s)	(m/min)	Tempos de aceleração (s)	Acelerações (m/s ²)
4,00	240	-	-
3,15	189	-	-
2,50	150	-	-
2,00	120	9,1	0,22
1,60	96	8,3	0,19
1,00	60	6,6	0,15
0,63	37,8	5,2	0,12
0,40	24	4,1	0,098
0,25	15	3,2	0,078
0,16	9,6	2,5	0,064

Fonte: NBR 8400 (1984, p.11)

2.3. REQUISITOS NORMATIVOS

Neste capítulo são listadas as considerações normativas iniciais com base nas características deste projeto. De acordo com a NBR 8400, para o dimensionamento da parte estrutural do carro, é necessária a definição do coeficiente de majoração e dinâmico a serem considerados nos cálculos. Para isso, devem ser definidas: a classe de utilização, estado de carga e grupo da estrutura.

2.3.1. Classe de Utilização

A classe de utilização diz respeito à frequência de uso. Como o elevador está disponível para funcionamento durante 24h, porém não operará severamente durante todo o período, mas sim em boa parte dele, a classe definida deve ser a “C”, conforme tabela 2.

Tabela 2 - Classes de Utilização

Classe de utilização	Frequência de utilização do movimento de levantamento	Número convencional de ciclos de levantamento
A	Utilização ocasional não regular, seguida de longos períodos de repouso	$6,3 \times 10^4$
B	Utilização regular em serviço intermitente	$2,0 \times 10^5$
C	Utilização regular em serviço intensivo	$6,3 \times 10^5$
D	Utilização em serviço intensivo severo, efetuado, por exemplo, em mais de um turno	$2,0 \times 10^6$

Fonte: NBR 8400 (1984, p.6)

2.3.2. Estado de Carga

O estado de carga diz respeito a carga suportada durante a operação. O carro foi projetado para operar carregado com peso próximo a capacidade total, porém também fará o percurso somente com o peso próprio. Dessa forma, foi selecionado o estado de carga **2**, conforme tabela 3.

Tabela 3 - Classes de Utilização

Estado de carga	Definição	Fração mínima da carga máxima
0 (muito leve)	Equipamentos levantando excepcionalmente a carga nominal e comumente cargas muito reduzidas	$P = 0$
1 (leve)	Equipamentos que raramente levantam a carga nominal e comumente cargas de ordem de 1/3 da carga nominal	$P = 1/3$
2 (médio)	Equipamentos que frequentemente levantam a carga nominal e comumente cargas compreendidas entre 1/3 e 2/3 da carga nominal	$P = 2/3$
3 (pesado)	Equipamentos regularmente carregados com a carga nominal	$P = 1$

Fonte: NBR 8400 (1984, p.6)

2.3.3. Grupo

A definição do grupo se dá pelo cruzamento do estado de carga e da classe de utilização. Assim, foi escolhido o grupo **5**, conforme tabela 4.

Tabela 4 - Classificação da estrutura em grupos

Estado de carga (ou estado de tensões para um elemento)	Classe de utilização e número convencional de ciclos de de tensões para um elemento) levantamento (ou de tensões para um elemento)			
	A	B	C	D
0 (muito leve) P = 0	1	2	3	4
1 (leve) P=1/3	2	3	4	5
2 (médio) P = 2/3	3	4	5	6
(pesado) P=1	4	5	6	6

Fonte: NBR 8400 (1984, p.8)

2.3.4. Coeficiente Dinâmico

O coeficiente dinâmico é definido pelo tipo de equipamento e pela velocidade de elevação calculada no item 3.7.2. Velocidade, Aceleração e Tempo de Operação. Com a velocidade de 0,16 m/s, foi escolhido o primeiro tipo de equipamento (pontes ou pórticos rolantes), definindo o coeficiente de 1,15, conforme tabela 5.

Tabela 5 - Valores do coeficiente dinâmico

Equipamento	Coeficiente dinâmico ψ	Faixa de velocidade de elevação da carga (m/s)
Pontes ou pórticos rolantes	1,15	$0 < V_L \leq 0,25$
	$1 + 0,6 V_L$	$0,25 < V_L < 1$
	1,60	$V_L \geq 1$
Guindaste com lanças	1,15	$0 < V_L \leq 0,5$
	$1 + 0,3 V_L$	$0,5 < V_L < 1$
	1,3	$V_L \geq 1$

Fonte: NBR 8400 (1984, p.15)

2.3.5. Coeficiente de Majoração

É definido unicamente através do grupo. Para o grupo 5, tem-se o coeficiente definido pela tabela 6.

Tabela 6 - Valores do Coeficiente de majoração para equipamentos industriais

Grupos	1	2	3	4	5	6
M_x	1	1	1	1,06	1,12	1,20

Fonte: NBR 8400 (1984, p.15)

2.3.6. Caso de Solicitação / Coeficiente de Segurança

O coeficiente de segurança usado para a tensão admissível é calculado de acordo com o caso de solicitação definido. Para o projeto da estrutura do carro, foi escolhido o **caso II**, onde há serviço normal com vento limite. Dessa forma, o coeficiente de segurança é de $k = 1,33$ de acordo com a tabela 7.

Tabela 7 - Tensões admissíveis

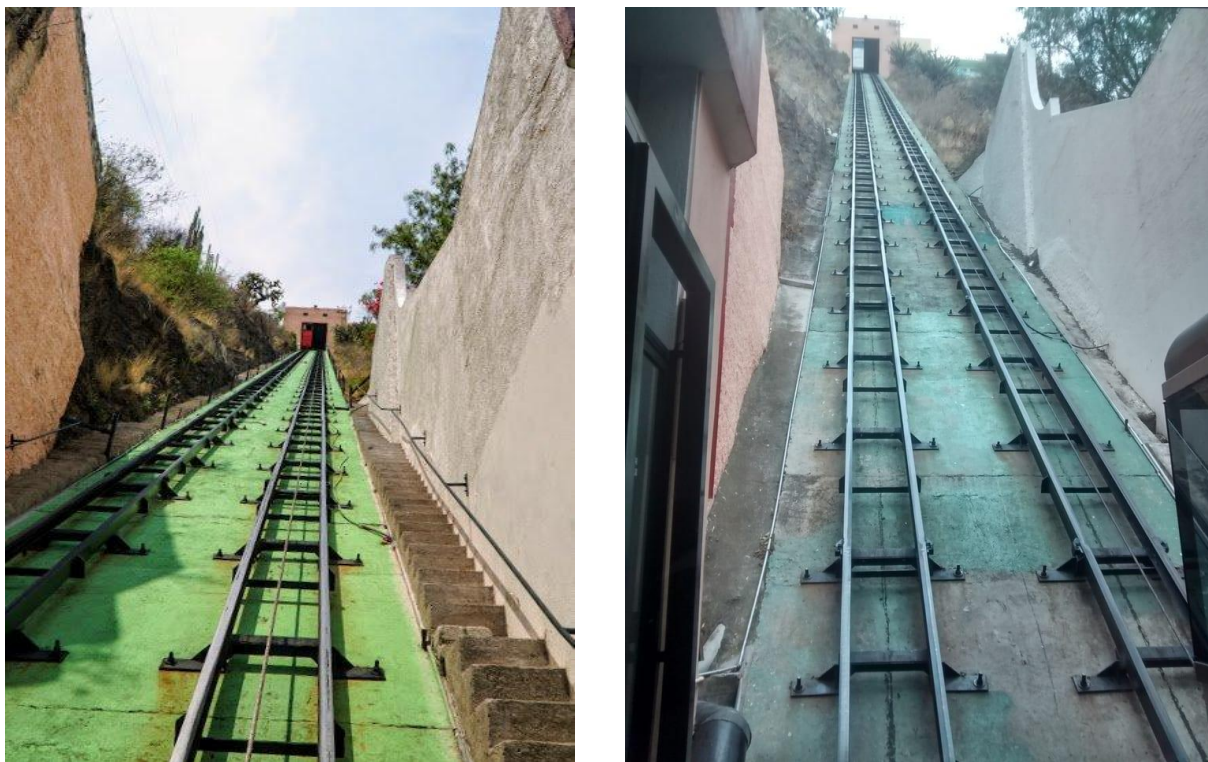
Casos de solicitação	Caso I	Caso II	Caso III
Tensão admissível σ_e	$\frac{\sigma_e}{1,5}$	$\frac{\sigma_e}{1,33}$	$\frac{\sigma_e}{1,1}$

Fonte: NBR 8400 (1984, p.16)

3 DIMENSIONAMENTO E SELEÇÃO DE COMPONENTES

3.1. REFERÊNCIAS DE PROJETO

A ideia para o *layout* veio da observação do funicular de Guanajuato, México, que utiliza um sistema simples e compacto afim de ofertar aos visitantes visão panorâmica da cidade, evitando-se assim subir os mais de 300 degraus. Nele cada vagão de 1.500 kg transporta até 3 toneladas (máximo de 14 usuários) além de cargas leves. A rampa possui 102 metros de comprimento por 76 metros de altura, com inclinação de 42 graus.



Fotografia 1 - Funicular de Guanajuato, México

Fonte: https://www.tripadvisor.com.br/Attraction_Review-g150799-d7063348-Reviews-Funicular_Panoramico-Guanajuato_Central_Mexico_and_Gulf_Coast.html

Além do exemplo mexicano, foi realizada visita *in loco* por um dos alunos ao plano inclinado da Glória, localizado no Rio de Janeiro, que também utiliza um sistema muito semelhante ao Funicular de Guanajuato.



Fotografia 2 - Plano Inclinado - Glória, RJ

Fonte: <https://elevadoresalpha.com.br/portfolio/plano-inclinado-rio-de-janeiro-igreja-outeiro-da-gloria/>

3.2. PROPOSTA DE PROJETO DO ELEVADOR

Diante das referências apresentadas chegou-se ao modelo final executado no software AVEVA Everything 3D conforme figura 9. A estrutura é basicamente composta de tubos estruturais de seção retangular soldados entre si e na chapa principal. Além disso, sobre a chapa há vigas de cercamento que são removidas em um dos seus quatro lados para que se possa colocar as bobinas sobre a chapa principal. Todo o conjunto é puxado por um guincho no pavilhão superior através de cabos de aço conectados à olhais soldados na estrutura do carro.

O dimensionamento e seleção de toda a estrutura e seus componentes são detalhados nos itens 3.2.1 Simulações - ANSYS e 3.2.2. Seleção de Materiais e Componentes.

Para melhor entendimento da estrutura física do carro, recomenda-se a observação das imagens 3D disponibilizadas no anexo E.

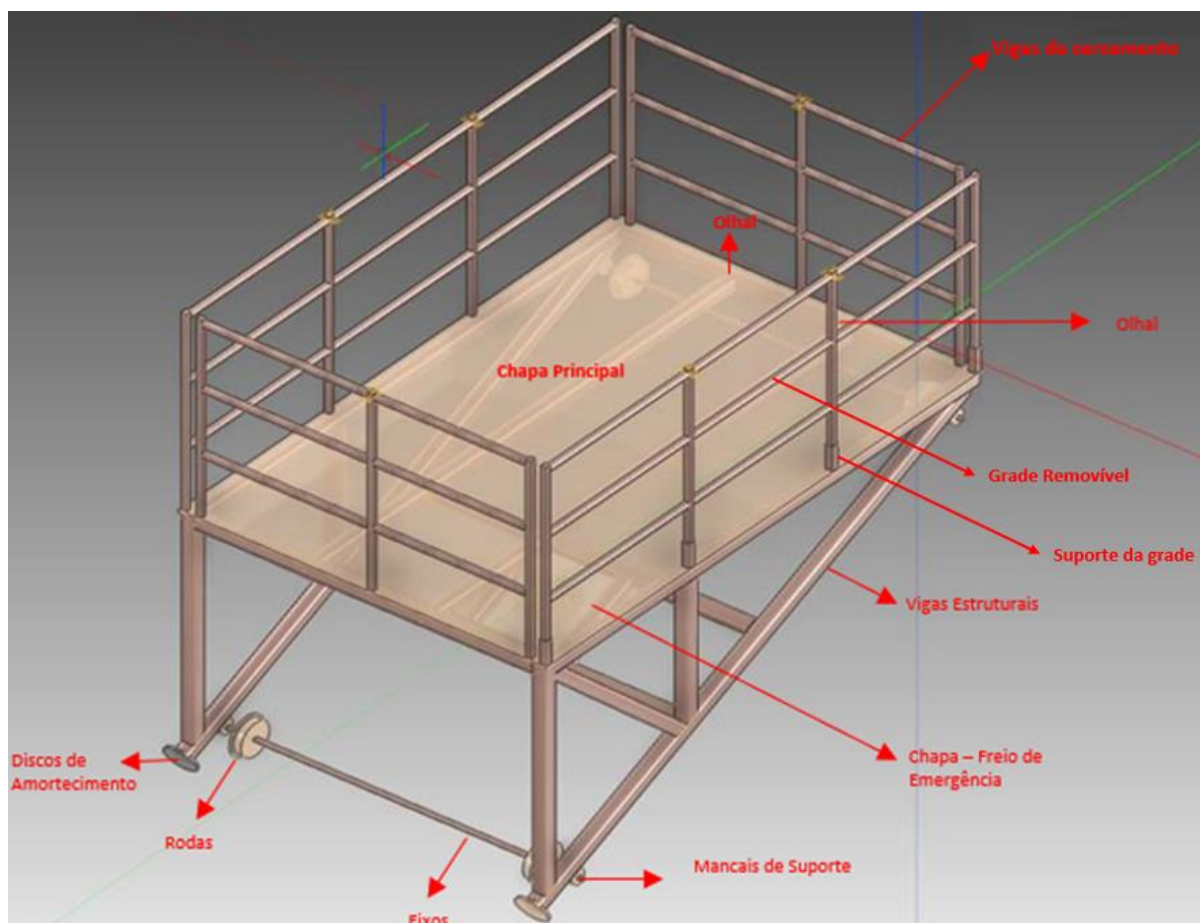


Figura 9 - Modelo 3D – AVEVA da estrutura do elevador de plano inclinado

Fonte: Autoral

De uma maneira geral, o arranjo do carro foi escolhido de forma que se usasse a menor quantidade de material possível (diminuindo ao máximo comprimentos e espessuras), porém respeitando a tensão admissível do aço escolhido e os esforços de flambagem, além das deformações máximas admissíveis.

3.2.1. Simulações - Ansys

No presente item, a estrutura do elevador inclinado é simulada no ANSYS (versão R.16.2). Os valores de espessuras e dimensões de perfis, chapas e barras são justificados por tais simulações. No tópico seguinte, 3.2.2. Seleção de Materiais e Componentes, tais valores são apresentados e comentados.

O ANSYS é um software que usa o método de elementos finitos para calcular, entre outras coisas, as Tensões Equivalentes de Von Mises e Deformações em estruturas tais como edifícios, plataformas e outros. No presente trabalho, seus dados também serão usados como *input* para análise da flambagem.

Para as simulações, basicamente são necessários os dados dimensionais, a aceleração, a localização do centro de massa do conjunto, as condições de contorno, e os dados da carga de trabalho (o valor de fato e a distribuição).

3.2.1.1. Premissas

3.2.1.1.1. *Propriedades do aço ASTM A36*

Para a estrutura do carro (chapas, barras e perfis) foi escolhido o Aço ASTM A36, que possui tensão de escoamento mínima de 250 MPa. As razões pela escolha de tal material são detalhadas no item 3.2.2.1. Aço ASTM A36.

3.2.1.1.2. *Cargas Aplicadas e Casos de Solicitação*

Para todos os casos de solicitação foi considerado o arranjo de bobinas mais pesado, possuindo aproximadamente 3 toneladas distribuídas ao longo dos 3 m de

comprimento e dos 2 m de largura da chapa principal, além de apresentar aproximadamente 1,5 m de altura, conforme esboço da Figura 5.

Além disso, foram considerados os coeficientes de majoração $Mx = 1,12$ e dinâmico $D = 1,15$, já definidos nos itens 2.3.4 (Coeficiente dinâmico) e 2.3.5 (Coeficiente de majoração) em conformidade com a NBR 8400. Dessa forma, obtém-se a carga total distribuída em $P = 3000 \times 1,12 \times 1,15 = 3.864 \text{ kg}$.

A estrutura do carro foi simulada somente nos dois casos mais críticos de tensão/deformação/flambagem, que são a frenagem do freio emergência e a frenagem da mola de emergência. A dinâmica desses dois eventos é detalhada nos itens 3.2.2.6. Freio de Emergência e 3.2.2.7 Molas de Emergência, porém somente os valores das suas desacelerações são usados nas simulações, dessa maneira não há necessidade de leitura dos itens para completo entendimento do presente tópico.

Além disso, as cargas de vento foram desconsideradas devido à sua pequena magnitude quando comparada às das bobinas. De qualquer maneira, o cálculo da pressão de vento é disponibilizado no Anexo A.

Também não foram levados em conta o tombamento das bobinas nem seu deslizamento, já que será usado piso antiderrapante e o atrito da cesta que carrega as bobinas com o piso impede qualquer princípio deslizamento. Além disso, as acelerações são baixíssimas, incapazes de provocar tombamento ou derrapagem.

3.2.1.1.3. *Tensão admissível*

Como explicado no item 2.3.6 Caso de Solicitação e Coeficiente de Segurança, a tensão admissível de escoamento é definida por $\frac{250}{1,33} = 188 \text{ Mpa}$. Sendo assim, a Tensão Equivalentede Von Mises disponibilizada pelo ANSYS não pode ultrapassar esse valor, caso contrário o carro sofreria deformações plásticas indesejadas.

3.2.1.1.4. *Apoios*

As junções soldadas foram consideradas como apoios duplos. Além disso, o apoio do carro nas quatro rodas é considerado simples.

3.2.1.1.5. Refino

As espessuras e comprimentos, ao longo das diversas simulações, foram reduzidos ao máximo, visando o menor uso de material e conseqüente diminuição de peso e custos.

3.2.1.1.6. Modelo geométrico

O modelo geométrico é a representação, desconsiderando detalhes construtivos, da estrutura do carro. Para o presente trabalho, foi usado o modelo de casca, onde é possível a criação de chapas e perfis, ilustrados pelas figuras 10 e 11.

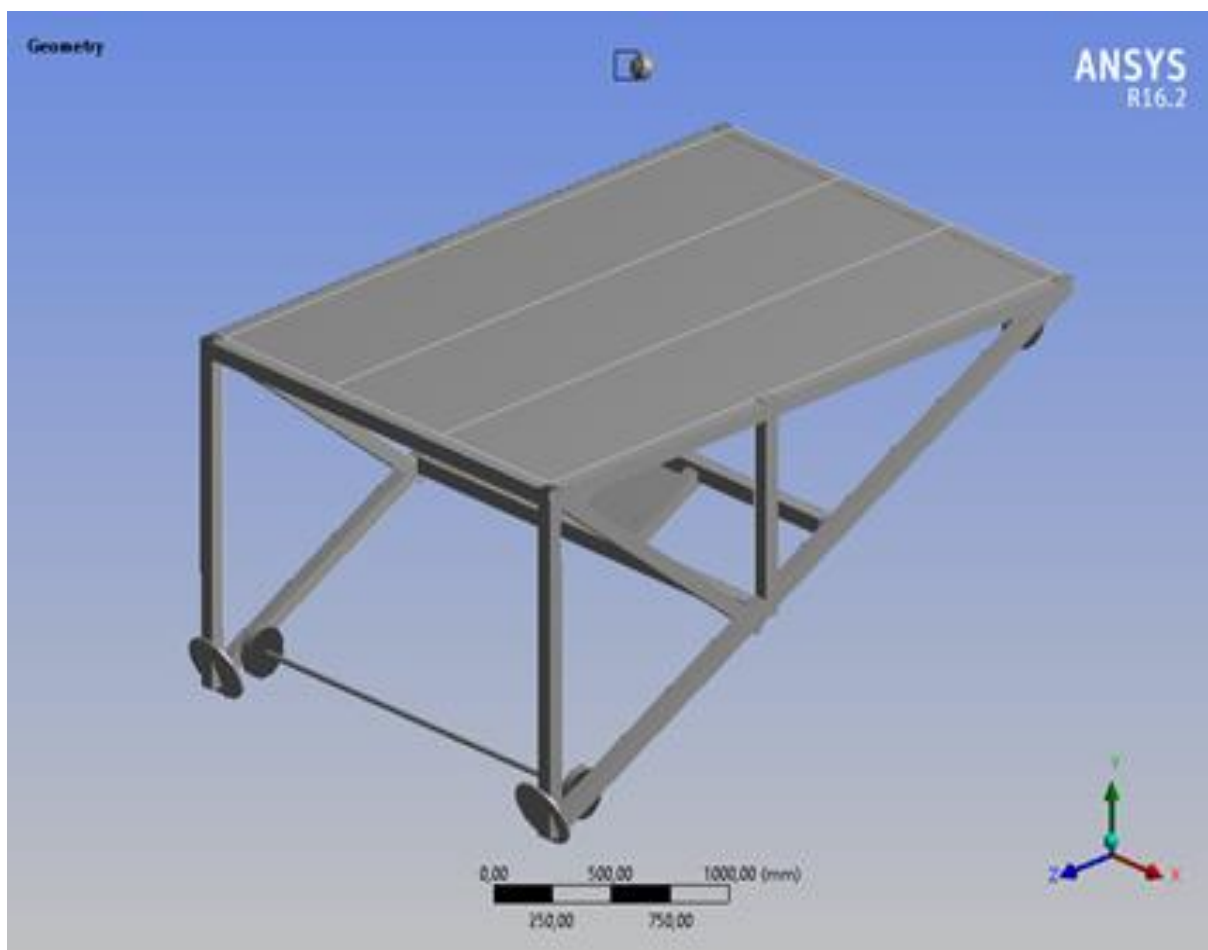


Figura 10 - Modelo Geométrico – A
Fonte: Autoral

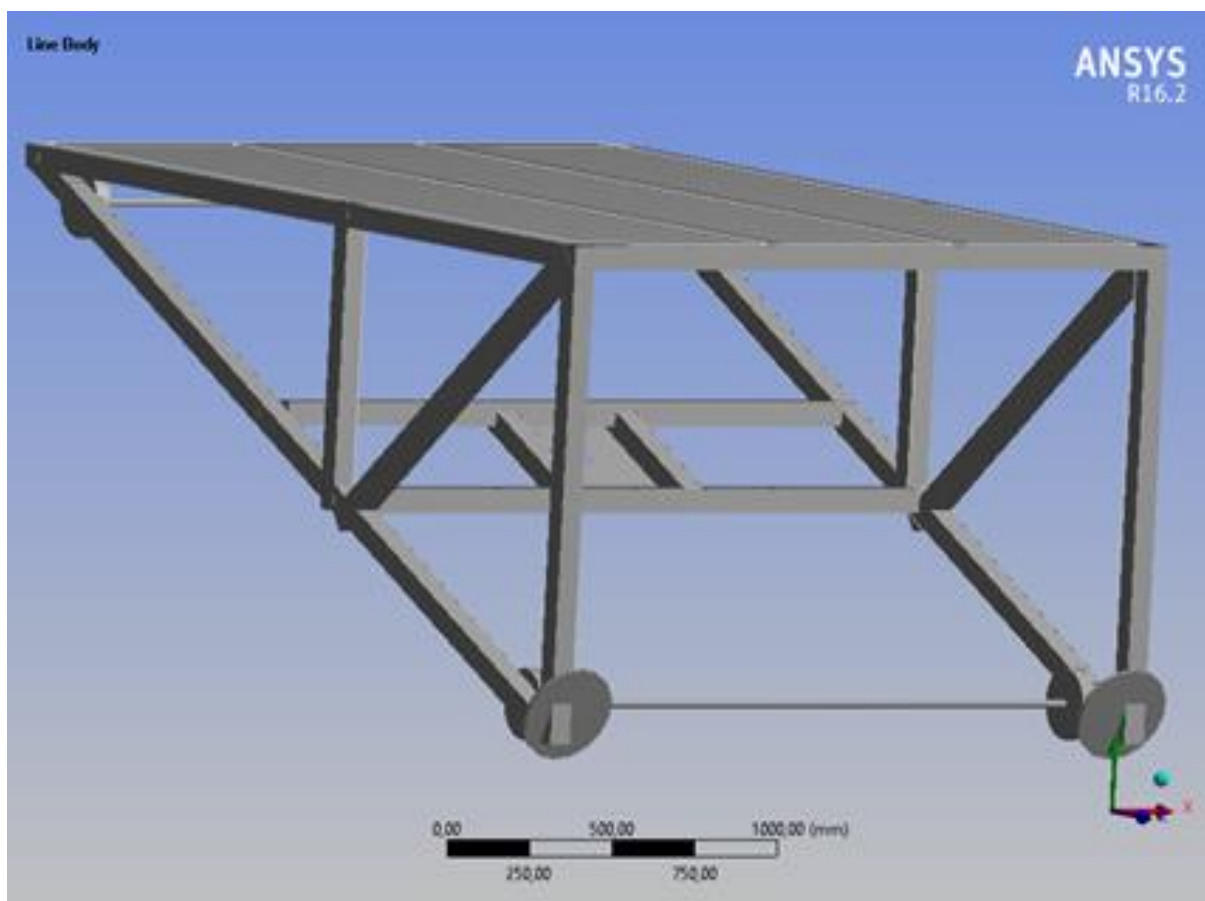


Figura 11 - Modelo Geométrico – B
Fonte: Autoral

3.2.1.2. Execução e resultados

3.2.1.2.1. Caso A – desaceleração do freio de emergência

Como explicado no item 3.2.2.6. Freio de Emergência, o freio centrífugo produz uma desaceleração de $0,85 \text{ m/s}^2$. Diante disso, tal valor foi considerado sobre o centro de massa do conjunto carro - bobinas. Ademais, as condições de contorno são os apoios nas rodas e o contato do freio com a chapa de suporte dele, conforme indicações em amarelo da figura 12.

Após simulação, foi obtida a Tensão Equivalente de Von Mises de 133 MPa, abaixo dos 188 MPa definidos no item 3.2.1.2.3. (Casos A e B – flambagem) Tensão admissível. Dessa forma, está provado que o material não atinge seu limite de escoamento. É possível observar a distribuição de tensões na figura 13.

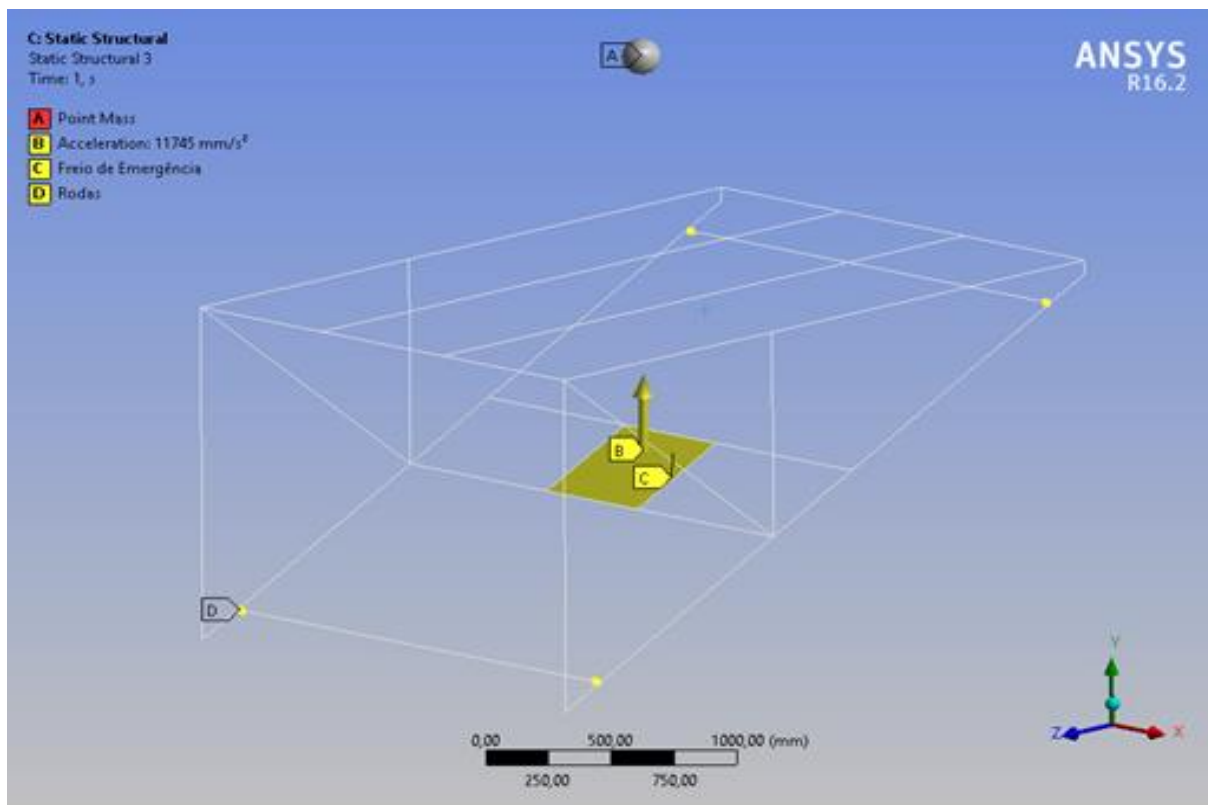


Figura 12 - Condições de contorno – Caso A

Fonte: Autoral

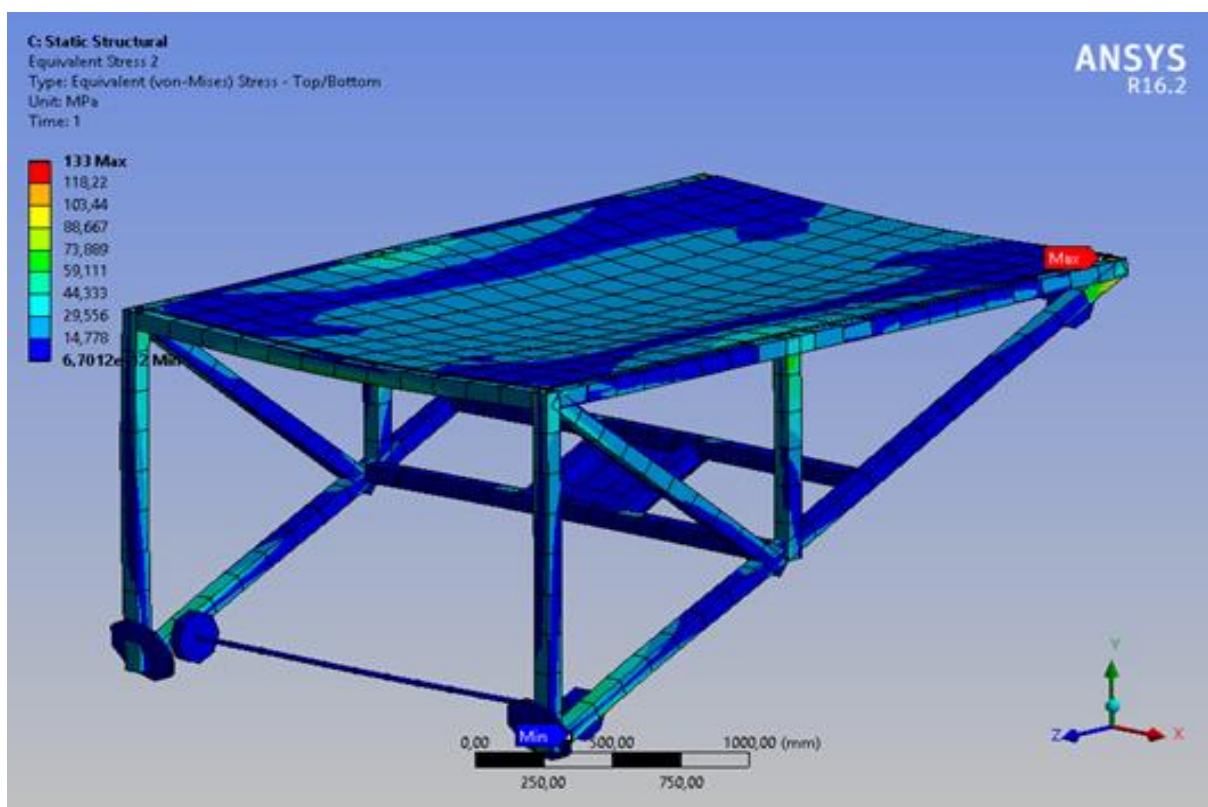


Figura 13 - Distribuição de Tensão – Caso A

Fonte: Autoral

3.2.1.2.2. Caso B – desaceleração das molas de emergência

Conforme explicado no item 3.2.2.7 Molas de Emergência, as molas imprimem uma desaceleração de $0,85 \text{ m/s}^2$ quando em contato com os discos de amortecimento do carro, sendo esta aplicada no centro de massa do conjunto carro - bobinas. Além disso, os apoios nas rodas e o contato da mola com o disco foram considerados como condições de contorno, conforme figura 14.

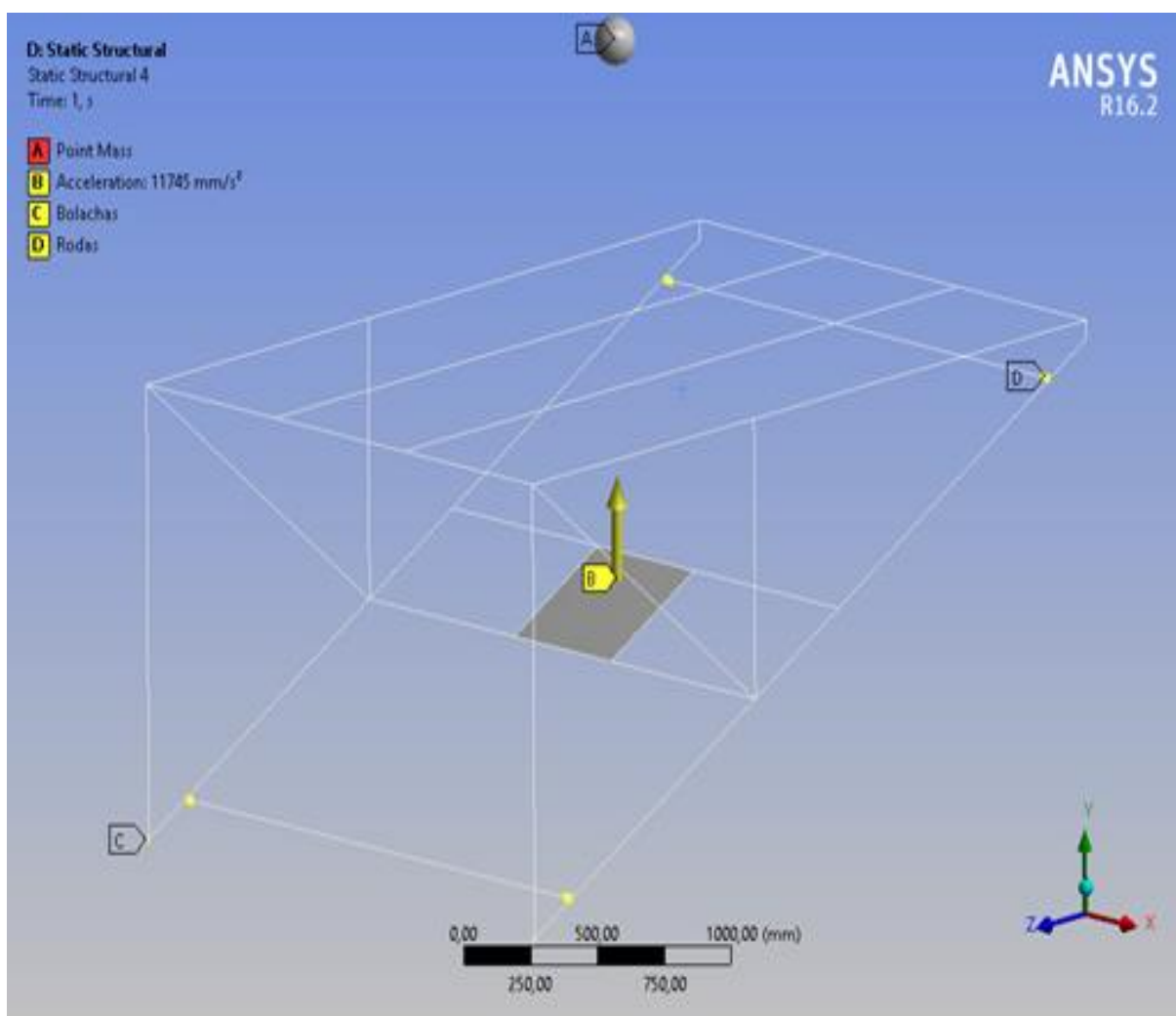


Figura 14 - Condições de contorno – Caso B
Fonte: Autoral

Após simulação, foi obtida a Tensão Equivalente de Von Mises de 141,65 MPa, abaixo dos 188 MPa definidos no item 4.13.2.3 Tensão admissível. Dessa forma, está provado que o material não atinge seu limite de escoamento. É possível observar a distribuição de tensões na figura 15.

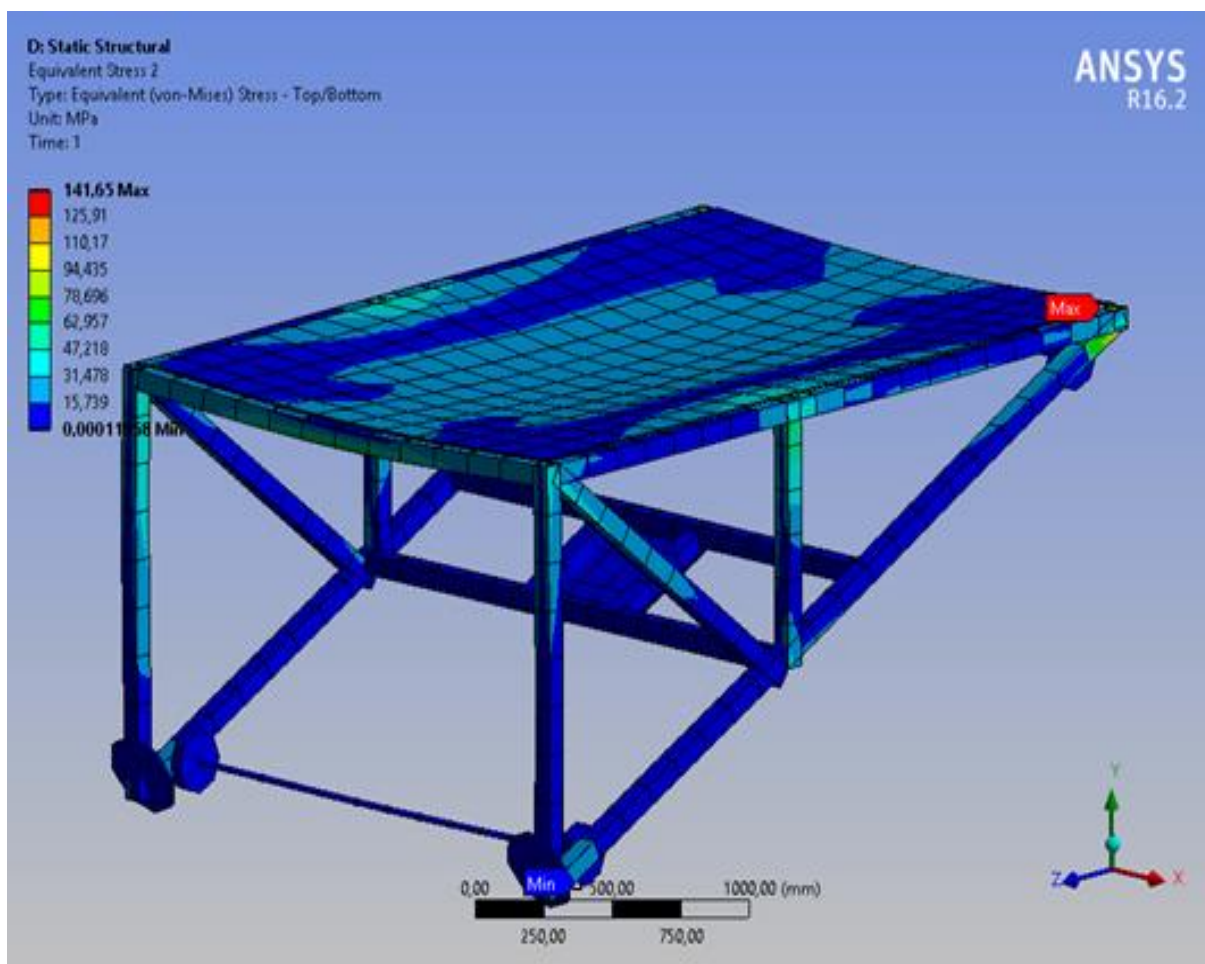


Figura 15 - Simulação – Caso B

Fonte: Autoral

3.2.1.2.3. Casos A e B – flambagem

A flambagem foi verificada para as duas vigas mais suscetíveis, característica alcançada devido aos seus comprimentos e posições em relação à carga de 3 toneladas das bobinas, o que se evidencia pela figura 16 (viga diagonal com 1,46 m de comprimento e a viga principal com 1,5 m de comprimento).

Foram utilizadas como referência as normas “Specification for Structural Steel Buildings” da AISC – “American Institute of Steel Construction” e a RP 2A-WSD da API – “American Institute of Petroleum”. As fórmulas retiradas das normas foram compiladas em duas planilhas do Excel que seguem abaixo. Nelas são usados os *inputs* retirados do modelo do ANSYS como tensão axial e tensão de flexão para se chegar a uma porcentagem do esforço máximo permitido sem que haja flambagem.

Para ambas as vigas, após a inserção dos dados e execução das fórmulas (dados apresentados nas tabelas 8 e 9, em relação a viga diagonal e principal), verificou-se que no caso de solicitação B, o mais crítico para a flambagem, os esforços são da ordem de 63% e 29% dos máximos permitidos segundo a AISC e API, respectivamente. Dessa forma, a estrutura resiste ao fenômeno de flambagem.

Para melhor entendimento das manipulações matemáticas, as planilhas são disponibilizadas no Anexo C com todas as fórmulas explicitadas pelo Excel.

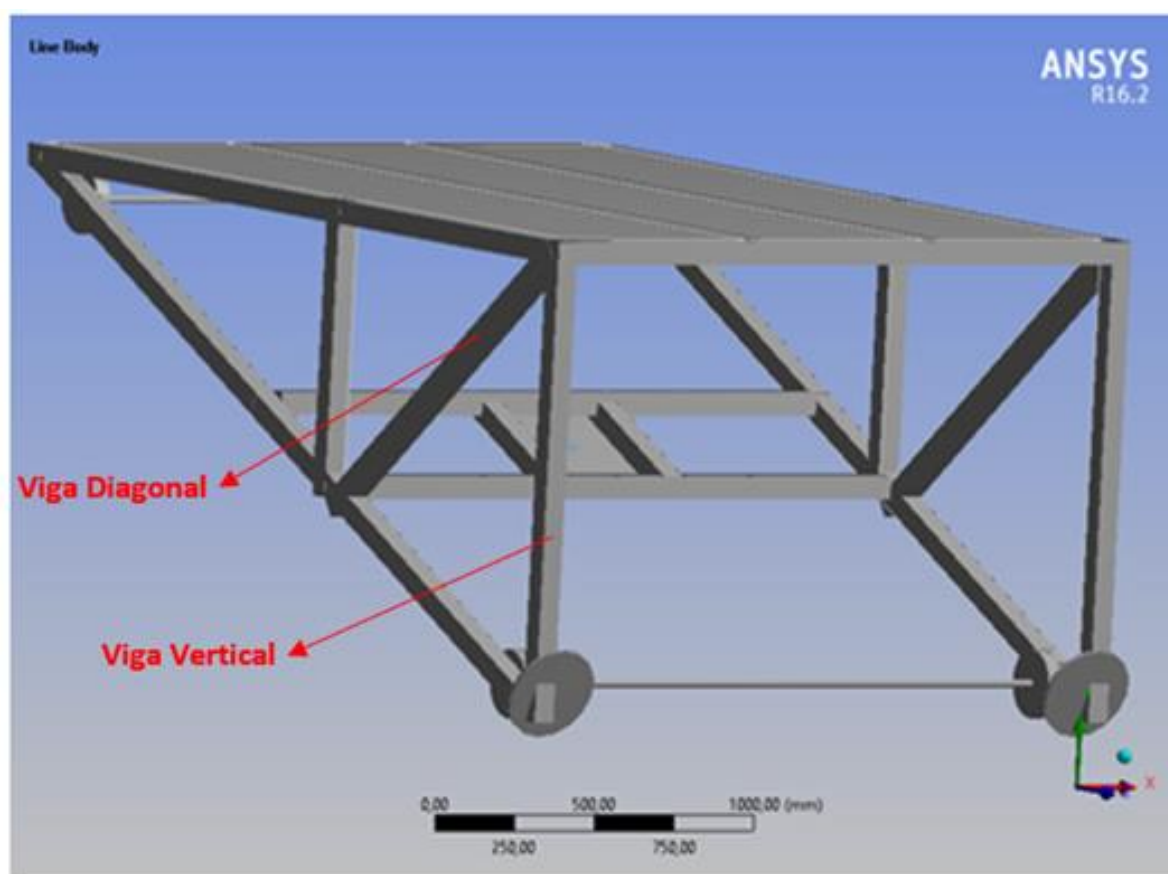


Figura 16 - Vigas sujeitas à flambagem

Fonte: Autoral

Tabela 8 - Verificação de Flambagem (Viga Diagonal - 1,46 m)

Tensão de Escoamento	$\sigma_y =$	250,00	MPa
Módulo de Elasticidade	$E =$	206.000,00	MPa
Fator de Segurança	$FS =$	0,60	-
Fator (não utilizado)	$Q_s =$	1,00	-
Fator (não utilizado)	$K =$	1,00	-
Comprimento da Viga	$L =$	1.458,00	mm
Dimensão do Perfil	$D_e =$	70,00	mm
Espessura	$t =$	5,60	mm
Área	$A =$	752,64	mm ²
Momento de Inércia X	$I_x =$	567.450,42	mm ⁴
Momento de Inércia Y	$I_y =$	567.450,42	mm ⁴
Tensão Axial	$f_{axial} =$	-7,29	MPa
Tensão de Flexão Máx.	$f_{bend1} =$	-50,12	MPa
Tensão de Flexão Mín.	$f_{bend2} =$	35,95	MPa
	$D_{ext}/t =$	12,50	-
	$C_{m1} =$	0,85	-
	$C_{m2} =$	0,85	-
	$C_c =$	127,53	-
	$Kl/r =$	53,10	-
	$Kl_{b1}/r_1 =$	53,10	-
	$Kl_{b2}/r_2 =$	53,10	-
	$F'_{e1} =$	376,22	MPa
	$F'_{e2} =$	376,22	MPa
	$F_a =$	125,89	MPa
	AISC - $F_{b1} =$	150,00	MPa
	AISC - $F_{b2} =$	150,00	MPa
	API - $F_{b1} =$	187,50	MPa
	API - $F_{b2} =$	187,50	MPa
	API - $F_b =$	265,17	MPa
	AISC - H1-1 (Compr.&Bend.) =	0,55	-
	AISC - H1-2 (Compr.&Bend.) =	0,62	-
	AISC - H1-3 (Compr.&Bend.) =	0,63	-
	AISC - H2 - 1 (Tension&Bend.) =		-
	API - 3.3.1-4 (Compr.&Bend.) =	0,09	-
	API - 3.3.1-2 (Compr.&Bend.) =	0,28	-
	API - 3.3.1-3 (Compr.&Bend.) =	0,29	-
	API - 3.3.1-2 (Tension&Bend.) =		-
	Status H max =	OK	

Fonte: Autoral

Tabela 9 - Verificação de Flambagem (Viga Principal - 1,5 m)

Tensão de Escoamento	$\sigma_y =$	250,00	MPa
Módulo de Elasticidade	$E =$	206.000,00	MPa
Fator de Segurança	$FS =$	0,60	-
Fator (não utilizado)	$Q_s =$	1,00	-
Fator (não utilizado)	$K =$	1,00	-
Comprimento da Viga	$L =$	1.500,00	mm
Dimensão do Perfil	$D_e =$	70,00	mm
Espessura	$t =$	5,60	mm
Área	$A =$	752,64	mm ²
Momento de Inércia X	$I_x =$	567.450,42	mm ⁴
Momento de Inércia Y	$I_y =$	567.450,42	mm ⁴
Tensão Axial	$f_{axial} =$	-7,29	MPa
Tensão de Flexão Máx.	$f_{bend1} =$	-50,12	MPa
Tensão de Flexão Mín.	$f_{bend2} =$	35,95	MPa
	$D_{ext}/t =$	12,50	-
	$C_{m1} =$	0,85	-
	$C_{m2} =$	0,85	-
	$C_c =$	127,53	-
	$Kl/r =$	54,63	-
	$Kl_{b1}/r_1 =$	54,63	-
	$Kl_{b2}/r_2 =$	54,63	-
	$F'_{e1} =$	355,45	MPa
	$F'_{e2} =$	355,45	MPa
	$F_a =$	124,93	MPa
	AISC - $F_{b1} =$	150,00	MPa
	AISC - $F_{b2} =$	150,00	MPa
	API - $F_{b1} =$	187,50	MPa
	API - $F_{b2} =$	187,50	MPa
	API - $F_b =$	265,17	MPa
	AISC - H1-1 (Compr.&Bend.) =	0,56	-
	AISC - H1-2 (Compr.&Bend.) =	0,62	-
	AISC - H1-3 (Compr.&Bend.) =	0,63	-
	AISC - H2 - 1 (Tension&Bend.) =		-
	API - 3.3.1-4 (Compr.&Bend.) =	0,09	-
	API - 3.3.1-2 (Compr.&Bend.) =	0,28	-
	API - 3.3.1-3 (Compr.&Bend.) =	0,29	-
	API - 3.3.1-2 (Tension&Bend.) =		-
	Status H max =	OK	

3.2.1.2.4. Casos A e B – deformação das vigas

Para cálculo de deformação máxima admissível pelas vigas, tomou-se como referência o valor $\frac{L}{250}$ da Tabela C.1 da NBR 8800, onde L é o comprimento da viga, conforme a tabela 10.

Tabela 10 - Deformação máxima - NBR 8800

Descrição	δ^a
- Travessas de fechamento	$L/180^b$
	$L/120^{c,d}$
- Terças de cobertura ^{g)}	$L/180^e$
	$L/120^f$
- Vigas de cobertura ^{g)}	$L/250^h$

Fonte: NBR 8800 (2008, p.117)

Dessa maneira, a viga que possui menor comprimento é a que permite menor deformação. A metodologia adotada, de maneira conservadora, foi a de usar essa menor deformação como parâmetro para todas as vigas, assim não é necessário realizar o cálculo para todas elas. Como a menor viga possui comprimento de aproximadamente $L = 940\text{mm}$ (Figura 18), obtém-se $L = \frac{940}{250} = 3,76\text{mm}$. Assim, se nenhum dos elementos ultrapassar tal valor, todas elas estão dentro da deformação permitida pela NBR 8800.

De acordo com as análises de deformação do ANSYS para os casos A e B das imagens abaixo, a maior deformação de vigas está no caso A, conforme mostrado na figura 17, na viga horizontal soldada na chapa principal, conforme Figura 18, sendo de 3,2 mm e menor que o valor de 3,76 mm calculado. Logo, todas as vigas estão dentro da deformação máxima permitida.

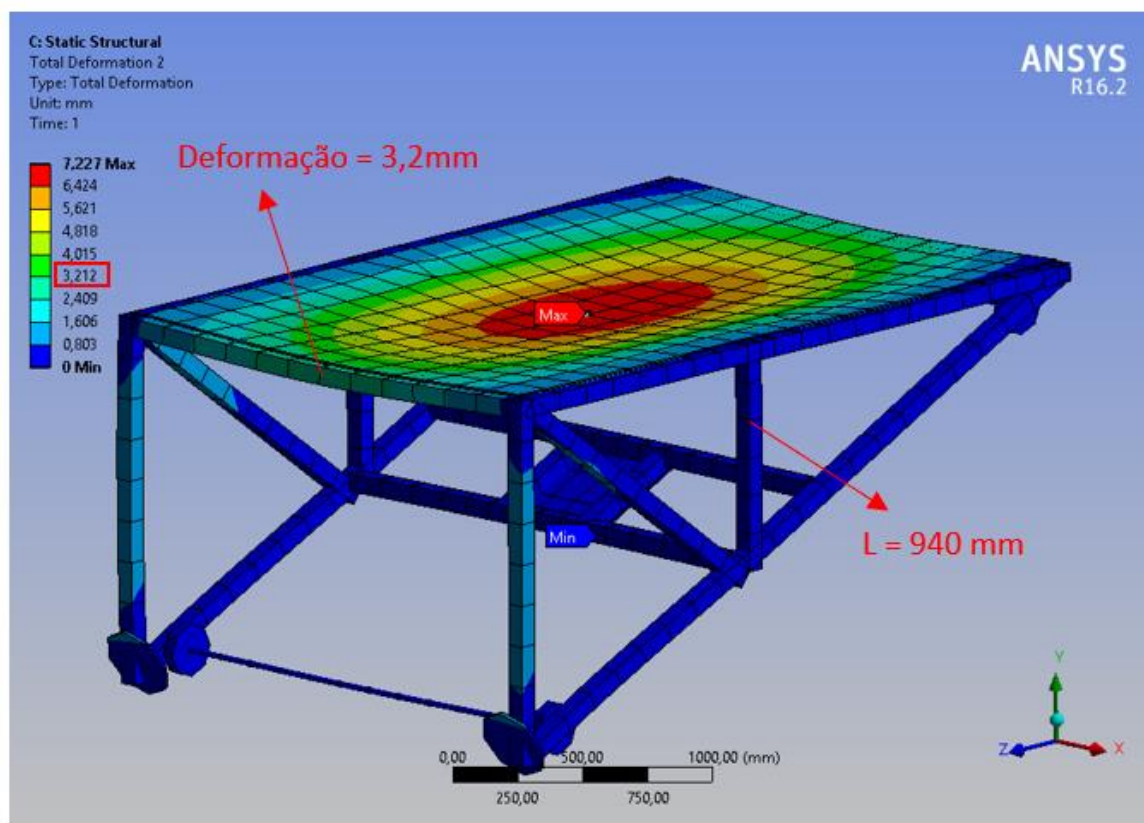


Figura 17 - Deformação - Caso A

Fonte: Autoral

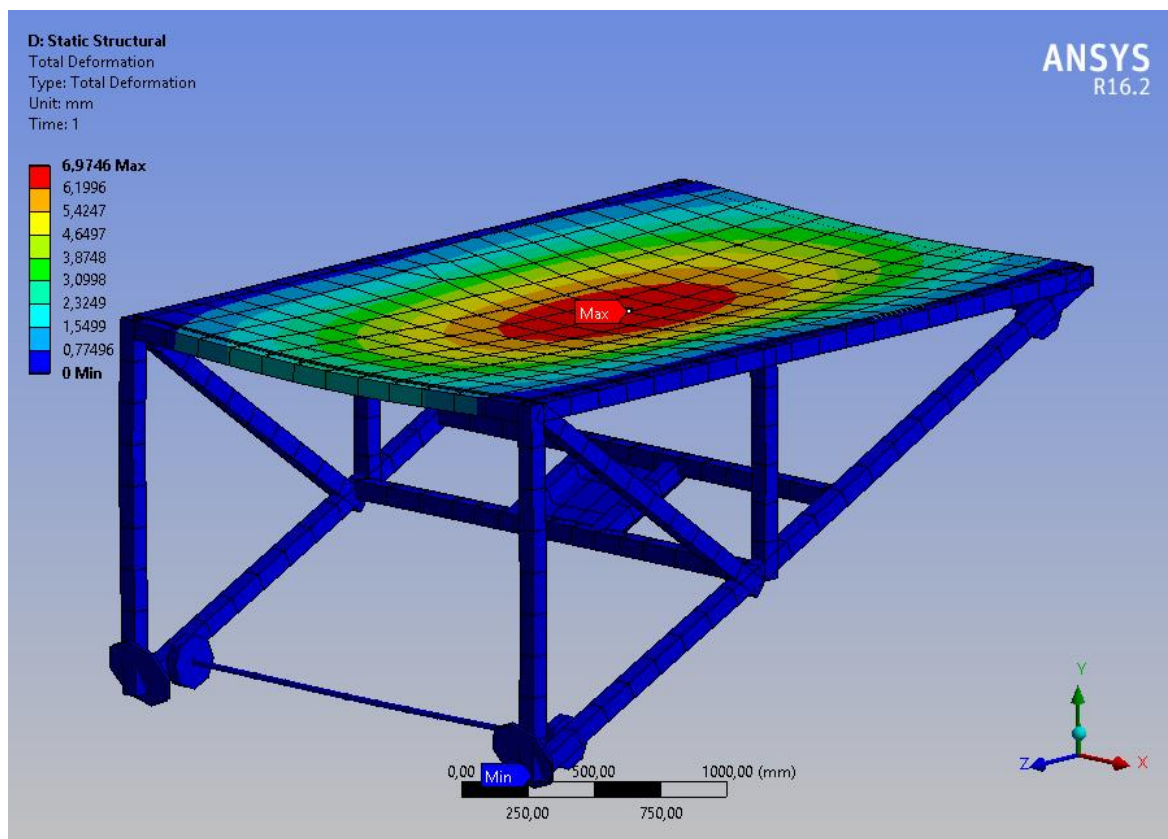


Figura 18 - Deformação - Caso B

Fonte: Autoral

3.2.1.2.5. Casos A e B – deformação da chapa principal

De modo análogo à verificação de deformação das vigas (item 3.2.1.1.4), tomou-se como referência o valor de $\frac{L}{250}$ para o máximo permitido, onde L é o comprimento da chapa. Assim, obtém-se $L = \frac{3020}{250} = 12,08mm$. Da análise das figuras 17 e 18, a maior deformação está no centro da chapa no caso A, sendo de 7,2 mm e menor que o máximo permitido de 12,08mm. Portanto, a chapa também está dentro dos limites de deformação segundo a NBR 8800.

3.2.2. Seleção de Materiais e Componentes

No presente item, serão somente apresentados e comentados os valores das dimensões e espessuras de barras, chapas e perfis, pois tais parâmetros já foram justificados no tópico anterior, durante as simulações e análises de deformação e flambagem.

Além disso, também é justificada a escolha dos materiais de uma maneira geral.

3.2.2.1. Material da estrutura - aço ASTM A36

A demanda é de um material com boa resistência mecânica para suportar as cargas, porém também com boa soldabilidade, já que o carro é fabricado basicamente por vigas, chapas e barras soldadas. Além das duas propriedades mencionadas, também é esperada boa usinabilidade, pois para executar os detalhes construtivos serão necessários cortes dos perfis quadrados. Além disso, o material deve ser o mais barato possível e ter grande disponibilidade no mercado.

Diante do exposto, foi escolhido o Aço ASTM A36 para compor todas as vigas, chapas, discos e barras, já que possui todos os pré-requisitos supracitados

3.2.2.2. Soldas

Para a união da maior parte dos componentes foram usados dois tipos de solda: a de filete onde havia ângulo e a de entalhe de penetração total (chanfro reto) onde não havia. Optou-se pelo chanfro reto devido à maior simplicidade de execução, quando comparado a outros como o chanfro em V ou em K, que exigem cortes para suas aberturas (VOLPATO, 2018). Optou-se pela penetração total, frente à parcial, devido à maior resistência. Sempre que possível, foram estendidos alguns comprimentos para a criação de ângulos a fim de que a solda de filete pudesse ser executada, visto que é mais econômica e de fácil execução quando comparada à de entalhe (VOLPATO, 2018).

Para solda em ângulo, a perna do cordão foi definida pela NBR 8800, onde se recomenda um mínimo de 3mm para juntas onde a menor espessura é no máximo 6,35mm, o que ocorre em quase em todos os casos onde há solda de filete. Para outros casos, a perna está indicada na simbologia dos desenhos em anexo e especificada ao longo do presente trabalho. Segue abaixo a tabela 11 que norteia a dimensão dos cordões de filete.

Tabela 11 - Tamanho mínimo da perna de solda de um filete

Menor espessura do metal-base na junta (mm)	Tamanho mínimo da perna da solda de filete, d_w^a
Abaixo de 6,35 e até 6,35	3
Acima de 6,35 até 12,5	5
Acima de 12,5 até 19	6
Acima de 19	8

Fonte: NBR 8800 (2008, p.74)

Para a solda de penetração total em chanfro reto, a garganta efetiva deve ser igual à largura da junta, de acordo com o item 6.2.2.1 c) da NBR 8800. A abertura de raiz é definida, de acordo com o processo de soldagem a ser escolhido, pela figura 19, retirada da AWS D.1.1. De acordo com a NBR 8800 (ABNT, 2012), o comprimento efetivo do cordão deve ser o total da largura da junta, ou seja, não deve ser intermitente.

Solda de chanfro quadrado (1)
Junta de topo (B)

TODAS AS DIMENSÕES EM mm

Processo de soldagem	Denominação da junta	Espessura do Metal Base (U = ilimitada)		Preparação em Chanfro			Posições de soldagem permitidas	Gás de proteção para FCAW	Notas
		T ₁	T ₂	Abertura de raiz	Tolerâncias				
					Como detalhado (ver 3.13.1)	Como ajustado (ver 3.13.1)			
SMAW	B-L1b	6 máx.	—	$R = \frac{T_1}{2}$	+2, -0	+2, -3	Todas	—	d, e, j
GMAW FCAW	B-L1b-GF	10 máx.	—	R = 0 a 3	+2, -0	+2, -3	Todas	Não Requerido	a, d, j
SAW	B-L1-S	10 máx.	—	R = 0	±0	+2, -0	P	—	j
	B-L1a-S	16 máx.	—	R = 0	±0	+2, -0	P	—	d, j

Figura 19 - Detalhes de juntas soldadas em chanfro CJP (mm)

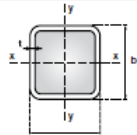
Fonte: American Welding Society (AWS D.1.1)

3.2.2.3. Vigas Estruturais

Para as vigas, foi escolhido o perfil de seção quadrada tubular da Vallourec por se tratar de um perfil de boa resistência, soldabilidade e usinabilidade. O tubo possui 70x70mm e 5,6mm de espessura e foi usado em todas as vigas de função estrutural a fim de facilitar a fabricação.

No início das simulações no ANSYS, foram usados perfis maiores e mais espessos, porém foi observado que poderiam ser diminuídos e ainda assim se respeitar as tensões admissíveis e deformações. Além disso, o comprimento das vigas verticais foi reduzido ao máximo a fim de mitigar os efeitos da flambagem, que é potencializado pelas cargas de tração do cabo de aço e frenagem do freio de emergência paralelas ao trilho. Na figura 20, é mostrada a viga selecionada no catálogo do fornecedor.

Seção Tubular Quadrada (TQ)



Dimensões Externas	Espessura da Parede	Massa por Unidade de Comp.	Área da Seção Transversal	Momento de Inércia	Raio de Giração	Módulo de Resistência Elástico	Módulo de Resistência Plástico	Const. Torção	Módulo de Resistência à Torção	Área de superfície por unid. de Comp.
b x b (mm)	t (mm)	m (kg/m)	A (cm ²)	I _x = I _y (cm ⁴)	r _x = r _y (cm)	W _x = W _y (cm ³)	Z _x = Z _y (cm ³)	J (cm ⁴)	W _t (cm ³)	U (m ² /m)
50 x 50	3,6	5,03	6,41	22,1	1,86	8,86	10,8	37,3	13,4	0,189
	4,0	5,55	7,07	23,7	1,83	9,49	11,7	40,4	14,4	
	4,5	6,19	7,89	25,5	1,80	10,2	12,8	44,1	15,6	
	5,0	6,82	8,69	27,0	1,76	10,8	13,7	47,5	16,6	
	5,6	7,55	9,62	28,6	1,72	11,4	14,7	51,1	17,6	
60 x 60	3,6	6,16	7,85	40,4	2,27	13,5	16,2	66,6	20,3	0,229
	4,0	6,81	8,67	43,6	2,24	14,5	17,6	72,6	22,0	
	4,5	7,60	9,68	47,2	2,21	15,7	19,3	79,8	23,9	
	5,0	8,40	10,7	50,5	2,17	16,8	20,9	86,4	25,6	
	5,6	9,34	11,9	54,0	2,13	18,0	22,6	93,8	27,5	
	6,4*	10,5	13,4	54,8	2,02	18,3	23,6	101	29,0	
	7,1*	11,5	14,7	56,8	1,97	18,9	24,9	107	30,4	
70 x 70	3,6	7,58	9,65	66,5	2,63	19,0	22,7	108	28,7	0,279
	4,0	8,40	10,7	72,1	2,60	20,6	24,8	119	31,1	
	4,5	9,34	11,9	78,6	2,57	22,5	27,2	131	34,0	
	5,0	10,4	13,2	84,6	2,53	24,2	29,6	142	36,7	
	5,6	11,5	14,7	91,2	2,49	26,1	32,2	155	39,6	

Figura 20 - Catálogo de vigas de seção tubular
Fonte: Catálogo de produtos Vallourec (2019, p. 35)

3.2.2.4. Vigas de cercamento

Para as vigas de cercamento, foi escolhido o perfil tubular quadrado de 30 x 30 mm com espessura 3 mm em ASTM A36 do fabricante Bernifer, conforme figura 21. Para tais dimensões, tomou-se como referência as boas práticas em instalações industriais onshore e offshore, onde geralmente são utilizados perfis tubulares redondos de no mínimo 1 1/4" (pol.) de diâmetro e 3,6 mm de espessura, conforme norma ASME B36.10M, para vigas de guarda-corpo, uma aplicação semelhante.

Tais vigas de cercamento não tem qualquer função estrutural, já que as bobinas não irão deslizar ou tombar, conforme explicado no item 3.2.1.1.2. Cargas Aplicadas e Casos de Solicitação. Somente são usadas para facilitar o carregamento das bobinas na chapa principal ao servir como limite físico para guiar o operador da empilhadeira.

Para o carregamento do material na chapa principal, as vigas de cercamento que se localizam no lado do operador devem ser removidas (para melhor entendimento,

ver Figura 9). Elas são encaixadas em suportes de perfil tubular quadrado de 40 x 40 mm com 3 mm de espessura, sendo soldados em ângulo na chapa principal. Na figura 22 é mostrado as vigas do suporte no catálogo do fornecedor Bernifer.

Bitola mm	Espes. parede mm	Kg/m
16,00 x 16,00	1.00	0.47
	1.20	0.56
	1.50	0.68
20,00 x 20,00	1.00	0.60
	1.20	0.71
	1.50	0.87
	2.00	1.10
25,00 x 25,00	1.00	0.75
	1.20	0.90
	1.50	1.11
	2.00	1.42
	2.25	1.64
	2.65	1.90
	3.00	2.13
30,00 x 30,00	1.00	0.91
	1.20	1.09
	1.50	1.34
	2.00	1.73
	2.25	1.99
	2.65	2.32
	3.00	2.54

Figura 21 - Vigas de cercamento Bernifer

Fonte: Catálogo de produtos Bernifer (2019, p. 12)

Bitola mm	Espes. parede mm	Kg/m
16,00 x 16,00	1.00	0.47
	1.20	0.56
	1.50	0.68
20,00 x 20,00	1.00	0.60
	1.20	0.71
	1.50	0.87
	2.00	1.10
25,00 x 25,00	1.00	0.75
	1.20	0.90
	1.50	1.11
	2.00	1.42
	2.25	1.64
	2.65	1.90
	3.00	2.13
30,00 x 30,00	1.00	0.91
	1.20	1.09
	1.50	1.34
	2.00	1.73
	2.25	1.99
	2.65	2.32
	3.00	2.54
40,00 x 40,00	1.00	1.23
	1.20	1.46
	1.50	1.81
	2.00	2.36
	2.25	2.69
	2.65	3.15
	3.00	3.49

Figura 22 - Suporte das vigas de cercamento – Bernifer

Fonte: Catálogo de produtos Bernifer (2019, p. 12)

A solda de filete possui perna de 3 mm conforme tabela 10, retirada da NBR 8800. Para mais detalhes das soldas utilizadas no carro, verificar item 3.2.2.2 SOLDAS.

3.2.2.5. Chapas / disco

A fim de facilitar a fabricação, a chapa principal, a que suporta o freio e os dois discos que recebem o amortecimento da mola (para melhor entendimento, ver Figura 9) são de mesma espessura e mesmo fabricante, SC Aços de 12,7mm material Aço ASTM A36, como já mencionado antes. A figura 23 mostra os dados da chapa de aço escolhida.



Chapas ASTM A-36 / SAE 1045

Espessura		Qualidade		kg/m ²
(mm)	(pol)			
3,18	1/8"		SAE 1045	24,96
4,75	3/16"		SAE 1045	37,29
6,35	1/4"	ASTM A-36	SAE 1045	49,85
8	5/16"	ASTM A-36	SAE 1045	62,8
9,53	3/8"	ASTM A-36	SAE 1045	74,81
12,7	1/2"	ASTM A-36	SAE 1045	99,7

Figura 23 - Chapas de aço ASTM A-36

Fonte: Catálogo SC Aços

3.2.2.6. Freio de emergência

3.2.2.6.1. Descrição geral

A definição de tal freio foi a parte mais dificultosa do trabalho, visto que os tradicionais do tipo cunha, disponíveis para elevadores verticais, apresentam grande dificuldade para serem adaptados ao arranjo de um plano inclinado. Foram feitos vários contatos com fornecedores do freio tipo cunha, porém não se conseguiu chegar a uma adaptação satisfatória e que pudesse ser justificada em termos de dimensionamento.

Diante disso, optou-se pelo freio centrífugo, ilustrado pela figura 24, muito usado em elevadores de obra do tipo cremalheira, onde o curso de elevação precisa ser frequentemente aumentado de acordo com o aumento do número de andares do edifício ao longo da realização da obra. A adaptação é simples, basta a fixação do freio na parte inferior do carro através de parafusos e a instalação de uma cremalheira paralela aos trilhos principais de sustentação, ao longo de todo o percurso. A seleção da cremalheira é descrita no item 3.2.4. Cremalheira.

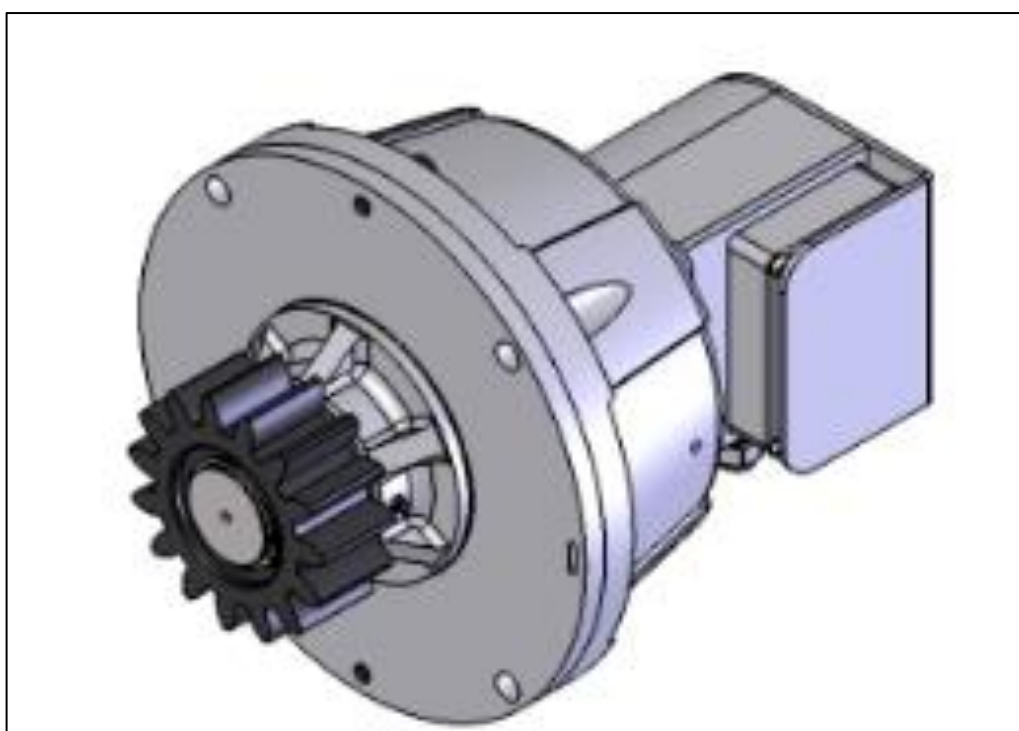


Figura 24 - Freio de Emergência (em perspectiva)

Fonte: Cestalto

O freio funciona de maneira semelhante aos motores de portões elétricos residenciais, porém seu esforço é contra o movimento e não propulsor. Quando o carro atinge a velocidade de 0,18m/s (10,56 m/min), ou seja, aproximadamente 10% a mais da sua velocidade máxima de operação (definido no item 2.2.2 Velocidade, Aceleração e Tempo de Operação) o freio detecta a anormalidade (rompimento dos cabos ou falta de energia) através de sensores e inicia o processo de parada do carro. Dentro do equipamento, sapatas se expandem e geram forte atrito no eixo ligado ao pinhão, este tem sua rotação diminuída, efeito transmitido para a cremalheira e consequentemente para todo o restante do carro.

O freio escolhido foi o FCE-3-2RPD do fabricante Cestalto, possuindo capacidade para frear até 4 toneladas. Na figura 25 é possível observá-lo em detalhes.

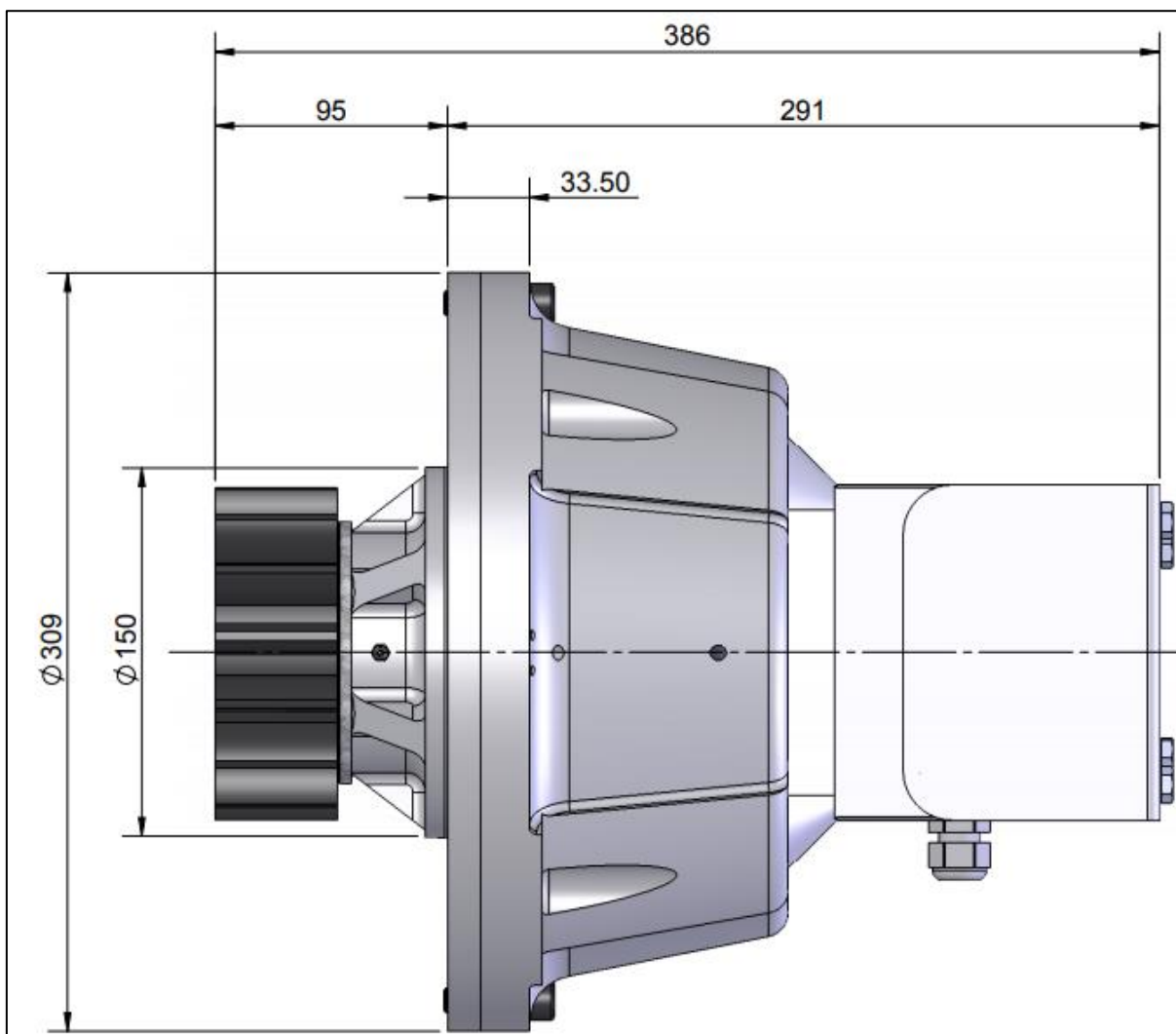


Figura 25 - Freio de Emergência – Dimensões

Fonte: Cestalto

3.2.2.6.2. Instalação - parafusos, porcas e arruelas

Conforme ilustrado pela figura 26, o freio possui um flange de espessura 33,5 mm com 4 furos de 16 mm, sendo o disco da esquerda removível para que se possa inserir uma chapa de fixação (para melhor entendimento, ver Figura 9) e as três espessuras serem ligadas pelos parafusos.

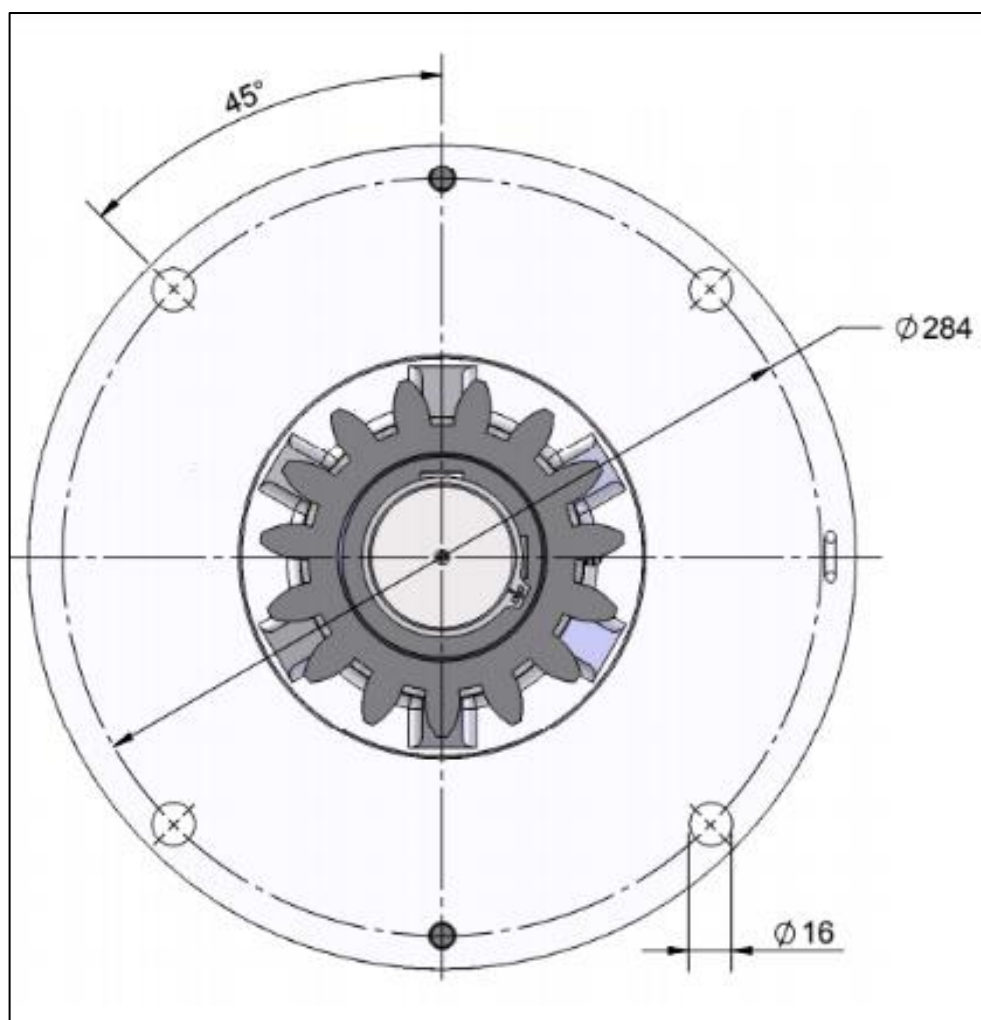


Figura 26 - Freio de Emergência – Dimensões (eixos e parafusos)

Fonte: Cestalto

É importante salientar que se considerou o furo como não roscado, ou liso, já que o fabricante não disponibiliza tal informação. Assim, fez-se uso de porcas para uma fixação segura.

Foi realizada uma consulta no modelo do ANSYS e constatou-se que os parafusos estão somente sob cisalhamento. Porém, no momento da instalação surge

uma alta tensão de tração devido ao aperto. Segundo o item 6.3.3.4 da NBR 8800, quando um parafuso é solicitado por cisalhamento e tração combinados, a fórmula para verificação é:

$$(Ft/Ftr)^2 + (Fc/Fcr)^2 \leq 1.$$

Em que:

Ft = força de tração atuante

Fc = força de cisalhamento atuante

Ftr = força de tração resistente (ruptura)

Fcr = força de cisalhamento resistente (ruptura)

A própria NBR 8800 propõe um método particular para cálculo da força de tração resistente Ftr , porém, para fins de melhor precisão, esse valor pode ser obtido diretamente do fornecedor. Assim, para um parafuso sextavado M14 classe 5.8, a força de tração resistente mínima de ruptura é de $Ftr = 59800N$, conforme figura 27 retirada da norma de base do fornecedor Ciser, que é a ISO 898 - 1: MECHANICAL PROPERTIES OF FASTENERS MADE OF CARBON STEEL AND ALLOY STEEL, 1999.

Table 4 — Minimum ultimate tensile loads — ISO metric coarse pitch thread

Thread ^a <i>d</i>	Nominal stress area ^b $A_{s,nom}$ mm ²	Property class								
		4.6	4.8	5.6	5.8	6.8	8.8	9.8	10.9	12.9/12.9
Minimum ultimate tensile load, $F_{m \min}$ ($A_{s, nom} \times R_{m, \min}$), N										
M3	5,03	2 010	2 110	2 510	2 620	3 020	4 020	4 530	5 230	6 140
M3,5	6,78	2 710	2 850	3 390	3 530	4 070	5 420	6 100	7 050	8 270
M4	8,78	3 510	3 690	4 390	4 570	5 270	7 020	7 900	9 130	10 700
M5	14,2	5 680	5 960	7 100	7 380	8 520	11 350	12 800	14 800	17 300
M6	20,1	8 040	8 440	10 000	10 400	12 100	16 100	18 100	20 900	24 500
M7	28,9	11 600	12 100	14 400	15 000	17 300	23 100	26 000	30 100	35 300
M8	36,6	14 600 ^c	15 400	18 300 ^c	19 000	22 000	29 200 ^c	32 900	38 100 ^c	44 600
M10	58	23 200 ^c	24 400	29 000 ^c	30 200	34 800	46 400 ^c	52 200	60 300 ^c	70 800
M12	84,3	33 700	35 400	42 200	43 800	50 600	67 400 ^d	75 900	87 700	103 000
M14	115	46 000	48 300	57 500	59 800	69 000	92 000 ^d	104 000	120 000	140 000
M16	157	62 800	65 900	78 500	81 600	94 000	125 000 ^d	141 000	163 000	192 000
M18	192	76 800	80 600	96 000	99 800	115 000	159 000	—	200 000	234 000
M20	245	98 000	103 000	122 000	127 000	147 000	203 000	—	255 000	299 000
M22	303	121 000	127 000	152 000	158 000	182 000	252 000	—	315 000	370 000
M24	353	141 000	148 000	176 000	184 000	212 000	293 000	—	367 000	431 000
M27	459	184 000	193 000	230 000	239 000	275 000	381 000	—	477 000	560 000
M30	561	224 000	236 000	280 000	292 000	337 000	466 000	—	583 000	684 000
M33	694	278 000	292 000	347 000	361 000	416 000	576 000	—	722 000	847 000
M36	817	327 000	343 000	408 000	425 000	490 000	678 000	—	850 000	997 000
M39	976	390 000	410 000	488 000	508 000	586 000	810 000	—	1 020 000	1 200 000

Figura 27 - Tensão de cisalhamento mínima

Fonte: ISO 898 - 1: Mechanical properties of fasteners made of carbon steel and alloy steel

Segundo o item 6.3.3.2 da NBR 8800, a força de cisalhamento resistente pode ser considerada como 53,3% de Ftr , quando o plano de cisalhamento passa pelo plano

da rosca ou 66,7% de F_{tr} quando não passa. Foi considerado o caso mais conservador de 53,3%. Assim, $F_{cr} = 0,53 \times 59800 = 31694N$.

Para fins de dimensionamento, tomou-se como referência o caso de simulação do ANSYS de maior tensão equivalente, conforme explicado no item 3.2.1.1.2. Caso B – Desaceleração das Molas de Emergência. Dele, foi extraído pelo software uma força cisalhante de 3609,92 N atuante na chapa de fixação do freio no momento crítico da desaceleração. Porém, como o flange possui 4 parafusos, obtém-se a força de $F_c = \frac{3.606,92}{4} = 901,73 N$ para cada um deles. Na figura 28, é possível ver a chapa de fixação do freio. Para mais detalhes visuais, recomenda-se o uso dos desenhos técnicos em anexo.

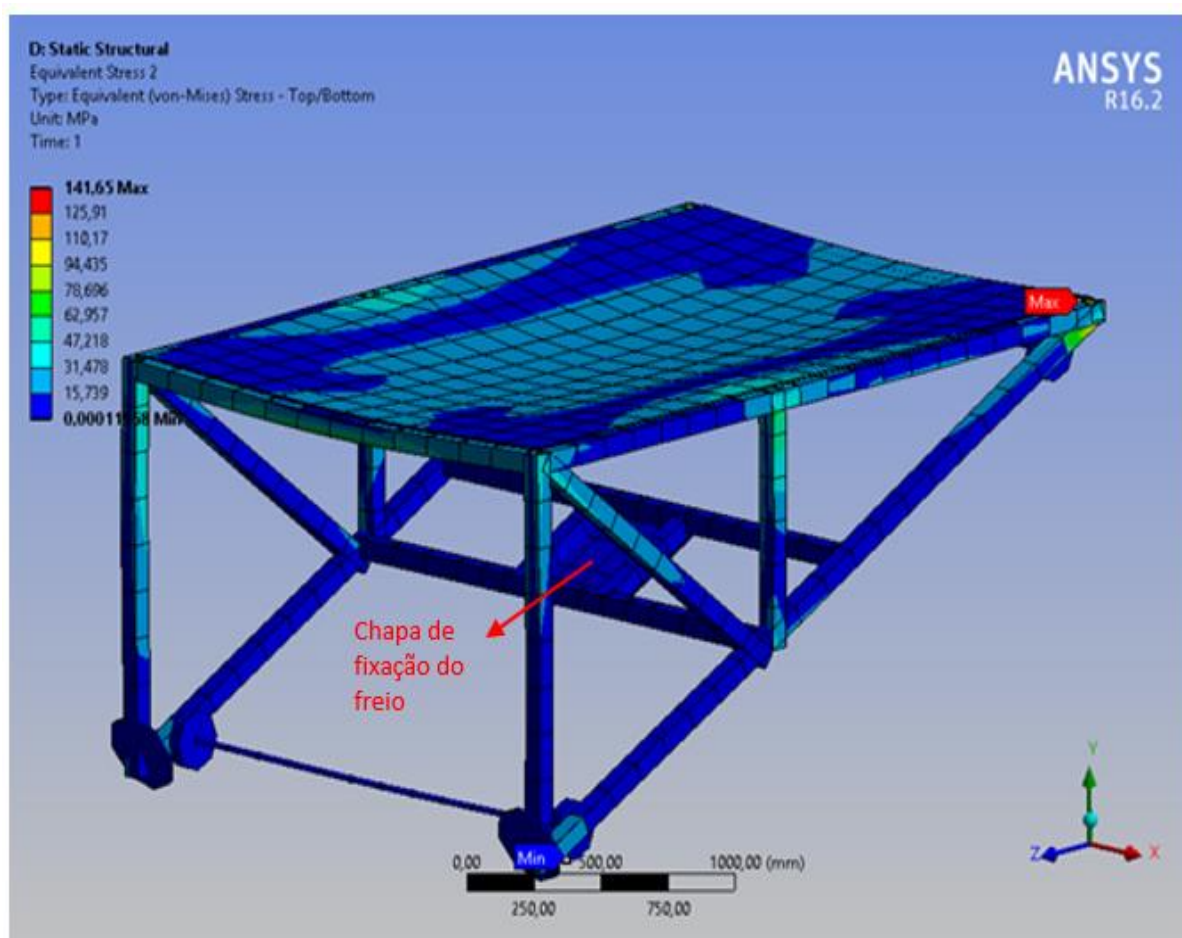


Figura 28 - Chapa de Fixação do Freio
Fonte: Autoral

Como mencionado em parágrafos anteriores, a única força de tração é a de aperto dos parafusos. Segundo item 6.7.4.1 da NBR 8800, ela é 70% da força de tração resistente F_{tr} . Assim, obtém-se $F_t = 0,7 \times 59800 = 41860 \text{ N}$.

Aplicando a fórmula para verificação, mencionada no início deste tópico, obtém-se:

$$\left(\frac{F_t}{F_{tr}}\right)^2 + \left(\frac{F_c}{F_{cr}}\right)^2 \leq 1 \quad \therefore \left(\frac{41.860}{59.800}\right)^2 + \left(\frac{901,73}{31.694}\right)^2 = 0,49$$

Como 0,49 é menor que 1, foi selecionado o parafuso sextavado M14 de classe de resistência 5.8, rosca inteira DIN 933 6g do fabricante Ciser, com acabamento zincado branco, conforme figura 29. Optou-se pelo sextavado por ser de grande disponibilidade no mercado e fácil manuseio, podendo ser torquado com chave inglesa, chave de boca ou parafusadeira, além de ter grande aplicabilidade em estruturas metálicas (CRV INDUSTRIAL, 2019).

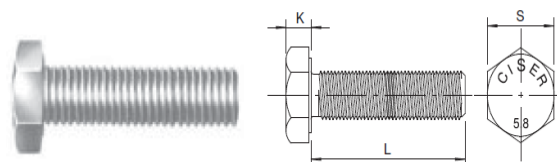
Com relação ao comprimento útil do mesmo, deve-se ultrapassar em alguns milímetros a soma das espessuras que o parafuso está fixando, além da porca e arruela. Para o presente caso, há o flange já mencionado de 33,5 mm, a chapa de fixação de 12,7mm, a porca de 11 mm (dimensionada nos próximos parágrafos) e a arruela de 2,7mm (dimensionada nos próximos parágrafos).

Assim, obtém-se uma soma $S = 33,5 + 12,7 + 11 + 2,7 = 59,9 \text{ mm}$, o que leva a um parafuso de 65 mm de comprimento útil. A figura 29 mostra os dados do parafuso selecionado no catálogo do fornecedor.

Dimensões: DIN 933
Rosca: DIN 13 - (ISO 965) - 6g
Classe de resistência: 5.8
Material: Aço baixo carbono

Dimensiones: DIN 933
Rosca: DIN 13 - (ISO 965) - 6g
Clase de resistencia: 5.8
Material: Acero bajo carbono

Dimensions: DIN 933
Thread: DIN 13 - (ISO 965) - 6g
Property class: 5.8
Material: Low carbon steel



Linha / Línea / Line
MA: 145

Dimensões / Dimensiones / Dimensions							
Dimensão nominal <i>Dimensión nominal / Nominal size</i>	M5	M6	M8	M10	M12	M14	M16
Passo / Paso / Pitch	0,8	1,0	1,25	1,5	1,75	2,0	2,0
S Chave / Entre caras / Across flat	8	10	13	17	19	22	24
K Altura máxima da cabeça (mm) <i>Altura máxima de la cabeza (mm)</i> Maximum head height (mm)	3,65	4,15	5,45	6,56	7,69	8,98	10,18
L Comprimento / Longitud / Length	Referência / Referencia / Reference						

Figura 29 - Parafuso sextavado

Fonte: Ciser

A porca deve ser dimensionada para mesmo diâmetro nominal e especificação da rosca, tendo uma classe de resistência igual ou superior. Diante disso, foi selecionada a porca sextavada M14 de classe de resistência 8 com rosca DIN 13 6h e acabamento zincado branco, conforme figura 30.

Dimensões: DIN 934

Rosca: DIN 13 (ISO 965) - 6H

Grau de resistência: 8

Material: Aço baixo carbono até a bitola M16 e aço médio carbono temperado e revenido, acima de M16

Dimensiones: DIN 934

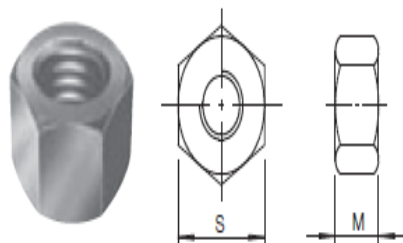
Rosca: DIN 13 (ISO 965) - 6H - Clase de resistencia: 8

Material: Acero bajo carbono hasta la medida de M16 y acero medio carbono templado y revenido, arriba de M16

Dimensions: DIN 934

Thread: DIN 13 (ISO 965) - 6H - Property class: 8

Material: Low carbon steel up to M16 and medium carbon steel tempered and quenched, greater than M16



Linha / Línea / Line

MA 670 - MB: 671

Dimensões / Dimensiones / Dimensions							
Dimensão nominal <i>Dimensión nominal</i> Nominal size	Paso / Paso / Pitch		S	M		Referência / Referencia / Reference	
	MA	MB	Chave / Entre caras <i>Across flat</i>	Altura mín. <i>Min. height</i>	Altura máx. <i>Max. height</i>	MA	MB
5	0,80		8	3,70	4,00	206 00 02 20	
6	1,00		10	4,70	5,00	257 00 02 01 10	
7	1,00		11	5,20	5,50	308 00 02 10	
8	1,25	1,00	13	6,14	6,50	359 00 02 01 50 5	359 00* 02 04 5
10	1,50	1,00	17	7,64	8,00	411 00 02 01 5	411 00* 02 04 5
10	1,50	1,00	17	7,64	8,00	411 02G 20G	
12	1,75	1,50	19	9,64	10,00	463 00 02 01 2	463 00* 02 04 2
14	2,00	1,50	22	10,30	11,00	515 00 02 2	515 00 02 2

Figura 30 - Porca sextavada

Fonte: Ciser

A arruela selecionada foi a lisa DIN 125 M14, possuindo mesmo diâmetro nominal da porca e do parafuso e feita de aço baixo carbono com acabamento zincado branco, conforme a figura 31.

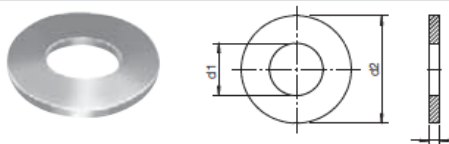
Arruela lisa
Arandela plana
Plain washer

AR LI MM

Dimensões: DIN 125 - Tipo A - Parte 1
Material: Aço baixo carbono

Dimensiones: DIN 125 - Tipo A - Parte 1
Material: Acero bajo carbono

Dimensions: DIN 125 - Type A - Part 1
Material: Low carbon steel



Linha / Línea / Line
806

Dimensões / Dimensiones / Dimensions							
Dimensão nominal Dimensión nominal Nominal size	ø d1		ø d2		S		Referência Referencia Reference
	Interno mín. Interior mín. Min. inside (mm)	Interno máx. Interior máx. Max. inside (mm)	Externo mín. Exterior mín. Min. outside (mm)	Externo máx. Exterior máx. Max. outside (mm)	Espessura mín. Espesor mín. Min. thickness	Espessura máx. Espesor máx. Max. thickness	
3	3,20	3,38	6,64	7,00	0,45	0,55	101 10
4	4,30	4,48	8,64	9,00	0,70	0,90	151 10
5	5,30	5,48	9,64	10,00	0,90	1,10	201 10
6	6,40	6,62	11,57	12,00	1,40	1,80	251 10
8	8,40	8,62	15,57	16,00	1,40	1,80	351 5
10	10,50	10,77	19,48	20,00	1,80	2,20	401 5
12	13,00	13,27	23,48	24,00	2,30	2,70	451 5
14	15,00	15,27	27,48	28,00	2,30	2,70	501 5

Figura 31 - Arruela M16
Fonte: Ciser

3.2.2.6.3. Desaceleração, tempo e distância de parada

Para cálculo da desaceleração de frenagem, foi tomada como referência a tabela de teste do fornecedor, conforme figura 32. Nela, o teste número 10 é feito para uma carga de 2200 kg que estava a uma velocidade de 45 m/min e foi freada até a inércia. A distância percorrida após acionamento foi de 0,333 m. Assim, a desaceleração pode ser calculada pela Equação de Torricelli abaixo, conforme definida em HALLIDAY (2016):

$$A = \frac{(v^2 - v_0^2)}{2 \times \Delta S}$$

em que:

$$v_0 = 0,75 \frac{m}{s} \text{ ou } 45 \text{ m/min}$$

$$v = 0 \text{ m/s}$$

$$\Delta S = 0,33m$$

$$A = \text{desaceleração}$$

$$A = \frac{(v^2 - v_0^2)}{2 \times \Delta S} = \frac{0,75^2}{2 \times 0,33} = 0,85 \frac{m}{s^2}$$

Data	Hora	Teste N°	Total kg	Queda (m)	Deslocou (mm)	Espaço Percorrido (m)		
						Abriu Sapata	Frenagem	
05/11/2018	17:43	1	1.200	1,642	1,15	4,36	1,353	0,289
05/11/2018	17:50	2	1.200	1,153	0,75	3,06	0,965	0,189
05/11/2018	17:58	3	1.200	1,179	0,85	3,13	0,965	0,214
05/11/2018	18:13	4	1.200	1,137	0,85	3,02	0,923	0,214
05/11/2018	18:20	5	1.200	1,171	0,85	3,11	0,957	0,214
05/11/2018	18:26	6	1.200	1,141	0,85	3,03	0,927	0,214
			1.200	1,237	0,88	3,28	1,015	0,222
06/11/2018	13:45	7	2.200	0,803	1,30	2,13	0,476	0,327
06/11/2018	14:03	8	2.200	0,870	1,35	2,31	0,531	0,339
06/11/2018	14:09	9	2.200	0,860	1,30	2,28	0,533	0,327
06/11/2018	14:14	10	2.200	0,901	1,35	2,39	0,562	0,339
06/11/2018	14:22	11	2.200	0,824	1,30	2,19	0,497	0,327
06/11/2018	14:27	12	2.200	0,832	1,35	2,21	0,493	0,339
			2.200	0,852	1,33	2,26	0,525	0,333

Figura 32 - Teste de Frenagem

Fonte: Cestalto

Tal desaceleração pode ser usada para as simulações do carro, já que é uma característica do freio e não irá mudar quando a velocidade inicial diminuir de 45 m/min usada no teste para a de 10,56 m/min do projeto, conforme definido no item 3.2.2.6.1. Descrição Geral. Além disso, a variação de massa entre o teste e o elevador dimensionado (2200 kg para 1800 kg, respectivamente) traz influência ínfima para a desaceleração.

A mesma equação de Torricelli pode ser usada para cálculo da distância de frenagem para o caso do presente projeto, em que a velocidade inicial não é 45 m/min, mas sim 10,56 m/min, conforme definido no item 3.2.2.6.1. Descrição Geral. Dessa forma, obtém-se:

$$v_0^2 = 0,18 \frac{m}{s} \text{ ou } 10,56 \text{ m/min}$$

$$v^2 = 0 \text{ m/s}$$

$$\Delta S = 0,33m$$

$$A = \text{desaceleração}$$

$$\Delta S = \frac{(v^2 - v_0^2)}{2 \times A} = \frac{0,18^2}{2 \times 0,85} = 0,02m$$

3.2.2.7. Molas de emergência

As molas de emergência foram selecionadas para o uso no caso crítico em que o cabo de aço arrebenta e o carro acelere até uma velocidade muito próxima, mas não igual a 0,18 m/s. Assim, o freio de emergência não é acionado e a mola é a única responsável por levar o carro daquela velocidade até a inércia.

Foram selecionadas duas molas do modelo R 63 – 102 para carga extrapesada, do fabricante Polimold. Cada uma suporta até 1.570kg e possuem rigidez K de 438N/mm. Como a massa do carro é definida pela equação abaixo na direção de cada mola, elas estão justificadas com relação à carga máxima.

$$M = m \times \sin 25^\circ = 4.300 \times \sin 25 = 1817 \text{ kg ou } \frac{1817}{2} = 908,5 \text{ kg}$$

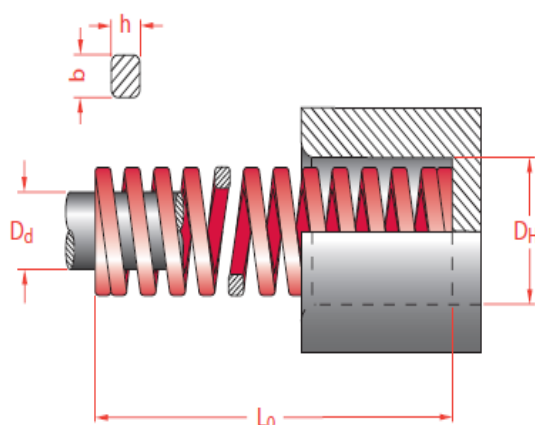
Com relação ao peso em newtons, a força em cada mola é o peso do carro na direção das mesmas dividido por dois, $F = \frac{(4300 \times 9,8 \times \sin 25^\circ)}{2} = 9.000 \text{ N}$. Nesse caso, pela lei de Hooke, conforme HALLIDAY (2016) as mesmas terão um curso de compressão de $x = \frac{F}{K}$; $x = \frac{9.000}{438} \cong 20 \text{ mm ou } 0,02\text{m}$. Assim, obtém-se a mesma distância de frenagem do freio de emergência, conforme calculado no item 3.2.2.6.3. Desaceleração, Tempo e Distância de Parada.

Desta maneira, com o mesmo percurso de frenagem e mesmas velocidades iniciais e finais, a mesma desaceleração de 0,85 m/s² usada no freio de emergência é aplicada na frenagem das molas. Conforme mostrado pela figura 33 no catálogo do fornecedor Polimold.

Mola Carga Pesada

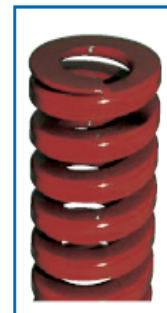
Série "R"

polimold
INDUSTRIAL S.A.



Legenda:

- D_H = Diâmetro do Furo
- D_d = Diâmetro do Eixo
- $b \times h$ = Secção do Arame
- L_0 = Comprimento Livre de Carga
- D = Valor aproximado para Deflexão Sólida



D_H	D_d	$b \times h$	L_0 mm	Referência	Rigidez N / mm	20 %		25 %		30 %		D Aprox.	
						mm	N	mm	N	mm	N		
63	38	11.6 x 12.3	76	R 63 - 76	618	15.2	9394	19.0	11742	22.8	14090	24.7	15265
			89	R 63 - 89	515	17.8	9167	22.3	11485	26.7	13751	30.0	15450
			102	R 63 - 102	438	20.4	8935	25.5	11169	30.6	13403	35.1	15374
			115	R 63 - 115	370	23.0	8510	28.8	10656	34.5	12765	37.5	13875
			127	R 63 - 127	333	25.4	8458	31.8	10589	38.1	12687	45.9	15285
			152	R 63 - 152	269	30.4	8178	38.0	10222	45.6	12266	56.5	15199
			178	R 63 - 178	226	35.6	8046	44.5	10057	53.4	12068	66.8	15097
			203	R 63 - 203	198	40.6	8039	50.8	10058	60.9	12058	78.8	15602
			254	R 63 - 254	155	50.8	7874	63.5	9843	76.2	11811	101.7	15763
			305	R 63 - 305	128	61.0	7808	76.3	9766	91.5	11712	122.4	15667

Figura 33 - Molas de Emergência

Fonte: Polimold

As molas serão soldadas em uma chapa quadrada de 100 mm com espessura de 12,77 mm por filete de 5 mm, conforme tabela 10, no item 3.2.2.2, definido pela NBR 8800, já que a espessura da mola é de 12,3 mm. A chapa será aparafusada na parede do pavilhão inferior. Mais detalhes da soldagem estão no item 3.2.2.2. Soldas. Para mais detalhes visuais, recomenda-se observação dos desenhos técnicos em anexo.

3.2.2.7.1. Dimensionamento da chapa

Para dimensionamento da chapa, foi considerado o esforço de compressão sobre ela vindo da força da própria mola, conforme diagrama de corpo livre mostrado

na figura 34. Foi desconsiderado a tensão de cisalhamento do peso da mola apoiada na chapa, já que é ínfima quando comparada à de compressão.

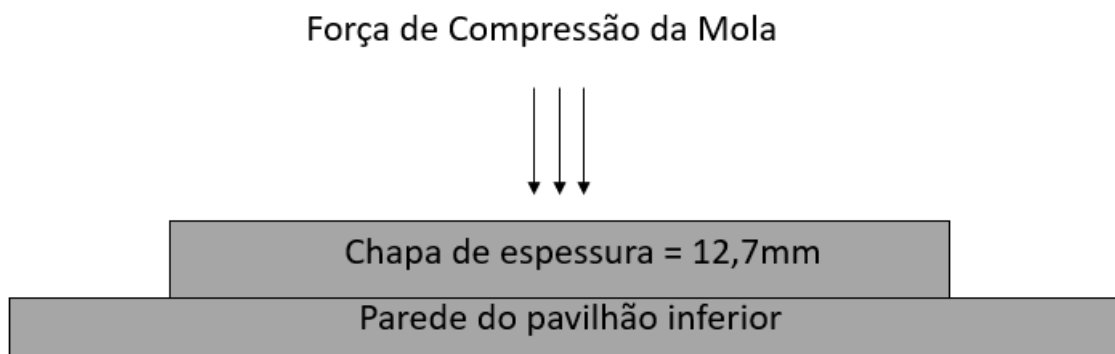


Figura 34 - D.C.L da Chapa soldada à mola
Fonte: Autoral

Dessa forma, obtém-se:

F = Força na direção de cada mola, devido ao peso do carro

A = Área de contato da mola com a chapa

$$Tensão = \frac{F}{A} = \frac{\left(\frac{4300 \times 9,8 \times \text{sen } 25}{2}\right)}{\pi \times (31,5^2 - 19^2)} = 4,5 \text{ Mpa.}$$

Como o valor obtido é menor que a tensão admissível de 188 MPa do Aço A36, conforme item 3.2.1.1.3 Tensão Admissível, a chapa está dentro dos limites de tensão.

3.2.2.7.2. Fixação na parede do pavilhão inferior

Por razões de facilidade de fabricação, serão usados os mesmos chumbadores da fixação do guincho, que possuem dimensionamento conforme item 3.2.2.11.1. Fixação na Estrutura De Concreto.

3.2.2.8. Rodas e eixo

As rodas escolhidas são de ferro fundido do fabricante Manutan e são próprias para vagonetas, aplicação semelhante ao elevador inclinado. Elas possuem grande

resistência a degradações. As mesmas já apresentam um rolamento de esferas onde será inserido o eixo estático de 25 mm (dimensionado pelas simulações no capítulo 4), dimensão que norteou a escolha das rodas, já que o diâmetro do cubo do rolamento que deve ser igual ao do eixo. Dessa forma, foi escolhida a roda da conforme figura 35, com capacidade para 1.500 kg cada, suportando o peso distribuído de $P = \frac{4.300 \text{ kg}}{4} = 1.075 \text{ kg}$


 <p>A008283</p>	Ø (mm)	200 mm	Ø total (mm)	230 mm
	Piso largura (mm)	38 mm	Largura total (mm)	56 mm
	Capacidade (kg)	1500 kg	Cubo Ø (mm)	25 mm
	Peso (kg)	7.44 kg		

Figura 35 - Especificação das rodas

Fonte: Manutan

3.2.2.9. Mancal de suporte dos eixos

Os eixos que suportam as rodas são fixos por buchas aos mancais, peças de fabricação própria. A necessidade desse mancal se deve ao fato de evitar que o eixo fosse fixado diretamente nas vigas para evitar concentração de tensão, já que furos teriam de ser feitos. Nos desenhos em anexo o conjunto eixo – mancal é mostrado com bastante detalhes.

3.2.2.10. Dispositivos de içamento inclinado

3.2.2.10.1. Arranjo

O içamento inclinado do carro é feito através do guincho, no qual está enrolado o cabo de aço principal. A configuração do arranjo foi pensada de modo a

reduzir ao máximo o número de componentes, porém visando também mitigar o desgaste dos mesmos. Dessa forma, foi feito uso de olhais soldados à estrutura do carro conectados a manilhas ligadas ao conjunto sapatilha e cabo de aço preso por cliques. Os cabos se conectam na outra extremidade ao anelão, componente que recebe a tração do cabo de aço principal e dos outros dois “auxiliares”, conforme figura 36.

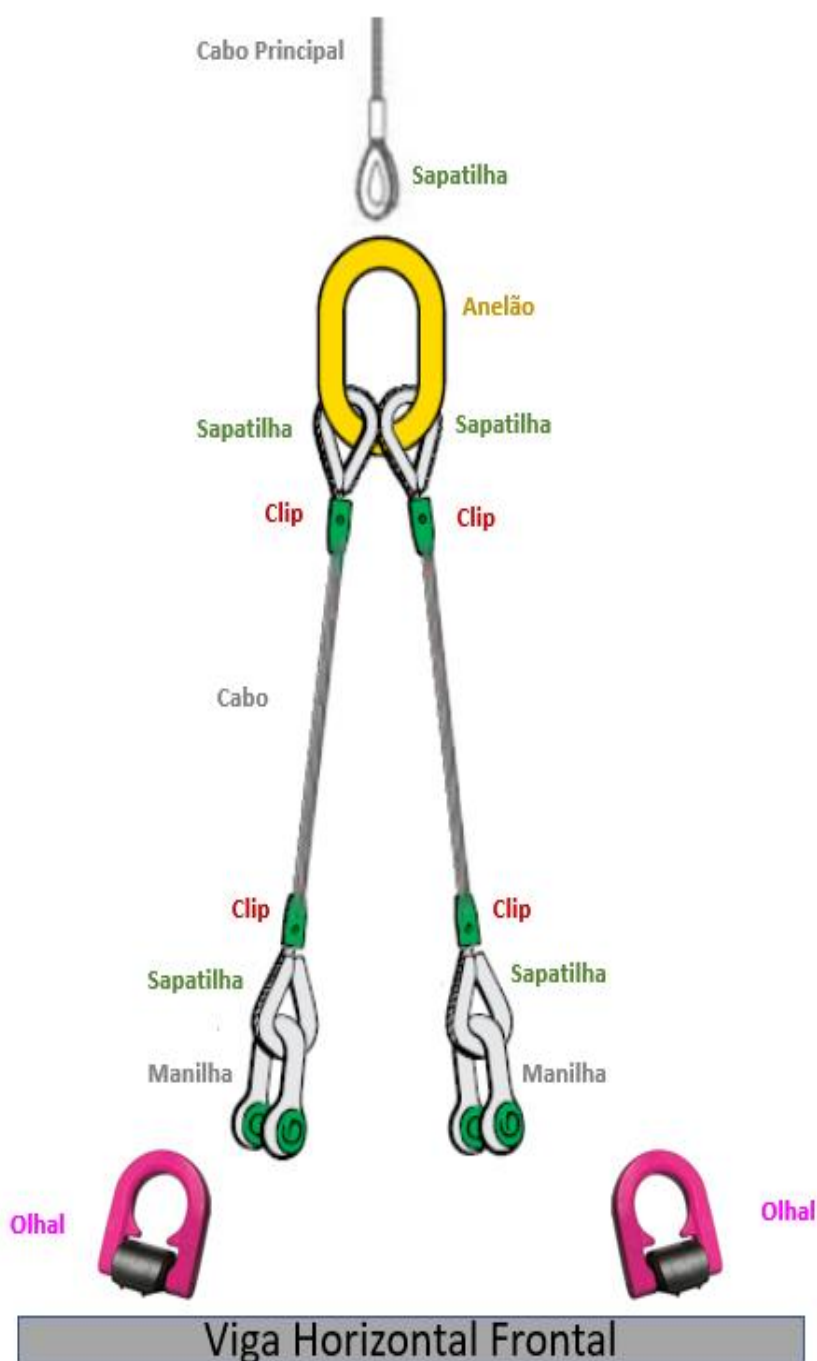


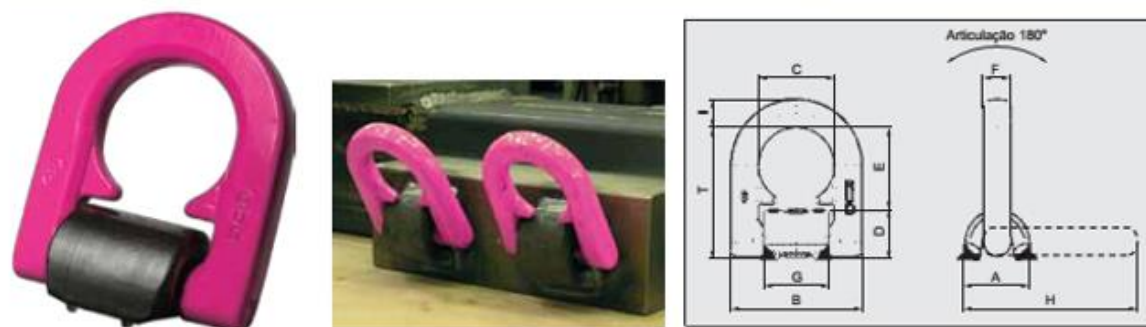
Figura 36 - Içamento
Fonte: RUD e Internacional Cabos

3.2.2.10.2. Olhais de içamento inclinado

São usados dois olhais soldados em ângulo na viga horizontal superior traseira, conforme Figura 9. Os mesmos possuem capacidade de 1,5 tonelada cada, totalizando 3 toneladas, valor superior ao peso aproximado de 900 kg, conforme calculado no item 3.2.2.6.2. Desaceleração, Tempo e Distância de Parada, que é o peso total do carro carregado com a configuração de bobinas mais pesadas, na direção dos olhais, e dividido pela quantidade de olhais. Sua localização foi definida de modo a reduzir o momento gerado pela tração dos cabos.

Para a solda dos olhais, as dimensões do filete são definidas de acordo com a coluna “Solda” na tabela do fabricante, disposta na figura 37.

Cumpra as diretrizes de maquinaria 2006/42/EG



Descrição	Carga de trab. (t)	Dimensões (mm)										Solda L	Peso (kg)
		A	B	C	D	E	F	G	H	I	T		
VLBS 1.5	1.5	32	66	38	25	40	13,5	33	87	14	65	HV 5 + 3	0,35
VLBS 2.5	2.5	36	77	45	27	48	13,5	40	97	16	75	HV 7 + 3	0,5
VLBS 4	4	42	87	51	32	52	16,5	46	112	18	84	HV 8 + 3	0,8
VLBS 6.7	6.7	61	115	67	44	73	22,5	60	157	24	117	HV 12 + 4	1,9
VLBS 10	10	75	129	67	55	71	26,5	60	173	26,5	126	HV 16 + 4	2,9
VLBS 16	16	95	190	100	69	105	26	90	243	40	174	HV 25 + 6	6,8

Figura 37 - Olhal de içamento – modelo VLBS

Fonte: RUD

3.2.2.10.3. Manilhas

É usada a manilha do tipo âncora de pino roscado do fabricante Berwanger com capacidade de 2.000kg. Dentre as disponíveis no mercado, foi a que possuía a melhor combinação das dimensões para o encaixe do seu pino no olhal e do conjunto

sapatilha e cabo de aço na sua abertura, além disso também suporta a carga de 900 kg, valor calculado conforme item 3.2.2.10.2 Olhais de içamento, conforme mostrado na figura 38.

MANILHA ÂNCORA PINO ROSCADO							
CÓDIGO	A	B	C	D	E	PESO	CAP.
	mm	mm	mm	mm	mm	kg	kg
MAPR-0,5t	19,8	6	28	8	12	0,05	500
MAPR-0,75t	21,3	8	29	10	13	0,09	750
MAPR-1t	26,2	10	36	13	16	0,13	1000
MAPR-2t	33,3	13	47	16	20	0,32	2000
MAPR-3,25t	42,9	16	61	19	27	0,62	3250
MAPR-4,75t	51	19	70	22	32	1,08	4750
MAPR-6,5t	58	22	83	25	36	1,56	6500
MAPR-8,5t	68,5	25	94	29	42	2,32	8500
MAPR-9,5t	74	29	108	32	48	3,32	9500
MAPR-12t	92,5	32	117	35	57	4,53	12000
MAPR-13,5	92	35	130	38	57	5,93	13500
MAPR-17t	98,5	38	150	41	68	7,71	17000
MAPR-25t	127	44	180	51	74	13,04	25000
MAPR-35t	146	51	200	54	83	17,68	35000

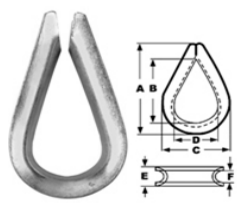


Figura 38 - Manilha âncora pino roscado
Fonte: Berwanger

3.2.2.10.4. Sapatilhas

A sapatilha não é de uso obrigatório, porém é uma boa prática para evitar o desgaste prematuro do cabo, o que aconteceria se ele estivesse em contato direto com a manilha e o anelão. Ela é selecionada em função do diâmetro do cabo de aço. Para um cabo de 14 mm, conforme calculado no item 3.2.2.11. Dimensionamento da Máquina de Tração, conforme mostrado na figura 39, do fabricante Internacional Cabos.

Para a aplicação do projeto não foi encontrada uma sapatilha com exatos 14 mm, a mais próxima desse valor é a de $\frac{1}{2}$ " , que apresenta uma abertura para alojamento do cabo de 13 mm. Tal diferença pode ser vencida no momento da instalação por leve deformação plástica dos elementos.



REF. SEL	Sapatilha Leve							PESO UNIT. (kg)
	Ø DO CABO	DIMENSÕES (mm)						
		pol	A	B	C	D	E	
SEL-03	1/8"	28	21	17	10	6	3	0,003
SEL-05	3/16"	36	27	22	14	8	5	0,006
SEL-06	1/4"	49	36	28	18	10	7	0,009
SEL-08	5/16"	47	34	28	17	11	9	0,013
SEL-10	3/8"	61	48	34	21	15	12	0,026
SEL-13	1/2"	69	49	42	24	17	13	0,032
SEL-16	5/8"	92	65	54	33	21	16	0,105
SEL-19	3/4"	105	80	68	40	27	22	0,270
SEL-22	7/8"	125	90	74	46	30	23	0,320
SEL-25	1 "	145	109	79	52	34	26	0,365

As sapatilhas leves têm a função de proteger cordas e cabos de aço do atrito e desgaste prematuro a que são submetidos durante o uso.

Estampada em aço maleável - Norma DIN 6899-A
Acabamento galvanizado

Figura 39 - Sapatilhas
Fonte: Internacional Cabos

3.2.2.10.5. Clips

Os clips são selecionados de acordo com o diâmetro do cabo. No presente projeto optou-se pelo uso de 12 clips (3 em cada conexão) para garantir a segurança da operação. Para um cabo de 14 mm têm-se os clips abaixo do fabricante Vonder, conforme mostrado na figura 40. Assim como no caso das sapatilhas, não foram encontrados clips na medida exata de 14 mm, mas somente em 1/2", ou seja, 12,7 mm. Contudo tal diferença pode ser vencida por deformação plástica na instalação.



Figura 40 - Clips para cabo de aço
Fonte: Vonder

3.2.2.10.6. Anelão

O anelão é o componente que faz a ligação entre o cabo principal e os auxiliares. Portanto, além de suportar a carga do carro na direção paralela aos trilhos, sua abertura deve comportar, na parte inferior, dois conjuntos cabo de aço mais sapata e na parte superior, uma sapatilha. Diante disso, foi selecionado o anelão ASC-25 da fabricante Internacional Cabos, conforme mostrado na figura 41, com capacidade para 2200 kg, valor superior à carga do carro na direção do mesmo: $C = m \times \sin(25^\circ) = 1817 \text{ kg}$.



REF. ASC	Anelão de Sustentação <i>Aço carbono forjado - soldado</i>					
	DIMENSÕES				CARGA DE TRAB.	PESO UNIT.
	MASTER LINK					
	A	B	C			
(pol)	(mm)	(mm)	(mm)	(kgf)	(kg)	
ASC-10	3/8"	10	55	100	850	0,180
ASC-13	1/2"	13	64	127	1.500	0,380
ASC-16	5/8"	16	67	132	2.500	0,600
ASC-19	3/4"	19	70	140	3.500	1,000
ASC-22	7/8"	22	79	159	4.500	1,400
ASC-25	1"	25	89	178	6.000	2,200
ASC-29	1 1/8"	29	100	200	7.500	2,900
ASC-32	1 1/4"	32	111	222	9.000	4,100
ASC-35	1 3/8"	35	122	244	11.000	5,900
ASC-38	1 1/2"	38	133	267	13.000	7,000
ASC-44	1 3/4"	44	152	305	17.000	11,400
ASC-51	2"	51	178	356	21.000	16,500
ASC-57	2 1/4"	57	203	406	25.000	25,000
ASC-64	2 1/2"	64	203	406	32.000	30,200
ASC-70	2 3/4"	70	229	406	37.000	38,800
Fator de Segurança: 5 x a Carga de Trabalho						
<p>Acessório amplamente utilizado em conjuntos (lingas) de correntes, cabos de aço e cintas têxteis.</p> <p>Fabricado em aço carbono</p> <p>Formato tipo "O"</p> <p>Acabamento em pintura epóxi vermelha</p>						

Figura 41 - Anelão

Fonte: Internacional Cabos

3.2.2.11. Dimensionamento da máquina de tração

A máquina de tração foi selecionada em função da carga a ser transportada no plano inclinado, conforme a figura abaixo, foi considerado neste trabalho o pior cenário: massa máximo (massa do carro e pior arranjo de bobinas). Assim, é determinada a carga de tração em 1.820 N, conforme ilustrado na figura 42 e na equação abaixo, tendo em vista a massa máxima de 4.300 kg.

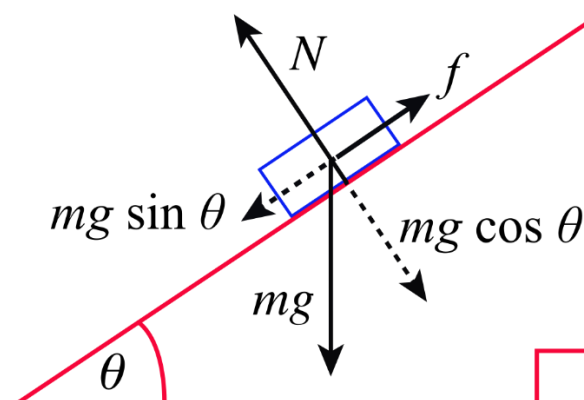


Figura 42 - Forças atuantes no plano inclinado

Fonte: https://en.wikipedia.org/wiki/Inclined_plane, acesso em: 27 de maio de 2019

$$F = ma = 4.300 \text{ kg} \times 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \times \text{sen } 25^\circ = 1.817,3 \text{ N} \cong 1.820 \text{ N}$$

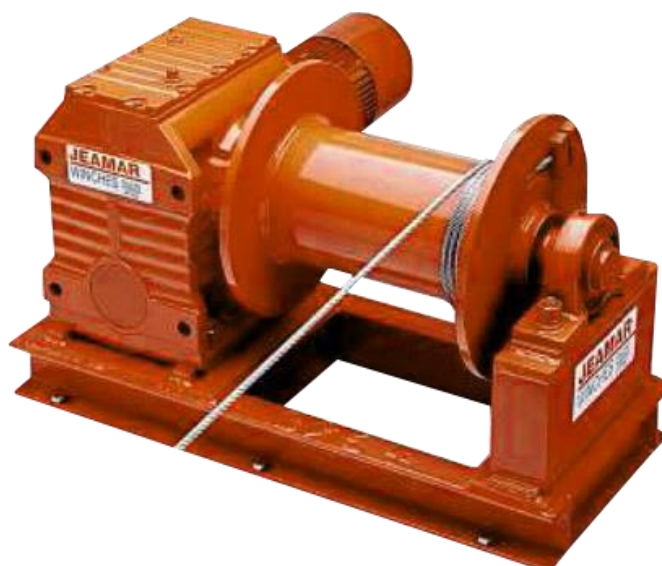
A máquina de tração deve atender ao estabelecido o item 5.5 da NBR 14.712 (Elevadores Elétricos): “Os elementos de suspensão devem ser calculados com coeficiente de segurança no mínimo 7, considerando a carga estática”. (ABNT, 2012) Para cálculo da carga de ruptura foi utilizada a fórmula abaixo:

$$FS = \frac{CRM}{CT} \therefore 7 = \frac{CRM}{1817,3} \therefore CRM = 12,7 \text{ kN}$$

Em que:

- FS = Fator de Segurança
- CRM = Carga de Ruptura Mínima do cabo
- CT = Carga de Trabalho

A máquina de tração selecionada foi o guincho elétrico NLT 6500 da fabricante americana Jeamar, possuindo capacidade para 2.948 kg ou 28.890 kN, sendo menor que a carga de ruptura mínima do cabo e estando de acordo com o fator de segurança determinado acima. Abaixo segue a figura 43 ilustrando o guincho e sua especificação conforme o catálogo do fabricante.



Model Number		NLT 400	NLT 800	NLT 1400	NLT 1900	NLT 2800	NLT 3800	NLT 5000	NLT 6500	NLT 8000	NLT 11000	NLT 16000
Working Load Limit (1st Layer)	lb	400	800	1400	1900	2800	3800	5000	6500	8000	11000	16000
	kg	181	363	635	862	1270	1723	2268	2948	3628	4989	7256
Working Load Limit (4th Layer)	lb	325	675	1060	1380	2120	2945	3750	4840	6015	8270	12210
	kg	147	306	481	626	961	1336	1701	2195	2728	3751	5537
Line Speed (1st Layer)	ft/min	22	22	24	24	23	28	22	27	25	21	22
	m/min	6.7	6.7	7.3	7.3	7.0	8.5	6.7	8.2	7.6	6.4	6.7
Line Speed (4th Layer)	ft/min	27	26	32	33	30	36	29	36	33	28	29
	m/min	8.2	7.9	9.8	10.1	9.1	11.0	8.8	11.0	10.1	8.5	8.8
Rope Diameter	in	1/8	3/16	1/4	5/16	3/8	7/16	1/2	9/16	5/8	3/4	7/8
	mm	3	5	6	8	10	11	13	14	16	19	22
Rope Capacity (4th Layer)	ft	175	220	250	300	300	350	300	300	300	400	425
	m	53	67	76	91	91	107	91	91	91	122	130
Motor	HP	1/2	1	1.5	2	3	5	5	7.5	10	10	15
	KW	0.4	0.7	1.1	1.5	2.2	3.7	3.7	5.5	7.5	7.5	11.2
Weight	lb	130	212	322	420	440	500	774	920	1390	2060	3060
	kg	59	96	146	190	200	227	351	417	630	934	1388

Figura 43 - Máquina de tração NLT 6500

Fonte: Jeamar

A velocidade disponibilizada pelo guincho é de 8,2 m/min e um pouco menor que a de 9,6 m/min calculada no item 2.2.2. Velocidade, Aceleração e Tempo de Operação. Contudo, essa defasagem de 1,4 m/min (0,023 m/s) não é um problema, já que a demanda do projeto é de 0,66 m/min, conforme calculado no item mencionado acima. Portanto, a velocidade do guincho está na ordem de 12 vezes a necessária para que a quantidade de bobinas por dia consiga ser transportada, atendendo a demanda com louvor.

3.2.2.11.1. Fixação na estrutura de concreto

A fixação da máquina de tração se dará através de 6 parafusos distribuídos na carcaça e fixados numa estrutura de concreto através de chumbadores. O fabricante não faz menção ao tipo de parafuso necessário para a fixação da máquina de tração, portanto, nos parágrafos seguintes será calculado o menor parafuso que atenderá aos esforços. Com base nas forças atuantes no plano inclinado, conforme ilustrado na figura 44, temos:

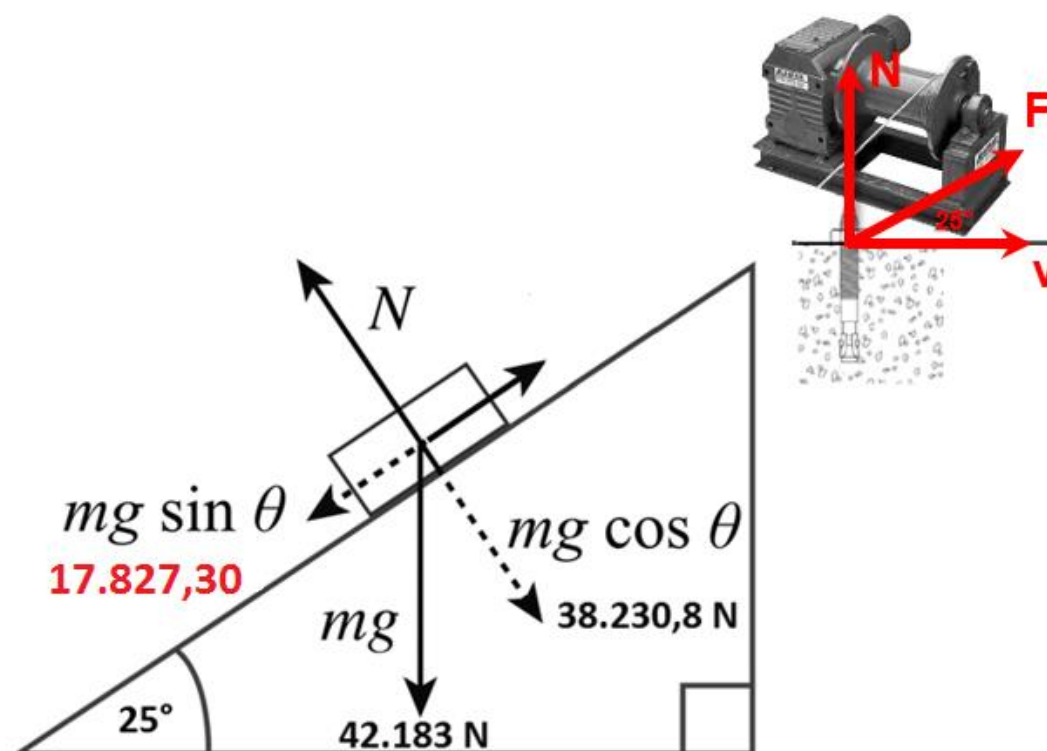


Figura 44 - Forças atuantes no plano inclinado (fora de escala)

Fonte: https://en.wikipedia.org/wiki/Inclined_plane, acesso em: 27 de maio de 2019 e Jeamar

$$F_x = ma = 4.300 \text{ kg} \times \text{sen } 25^\circ \times 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} = 17.827,30 \text{ N}$$

$$F_y = ma = 4.300 \text{ kg} \times \text{cos } 25^\circ \times 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} = 38.230,8 \text{ N}$$

Os parafusos foram escolhidos de acordo com as forças aos quais são submetidos: força de tração e de cisalhamento. A força de tração considerada em cada chumbador (Tr_{CH}) é:

$$Tr_{CH} = F_x \times \text{sen } 25^\circ = 7.534,14 \text{ N} = 768 \text{ kgf}$$

Já a força de cisalhamento considerada em cada parafuso Cs_{CH} é:

$$Cs_{CH} = F_x \times \text{cos } 25^\circ = 16.157,02 = 1.647 \text{ kgf}$$

Logo, a tração e o cisalhamento em cada chumbador equivalem aos valores totais divididos pelas 6 unidades utilizadas. Assim sendo: Tração/chumbador = $\frac{768}{6} = 128 \text{ kgf}$ e Cisalhamento/chumbador = $\frac{1.647}{6} = 274,5 \text{ kgf}$.

De acordo com as especificações técnicas da empresa Âncora (fabricante do chumbador), deve ser aplicado fator de segurança 7 em função dos valores encontrados, pois a carga é dinâmica. Portanto o valor de tração é 896 kgf e de cisalhamento $1.921,5 \text{ kgf}$.

Assim, foi selecionado o chumbador C12300 da Âncora conforme figura 45, pois resiste a uma tração de 4.450 kgf e a um cisalhamento de 3.030 kgf , atendendo às solicitações adequadamente.

DESCRIÇÃO DO PRODUTO

Chumbador de expansão controlada por torque, composto por parafuso, arruela, jaqueta e cone. Prolongador incluso conforme comprimento.

CARACTERÍSTICAS E VANTAGENS

- Cone com desenho exclusivo, possui guias que garantem um perfeito encaixe na jaqueta impedindo o giro em falso (apenas para peças em aço carbono).
- Instalação simples.
- Sem limitação de profundidade para instalação.
- Alto desempenho em tração.
- Excelente custo e benefício.
- Acabamento zincado branco e galvanizado a fogo (demais tratamentos sob consulta).

PRINCIPAIS APLICAÇÕES

- Instalação elétrica, hidráulica, ar condicionado, sistemas contra incêndio e gás.
- Instalação de estruturas e peças metálicas.



PATENTE CONCEDIDA: USA - "PATENT 9 803 673",
EUROPA - "PATENT 3 012 469" E
RPC (CHINA INTELLECTUAL PROPERTY OFFICE) PATENT ZL 2015 2 0815301.X.
PATENTE REQUERIDA NO BRASIL - "PAT.REQ PI 202014026188-0".

DISPONÍVEL TAMBÉM EM AÇO INOXIDÁVEL

Código	Diâmetro da rosca (pol)	Comprimentos			Furo		Distâncias ⁽³⁾		Espessura máxima à fixar (mm)	Chave (pol)	Torque de aperto (kgf.m)	Cargas últimas ⁽²⁾ (kgf)	
		Parafuso (pol)	Jaqueta (mm)	Prolongador (mm)	Diâm. (pol - mm)	Profund. ⁽¹⁾ (mm)	Fixador Fixador	Fixador Borda				Tração	Corte
C14200B*	1/4"	2"	35	-	3/8"- 10	55	105	52	8	7/16"	0,6	1.200	707
C14200**													
C14300B*		3"	25		85	180	90	1.220				707	
C14300**									1.390	877			
C56214	5/16"	2.1/4"	38	-	1/2"- 13	65	114	57	7	1/2"	1,6	1.840	1.162
C56314		3.1/4"		28		95	198	99				1.950	
C38212	3/8"	2.1/2"	40	-	9/16"- 14	70	120	60	16	9/16"	2,9	2.150	1.703
C38312		3.1/2"		30		100	210	105				14	
C12300	1/2"***	3"	50	-	3/4"- 19	80	150	75	18	3/4"	5,6	4.450	3.030
C12412		4.1/2"		40		120	270	135				20	
C58312	5/8"	3.1/2"	60	-	7/8"- 22	95	180	90	18	15/16"	11,5	4.800	4.933
C58500		5"		50		135	330	165				14	
C34412	3/4"	4.1/2"	80	-	1"- 26	120	240	120	19	1.1/8"	18,8	7.500	7.273
C34612		6.1/2"		70		180	450	225				10	
C10600	1"	6"	100	-	1.1/4"- 32	160	300	150	35	1.1/2"	35,7	10.020	13.110
C10900		9"		87		250	561	280				30	

* Com parafusos G2 ** Com parafusos G5 *** 1/2" UNC - 13 fios.

(1) Profundidade mínima. (2) Os valores obtidos são baseados sobre a média de ensaios e especificações técnicas, com uso de parafuso G2 e concreto de 30MPa.

Atenção: esses valores são cargas últimas, utilize sempre coeficiente de segurança. Para mais informações, consulte a seção Dados Técnicos pag. 135.

(3) Distância mínima recomendada, para menores consulte o departamento técnico. Para item galvanizado a fogo, acrescentar GF ao final do código.

Figura 45 - Chumbador - CBA com Parafuso

Fonte: Âncora Sistemas de Fixação

3.2.3. Dimensionamento dos Trilhos

Os trilhos são elementos da via permanente que guiam o veículo no trajeto e dão sustentação ao mesmo. Funcionam como viga contínua e transferem as solicitações das rodas. Na figura 46 é possível ver um esquemático da montagem de um trilho.

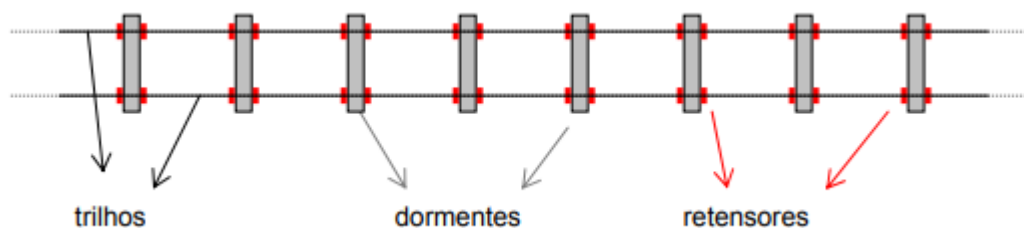


Figura 46 - Elementos da via permanente
Fonte: Apostila de Ferrovias (2004, p.29)

A geometria do perfil favorece a resistência à flexão, pois um maior momento de inércia indica que a geometria da seção concentra a maior parte da massa do trilho nos pontos em que as tensões normais são maiores, otimizando o uso do material. Na figura 47, é possível observar o esquemático da montagem e as tensões envolvidas.

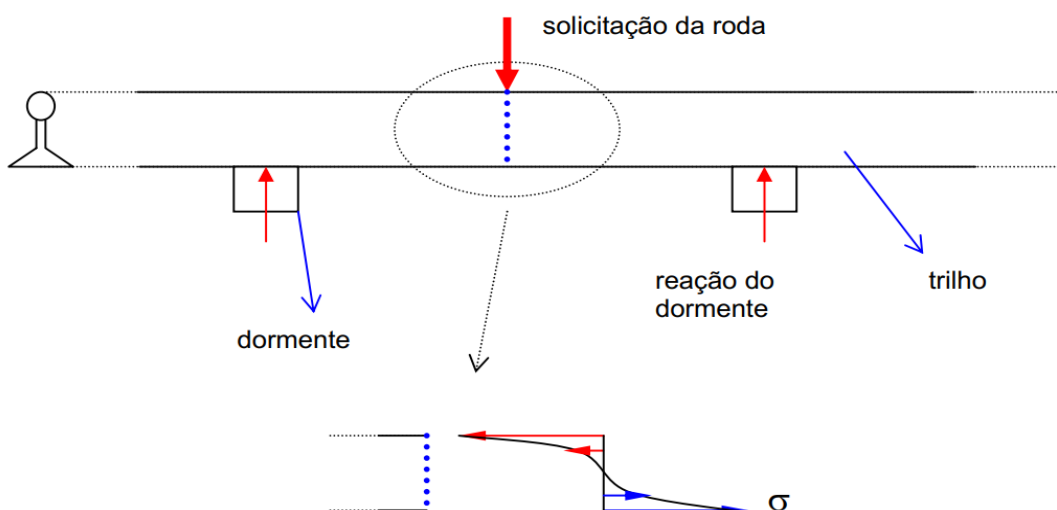


Figura 47 - Tensões normais na seção do trilho solicitada pela roda
Fonte: Apostila de Ferrovias (2004, p.29)

Para a seleção do trilho principal, deve-se determinar o raio do boleto do trilho (b) em função da pressão exercida entre as rodas e o trilho (p_{max}). Nesta análise, foram utilizados os resultados de Timoshenko em seu livro “Resistência dos Materiais”, vol.2. A pressão máxima na elipse de contato que se forma na interface roda-trilho é dada pela fórmula abaixo.

$$p_{max} = k \cdot f$$

Em que:

- p_{max} : máxima pressão de contato;
- k : fator de segurança em função da carga dinâmica (1,7);
- f : limite de escoamento do aço (200 MPa);

Logo

$$p_{max} = 200 \text{ MPa} \times 1,7 = 340 \text{ Mpa}$$

O raio do boleto será determinado pela fórmula abaixo, em função da pressão máxima na interface roda-trilho.

$$p_{max} = 1,5 \times \frac{P}{\pi \times a \times b}$$

em que:

- P : carga por roda (4.300 kg, ou 42.183 N, distribuídos sobre as quatro rodas);
- p_{max} : pressão máxima na elipse de contato (em função do trilho escolhido);
- a e b : raio da roda e raio do boleto, respectivamente.

Através da figura 48 é possível compreender melhor a pressão na interface roda-trilho.

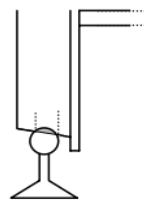


Figura 48 - Tensões pelo contato com a roda
Apostila de Ferrovias (2004, p.63)

Assim, é possível determinar o raio do boleto:

$$p_{max} = 1,5 \times \frac{P}{\pi \times a \times b} = \frac{15.818,625 \text{ N}}{\pi \times b \times 38 \text{ mm}} = 340 \text{ MPa} \quad \therefore b = 0,39 \text{ mm}$$

O baixo valor encontrado era esperado, em função da baixa carga a ser transportada pelo elevador quando comparada com a carga de um trem (em torno de 25 toneladas). Assim, verifica-se que o trilho ASCE 25 da fabricante Brasil Trilhos,

ilustrado pela figura 49, é o menor trilho disponível no mercado, que atenderá ao projeto.

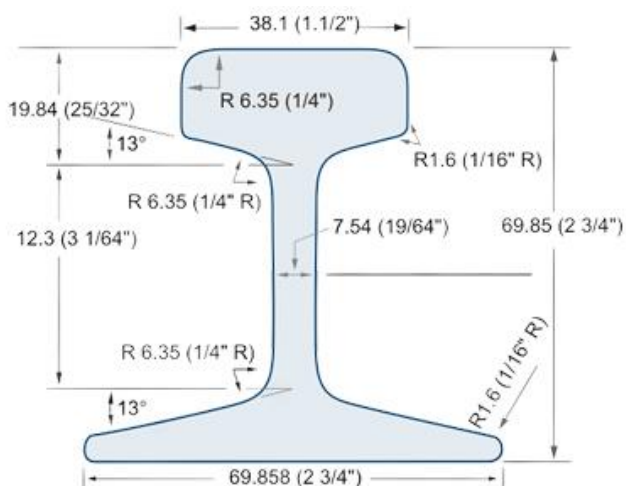


Figura 49 - ASCE 25
Fonte: Brasil Trilhos

3.2.3.1. Fixação na estrutura de concreto

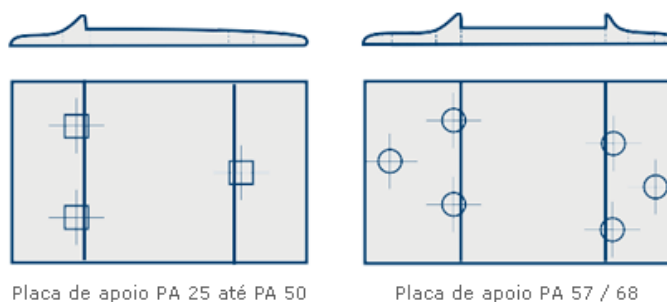
O trilho principal será apoiado na placa de apoio PA-25, conforme ilustrado na figura 51, e fixado através de presilhas CF 25, conforme ilustrado nas figuras 50 e 52. Ambas escolhidas em função do tipo de trilho (ASCE 25). Sua fixação nas estruturas de concreto ocorre através dos parafusos especiais TJ-25, conforme ilustrado na figura 53, com chumbadores para este tipo de trilho. Nas imagens abaixo e possível entender melhor o esquema de instalação.



Figura 50 - Sistema de Fixação do trilho principal
Fonte: Brasil Trilhos

PLACAS DE APOIO

A Brasil Trilhos possui várias tipos de placa de apoio PA 25/32/37/45/50 que podem ser fornecidas com furos redondos ou quadrados conforme a solicitação do cliente.



Placa de apoio PA 25 até PA 50

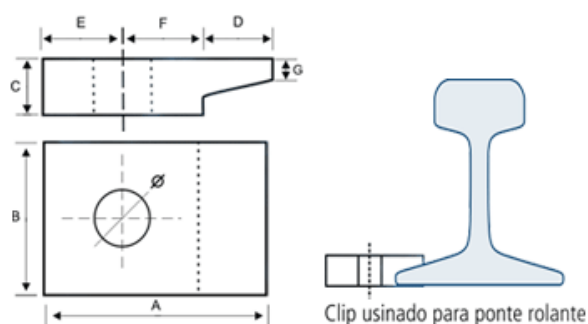
Placa de apoio PA 57 / 68

Tipo	Comprimento mm	Largura mm	Peso p/ Placa kg	Diâmetro furo	Nº de furos
PA 25	228,6	152,4	3,2	∅19	3

Figura 51 - Placas de apoio
Fonte: Brasil Trilhos

PRESILHAS (CLIPS)

A Brasil Trilhos possui o mais completo estoque com os mais variados tipos de presilhas e clipses para todos os tipos de trilhos.



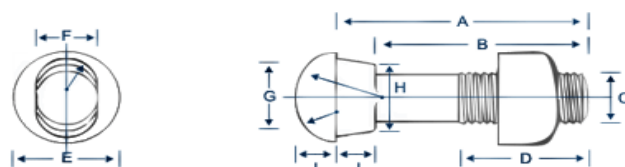
Clip usinado para ponte rolante

CF	A	B	C	D	E	F	Ø	G
25	65	60	18	20	20	25	18,0	8

Figura 52 - Presilhas
Fonte: Brasil Trilhos

PARAFUSOS ESPECIAIS

A Brasil Trilhos possui vários tipos de parafusos, dentre eles existem parafusos para tala de junção, placa de apoio e AMV.



* Tolerância: comprimento (A) ± 3.18 ; pescoço (G) e (H) ± 0.79 ; cabeça (E) e (I) ± 1.59

Ítems Norma		Tala de Junção (3)	Dimensões do Parafuso (mm)						
Com Porca (1)	Sem Porca (2)		A	B	C	D	E	F	G
-	-	TJ-25	93.66	82.54	19.05	44.44	32.54	19.05	26.99

Figura 53 - Parafusos Especiais

Fonte: Brasil Trilhos

3.2.4. Cremalheira

A escolha do trilho cremalheira foi realizada em função da determinação do fabricante do freio de emergência, que indica a cremalheira de módulo M8 em função de seus parâmetros de segurança. O fornecedor escolhido foi a Azanelli. A cremalheira possui dimensões (A x L x C) 60 x 40 x 1483 mm e furos de 1/2" e é produzida com aço SAE 1045 e ângulo de pressão de 20°, conforme mostrado na figura 54.



Figura 54 - Cremalheira M8

Fonte: Azanelli

3.2.4.1. Fixação na estrutura de concreto

A fixação da cremalheira se dará através de dois chumbadores, distribuídos ao longo da cremalheira. Através de simulação no software ANSYS, foi possível determinar os valores de força normal (3.467,8 N) e cisalhamento (992,08 N). Através da figura 55, é possível entender melhor o posicionamento dos chumbadores na estrutura de concreto.

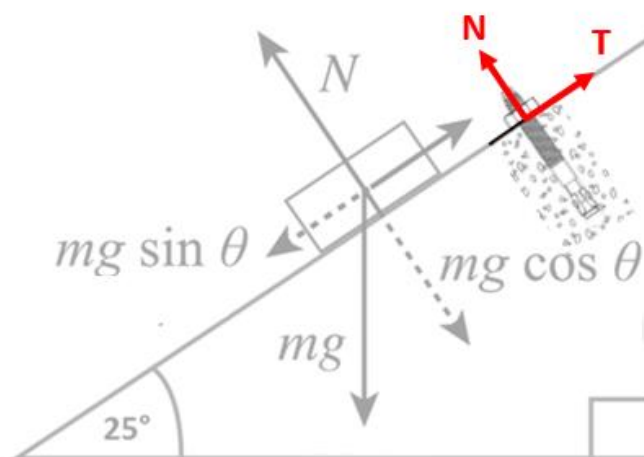


Figura 55 - Forças atuantes no parafuso

Fonte: https://en.wikipedia.org/wiki/Inclined_plane, acesso em: 27 de maio de 2019 e Jeamar

A força de tração considerada em cada chumbador (Tr_{CH}) é:

$$Tr_{CH} = 3.467,8 N = 353,5 kgf$$

Já a força de cisalhamento considerada em cada parafuso Cs_{CH} é:

$$Cs_{CH} = 992,08 N = 101,13 kgf$$

Logo, a tração e o cisalhamento em cada chumbador equivalem aos valores totais divididos pelas 2 unidades utilizadas. Assim sendo: Tração/chumbador = $\frac{353,5}{2} = 176,75 kgf$ e Cisalhamento/chumbador = $\frac{101,13}{2} = 50,565 kgf$

De acordo com as especificações técnicas da empresa Âncora (fabricante do chumbador), deve ser aplicado fator de segurança 7 em função dos valores encontrados, pois a carga é dinâmica. Portanto o valor de tração é $1.237,25 kgf$ e de cisalhamento $354 kgf$.

Assim, foi selecionado o chumbador C14300 da Âncora, conforme mostrado na figura 56, pois resiste a uma tração de 1.390 kgf e a um cisalhamento de 877 kgf, atendendo às solicitações adequadamente.

DESCRIÇÃO DO PRODUTO

Chumbador de expansão controlada por torque, composto por parafuso, arruela, jaqueta e cone. Prolongador incluso conforme comprimento.

CARACTERÍSTICAS E VANTAGENS

- Cone com desenho exclusivo, possui guias que garantem um perfeito encaixe na jaqueta impedindo o giro em falso (apenas para peças em aço carbono).
- Instalação simples.
- Sem limitação de profundidade para instalação.
- Alto desempenho em tração.
- Excelente custo e benefício.
- Acabamento zincado branco e galvanizado a fogo (demais tratamentos sob consulta).



PATENTE CONCEDIDA: USA - "PATENT 9 803 673",
EUROPA - "PATENT 3 012 469" E
RPC (CHINA INTELLECTUAL PROPERTY OFFICE) PATENT ZL 2015 2 0815301.X.
PATENTE REQUERIDA NO BRASIL - "PAT.REQ PI 202014026188-0".

PRINCIPAIS APLICAÇÕES

- Instalação elétrica, hidráulica, ar condicionado, sistemas contra incêndio e gás.
- Instalação de estruturas e peças metálicas.

DISPONÍVEL TAMBÉM EM AÇO INOXIDÁVEL

Código	Diâmetro da rosca (pol)	Comprimentos			Furo		Distâncias ⁽³⁾ (mm)		Espessura máxima à fixar (mm)	Chave (pol)	Torque de aperto (kgf.m)	Cargas últimas ⁽²⁾ (kgf)	
		Parafuso (pol)	Jaqueta (mm)	Prolongador (mm)	Diâm. (pol - mm)	Profund. ⁽¹⁾ min (mm)	Fixador Fixador	Fixador Borda				Tração	Corte
C14200B*	1/4"	2"	35	-	3/8"- 10	55	105	52	8	7/16"	0,6	1.200	707
C14200**													
C14300B*		3"	25			85	180	90				1.220	707
C14300**												1.390	877
C56214	5/16"	2.1/4"	38	-	1/2"- 13	65	114	57	7	1/2"	1,6	1.840	1.162
C56314		3.1/4"		28		95	198	99				1.950	
C38212	3/8"	2.1/2"	40	-	9/16"- 14	70	120	60	16	9/16"	2,9	2.150	1.703
C38312		3.1/2"		30		100	210	105				14	
C12300	1/2"***	3"	50	-	3/4"- 19	80	150	75	18	3/4"	5,6	4.450	3.030
C12412		4.1/2"		40		120	270	135				20	
C58312	5/8"	3.1/2"	60	-	7/8"- 22	95	180	90	18	15/16"	11,5	4.800	4.933
C58500		5"		50		135	330	165				14	
C34412	3/4"	4.1/2"	80	-	1"- 26	120	240	120	19	1.1/8"	18,8	7.500	7.273
C34612		6.1/2"		70		180	450	225				10	
C10600	1"	6"	100	-	1.1/4"- 32	160	300	150	35	1.1/2"	35,7	10.020	13.110
C10900		9"		87		250	561	280				30	

* Com parafusos G2 ** Com parafusos G5 *** 1/2" UNC - 13 fios.

(1) Profundidade mínima. (2) Os valores obtidos são baseados sobre a média de ensaios e especificações técnicas, com uso de parafuso G2 e concreto de 30MPa.

Atenção: esses valores são cargas últimas, utilize sempre coeficiente de segurança. Para mais informações, consulte a seção Dados Técnicos pág. 135.

(3) Distância mínima recomendada, para menores consulte o departamento técnico. Para item galvanizado a fogo, acrescentar GF ao final do código.

Figura 56 - Chumbador - CBA com Parafuso

Fonte: Âncora Sistemas de Fixação

4 PINTURA E REVESTIMENTO DA SUPERFÍCIE

4.1. PINTURA

Preconiza-se a aplicação de revestimentos para proteção de toda a estrutura metálica. Para isto, podem ser empregadas as tintas líquidas da fabricante WEG. De acordo com a ISO 12944, por se tratar de um ambiente úmido e numa altitude de 760 metros acima do nível do mar, duas opções são indicadas:

- A primeira demão é feita com WEGLACK CVP 115, que é um primer de elevado desempenho e secagem rápida, indicado para aços carbono. A segunda demão é realizada com uma tinta à base de resina alquídica, a WEGLACK SRA 111.
- Apenas uma demão é aplicada de WEGLACK CVD 121, cuja base é uma resina alquídica fenolada, também de secagem rápida.

De acordo com WEG (2018), antes da aplicação das tintas líquidas, é necessária a limpeza da estrutura com solventes ou desengraxantes e tratamento com jato abrasivo. Toda essa operação não poderá ser feita em dias chuvosos.

Ressalta-se que as seguintes partes das peças não deverão ser pintadas:

- a. Partes a serem soldadas posteriormente;
- b. Superfícies usinadas ou em contato direto;
- c. Cabeças de parafusos de elevada resistência mecânica;
- d. Superfícies a serem engastadas no concreto ou em contato direto com ele;
- e. Superfícies de apoio que realizem contato entre metais;

4.2. PISO ANTIDERRAPANTE

A fim de evitar derrapagem, é proposta a instalação de piso vinílico antiderrapante revestindo a chapa principal. Para sua devida instalação, é recomendada o adesivo para pisos vinílicos quartzolit, conforme mostrado pelas figuras 57 e 58.



Figura 57 - Piso vinílico
Fonte: 3R Plásticos



Figura 58 - Adesivo para pisos vinílicos
Fonte: Quartzolit

CONCLUSÃO

A estrutura do equipamento de transporte de cargas, para o tipo de aço selecionado e dentro dos parâmetros indicados, atende aos requisitos de projeto e dos dispostos pelas normas empregadas no presente trabalho.

Por fim, conclui-se que o presente dimensionamento trará muitos benefícios para o campo de estudo das máquinas de transporte, pois levou-se em consideração tanto a topografia do terreno quanto questões de ergonomia, além das necessidades reais de uma fábrica.

REFERÊNCIAS

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **Norma Brasileira ABNT NBR 8400**: Cálculo de equipamento para levantamento e movimentação de cargas. Rio de Janeiro, 1984.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **Norma Brasileira ABNT NBR 8800**: Projetos de Estruturas de Aço. Rio de Janeiro, 2008.

AEC Web. **Catálogo técnico de fixação mecânica Walsywa**. Disponível em: <https://www.aecweb.com.br/cls/catalogos/walsywa_fix_mec.pdf>. Acesso em: 26 out. 2018.

AMERICAN SOCIETY FOR TESTING AND MATERIALS. **A-36: Standard**: Specification for Carbon Structural Steel. Pennsylvania, 2008.

AMERICAN SOCIETY OF MECHANICAL ENGINEERS. **B 36.10M**: Welded and Seamless Wrought Steel Pipe. New York, 2010.

AMERICAN WELDING SOCIETY. **AWS D1.1**: Structural Welding Code—Steel. EUA, 2015.

ÂNCORA SISTEMAS DE FIXAÇÃO. **Catálogo Técnico 2018**. <<http://ancora.com.br>>. Acesso em: 20 mai. 2019.

ANTONIO CAETANO. **Elevador de Carga de Plano Inclinado**. Disponível em: <www.youtube.com/watch?v=GdUaSFrwUDk>. Acesso em: 04 fev. 2019.

AZANELLI. **Catálogo de Produtos**. <<https://azanelli.com.br/cremalheira-para-elevador-de-obra-modulo-8-60x40x1483-mm>>. Acesso em: 20 mai. 2019.

BUDYNAS, RICHARD G. (2016). **ELEMENTOS DE MÁQUINAS DE SHINGLEY**. 10ª ed. Porto Alegre (RS). McGraw Hill Education.

BERNIFER. **Catálogo de Produtos**. <<http://www.bernifer.com.br>>. Acesso em: 20 mai. 2019.

BERWANGER SOLUÇÕES. **Catálogo de Produtos**. <<http://www.berwangersolucoes.com.br/catalogo.PDF>>. Acesso em: 20 mai. 2019.
BRASIL. **Consolidação das Leis do Trabalho – CLT – 1943**.

BRASIL. **Norma Regulamentadora - 17 – 1978**.

CESTALTO. **Catálogo de Produtos**. <<http://www.cestalto.com.br>>. Acesso em: 20 mai. 2019.

CESTALTO. **Estudo da distribuição de Cargas**. São Paulo, 2019.

CISER. **Catálogo de Produtos**. <<http://www.ciser.com.br>>. Acesso em: 20 mai. 2019.

COMPANHIA ESTADUAL DE HABILITAÇÃO E OBRAS PÚBLICAS DE SERGIPE (n.d.). **Pintura em Estrutura Metálica**. Aracaju: CEHOP, pp.1-3;8.

CRV INDUSTRIAL. **Catálogo de Produtos**. <<http://www.crvindustrial.com/tag/parafuso-sextavado/>> Acesso em: 20 mai. 2019.

CURSO CALCULISTA DE ESTRUTURAS METÁLICAS ONLINE BY OLÍDIO VOLPATO. **Dimensionamento de cordões de solda**. Disponível em: <<https://www.youtube.com/watch?v=XIZXsHycTEY>>. Acesso em: 26 out. 2018.

FAVORIT. **Tabela de vigas estruturais**. Disponível em: <http://www.favorit.com.br/sites/default/files/tabelas/tubos_vigas_0.html>. Acesso em: 26 out. 2018.

HALLIDAY, DAVID (2016). **Fundamentos da Física**. 10ª ed. São Paulo (SP). LTC.

HIBBELER, R. (2011). **Resistência dos materiais**. 7ª ed. São Paulo (SP): Pearson Education do Brasil, pp.96-100;150-155;457-472.

INTERNACIONAL CABOS. **Catálogo de Produtos**. <<http://www.internacionalcabos.com.br/acessorios-para-cabos-de-aco.html>> Acesso em: 20 mai. 2019.

INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDARDIZATION. **ISO 898 - 1**: Mechanical properties of fasteners made of carbon steel and alloy steel. Suíça, 1988.

INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDARDIZATION. **ISO 12944 - 5**: Corrosion protection of steel structures by protective paint systems. Suíça, 2018.

JEAMAR. **Máquinas de Tração**. <<http://www.jeamar.com/electric-winch/lifting-winch-nlt/>> Acesso em: 20 mai. 2019.

MARKEY. **Choosing between electric and hydraulic power for modern winch applications**, 2015. < <http://seaways.net.au/wp-content/uploads/2015/11/Article-Electric-Hydraulic.pdf> > Acesso em: 03 jun. 2019.

MANUTAN. **Catálogo de Produtos**. <<http://www.manutan.com.br>>. Acesso em: 20 mai. 2019.

METALFAS. **Chapas de aço cortadas**. Disponível em: <<http://www.metalfas.com.br/chapas-aco-cortadas>>. Acesso em: 2 nov. 2018.

MEJIA VARGAS, A. (2011). **Diseno y construcción de un sistema de transporte de carga por medio de cables para topografía de gran pendiente**. Graduado em Engenharia Mecânica. Universidad EAFIT.

MOURA, Ana Paula. **DIMENSIONAMENTO DE LIGAÇÕES PARAFUSADAS**. Minas Gerais, 2019.

MRS. **São Paulo Railway** <<https://www.mrs.com.br/post-newsletter/sao-paulo-railway-completa-150-anos-a-todo-vapor>>. Acesso em: 20 mai. 2019.

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

PEREIRA, ELSA VAZ. **PROTECÇÃO DE ESTRUTURA METÁLICAS**. Portugal, 2019.

PFEIL, W. E PFEIL, M. (2012). **Estruturas de Aço - Dimensionamento Prático de Acordo com a NBR 8800:2008**. 8º ed. Rio de Janeiro: LTC, pp.63-116.

PISARENKO, G., YÁKOVLEV, A. AND MATVEEV, V. (1989). **Manual de resistencia de materiales**. Moscou: Mir, pp. 323-353.

POLIMOLD. **Catálogo de Produtos**. <<http://www.polimold>>. Acesso em: 20 mai. 2019.

PORTO, Telmo Giolioto. **Apostila de Ferrovias**. São Paulo, 2004.

RUD. **Catálogo de Produtos**. <<https://www.rud.com.br/produtos/movimentacao-amarracao-cargas/olhais-soldaveis/>>. Acesso em: 20 mai. 2019.

RUDENKO, N. **Máquinas de Elevação e Transporte**. Rio de Janeiro: Livros técnicos e científicos, Editora S.A. 1976.

SANTOS, André Luis. **Avaliação do transporte vertical como componente da futura rede integrada de transporte de Salvador**. Salvador, 2015.

SC AÇOS. **Catálogo de Produtos**. <<http://www.scacos.com.br>>. Acesso em: 20 mai. 2019.

SHIGLEY, Joseph E.; MISCHKE, Charles R.; BUDYNAS, Richard G. **Projeto de Engenharia Mecânica**. 7. ed. São Paulo: Bookman, 2005.

TIMOSHENKO, S. (1966). **Resistência dos Materiais**. 3ª ed. Rio de Janeiro (RJ): Ao livro Técnico.

TRIPADVISOR. <https://www.tripadvisor.com.br/Attraction_Review-g150799-d7063348-Reviews-Funicular_Panoramico_Guanajuato_Central_Mexico_and_Gulf_Coast.html>. Acesso em: 19 nov. 2018

VALLOUREC. **Catálogo de Produtos**. <<http://www.vallourec.com.br>>. Acesso em: 20 mai. 2019.

VOLPATO, OLÍDIO. **Dimensões mínimas de chapas base de pilares metálicos**. Disponível em: <<https://www.youtube.com/watch?v=00or4dn1WYM>>. Acesso em: 26 out. 2018.

VOLPATO, OLÍDIO. **Orientação de Perfis Metálicos para Pilares**. Disponível em: <https://www.youtube.com/watch?v=wCwPmLWgA_g>. Acesso em: 26 out. 2018.

VONDER. **Cabos de aço galvanizado**. Disponível em: <<http://www.vonder.com.br>>. Acesso em: 3 nov. 2018.

WEG - **Soluções para Estruturas Metálicas WEG**. (n.d.), p.3. Disponível em: <<http://ecatalog.weg.net/files/wegnet/WEG-tintas-solucoes-para-estruturas-metalicas-50021444-catalogo-portugues-br.pdf>> Acesso em: 15 out. 2018.

ANEXO A – CÁLCULO DA AÇÃO DO VENTO

PRESSÃO DINÂMICA DO VENTO

De acordo com o item 4.2 da NBR 6123, a velocidade característica do vento (V_k) permite determinar a pressão dinâmica do vento (q) pela equação abaixo.

$$q = 0,613V_k^2 \quad (1)$$

A velocidade característica, por sua vez, é calculada com base na velocidade básica do vento, V_o , adequada ao local de acordo com o item 5.1 da referida norma. Com base na Figura 59, em função da construção estar localizada no estado de São Paulo, este valor é de 45 m/s. Este valor deve ser multiplicado pelos fatores S_1 , S_2 e S_3 , de acordo com o exposto nos itens 5.2 a 5.5 da NBR 6123.

$$V_k = V_o S_1 S_2 S_3 \quad (2)$$

O fator topográfico (S_1) é determinado segundo o item 5.2. Como já foi visto que a inclinação do terreno é de 25° e considerando o ponto mais alto do terreno, tem-se que

$$\theta \leq 45^\circ: S_1(z) = 1,0 + \left(2,5 - \frac{z}{d}\right) \operatorname{tg}(\varphi - 3^\circ) = 2,0 \quad (3)$$

Em que,

z – altura medida a partir da superfície do terreno no ponto considerado (0 m)

d – Diferença de nível entre a base e o topo do talude ou morro (8 m)

φ – inclinação média do talude ou encosta do morro (25°)

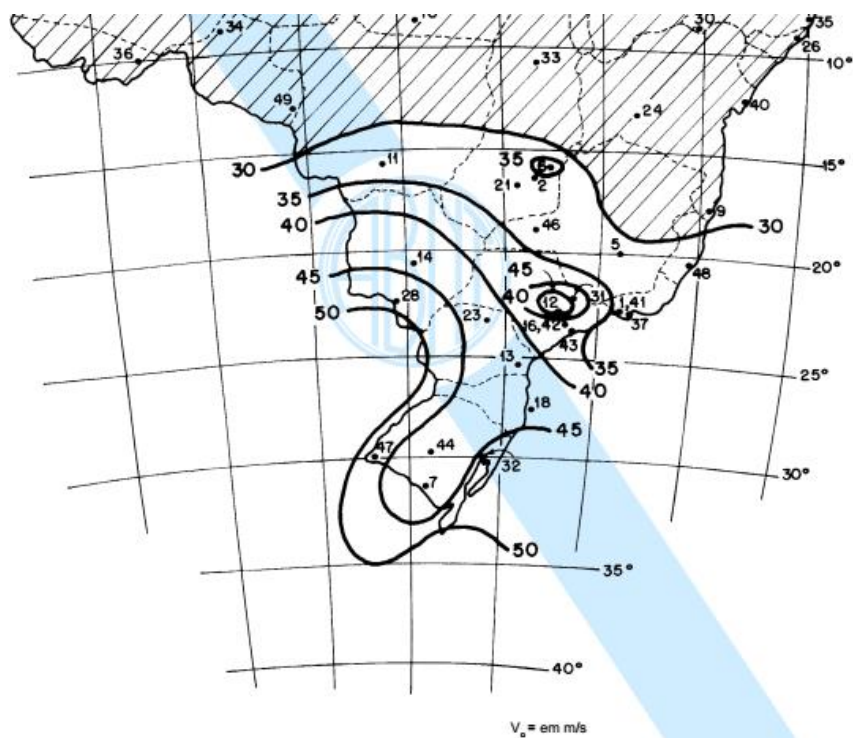


Figura 59 - Valores da velocidade do vento
Fonte: (NBR 6123).

Já o fator S_2 considera o efeito combinado da rugosidade do terreno, da variação da velocidade do vento com a altura acima do terreno e das dimensões da edificação. O terreno escolhido foi o de categoria III, que corresponde a terrenos ondulados. Neste caso, a cota média dos obstáculos, z , é de 8 m. Para as dimensões da edificação, foi considerada a classe B. Esta definição permite obter os valores de b , p e Fr através da Tabela 1 da respectiva norma. Portanto,

$$S_2 = b \cdot Fr \left(\frac{z}{10} \right)^p \quad (4)$$

$$S_2 = 0,94 \cdot 1,00 \left(\frac{8}{10} \right)^{0,105} = 0,918$$

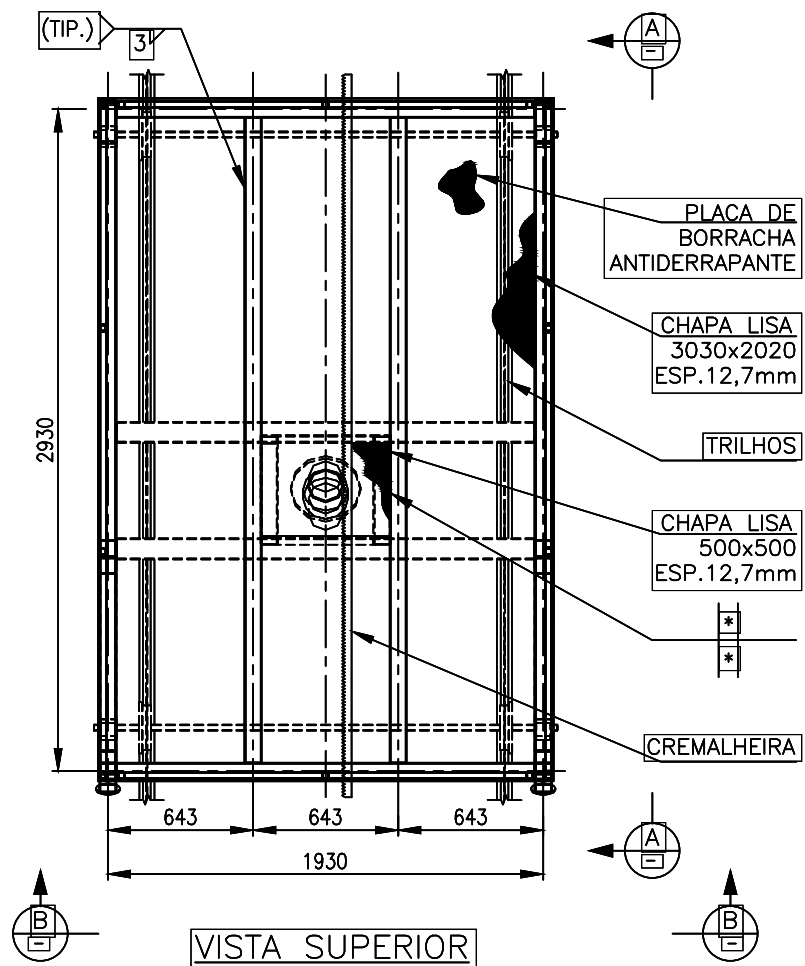
S_3 representa o fator estatístico, considerando o grau de segurança requerido e a vida útil da edificação. Escolhendo o grupo 2, o valor para este fator é 1,00. Sendo assim,

$$V_k = 45 \cdot 2,0 \cdot 0,918 \cdot 1,00 = 82,62 \text{ m/s} \quad (5)$$

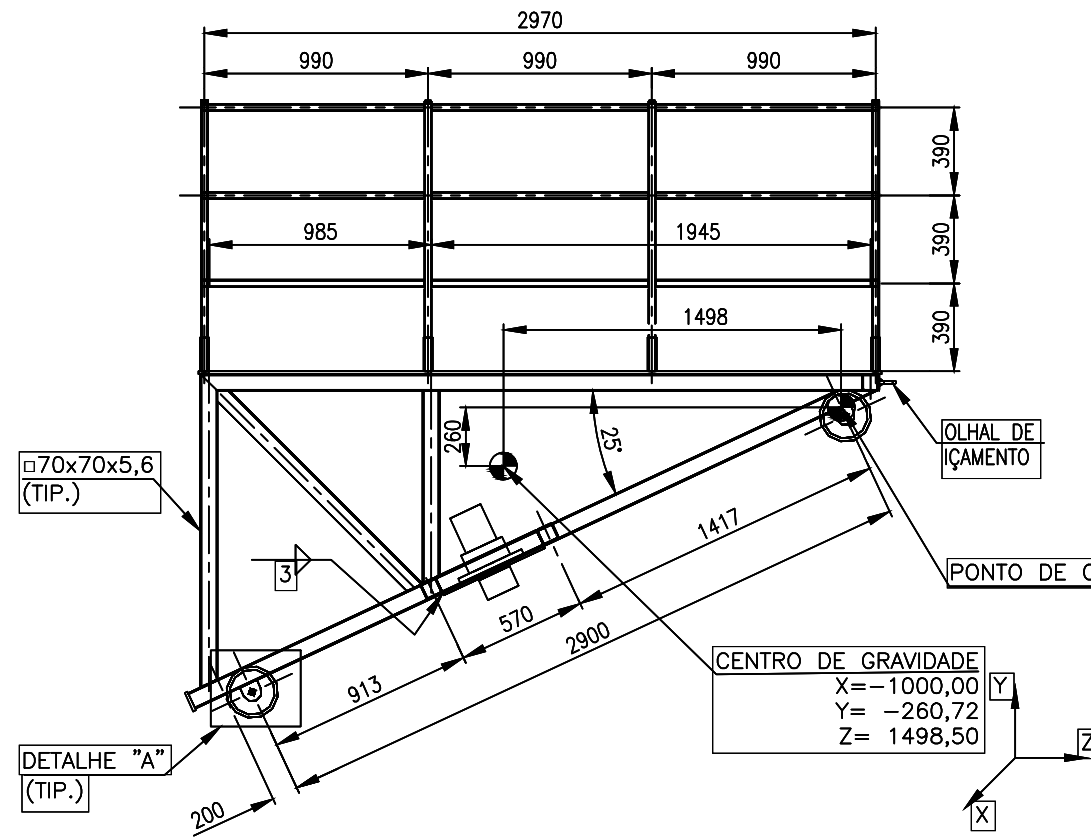
$$q = 4.184 \text{ N/m}^2 \quad (6)$$

Diante da inferioridade do valor calculado acima perante as cargas do peso próprio e de serviço e devido a pequena área de arrasto disponível no arranjo estrutural, a força do vento foi desconsiderada.

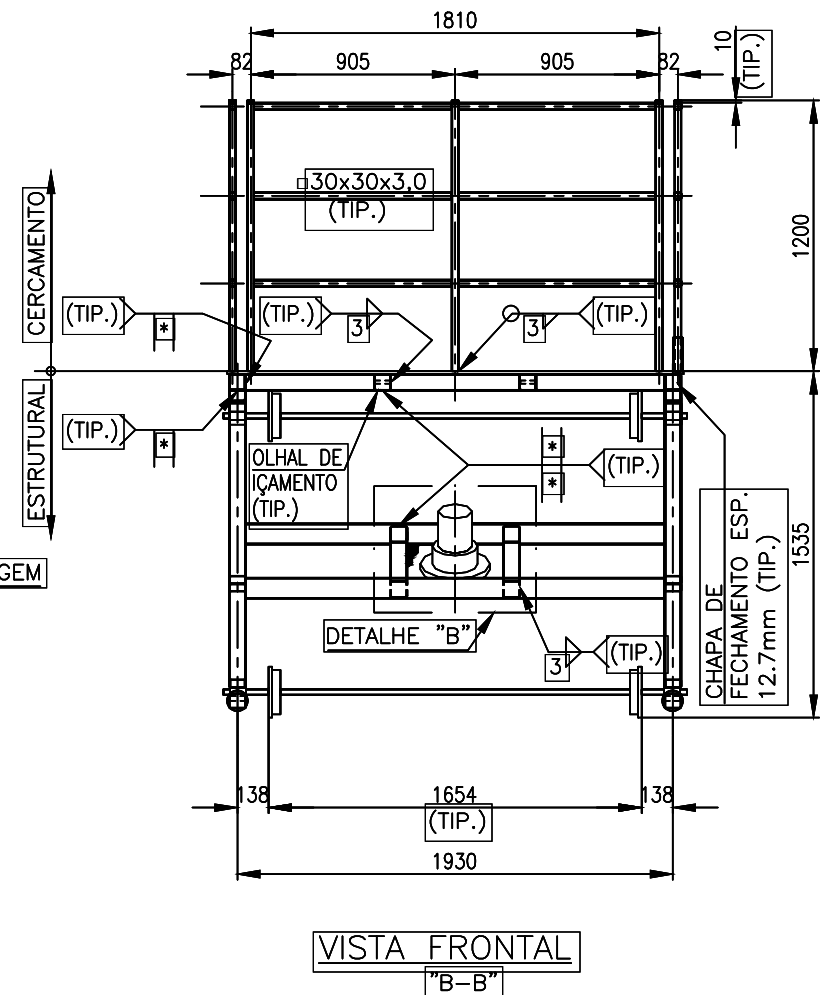
ANEXO B – DESENHO TÉCNICO



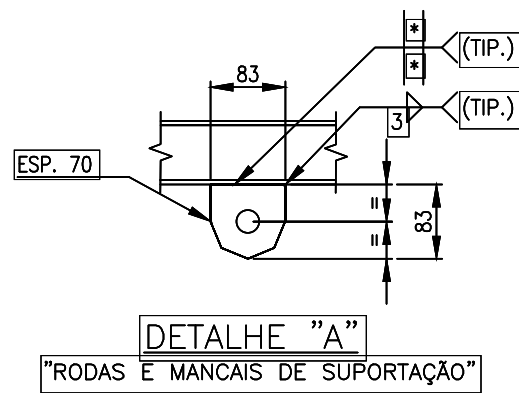
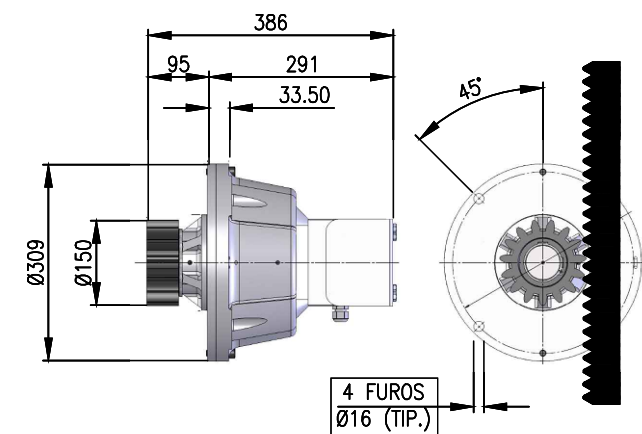
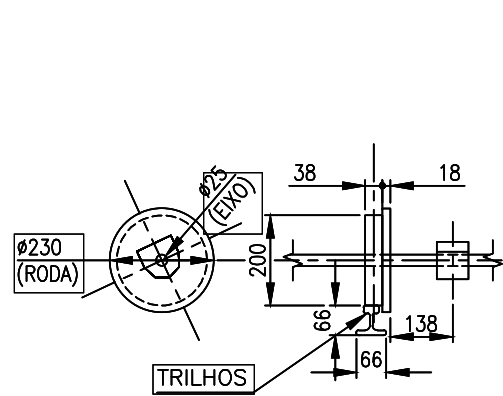
VISTA SUPERIOR



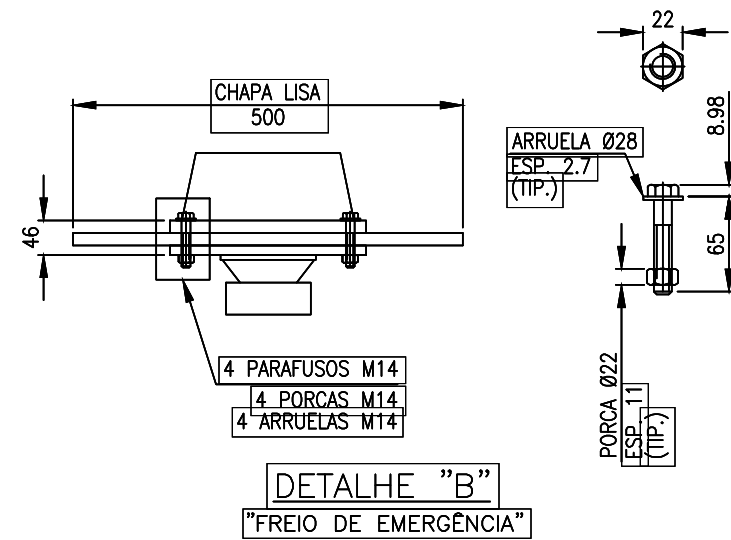
VISTA LATERAL "A-A"



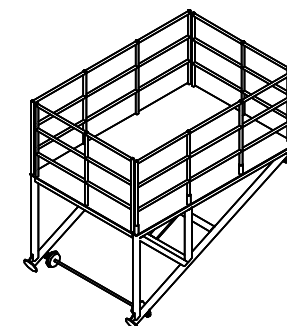
VISTA FRONTAL "B-B"



DETALHE "A" "RODAS E MANCAIS DE SUPORTAÇÃO"



DETALHE "B" "FREIO DE EMERGÊNCIA"



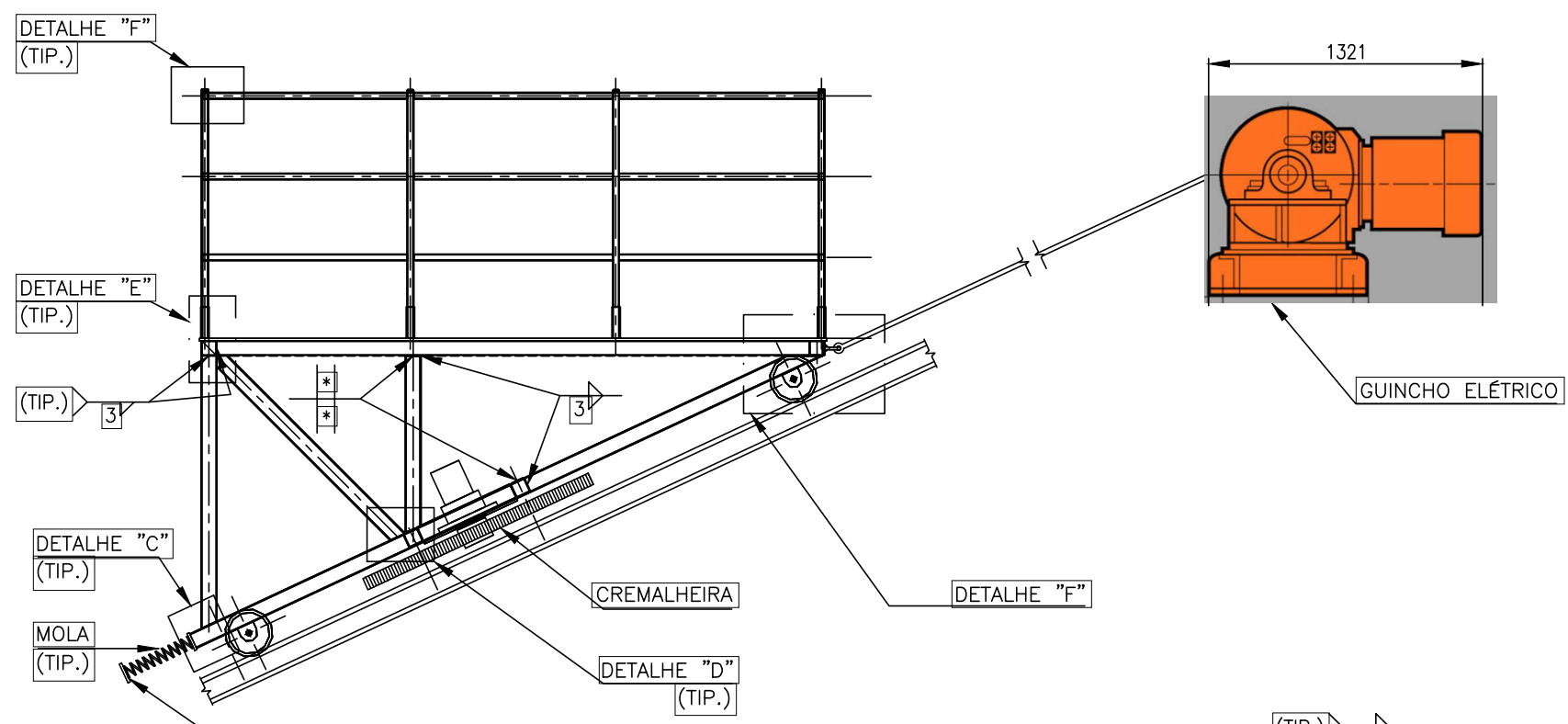
VISTA ISOMÉTRICA

- NOTAS
- DIMENSÕES EM MILÍMETROS, EXCETO QUANDO INDICADO.
 - * ABERTURA DE RAIZ DE ACORDO COM ITEM "3.10 SOLDAS" DO RELATÓRIO.
 - ** DIMENSÕES DEFINIDAS DE ACORDO COM ITEM "5.2 OLHAIS DE IÇAMENTO" DO RELATÓRIO.
 - A LINGADA DE CABO DE AÇO TEVE SUA REPRESENTAÇÃO SIMPLIFICADA. PARA MAIS DETALHES, VER ITEM "5.1 ARRANJO" DO RELATÓRIO.
 - SERÃO SOLDADAS TODAS AS JUNTAS POSSÍVEIS PARA GARANTIR RESISTÊNCIA MECÂNICA E EVITAR ACÚMULO DE SUBSTÂNCIAS CORROSIVAS. EM TODAS AS JUNTAS DE TOPO, USOU-SE SOLDAS DE CHANFRO, E EM TODAS AS JUNTAS DE ÂNGULO, SOLDA DE FILETE.
 - CHAPA PARA FECHAMENTO USADA NOS PERFIS ABERTOS A FIM DE EVITAR ACÚMULO DE SUBSTÂNCIAS CORROSIVAS.
 - PARA MELHOR VISUALIZAÇÃO, RECOMENDA-SE USO DOS MODELOS 3D NOS ANEXOS DO RELATÓRIO.

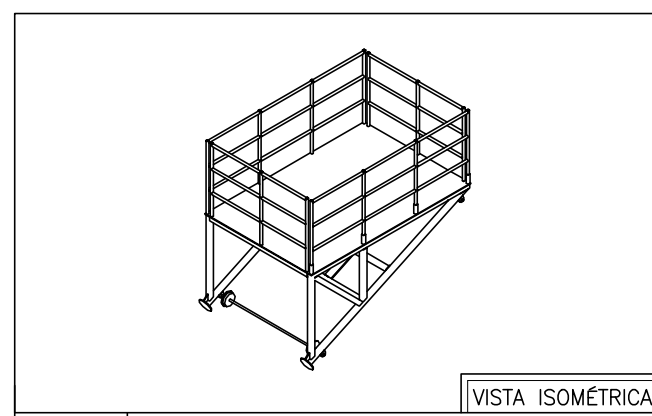
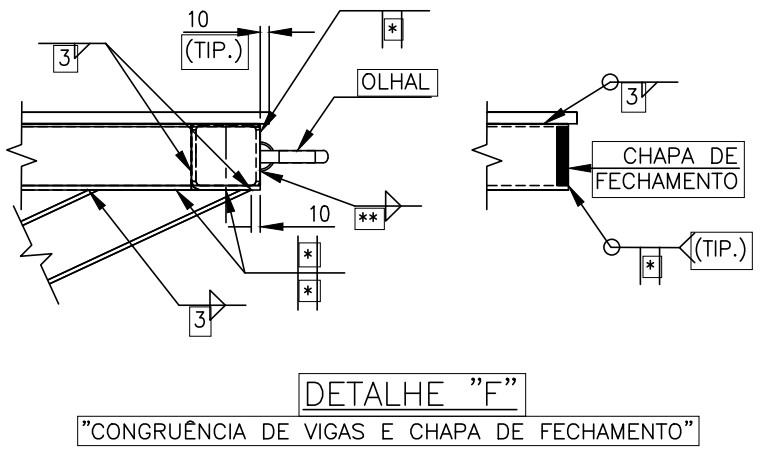
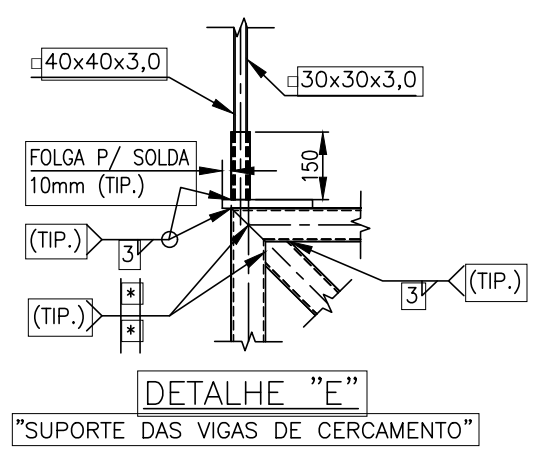
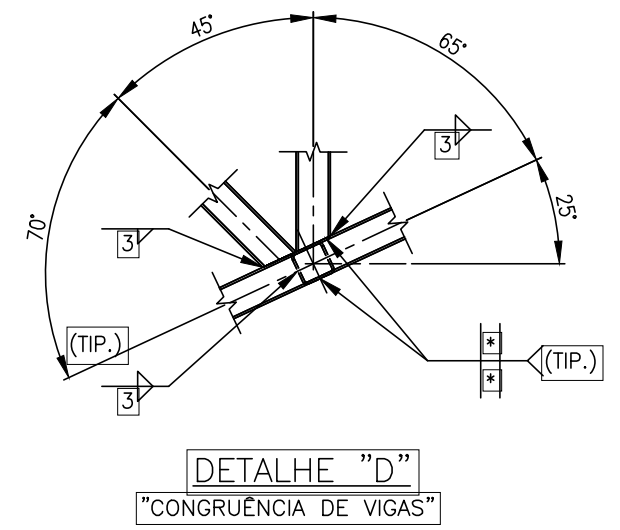
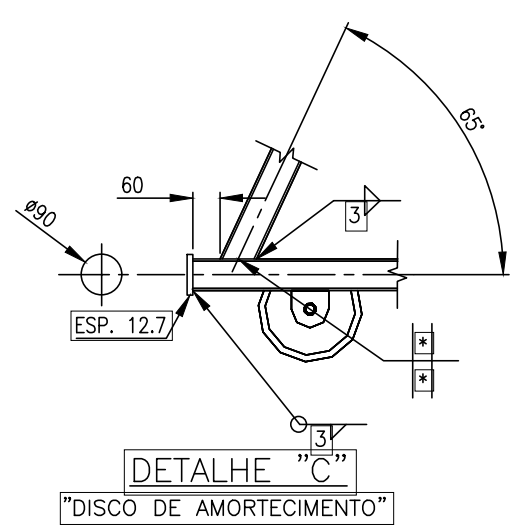
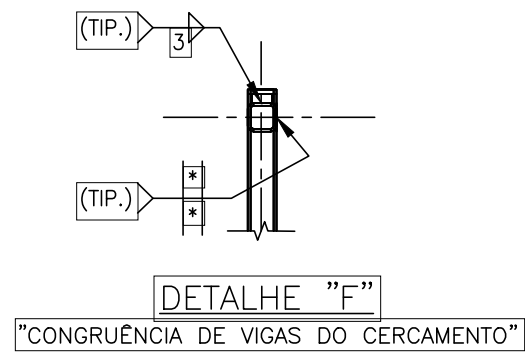
ALUNO	GUILHERME FILHO E SILVIO OLIVEIRA	
PROF	ALEXANDRE SILVA	
DATA	JUNHO/2019	VISTO
ESC.	TÍTULO	
	ELEVADOR DE CARGA INCLINADO	



TURMA	NÚMERO	FOLHA Nº
		1
NÚMERO DO DESENHO		



VISTA LATERAL "A-A"




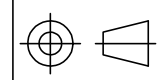
LISTA DE MATERIAIS	
ITEM	DESCRIÇÃO
1	CHAPA LISA 3030x2020x12,7
2	PERFIL 70x70x5,6
3	PERFIL 30x30x3,0
4	PERFIL 40x40x3,0
5	CHAPA DE FECHAMENTO 58,8x58,8x12,7
6	RODA MANUTAN A008283 - FERRO FUNDIDO (4)
7	FREIO DE EMERGÊNCIA CENTRÍFUGO CESTALTO FCE-3-2-RPD (1)
8	MOLA CARGA PESADA POLIMOLD SÉRIE R 102 (2)
9	OLHAL SOLDÁVEL VLBS RUD (2)
10	GUINCHO ELÉTRICO NLT 6500 JEAMAR
11	DISCO DE AMORTECIMENTO 90 X 12,7 MM (2)
12	TRILHO ASCE 20 (2)
13	CREMALHEIRA M8 AZANELLI (1)
14	PARAFUSO SEXTAVADO MA M14 CLASSE 5.8 CISER (4)
15	PORCA SEXTAVADA MA M14 CLASSE 8.8 CISER (4)
16	ARRUELA LISA M14 CISER (4)
17	PISO VINILICO ANTIDERRAPANTE 3R PLASTICOS (1)
TOTAL = 1300 Kg.	

NOTAS

- DIMENSÕES EM MILÍMETROS, EXCETO QUANDO INDICADO.
 - * ABERTURA DE RAIZ DE ACORDO COM ITEM "3.10 SOLDAS" DO RELATÓRIO.
 - ** DIMENSÕES DEFINIDAS DE ACORDO COM ITEM "5.2 OLHAIS DE IÇAMENTO" DO RELATÓRIO.
- A LINGADA DE CABO DE AÇO TEVE SUA REPRESENTAÇÃO SIMPLIFICADA. PARA MAIS DETALHES, VER ITEM "5.1 ARRANJO" DO RELATÓRIO.
- SERÃO SOLDADAS TODAS AS JUNTAS POSSÍVEIS PARA GARANTIR RESISTÊNCIA MECÂNICA E EVITAR ACÚMULO DE SUBSTÂNCIAS CORROSIVAS. EM TODAS AS JUNTAS DE TOPO, USOU-SE SOLDAS DE CHANFRO, E EM TODAS AS JUNTAS DE ÂNGULO, SOLDA DE FILETE.
- CHAPA PARA FECHAMENTO USADA NOS PERFIS ABERTOS A FIM DE EVITAR ACÚMULO DE SUBSTÂNCIAS CORROSIVAS.
- PARA MELHOR VISUALIZAÇÃO, RECOMENDA-SE USO DOS MODELOS 3D NOS ANEXOS DO RELATÓRIO.

ALUNO	GUILHERME FILHO E SILVIO OLIVEIRA	
PROF	ALEXANDRE SILVA	
DATA	JUNHO/2019	VISTO
ESC.	TÍTULO	
	ELEVADOR DE CARGA INCLINADO	



TURMA	NÚMERO	FOLHA Nº
		2
NÚMERO DO DESENHO		

ANEXO C – PLANILHAS DE FLAMBAGEM

Fórmulas de Flambagem – Viga Vertical

	B	C	D
5	$\sigma_y =$	250	MPa
6	$E =$	206000	MPa
7	$FS =$	0,6	-
8	$Q_s =$	1	-
9	$K =$	1	-
10	$L =$	1458	mm
11	$D_e =$	70	mm
12	$t =$	5,6	mm
13	$A =$	$=C11^2-(C11-C12)^2$	mm ²
14	$I_x =$	$=(C11^4/12)-((C11-C12)^4/12)$	mm ⁴
15	$I_y =$	$=C14$	mm ⁴
16	$f_{axial} =$	-7,29	MPa
17	$f_{band1} =$	-50,12	MPa
18	$f_{band2} =$	35,95	MPa
19	$D_{oc}/t =$	$=C11/C12$	-
20	$C_{m1} =$	0,85	-
21	$C_{m2} =$	$=C20$	-
22	$C_c =$	$=IF(C7=0;"";SQRT(2*PI()*C6/C5))$	-
23	$Kl/r =$	$=IF(C7=0;"";C9*C10/IF(OR((SQRT(C14/C13))=0;(SQRT(C15/C13))=0);MAX((SQRT(C14/C13));(SQRT(C15/C13)));MIN((SQRT(C14/C13));(SQRT(C15/C13))))))$	-
24	$Kl_{b1}/r_1 =$	$=IF(C7=0;"";IF(C17=0;0;C9*C10/(SQRT(C14/C13))))$	-
25	$Kl_{b2}/r_2 =$	$=IF(C7=0;"";IF(C18=0;0;C9*C10/(SQRT(C15/C13))))$	-
26	$F'_{a1} =$	$=IF(C7=0;"";IF(C17=0;0;12*PI()*C6/(23*C24^2)))$	MPa
27	$F'_{a2} =$	$=IF(C7=0;"";IF(C18=0;0;12*PI()*C6/(23*C25^2)))$	MPa
28	$F_a =$	$=IF(C7=0;"";IF(C23>C22;12*PI()*C6/(23*C23^2);(1-C23^2/(2*C22^2))*C5/(5/3+3*C23/(8*C22)-C23^3/(8*C22^3))))$	MPa
29	AISC - $F_{b1} =$	$=IF(C7=0;"";C8*0,6*C5)$	MPa
30	AISC - $F_{b2} =$	$=IF(C7=0;"";C8*0,6*C5)$	MPa
31	API - $F_{b1} =$	$=IF(C57=0;"";IF(C519<=(10340/C55);0,75*C55;IF(C519<=(20680/C55);((0,84-(1,74*((C55*C511)/(C56*C512))))*C55);((0,72-(0,58*((C55*C511)/(C56*C512))))*C55)))$	MPa
32	API - $F_{b2} =$	$=IF(C57=0;"";IF(C519<=(10340/C55);0,75*C55;IF(C519<=(20680/C55);((0,84-(1,74*((C55*C511)/(C56*C512))))*C55);((0,72-(0,58*((C55*C511)/(C56*C512))))*C55)))$	MPa
33	API - $F_b =$	$=SQRT((C31^2)+(C32^2))$	MPa
34	AISC - H1-1 (Compr. & Band.)	$=IF((C16)<0;ABS(IF(C7=0;"";ABS(C16)/(1,67*C7*C28))+IF(ABS(C17)=0;0;C20*ABS(C17)/ABS((1-ABS(C16)/(1,67*C7*C26))*1,67*C7*C29))+IF(ABS(C18)=0;0;C21*ABS(C18)/ABS((1-ABS(C16)/(1,67*C7*C27))*1,67*C7*C30))));"")$	-
35	AISC - H1-2 (Compr. & Band.)	$=IF((C16)<0;ABS(IF(C7=0;"";ABS(C16)/(1,67*C7*0,6*C5)+ABS(C17)/(1,67*C7*C29))+ABS(C18)/(1,67*C7*C30))));"")$	-
36	AISC - H1-3 (Compr. & Band.)	$=IF((C16)<0;IF(C7=0;"";IF(ABS(C16)/(1,67*C7*C28))>0,15;"NA (fa/Fa>0,15)";ABS(C16)/(1,67*C7*C28))+ABS(C17)/(1,67*C7*C29))+ABS(C18)/(1,67*C7*C30))));"")$	-
37	AISC - H2 - 1 (Tension & Band.)	$=IF((C16)>0;(ABS(C16)/(1,67*C7*0,6*C5)+ABS(C17)/(1,67*C7*C29))+ABS(C18)/(1,67*C7*C30));"")$	-
38	API - 3.3.1-4 (Compr. & Band.)	$=IF((C16)<0;ABS(IF(C7=0;"";ABS(C16/C28)+SQRT(IF(ABS(C17)=0;0;(C20*ABS(C17))/ABS(1-ABS(C16)/(C26)))))+IF(ABS(C18)=0;0;(C21*ABS(C18))/ABS(1-ABS(C16)/(C27)))))/C33));"")$	-
39	API - 3.3.1-2 (Compr. & Band.)	$=IF((C16)<0;ABS(IF(C7=0;"";ABS(C16)/(0,6*C5)+SQRT(C17^2+C18^2)/C33));"")$	-
40	API - 3.3.1-3 (Compr. & Band.)	$=IF((C16)<0;IF(C7=0;"";IF(ABS(C16/C28))>0,15;"NA (fa/Fa>0,15)";ABS(C16/C28)+SQRT((C17^2)+(C18^2))/C33));"")$	-
41	API - 3.3.1-2 (Tension & Band.)	$=IF((C16)>0;ABS(IF(C7=0;"";ABS(C16)/(1,67*C7*0,6*C5)+ABS(C17)/(1,67*C7*C29))+ABS(C18)/(1,67*C7*C30))));"")$	-
42	Status H max =	$=IF((MAX(C34;C35;C36;C37;C38;C39;C40;C41))>1;"Recalculer";"OK")$	

Fórmulas de Flambagem – Viga Diagonal

	B	C	D
5	$\sigma_y =$	250	MPa
6	E =	206000	MPa
7	FS =	0,6	-
8	Qs =	1	-
9	K =	1	-
10	L =	1500	mm
11	De =	70	mm
12	t =	5,6	mm
13	A =	=C11^2-(C11-C12)^2	mm ²
14	Ix =	=(C11^4/12)-(C11-C12)^4/12)	mm ⁴
15	Iy =	=C14	mm ⁴
16	$f_{axial} =$	-7,29	MPa
17	$f_{bend1} =$	-50,12	MPa
18	$f_{bend2} =$	35,95	MPa
19	$D_{ex}/t =$	=C11/C12	-
20	$C_{m1} =$	0,85	-
21	$C_{m2} =$	=C20	-
22	$C_c =$	=+IF(C7=0;"";SQRT(2*PI()*^2*C6/C5))	-
23	$Kl/r =$	=+IF(C7=0;"";C9*C10/IF(OR((SQRT(C14/C13))=0;(SQRT(C15/C13))=0);MAX((SQRT(C14/C13));(SQRT(C15/C13)));MIN((SQRT(C14/C13));(SQRT(C15/C13))))))	-
24	$Kl_{b1}/r_1 =$	=+IF(C7=0;"";IF(C17=0;0;C9*C10/(SQRT(C14/C13))))	-
25	$Kl_{b2}/r_2 =$	=+IF(C7=0;"";IF(C18=0;0;C9*C10/(SQRT(C15/C13))))	-
26	$F'_{e1} =$	=IF(C7=0;"";IF(C17=0;0;12*PI()*^2*C6/(23*C24^2)))	MPa
27	$F'_{e2} =$	=+IF(C7=0;"";IF(C18=0;0;12*PI()*^2*C6/(23*C25^2)))	MPa
28	$F_c =$	=+IF(C7=0;"";IF(C23>C22;12*PI()*^2*C6/(23*C23^2);(1-C23^2/(2*C22^2))*C5/(5/3+3*C23/(8*C22)-C23^3/(8*C22^3))))	MPa
29	AISC - $F_{b1} =$	=IF(C7=0;"";C8*0,6*C5)	MPa
30	AISC - $F_{b2} =$	=IF(C7=0;"";C8*0,6*C5)	MPa
31	API - $F_{b1} =$	=IF(C57=0;"";IF(C519<=(10340/C55);0,75*C55;IF(C519<=(20680/C55);((0,84-(1,74*((C55*C511)/(C56*C512))))*C55);((0,72-(0,58*((C55*C511)/(C56*C512))))*C55))))	MPa
32	API - $F_{b2} =$	=IF(C57=0;"";IF(C519<=(10340/C55);0,75*C55;IF(C519<=(20680/C55);((0,84-(1,74*((C55*C511)/(C56*C512))))*C55);((0,72-(0,58*((C55*C511)/(C56*C512))))*C55))))	MPa
33	API - $F_b =$	=SQRT((C31^2)+(C32^2))	MPa
34	AISC - H1-1 (Compr.&Bend.) =	=IF((C16)<0;ABS(IF(C7=0;"";ABS(C16)/(1,67*C7*C28))+IF(ABS(C17)=0;0;C20*ABS(C17)/ABS((1-ABS(C16))/(1,67*C7*C26))*1,67*C7*C29))+IF(ABS(C18)=0;0;C21*ABS(C18)/ABS((1-ABS(C16))/(1,67*C7*C27))*1,67*C7*C30))));"")	-
35	AISC - H1-2 (Compr.&Bend.) =	=IF((C16)<0;ABS(IF(C7=0;"";ABS(C16)/(1,67*C7*0,6*C5)+ABS(C17)/(1,67*C7*C29))+ABS(C18)/(1,67*C7*C30))));"")	-
36	AISC - H1-3 (Compr.&Bend.) =	=IF((C16)<0;IF(C7=0;"";IF(ABS(C16)/(1,67*C7*C28))>0,15;"NA (fa/Fa>0,15)";ABS(C16)/(1,67*C7*C28))+ABS(C17)/(1,67*C7*C29))+ABS(C18)/(1,67*C7*C30))));"")	-
37	AISC - H2 - 1 (Tension&Bend.) =	=IF((C16)>=0;(ABS(C16)/(1,67*C7*0,6*C5)+ABS(C17)/(1,67*C7*C29))+ABS(C18)/(1,67*C7*C30))));"")	-
38	API - 3.3.1-4 (Compr.&Bend.) =	=IF((C16)<0;ABS(IF(C7=0;"";ABS(C16/C28)+SQRT(IF(ABS(C17)=0;0;(C20*ABS(C17)/ABS(1-ABS(C16)/(C26)))))+IF(ABS(C18)=0;0;(C21*ABS(C18)/ABS(1-ABS(C16)/(C27)))))))/C33))));"")	-
39	API - 3.3.1-2 (Compr.&Bend.) =	=IF((C16)<0;ABS(IF(C7=0;"";ABS(C16)/(0,6*C5)+SQRT(C17^2+C18^2)/C33))));"")	-
40	API - 3.3.1-3 (Compr.&Bend.) =	=IF((C16)<0;IF(C7=0;"";IF(ABS(C16/C28))>0,15;"NA (fa/Fa>0,15)";ABS(C16/C28)+SQRT((C17^2)+(C18^2)/C33))));"")	-
41	API - 3.3.1-2 (Tension&Bend.) =	=IF((C16)>0;ABS(IF(C7=0;"";ABS(C16)/(1,67*C7*0,6*C5)+ABS(C17)/(1,67*C7*C29))+ABS(C18)/(1,67*C7*C30))));"")	-
42	Status H max =	=IF((MAX(C34;C35;C36;C37;C38;C39;C40;C41))>1;"Recalcular";"OK")	

ANEXO D – TESTES DO FREIO DE EMERGÊNCIA

Teste para Homologação Freio Centrifugo FCE-3 e FCE-4 para Elevadores de Cremalheira

Torre com 8,25m de altura (5,5 módulos de 1,5m) - Padrão Montarte

1.200 kg. Conjunto de Elevação de peso total (Carro Transportador + 2 Motorreductores + Plataforma de Carga + Freio Centrifugo)

Pesos foram acrescidos de forma gradativa : **0 a 3.000kg** conforme tabela abaixo, totalizando **4.200kg**

Pesos criados em latas de 20 litros, com sucata de ferro e cimento, variando entre 57 a 85kg, pesadas e marcadas individualmente.

A cada queda, foram verificados: a Distancia percorrida pela plataforma e o deslocamento do sistema de compressão das molas prato.

Equipamentos de medição nos deslocamentos: Trena Digital a Laser e Paquímetro de profundidade digital.

A distancia de imobilização do Conjunto, se divide em : Distancia de abertura da sapata centrifuga e Distancia Frenagem Fisica

0,377 metros a cada volta da engrenagem, e a porca de compressão se desloca em mm: **1,5**

Freio Centrifugo regulado para ser acionado entre **42 e 45** m/m

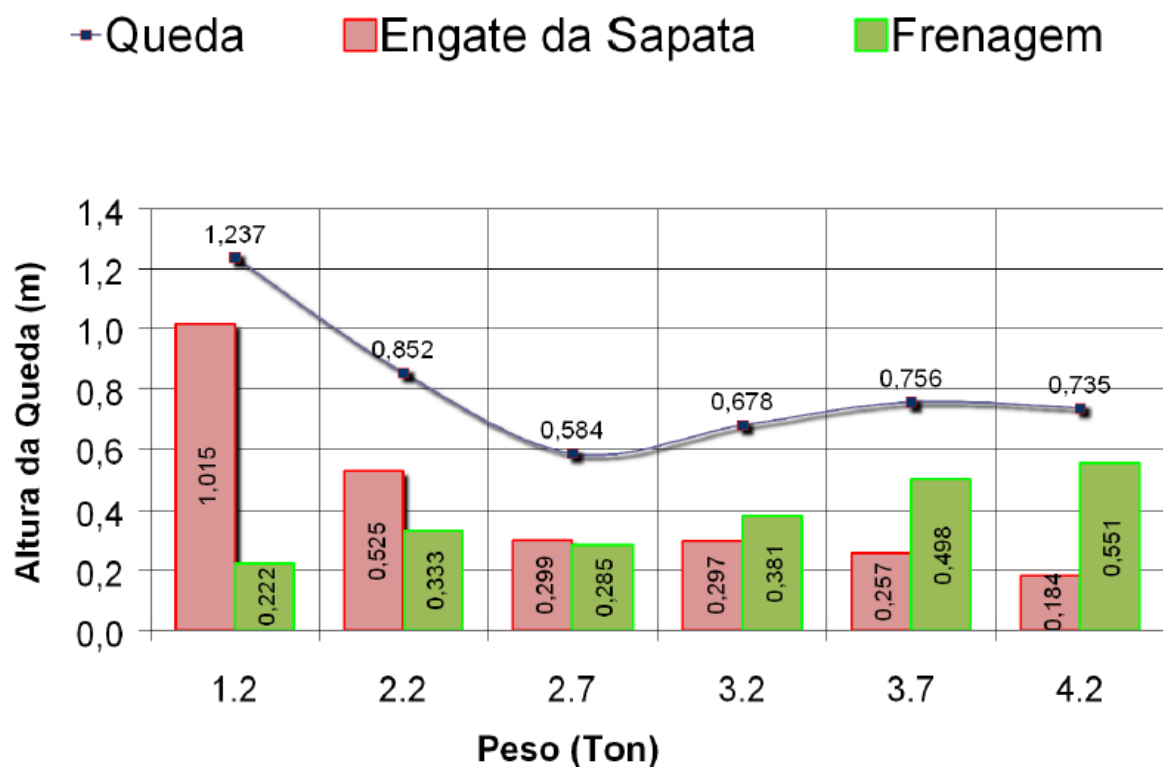
Data	Hora	Teste Nº	Total kg			Qtd Voltas	Espaço Percorrido (m)		Visualizar Testes
				Queda (m)	Deslocou (mm)		Abriu Sapata	Frenagem	
05/11/2018	17:43	1	1.200	1,642	1,15	4,36	1,353	0,289	
05/11/2018	17:50	2	1.200	1,153	0,75	3,06	0,965	0,189	
05/11/2018	17:58	3	1.200	1,179	0,85	3,13	0,965	0,214	
05/11/2018	18:13	4	1.200	1,137	0,85	3,02	0,923	0,214	https://youtu.be/v02nB_Bp1is
05/11/2018	18:20	5	1.200	1,171	0,85	3,11	0,957	0,214	
05/11/2018	18:26	6	1.200	1,141	0,85	3,03	0,927	0,214	
			1.200	1,237	0,88	3,28	1,015	0,222	
06/11/2018	13:45	7	2.200	0,803	1,30	2,13	0,476	0,327	
06/11/2018	14:03	8	2.200	0,870	1,35	2,31	0,531	0,339	
06/11/2018	14:09	9	2.200	0,860	1,30	2,28	0,533	0,327	
06/11/2018	14:14	10	2.200	0,901	1,35	2,39	0,562	0,339	https://youtu.be/vr/pw6Krl4
06/11/2018	14:22	11	2.200	0,824	1,30	2,19	0,497	0,327	
06/11/2018	14:27	12	2.200	0,832	1,35	2,21	0,493	0,339	
			2.200	0,852	1,33	2,26	0,525	0,333	
01/11/2018	10:58	13	2.700	0,569	1,05	1,51	0,305	0,264	
01/11/2018	12:19	14	2.700	0,576	1,10	1,53	0,300	0,276	
01/11/2018	15:02	15	2.700	0,649	1,10	1,72	0,373	0,276	
01/11/2018	15:17	16	2.700	0,500	1,15	1,33	0,211	0,289	https://youtu.be/8t49tExFQFk
01/11/2018	15:26	17	2.700	0,602	1,15	1,60	0,313	0,289	
01/11/2018	15:35	18	2.700	0,609	1,25	1,62	0,295	0,314	

			2.700	0,584	1,13	1,55	0,299	0,285	
01/11/2018	15:53	19	3.200	0,702	1,50	1,86	0,325	0,377	
01/11/2018	16:03	20	3.200	0,651	1,45	1,73	0,287	0,364	
01/11/2018	16:13	21	3.200	0,682	1,50	1,81	0,305	0,377	
01/11/2018	16:29	22	3.200	0,608	1,50	1,61	0,231	0,377	https://youtu.be/2G6GAFW5wOY
01/11/2018	16:39	23	3.200	0,720	1,60	1,91	0,318	0,402	
01/11/2018	16:49	24	3.200	0,705	1,55	1,87	0,315	0,390	
			3.200	0,678	1,52	1,80	0,297	0,381	
01/11/2018	17:26	25	3.700	0,714	1,70	1,89	0,287	0,427	
01/11/2018	17:35	26	3.700	0,744	1,95	1,97	0,254	0,490	
01/11/2018	17:43	27	3.700	0,784	2,10	2,08	0,256	0,528	
01/11/2018	17:51	28	3.700	0,744	2,00	1,97	0,241	0,503	https://youtu.be/YEsQO78-lu0
01/11/2018	17:58	29	3.700	0,770	1,90	2,04	0,292	0,478	
01/11/2018	18:05	30	3.700	0,777	2,25	2,06	0,212	0,566	
			3.700	0,756	1,98	2,004	0,257	0,498	
05/11/2018	10:50	31	4.200	0,736	2,15	1,95	0,196	0,540	
05/11/2018	10:59	32	4.200	0,670	1,85	1,78	0,205	0,465	
05/11/2018	11:15	33	4.200	0,679	1,85	1,80	0,214	0,465	
05/11/2018	11:22	34	4.200	0,718	2,15	1,90	0,178	0,540	https://youtu.be/6d83WKjnOfc
05/11/2018	11:29	35	4.200	0,689	2,10	1,83	0,161	0,528	
05/11/2018	11:36	36	4.200	0,833	2,50	2,21	0,205	0,628	
05/11/2018	11:47	37	4.200	0,818	2,75	2,17	0,127	0,691	
			4.200	0,735	2,19	1,95	0,184	0,551	

Data	Hora	Teste Nº	Total kg	Queda	Deslocou	Espaço Percorrido (m)	
						Engrenagem	Abriu Sapata Frenagem

Figura 60 - Teste do freio de emergência

Fonte: Cestalto



FCE-3 e 4 Capacidade x Curva de Operação (Pré Carga 1mm)
 Freio Centrifugo regulado para ser acionado entre 42 a 45 m/m

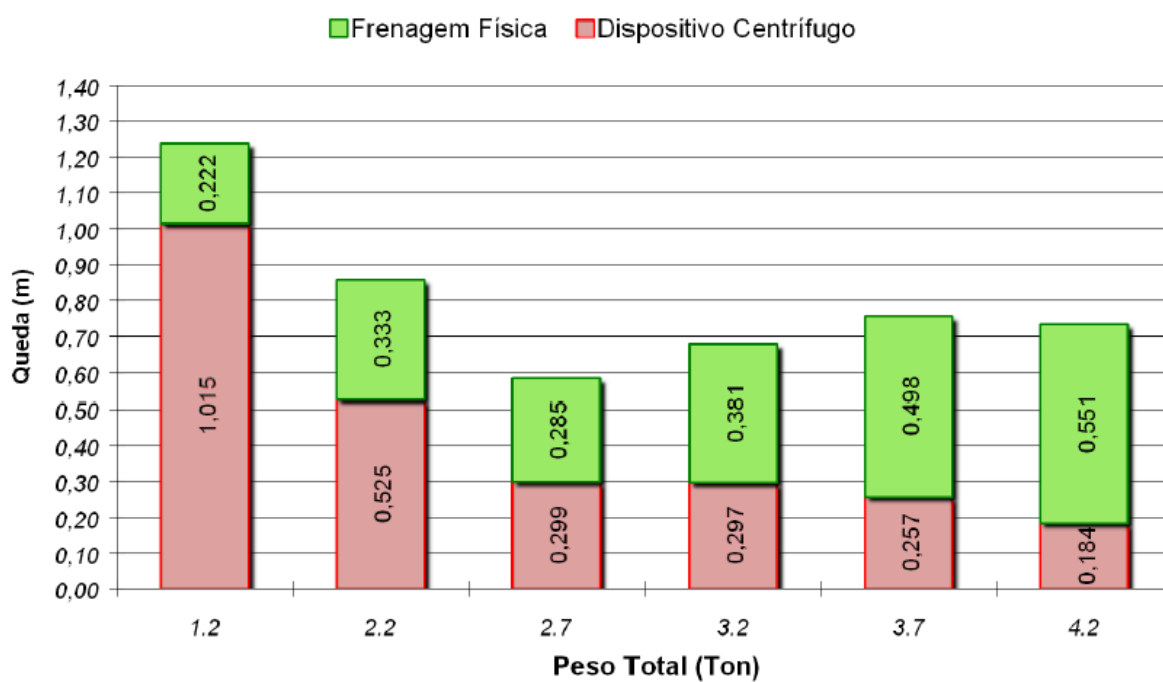


Figura 61 - Gráficos - Teste do freio de emergência
 Fonte: Cestalto

ANEXO E – IMAGENS DO MODELO 3D

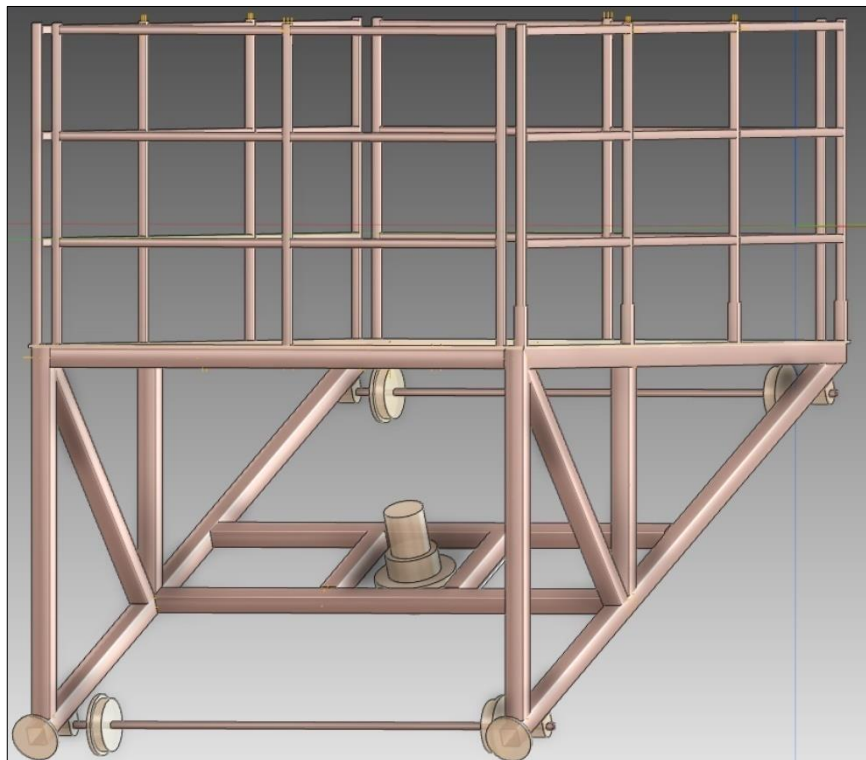


Figura 62 - Modelo 3D - Detalhes 1
Fonte: Autoral

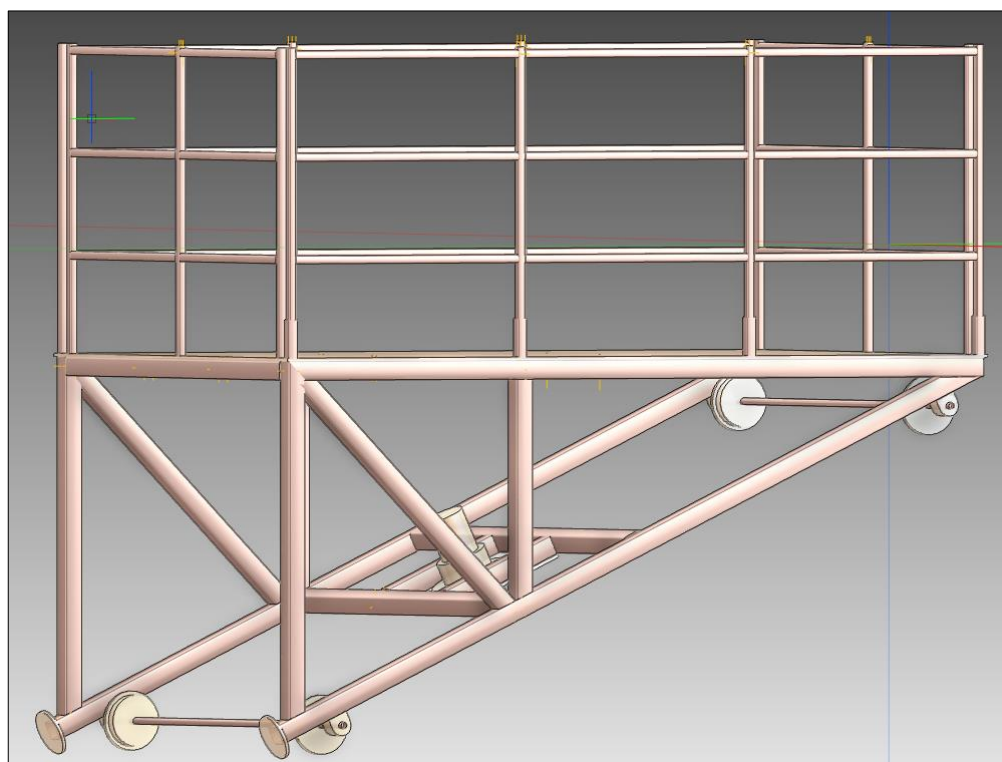


Figura 63 - Modelo 3D - Detalhes 2
Fonte: Autoral

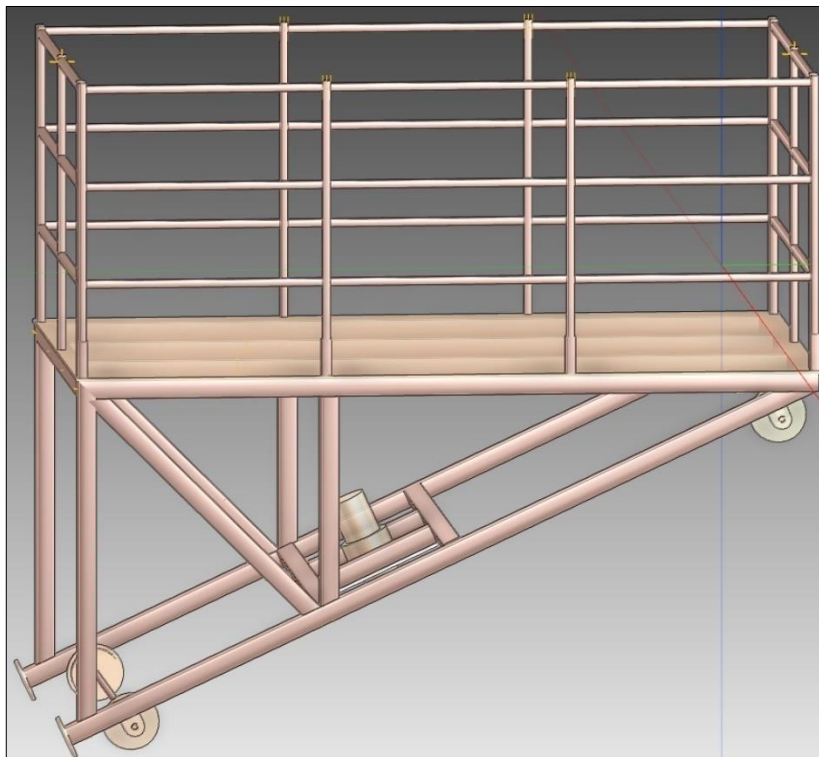


Figura 64 - Modelo 3D - Detalhes 3
Fonte: Autorial

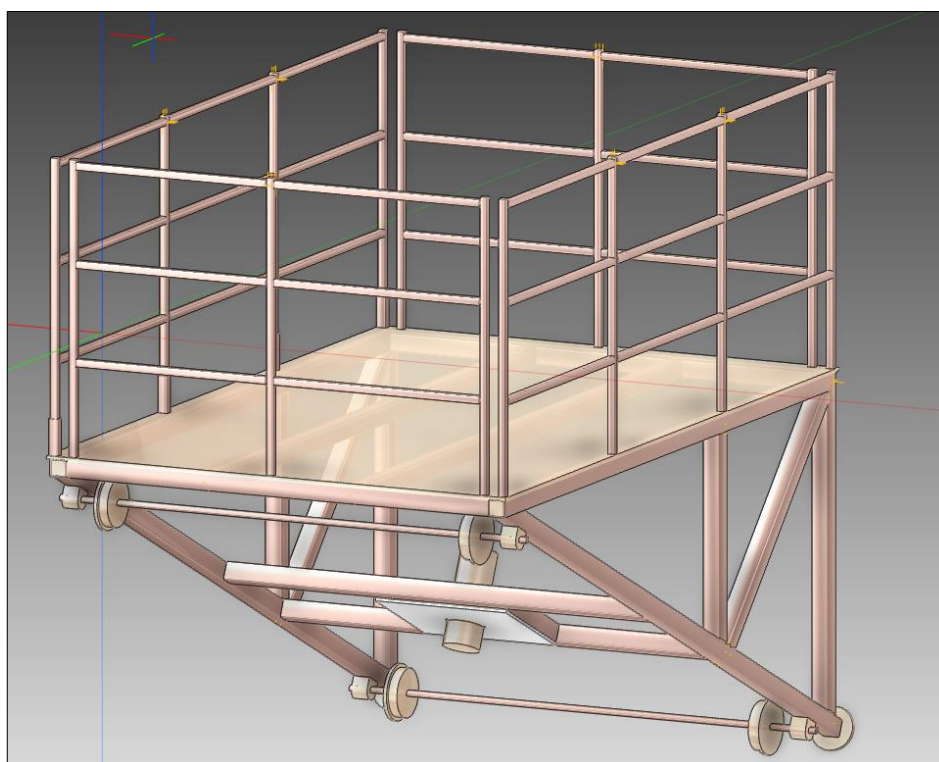


Figura 65 - Modelo 3D - Detalhes 4
Fonte: Autorial

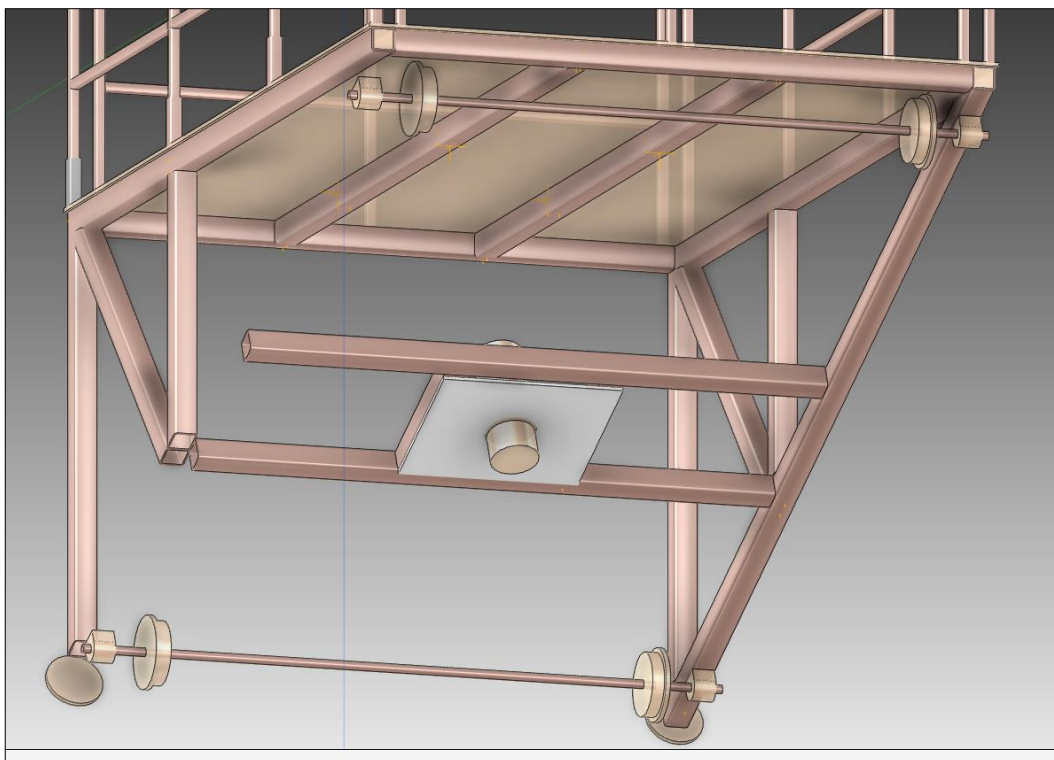


Figura 66 - Modelo 3D - Detalhes 5
Fonte: Autoral

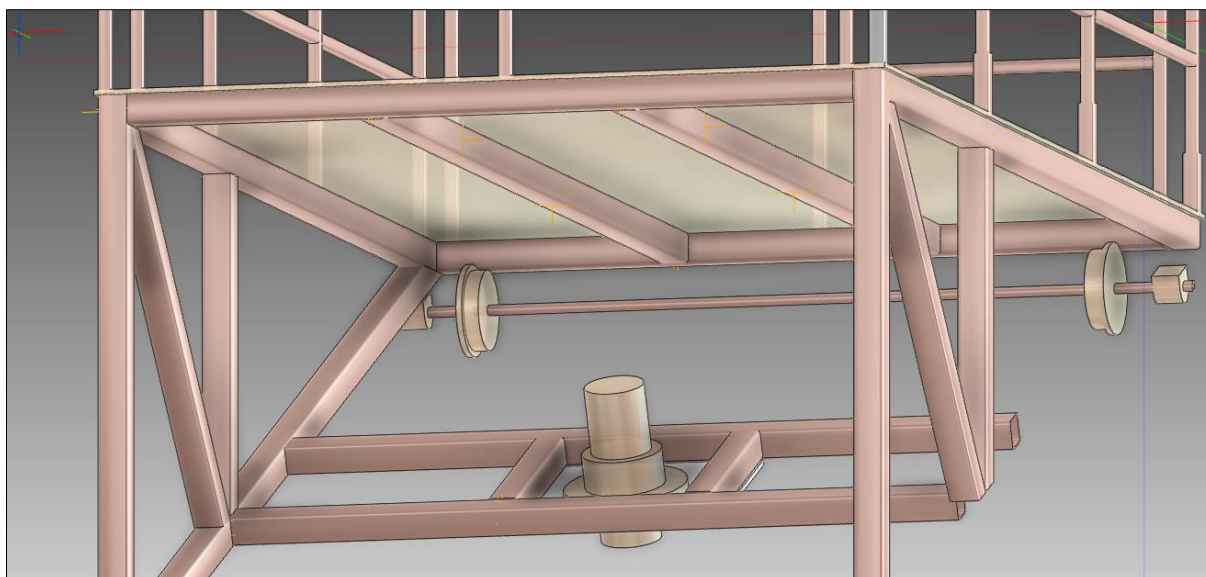


Figura 67 - Modelo 3D - Detalhes 6
Fonte: Autoral

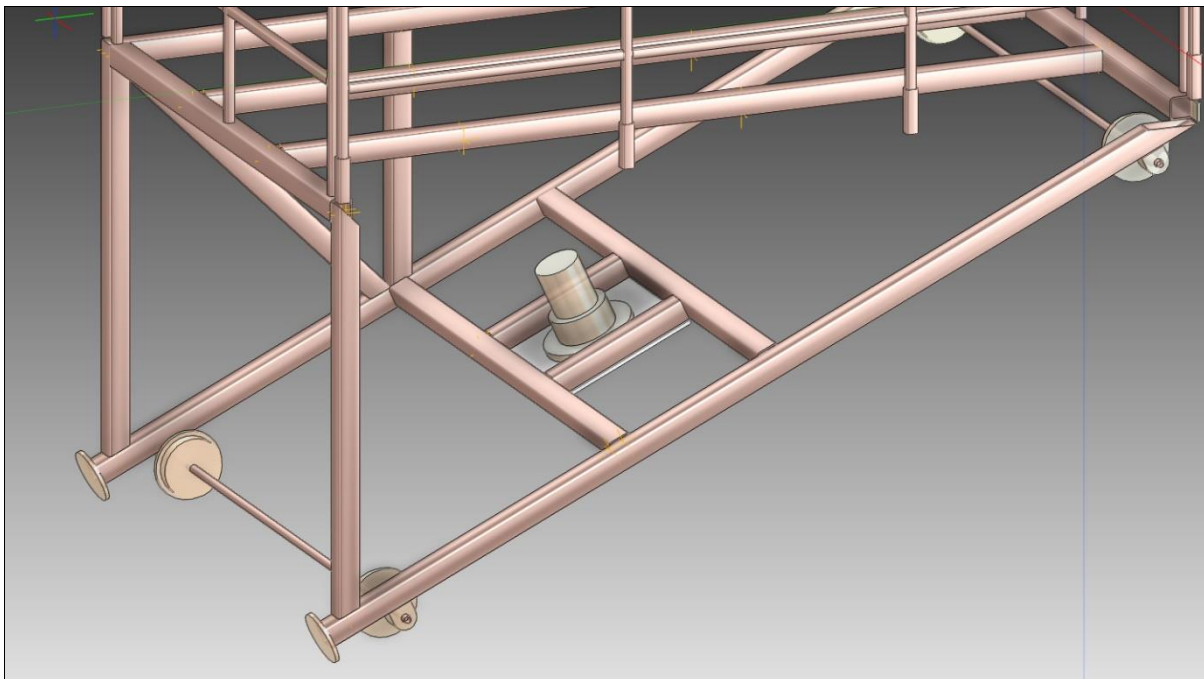


Figura 68 - Modelo 3D - Detalhes 7

Fonte: Autorial

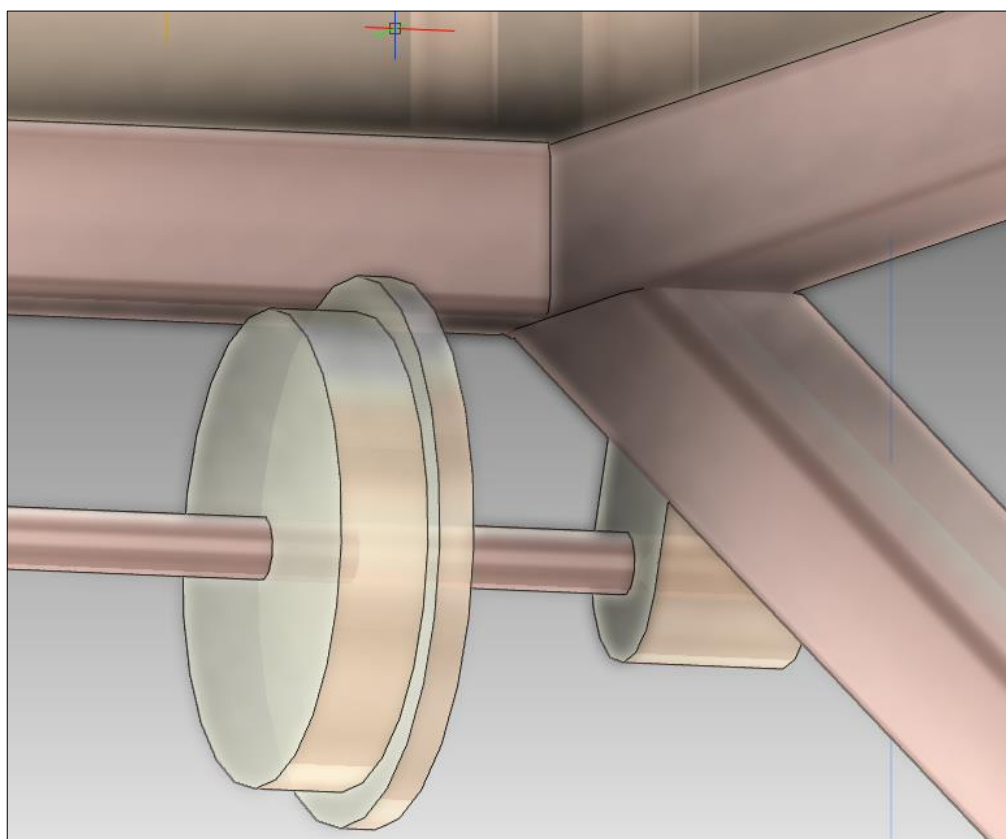


Figura 69 - Modelo 3D - Detalhes 8

Fonte: Autorial

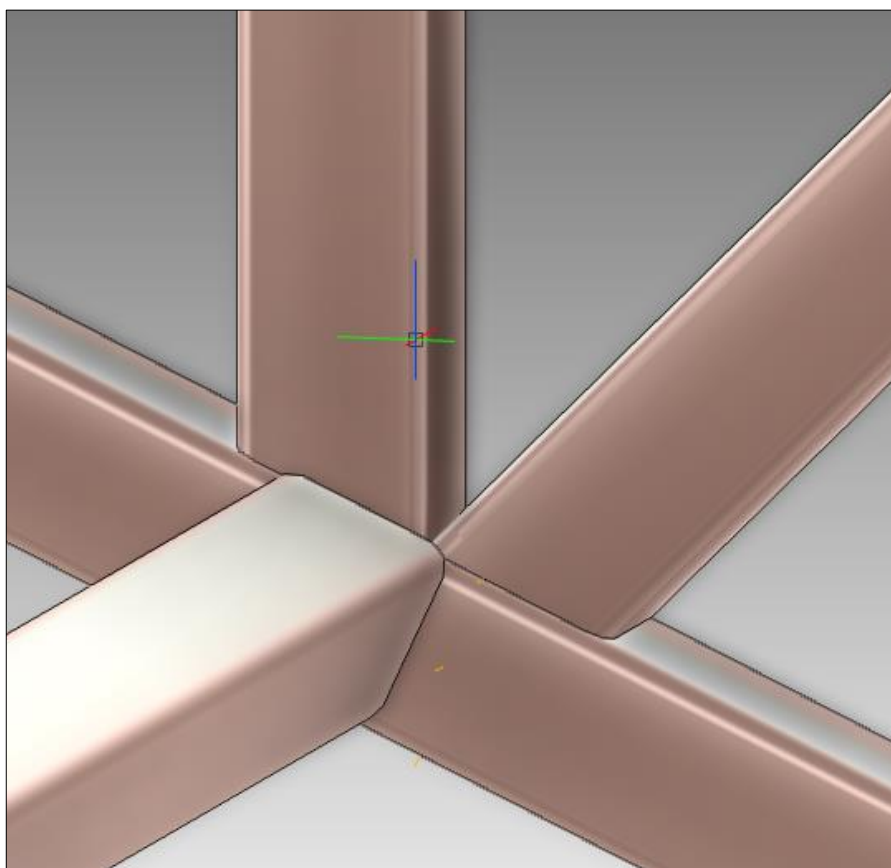


Figura 70 - Modelo 3D - Detalhes 9

Fonte: Autoral

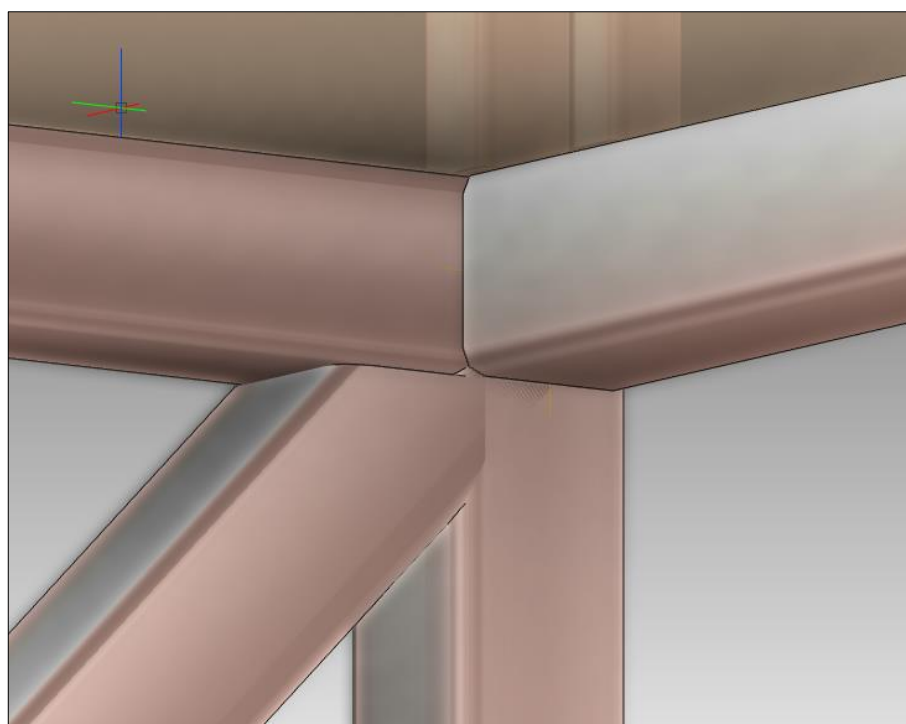


Figura 71 - Modelo 3D - Detalhes 10

Fonte: Autoral