



**UNIVERSIDADE FEDERAL DO CEARÁ**  
**CENTRO DE TECNOLOGIA**  
**DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA**  
**CURSO DE GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA**

**PÂMELA SOARES FERNANDES**

**PROJETO DE ESTRUTURA PARA IÇAMENTO E CARREGAMENTO DE  
CHAPAS DE AÇO**

**FORTALEZA**  
**2018**

PÂMELA SOARES FERNANDES

PROJETO DE ESTRUTURA PARA IÇAMENTO E CARREGAMENTO DE  
CHAPAS DE AÇO

Trabalho de Conclusão de Curso  
apresentado ao Curso de  
Engenharia Mecânica da  
Universidade Federal do Ceará,  
como requisito à obtenção do título  
de Engenheira Mecânica.

Orientador: Prof. Dr. Carlos André  
Dias Bezerra.

FORTALEZA  
2018

Dados Internacionais de Catalogação na Publicação  
Universidade Federal do Ceará  
Biblioteca Universitária

Gerada automaticamente pelo módulo Catalog, mediante os dados fornecidos pelo(a) autor(a)

---

- F411p Fernandes, Pâmela Soares.  
Projeto de estrutura para içamento e carregamento de chapas de aço / Pâmela Soares Fernandes. – 2018.  
49 f. : il. color.
- Trabalho de Conclusão de Curso (graduação) – Universidade Federal do Ceará, Centro de Tecnologia,  
Curso de Engenharia Mecânica, Fortaleza, 2018.  
Orientação: Prof. Dr. Carlos André Dias Bezerra..
1. Projetos mecânicos. 2. Estrutura de içamento. I. Título.

CDD 620.1

---

PÂMELA SOARES FERNANDES

PROJETO DE ESTRUTURA PARA IÇAMENTO E CARREGAMENTO DE  
CHAPAS DE AÇO

Trabalho de Conclusão de Curso  
apresentado ao Curso de  
Graduação em Engenharia Mecânica da  
Universidade Federal do Ceará, como  
requisito parcial à obtenção do título de  
Engenheira Mecânica.

Aprovada em: \_\_\_/\_\_\_/\_\_\_\_\_.

BANCA EXAMINADORA

---

Prof. Dr. Carlos André Dias Bezerra (Orientador)  
Universidade Federal do Ceará (UFC)

---

Prof. Dr. Francisco Ilson da Silva Júnior  
Universidade Federal do Ceará (UFC)

---

Prof. Dra. Maria Alexandra Sousa Rios  
Universidade Federal do Ceará (UFC)

A Deus por ter me dado saúde e força para superar as dificuldades. À minha mãe, por ter sido meu maior suporte e apoio durante toda minha vida acadêmica.

## AGRADECIMENTOS

A Deus, que sempre me deu força e determinação para perseguir meus sonhos e enfrentar todas as dificuldades que vieram em meu caminho.

À minha mãe, Suzy, que nunca mediu esforços para me dar uma boa educação. Sempre esteve ao meu lado apoiando, incentivando e vibrando a cada conquista.

Aos meus avós, Olavo e Alzeni, que sempre foram meu suporte durante toda minha vida.

Ao meu namorado, Igor Paulino, por ser tão companheiro e compreensivo ao longo de minha vida acadêmica. Por me incentivar e sempre ter uma palavra animadora nos dias mais difíceis.

Ao Prof. Dr. Carlos André, pela orientação e tempo dedicado a este trabalho e pelos ensinamentos transmitidos ao longo do curso.

Aos meus amigos Gabriela Alves, Joel Augusto, Mônica Ferreira, Isabela Alves, Lucas Moreno e Igor Teles por todo o apoio no dia a dia e pelas incontáveis horas de estudos juntos.

Ao Engenheiro Luciano Albuquerque e ao Projetista Lucas Rodrigues por todos os conhecimentos compartilhados durante meu período de estágio na LineShip.

## **RESUMO**

Este trabalho teve como objetivo realizar o projeto de uma estrutura de içamento de chapas de aço de até 200 kg a ser utilizada em um galpão industrial. Para tanto, foi feito um estudo de estruturas utilizadas no mercado que serviram como referência para a construção desta. O modelo foi dimensionado, seguindo as restrições do cliente e aplicando-se os conhecimentos de resistência dos materiais e elementos de máquinas. Em seguida, a estrutura passou por simulação feita através do método dos elementos finitos com o auxílio de ferramenta computacional, neste caso o Autodesk Inventor, a fim de se observar os pontos de concentração de tensão na estrutura e defeitos geométricos que poderiam ser refinados. Após algumas tentativas de refino de malha na simulação, conseguiu-se atingir um ótimo resultado culminando na aprovação da estrutura do ponto de vista estrutural, pois buscou-se garantir sua segurança quanto à falha por escoamento, atendendo assim aos requisitos de projeto. Os resultados foram satisfatórios.

Palavras-chave: Projeto, estrutura de içamento, elementos finitos.

## **ABSTRACT**

This work has the objective the design a hoisting structure of steel up to 200 kg to be used in an industrial warehouse. For that, a study of structures used in the market that served as reference for the construction of this one was made. The model was designed, following the restrictions of the client and applying the knowledge of resistance of the materials and elements of machines. Then, the structure was simulated using the finite element method with the aid of a computational tool, in this case Autodesk Inventor in order to observe the stress concentrators in the structure and geometric defects that could be refined. After some attempts to refine the mesh in the simulation, it was possible to achieve a great result culminating in the approval of the structure from the structural point of view, since it was sought to guarantee its safety as to the failure by flow thus meeting the design requirements. The results were satisfactory.

Keywords: Design, structure lifting, finite element method.



## LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Ponte rolante apoiada e univiga .....	12
Figura 2 – Pórtico rolante univiga .....	13
Figura 3 – Tipos de elementos utilizados pelo Inventor .....	18
Figura 4 – Exemplos de malhas com diferentes fatores de graduação .....	20
Figura 5 – Diferentes malhas para 2 ângulos máximos de virada .....	21
Figura 6 – Vista frontal da viga .....	22
Figura 7 – Vista frontal da coluna .....	23
Figura 8 – Exemplo de pórtico rolante .....	24
Figura 9 – Corte da viga U .....	27
Figura 10 – Coluna em perspectiva .....	28
Figura 11 – Coluna em vista frontal .....	29
Figura 12 – Dimensões da chapa com olhal .....	33
Figura 13 – Eixo.....	35
Figura 14 – Rolamento .....	37
Figura 15 – Vista de perspectiva da estrutura .....	38
Figura 16 – Forças pontuais aplicadas na viga .....	40
Figura 17 – Resultado de convergência .....	41
Figura 18 – Máxima e mínima tensões de Von Mises .....	42
Figura 19 – Fatores de segurança máximo e mínimo da estrutura .....	43
Figura 20 – Coluna com adição de novos tubos .....	43
Figura 21 – Vista perspectiva da estrutura .....	44
Figura 22 – Fatores de segurança máximo e mínimo da estrutura .....	45
Figura 23 – Máxima e mínima tensões de Von Mises .....	45

## LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Chapa U enrijecido.....	27
Tabela 2 – Tabela para cálculo de diâmetro do tubo .....	30
Tabela 3 – Composição química do aço SAE 1020 .....	39
Tabela 4 – Parâmetros de refinamento .....	40
Tabela 5 – Configurações de convergência .....	41

## SUMÁRIO

<b>1 INTRODUÇÃO</b> .....	11
<b>1.2 Objetivos</b> .....	11
1.2.1 <i>Objetivo Geral</i> .....	11
1.2.2 <i>Objetivo Específico</i> .....	11
<b>1.3 Estruturas de içamento</b> .....	12
1.3.1 <i>Ponte rolante</i> .....	12
1.3.2 <i>Pórtico rolante</i> .....	12
<b>2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA</b> .....	14
<b>2.1 Seleção do material</b> .....	14
<b>2.2 Teoria de falha estática em materiais dúcteis</b> .....	15
2.2.1 <i>Teoria da máxima energia de distorção (Von Mises e Hencky)</i> .....	15
<b>2.3 Método dos elementos finitos (MEF)</b> .....	16
<b>2.4 Simulação computacional através do MEF</b> .....	17
2.4.1 <i>Refinamento H-P</i> .....	19
2.4.2 <i>Algoritmo de simulação</i> .....	19
<b>3 PROJETO E DESENVOLVIMENTO DA ESTRUTURA</b> .....	22
<b>3.1 Requisitos preliminares de projeto</b> .....	22
3.1.1 <i>Requisitos geométricos</i> .....	22
3.1.2 <i>Requisitos de equipamentos</i> .....	23
<b>3.2 Desenho inicial</b> .....	23
3.2.1 <i>Viga</i> .....	24
3.2.2 <i>Coluna</i> .....	28
3.2.3 <i>Talha, pega chapa vertical e manilha industrial</i> .....	31
3.2.4 <i>Chapa com olhal</i> .....	31
3.2.5 <i>Eixo</i> .....	34
3.2.6 <i>Rolamentos</i> .....	36
<b>3.3 Avaliação qualitativa do projeto através do Método de Elementos Finitos</b> ....	37
<b>4 ANÁLISE ESTRUTURAL PELO MÉTODO DE ELEMENTOS FINITOS</b> ....	39
<b>4.1 Material</b> .....	39
<b>4.2 Restrições</b> .....	39
<b>4.3 Carregamentos externos</b> .....	39
<b>4.4 Especificação da malha</b> .....	40
<b>4.5 Considerações de análise</b> .....	41
<b>4.6 Resultados obtidos</b> .....	42
<b>5 CONCLUSÃO</b> .....	46
<b>REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS</b> .....	47

# 1 INTRODUÇÃO

É sabido que segurança é algo primordial em qualquer tipo de trabalho que vá se realizar. Buscando proporcionar maior segurança de trabalho aos seus colaboradores foi que uma empresa buscou uma solução que resolvesse o seguinte problema: seus colaboradores necessitavam transportar chapas de aço de um posto de trabalho ao outro, dentro de um galpão, porém eles não possuíam nenhum equipamento que pudessem utilizar para fazer esse transporte, ou seja, eles tinham que carregar as chapas de aço de 200 kg de forma manual de um posto ao outro.

Assim, foi notada a necessidade de realizar o projeto e de dimensionar uma estrutura móvel, que pudesse atender as limitações físicas de espaço para sua utilização e que solucionasse o problema de transporte manual das chapas pelos colaboradores. Proporcionando assim, maior produtividade e segurança para o trabalho dos mesmos.

Para a realização deste projeto, estudou-se algumas estruturas existentes no mercado, como a ponte rolante e o pórtico rolante, que serão mais detalhados no sub-item 1.3.

No sub-item 1.2 serão descritos os objetivos gerais e específicos deste trabalho, no capítulo 2 será abordada a fundamentação teórica, que engloba os conhecimentos necessários de embasamento para este projeto, no capítulo 3 será abordado o projeto e o seu desenvolvimento, explicitando o dimensionamento e a seleção de cada item para a estrutura que será feita, no capítulo 4 será abordado o método de elementos finitos, que foi o método empregado para simulação da estrutura e avaliação de sua segurança e por fim, no capítulo 5 a conclusão do trabalho mostrando os resultados obtidos.

## 1.2 Objetivos

Este trabalho teve como objetivos:

### 1.2.1 Objetivo geral

- Apresentação do projeto de uma estrutura de içamento de chapas de aço de até 200 kg, visando prover maior segurança e produtividade aos trabalhadores de uma empresa metal-mecânica.

### 1.2.2 Objetivos específicos

- Elaboração do desenho inicial para que atenda às restrições geométricas do cliente;
- Especificação refinada das suas características geométricas e do material que será utilizado, com o auxílio do software Autodesk Inventor;
- Determinação do carregamento sofrido pela estrutura (magnitude e posicionamento) tendo conhecimento das forças atuantes e dos tipos de solicitações que surgirão na peça;

- Simulação da análise estrutural através do método de elementos finitos, com auxílio de ferramenta computacional, Autodesk Inventor, indicando os pontos mais solicitados da estrutura devido ao carregamento ou a um concentrador de tensão, indicando o ponto mais passível de falha mecânica.

### 1.3 Estruturas de içamento

Estruturas de içamento são estruturas capazes de levantar cargas e transportá-las, seja verticalmente ou horizontalmente. Para o presente trabalho, foram estudados dois tipos principais de estruturas para içamento e transporte de cargas: as pontes rolantes e os pórticos rolantes.

#### 1.3.1 Ponte rolante

Ponte rolante é um equipamento utilizado para o transporte e elevação de cargas, principalmente em meio industrial. São similares aos pórticos rolantes, com a diferença de que dependem da estrutura do edifício, por não contarem com suas colunas.

Na ponte rolante o equipamento se desloca sobre dois trilhos elevados e paralelos. As pontes podem ser caracterizadas devido ao tipo de apoio da estrutura principal, sendo uma ponte rolante apoiada ou suspensa, e de acordo com a quantidade de vigas, sendo univiga ou biviga. Geralmente são utilizadas para elevação de cargas maiores, sendo assim estruturas mais robustas. Na figura 01 tem-se uma foto de uma ponte rolante.

Figura 01 – Ponte rolante apoiada e univiga com talha



(Fonte: Ferro Industria)

#### 1.3.2 Pórtico rolante

O pórtico rolante é uma estrutura indicada para movimentação de cargas pesadas na indústria e em canteiros de obras, são equipamentos versáteis que podem ser utilizados a céu aberto ou dentro de um galpão. Não dependem da estrutura do edifício para sua sustentação, exigem apenas que haja alguma alimentação elétrica ou manual para a talha e piso regular e compactado para movimentação.

A talha é um equipamento utilizado para locomoção de cargas médias ou pesadas de difícil manejo, podendo ser elétrica, quando acionada por meio de eletricidade, ou manual, na qual o içamento de cargas é feito manualmente por meio de correntes e roldanas.

O pórtico rolante tem como principal característica a movimentação da carga nos eixos longitudinal e vertical, tendo a seu favor o baixo custo de manutenção e de operação e a maior segurança em comparação à guindastes. Os principais tipos de pórticos são o univiga, fabricado com uma única viga, geralmente viga caixão e o dupla-viga, composto por duas vigas principais, o que aumenta sua capacidade de elevação. Há ainda o semipórtico, que é um misto de pórtico com ponte rolante, possuindo apenas um lado com coluna e o outro apoiado no edifício. Na figura 02 tem-se uma foto de um pórtico rolante.

Figura 02 – Pórtico rolante univiga



(Fonte: Climber)

## 2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

Neste capítulo serão apresentados os principais tópicos do embasamento teórico necessários para o entendimento deste trabalho: seleção do material, teoria de falha estática em materiais dúcteis, teoria da máxima energia de distorção e aspectos do método dos elementos finitos.

### 2.1 Seleção do material

A escolha do material a ser utilizado no projeto é uma das fases mais importantes em sua concepção e deve ser feita de maneira criteriosa. Segundo Callister (2011), os elementos desse processo de seleção envolvem a decisão dos limites e das restrições do problema e a partir desses limites, o estabelecimento de critérios que possam ser utilizados na seleção de materiais para maximizar o desempenho destes.

A função principal a qual o projeto se destina, gera uma necessidade básica, que irá requerer ao projetista impor as especificações de desempenho. Elas consistem em um conjunto de características que permitem a utilização do produto de forma eficiente.

É importante que dentro dessa análise não haja uma sub-avaliação das especificações, como desprezar efeitos que irão afetar o funcionamento da peça como por exemplo: desgaste com o tempo, efeito de oxidação e cargas desconhecidas. Estes são apenas alguns casos que ao serem negligenciados poderão comprometer a análise e consequentemente causar uma escolha errada do material, acarretando em uma possível falha e um prejuízo material ou de vidas humanas. Já a super-avaliação também é prejudicial ao projeto, apesar de ser menos impactante do que a falha do produto final, porém ela conduz quase sempre a custos de fabricação mais elevados, com o uso de energia, de material ou de mão de obra em excesso para a obtenção do produto final. Desta forma é agregado mais valor ao produto tornando-o menos acessível ao cliente.

As propriedades de fabricação são características do material que restringem o quanto ele pode sofrer modificação e conformação até chegar ao formato final desejado. Dentre as várias propriedades as duas que mais se destacam são: usinabilidade e soldabilidade.

As propriedades de desempenho são caracterizadas por ditar quais funções mecânicas esse material pode exercer. Desta forma várias propriedades se enquadram nesta classificação, como resistência à corrosão, fluência, resiliência, tenacidade, dureza e resistência ao escoamento. A título de importância, visto que um dos critérios mais corriqueiros no projeto de uma peça ou equipamento é a falha, o limite de escoamento e a dureza estão entre os principais indicadores de resistência mecânica de um material.

#### a) Limite de escoamento

Os metais dúcteis em sua curva tensão x deformação possuem um limite elástico, que é definido como o ponto além do qual o material adquirirá uma forma permanente ou deformação plástica. Esse ponto marca o limiar entre as regiões de comportamento elástico e comportamento plástico. Segundo Norton (2013) acima do limite elástico, o material começa a ceder mais facilmente à tensão aplicada e sua taxa de deformação aumenta. O valor de tensão nesse ponto define o limite de escoamento.

Esse valor é comumente tido como o critério de falha mecânica, pois a resistência e as características iniciais do material estarão diferentes da original.

#### b) Dureza

Quando se trata de metalurgia, a dureza tem significado quanto à resistência a deformação plástica permanente e quando se está analisando uma parte integrante de um projeto, a sua significância é considerada como uma medida para o conhecimento da resistência e dos tratamentos térmicos ou mecânicos, e principalmente, de sua resistência ao desgaste (SOUSA, 1977).

Vários tratamentos térmicos podem ser aplicados aos aços para aumentar ou diminuir sua dureza e resistência. Conforme Norton (2013) a dureza é geralmente medida em três escalas: Brinell, Rockwell ou Vickers. Todos esses ensaios envolvem a impressão forçada de uma pequena prova na superfície do material que está sendo testado.

## 2.2 Teoria de falha estática em materiais dúcteis

As teorias de falha procuram em geral estabelecer uma tensão equivalente (ou tensão de comparação), de forma a possibilitar a comparação com os resultados de esforços uniaxiais obtidos por ensaios comuns de tração ou de compressão. Os materiais são supostamente isotrópicos e homogêneos, isto é, apresentam as mesmas propriedades em todas as direções. O tipo de critério a empregar depende em geral da natureza do material (frágil ou dúctil). No escopo deste trabalho foi analisado somente as teorias voltadas para materiais dúcteis, que é a categoria onde a maioria dos aços está inserida.

Historicamente, várias teorias foram formuladas para explicar as falhas estáticas: a teoria da máxima tensão normal, a teoria da máxima deformação normal, a teoria da energia de deformação, a teoria da energia de distorção máxima (Von Mises-Hencky) e a teoria da máxima tensão de cisalhamento. Destas, apenas as duas últimas se aproximam com mais precisão dos dados experimentais e, das duas, a teoria de Von Mises-Hencky é a mais precisa (NORTON, 2013).

### 2.2.1 Teoria da máxima energia de distorção (Von Mises e Hencky)

Segundo Shigley (2005), a teoria da máxima energia de distorção prevê que ocorre escoamento quando a energia de deformação por distorção em uma unidade de volume alcança ou excede à energia de deformação por distorção por unidade de volume correspondente ao escoamento sob tração ou compressão do mesmo material.

A tensão equivalente de Von Mises é conveniente em situações envolvendo tensões combinadas normal e de cisalhamento no mesmo ponto. A tensão equivalente de Von Mises  $\sigma'$  é definida como a tensão uniaxial que criaria a mesma energia de distorção que é criada pela combinação atual das tensões aplicadas. Esse procedimento nos permite tratar casos de tensão multiaxial (combinação de tensões normais e tensões de cisalhamento) como se fossem devidos a um carregamento de tração pura.



Abaixo seguem as equações 1 e 2 para a tensão equivalente de Von Mises para o caso tridimensional. A mesma pode ser expressa em termos de tensões principais ou aplicadas.

$$\sigma' = \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2 + \sigma_3^2 - \sigma_1\sigma_2 - \sigma_2\sigma_3 - \sigma_1\sigma_3} \quad (1)$$

ou

$$\sigma' = \sqrt{\frac{(\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_x)^2 + 6(\tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2 + \tau_{zx}^2)}{2}} \quad (2)$$

Notar que  $\sigma$  representa as tensões normais e  $\tau$  as tensões devido ao cisalhamento. Para um estado plano de tensões as equações 1 e 2 podem ser simplificadas, ficando em uma forma mais compacta.

$$\sigma' = \sqrt{\sigma_1^2 - \sigma_1\sigma_3 + \sigma_3^2} \quad (3)$$

ou

$$\sigma' = \sqrt{\sigma_x^2 + \sigma_y^2 - \sigma_x\sigma_y + 3\tau_{xy}^2} \quad (4)$$

As equações 3 e 4 definem as condições para a falha. Segundo Norton (2013), para fins de projeto, é conveniente incluir um coeficiente de segurança,  $N$ , escolhido de modo que o estado de tensões esteja seguramente abaixo do limite de escoamento do material.

$$N = \frac{S_y}{\delta'} \quad (5)$$

Para o caso de cisalhamento puro que é encontrado em carregamentos de torção pura, as tensões principais são  $\sigma_1 = \tau = -\sigma_3$  e  $\sigma_2 = 0$ . Logo, utilizando a equação 3 para o estado plano de tensões com a utilização das tensões principais, e definindo o fator de segurança,  $N$ , igual a 1. Tem-se:

$$S_y^2 = \sigma_1^2 + \sigma_1\sigma_3 + \sigma_3^2 = 3\tau_{máx}^2 \quad (6)$$

$$\sigma_1 = \frac{S_y}{\sqrt{3}} = 0,577S_y = \tau_{máx} = S_{ys} \quad (7)$$

Segundo Norton (2013), a equação 7 relaciona a resistência de cisalhamento no escoamento  $S_{ys}$  de qualquer material dúctil como uma fração da resistência normal de escoamento  $S_y$  determinada no teste de tração.

### 2.3 Método dos elementos finitos (MEF)

De acordo com Sobrinho (2006), o método dos elementos finitos (MEF) é genial e com seus atuais programas automáticos é possível praticamente analisar o comportamento de qualquer sistema físico regido por equações diferenciais ou integrais, como da mecânica dos sólidos deformáveis, da condução de calor e de massa, e do eletromagnetismo, por exemplo. Este método está perfeitamente estabelecido e é reconhecido como um dos melhores métodos para a resolução de uma ampla gama de problemas de engenharia.

Na maioria dos métodos numéricos, as variáveis de estado desconhecidas são resolvidas por um número discreto de pontos no domínio do problema considerado para obter soluções aproximadas. O processo de dividir o domínio do problema em um sistema equivalente de domínios ou unidades menores e seleção de um número discreto de pontos é chamado de discretização. Uma vez que o domínio do problema é discretizado, a solução pode ser obtida por cada um dos pequenos domínios ou unidades consideradas. Finalmente, tais soluções podem ser combinadas em conjunto para obter a solução para a totalidade do domínio. Através desta abordagem, a análise é simplificada, embora uma grande quantidade de dados possam ser manuseados. A ideia básica do MEF é desenvolvida a partir do princípio acima. Os pontos discretos são considerados nós e os domínios ou pequenas unidades são chamados de elementos. Elementos e nós, juntos, constituem a malha.

Problemas de engenharia podem ser encarados como tendo um número infinito de variáveis desconhecidas. O procedimento de discretização reduz o problema a um de um número finito de incógnitas, dividindo o domínio em elementos. Em seguida, o campo variável desconhecido é expresso em termos de funções de aproximação assumidas em cada elemento. Funções de aproximação (ou funções de interpolação) são definidas em termos de valores das variáveis de campo nos pontos de conexão previstos ou pontos nodais. Nós, normalmente, se encontram nos limites dos elementos, formando assim a ligação entre os mesmos e fazendo a comunicação necessária entre os elementos adjacentes.

O comportamento das variáveis de campo é definido pelos valores nodais e pelas funções de interpolação para os elementos. Uma vez que as incógnitas nodais são obtidas, as funções de interpolação definem a variável de interesse por todo o conjunto de elementos do problema. Assim, as soluções são formuladas para elementos individuais antes de serem colocados juntos para representar todo o problema. A natureza da solução e o grau de precisão irá depender do tamanho e do número de elementos (malha) e do tipo de função de interpolação utilizado. Desta forma, é possível perceber que o comportamento da malha é o resultado da combinação dos comportamentos dos elementos e assim a solução exata é substituída por soluções aproximadas locais simples e, na medida em que se refina a malha, essas soluções locais se aproximam da solução real.

## 2.4 Simulação computacional através do MEF

O método dos elementos finitos (MEF) é uma técnica numérica, que pode ser auxiliada por ferramentas computacionais para o cálculo das forças, comportamento de estruturas de engenharia e outras análises. O Autodesk Inventor, programa que foi

utilizado neste trabalho para esse tipo de análise, e muitos outros softwares do ramo baseiam suas simulações de tensões e análises de esforços no método dos elementos finitos. Este método nada mais é do que a quebra do seu sólido (peça), previamente desenhada em uma plataforma CAD, em vários pequenos pedaços, de modo a analisar pontualmente cada elemento, tendo como referência os elementos adjacentes (YOUNIS, 2010).

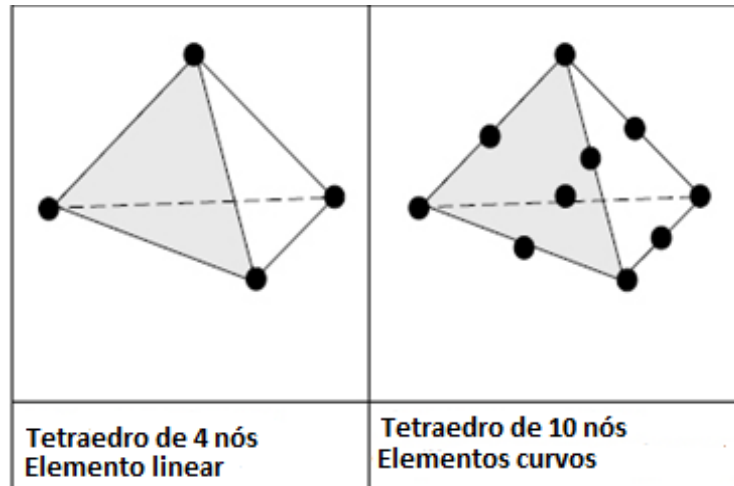
Supondo que seja necessário avaliar o deslocamento de uma peça. Esta variável (quantidade desconhecida) atua sobre cada elemento de uma maneira pré-definida de acordo com o número e tipo de elemento escolhido de modo que a distribuição global, através da peça, é suficientemente aproximada. Esta distribuição entre cada elemento é geralmente representada por uma equação polinomial - quer seja linear, quadrática, ou mesmo cúbica. É importante notar que o MEF é sempre uma aproximação do componente real e pela sua própria natureza, têm erros devido a discretização, particularmente em torno de limites curvos ou componentes geometricamente complexos (YOUNIS, 2010).

Estes erros devido a discretização podem ser reduzidos ou por especificação de mais elementos ou utilizando polinômios de ordem superior. A maioria dos softwares de elementos finitos usam o primeiro método, que pode ser chamado de refinamento H, no qual o software passa por um processo iterativo de reduzir o número de elementos em cada iteração até os resultados convergirem. O último método, pela utilização dos polinômios de ordem superior, é chamado de processo de refinamento P, no qual o software aumenta a ordem do polinômio em cada iteração a partir de 1 (linear) a 2 (quadrático), 3 (cúbico), e assim por diante. Outra abordagem para reduzir os erros devido a discretização é a utilização de elementos de ordem superior (YOUNIS, 2010).

Na figura 03 abaixo segue a imagem dos dois tipos de elementos utilizados pelo *Inventor* para análise de elementos finitos. O primeiro é o mais simples, um tetraedro, formado por retas e o segundo que é utilizado para dar maior precisão aos cálculos é o tetraedro de 10 nós, onde as arestas do tetraedro se transformam em curvas ao invés de retas.

Para este projeto, utilizou-se o primeiro tipo de elemento, linear, pois ao testar com elementos curvos a simulação obteve alguns erros e em outras tentativas acabou sobrecarregando o computador e não rodando.

Figura 03- Tipos de elementos utilizados pelo Inventor



(Fonte: YOUNIS, 2010)

#### 2.4.1. Refinamento H-P

Existem três métodos que melhoram a precisão dos resultados. O refinamento H, o refinamento P e os elementos de alta ordem. Cada um desses métodos apresenta seus prós e seus contras na utilização. O método do refinamento H tem como vantagem um rápido tempo de análise, significando um esforço computacional menor, porém sua taxa de convergência não é tão rápida quanto o método polinomial (refinamento P). Já como desvantagem do refinamento P, têm-se a demora no processo de análise devido às equações não serem lineares.

É importante notar que cada uma dessas características são relativas e não podem ser utilizadas como determinantes no processo de escolha se avaliadas de maneira isolada. Outros fatores também devem ser utilizados como critério de seleção para a utilização de um método ou de outro. Dentre os vários existentes pode-se citar o grau de complexidade da peça, as configurações do computador utilizado, esforços atuantes no modelo e nível de segurança aceitável.

O Autodesk Inventor adota uma abordagem que agrega os dois modos de análise. Ela é chamada de refinamento H-P. Este método tenta agregar as vantagens dos dois modos de refinamento que lhe constituem de forma a melhorar a confiança e a convergência da simulação. O software só vai refinar os elementos em torno das áreas de altas tensões, ao invés de todo o modelo. O que significa que o processo de convergência de resultados será ainda mais reforçado.

Com o Autodesk Inventor, o usuário pode apenas controlar o refinamento H do processo de refinamento H-P. Isso ocorre pois o software automaticamente aumenta a ordem polinomial (refinamento P) de 1º (linear) até a 3º (cúbica) para peças. Já para montagens (conjunto de peças com posicionamentos relativos definidos), a ordem polinomial varia apenas até a 2º (quadrática). Isso acontece devido ao tempo de análise crescer de forma exponencial a cada grau que é incrementado. Logo, para montagens que contam com várias peças, o esforço computacional seria muito grande.

Portanto, para o projeto da estrutura de içamento foi utilizado o refinamento H-P.

#### 2.4.2. Algoritmo de simulação

O processo foi iniciado na escolha do material, que serviu de base para que o programa pudesse definir todas as propriedades da peça que foi analisada. Em seguida, as restrições foram ser selecionadas. O programa conta com três tipos de restrições: pino, fixo (engastado) e sem atrito. O último tipo citado vem a ser uma restrição onde é permitido um deslizamento no plano, porém são restritos movimentos normais a ele.

Os carregamentos sofridos pela peça ou montagem são divididos em três grupos: carregamentos gerais, os de face e os de corpo. Carregamentos gerais são os mais simples e representam as forças pontuais. Já os de face englobam os momentos, os carregamentos radiais (rolamento) e a pressão (força distribuída). O último grupo é formado pelas forças de corpo (ou campo).

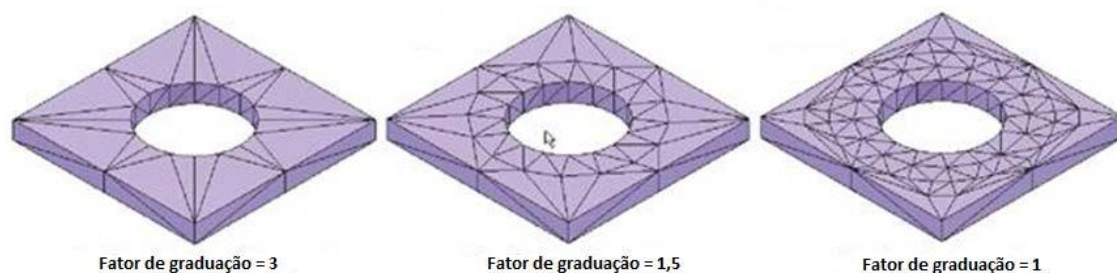
Em montagens, onde há várias peças interligadas umas as outras, é crucial definir o tipo de contato que está ocorrendo entre elas. Abaixo é possível encontrar uma breve explicação de cada uma.

- Colado: Faces totalmente coladas umas às outras, por exemplo, estruturas fabricadas.
- Separado: Permite que contatos em faces adjacentes se separem sob deformação.
- Deslizante/não separado: Mantém contato entre as faces adjacentes mas permite o deslizamento sob deformação.
- Separado/não deslizante: Separa parcialmente ou completamente contato entre faces sem deslizamento sob as mesmas.
- Acomodar/deslizante: Similar ao “separado”, com a adição de permitir a sobreposição inicial entre os componentes, criando condições de pré-esforço.
- Acomodar/não deslizante: Similar ao “separado/não deslizante”, com a adição de permitir a sobreposição inicial entre os componentes, criando condições de pré-esforço.
- Mola: Cria condições de mola entre dois componentes, aplicando as devidas propriedades de rigidez.

Para finalizar o pré-processamento, a última etapa foi a definição de malha e configuração de convergência. Dentro do processo de definição de malha, um item que pode ser definido é o tamanho médio do elemento, que é dado adimensionalmente. Ou seja, o programa interpreta a fração da maior dimensão do objeto. Logo ao se definir como 0,01 o programa interpreta que o tamanho médio é  $0,01 * (\text{comprimento máximo})$ . A mesma ideia ocorre quando se define o menor tamanho de elemento.

O fator de graduação especifica a taxa máxima de arestas de malha adjacentes para a transição entre as regiões que necessitam de refinamento grosseiro e fino. Um fator de graduação menor produz uma malha mais uniforme conforme pode ser visto na figura 04.

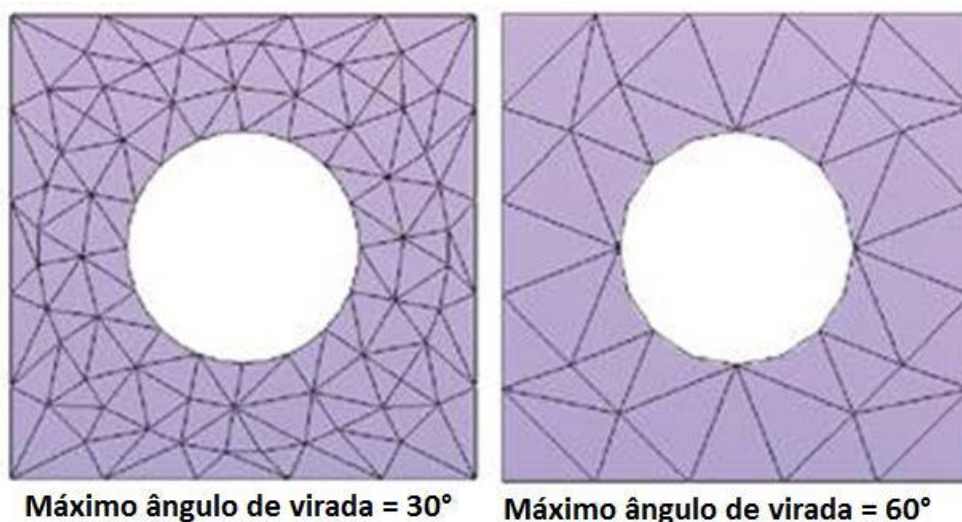
Figura 04 – Exemplos de malhas com diferentes fatores de graduação



(Fonte: YOUNIS, 2010)

O ângulo máximo de virada permite controlar o número de elementos ao longo de um arco de  $90^\circ$ . Especificando  $60^\circ$ , por exemplo, irá criar pelo menos dois ou mais elementos para encher um arco de  $90^\circ$ , enquanto que um ângulo máximo de  $30^\circ$ , por sua vez, irá criar, pelo menos, três ou mais elementos para encher um arco de  $90^\circ$ , conforme mostrado na figura 05.

Figura 05 – Diferentes malhas para 2 ângulos máximos de virada



(Fonte: YOUNIS, 2010)

O software também permite refinar a malha, alterando o valor do elemento, em áreas localizadas. Após este processo o programa fornece a oportunidade de auxiliar na definição de três parâmetros de convergência. O primeiro é referente ao número de iterações de refinamento H que o usuário deseja, a fim de chegar em um resultado mais preciso. A segunda maneira é a definição do critério de parada e a última é o limiar do refinamento H que para um valor de 0 irá incluir todos os elementos no modelo como candidatos para refinamento, ao passo que um valor de 1 irá excluir todos os elementos do processo refinamento H. O valor padrão é de 0,75, o que significa que os 25% dos elementos ao redor da área de alta tensão, provavelmente, serão candidatos para o refinamento. Após definidos os parâmetros de simulação, o software pôde ser executado e os resultados analisados.

Portanto, para o projeto da estrutura de içamento foi escolhido o ângulo de  $60^\circ$ .

### 3 PROJETO E DESENVOLVIMENTO DA ESTRUTURA

Neste capítulo serão apresentadas todas as etapas realizadas para o desenvolvimento do desenho final da estrutura.

#### 3.1 Requisitos preliminares de projeto

No início de todo projeto é necessário que se conheça quais as necessidades do seu cliente. O mecanismo que será desenvolvido deverá atender a todas elas, seguindo assim, alguns parâmetros geométricos e de operação estabelecidos como ponto de partida do projeto.

##### 3.1.1 Requisitos geométricos

Para realização deste projeto foi definido com o cliente alguns requisitos geométricos básicos citados a seguir.

Primeiro, a altura da estrutura foi fixada em 2,75 m, levando em consideração a altura da mesa do operador ao chão, a altura das chapas de aço a serem içadas e a altura referente ao conjunto talha e pega chapa vertical, acrescentando uma folga.

O comprimento de vão livre da viga foi fixado em 2 m. Esta medida faz referência a medida longitudinal entre as duas faces internas das colunas. Já as medidas de 0,5 m nas extremidades da viga, conforme mostra a figura 6, são as delimitações de espaço onde o carro trolley pode percorrer. Ele só poderá percorrer na parte central da viga, entre as duas distâncias de 0,5 m, evitando que o trolley colida com a coluna.

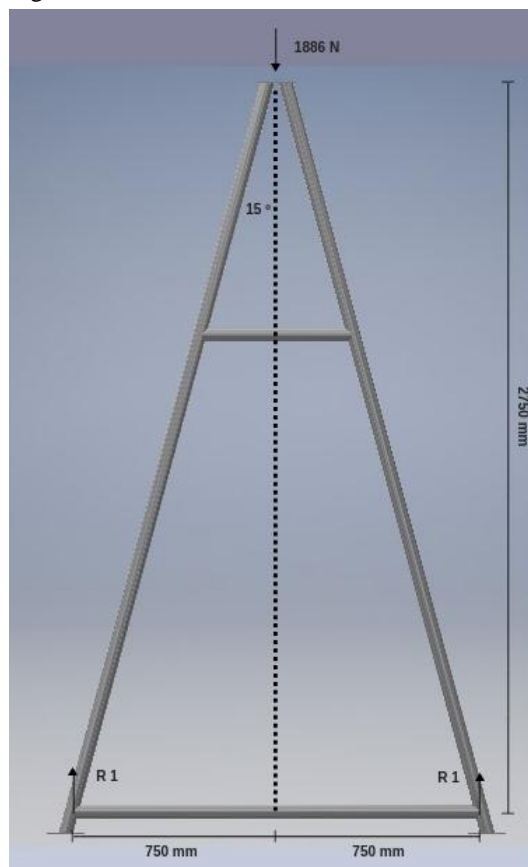
Por último, o ângulo de abertura das colunas foi fixado em 15° visando economia de material e redução da projeção horizontal da estrutura e/ou distância entre os rodízios, aliada a estabilidade da estrutura contra o tombamento lateral, conforme mostrado na figura 7.

Figura 06 – Vista frontal da viga



(Fonte: Autor)

Figura 07 – Vista frontal da coluna



(Fonte: Autor)

### 3.1.2 Requisitos de equipamentos

Como parâmetro de operação, foi solicitado que a estrutura conseguisse suportar e transportar chapas de aço com peso de até 200 kgf de um posto de trabalho ao outro do galpão.

É importante salientar que esses requisitos são essenciais, porém preliminares. Outras restrições irão surgir ao longo do desenvolvimento do projeto.

### 3.2 Desenho inicial

Estabelecidas as restrições preliminares da estrutura, o próximo passo foi realizar o desenho inicial. Determinado que a estrutura deveria consistir em duas colunas feitas por tubos com uma viga servindo de ligação entre elas, a estrutura encontrada no mercado que mais se assemelhava a mesma, servindo de modelo, foi a de um pórtico rolante univiga, mostrado na figura 8.



Figura 08 – Exemplo de Pórtico Rolante



(Fonte: Climber)

### 3.2.1 Viga

O primeiro componente definido na estrutura foi a viga, que é a estrutura horizontal que liga as duas colunas e pela qual corre o carro trolley com a talha. Previamente, foi estabelecido que o carro não deveria percorrer todo o vão da viga, ele está limitado a uma região de 1 m na parte central da viga. Sendo assim, devido a essa necessidade para utilização da estrutura e seu esboço inicial, foi adotado para este projeto o perfil U enrijecido.

Tendo o tipo de perfil que foi utilizado, o segundo passo foi avaliar qual o módulo de seção ideal que atenderia a necessidade do projeto e garantiria a segurança do operador. O primeiro parâmetro analisado para isso foi a carga,  $P_t$ , que a viga deverá suportar, calculada pela equação 8:

$$\begin{aligned} P_t &= P_{ch} + P_{ta} + P_{pcv} + P_{seg} & (8) \\ P_t &= 200 + 20 + 1,5 + 30 \\ P_t &= 251,5kg = 2\,515N \end{aligned}$$

Onde:

$P_{ch}$  = peso máximo da chapa de aço a ser içada

$P_{ta}$  = peso da talha

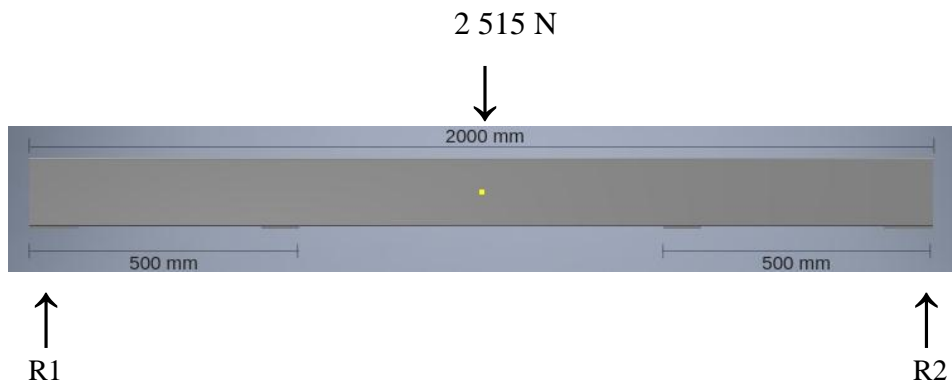
$P_{pcv}$  = peso do pega chapa vertical

$P_{seg}$  = peso extra adicionado por segurança

Vale salientar que o peso de segurança adicionado, 30 kg, foi um valor adotado segundo o padrão de projetos da empresa. Era uma prática rotineira adotar-se um valor a mais aplicado ao projeto, em torno de 13% do valor total de carga aplicado, tendo em vista uma maior margem de segurança.

Conhecendo a carga máxima que a viga deverá suportar, foi feito o estudo de suas reações para verificar qual o valor de seu momento máximo. Para isso, a carga máxima foi concentrada em três pontos e foi avaliado o seu efeito em cada um.

Caso 1: a força está concentrada no centro da viga.



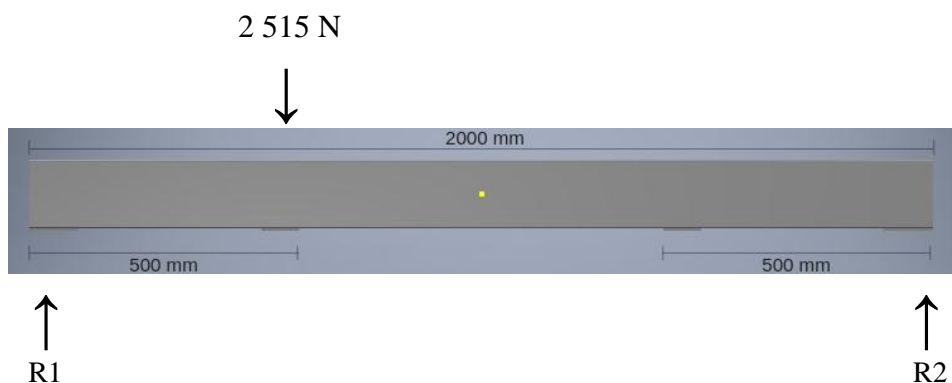
$$R_1 + R_2 = 2515 \text{ N} \quad (9)$$

$$(2515 \times 1) - (R_2 \times 2) = 0 \quad (10)$$

$$R_2 = R_1 = 1257,5 \text{ N}$$

$$M_{\text{máx}} = 1257,5 \text{ N.m}$$

Caso 2: a força está concentrada a 0,5 m da extremidade esquerda da viga.



$$R_1 + R_2 = 2515 \text{ N} \quad (11)$$

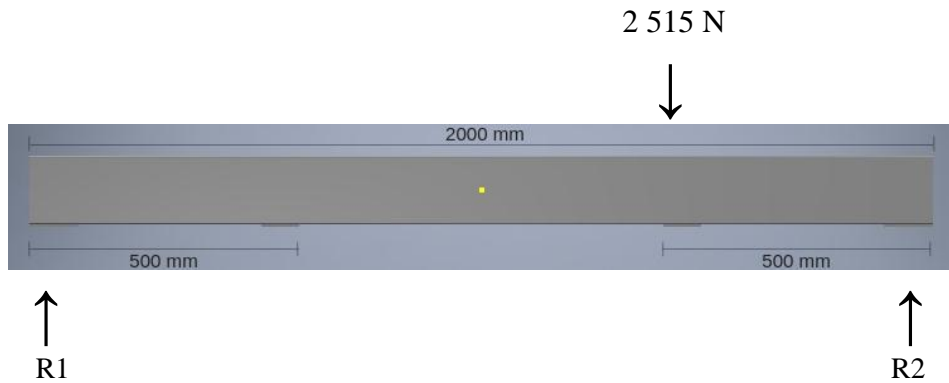
$$(2515 \times 0,5) - (R_2 \times 2) = 0 \quad (12)$$

$$R_2 = 628,75 \text{ N}$$

$$R_1 = 1886,25 \text{ N}$$

$$M_{\text{máx}} = 943,12 \text{ N.m}$$

Caso 3: a força está concentrada a 0,5 m da extremidade direita da viga.



$$R_1 + R_2 = 2\,515\text{ N} \quad (13)$$

$$(2\,515 \times 1,5) - (R_2 \times 2) = 0 \quad (14)$$

$$R_2 = 1\,886,25\text{ N}$$

$$R_1 = 628,75\text{ N}$$

$$M_{\text{máx}} = 943,12\text{ N.m}$$

Após estas análises, chegou-se a duas conclusões muito importantes para o projeto: o momento máximo sofrido pela viga, 1257,5 N.m no caso 1 e a maior reação sofrida pela coluna, 1886,25 N ocorre nos casos 2 e 3.

Calculado o momento máximo que a viga poderá suportar, agora pode-se encontrar o seu módulo de resistência, que determinará qual a dimensão de seção que atende aos requisitos.

Sabendo que o material da viga é aço SAE 1020 laminado à quente, que já atende ao projeto sem encarecê-lo, foi utilizada a equação 15, segundo Hibbeler (2011), para o cálculo do módulo de resistência:

$$S = \frac{M_{\text{máx}}}{\sigma_{\text{adm}}} \quad (15)$$

Onde:

S = módulo de resistência

$M_{\text{máx}}$  = momento máximo

$\sigma_{\text{adm}}$  = tensão admissível do aço SAE 1020 LQ = 210 MPa

Assim, tem-se:

$$S = 1257,5 / 210 \times 10^6$$

$$S = 5,988\text{ cm}^3$$

Para seleção da seção do perfil, foi utilizada a tabela de vigas perfil U enrijecido do fornecedor Gerdau e foram considerados dois parâmetros para análise:

1. O módulo de resistência da viga: como já foi calculado o valor mínimo que ela precisa ter, foi feito o comparativo com o valor do módulo de resistência no eixo que apresentava os menores valores, nesse caso foi comparado com eixo Y;
2. Após avaliação do módulo de resistência, foi levado em consideração o peso total da viga.

Tabela 01 – Chapa U enrijecido

P (kg/m)	W <sub>x</sub> (cm <sup>3</sup> )	W <sub>y</sub> (cm <sup>3</sup> )	H (mm)	e (mm)
4,51	17.92	6.13	100	2,65
5,05	19.86	6.72	100	3,00
5,66	27.15	6,79	127	3,00
4,4	26.05	6,95	150	2,00
5,23	30.66	8,08	150	2,25

Fonte: Catálogo de Produtos Gerdau

Onde:

W<sub>x</sub> = módulo de resistência no eixo X

W<sub>y</sub> = módulo de resistência no eixo Y

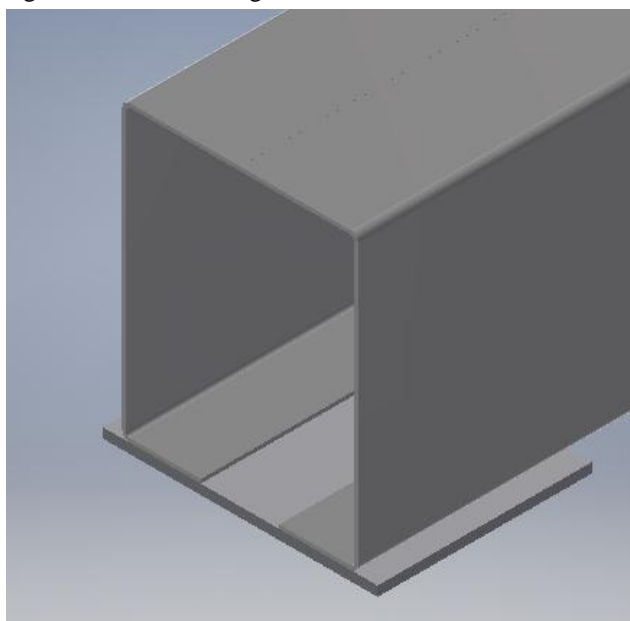
P = peso estimado por metro

H = altura da seção

e = espessura da seção

Assim, pelo intervalo, da tabela acima avaliado, a dimensão de perfil selecionada foi de 150x2 mm, pois foi o perfil que apresentou o melhor módulo de resistência aliado a um baixo peso de material.

Figura 09 – Corte da viga U



(Fonte: Autor)

Para este projeto, foram utilizados dois perfis U, unidos por meio de solda, como mostrado na figura acima.

Este trabalho não contempla o estudo da solda.

### 3.2.2 Coluna

Tendo a viga definida, o segundo passo foi definir a coluna, que é a estrutura que suportará todo o peso da estrutura de içamento e das chapas que serão içadas, conforme figura 10.

Figura 10 – Coluna em perspectiva

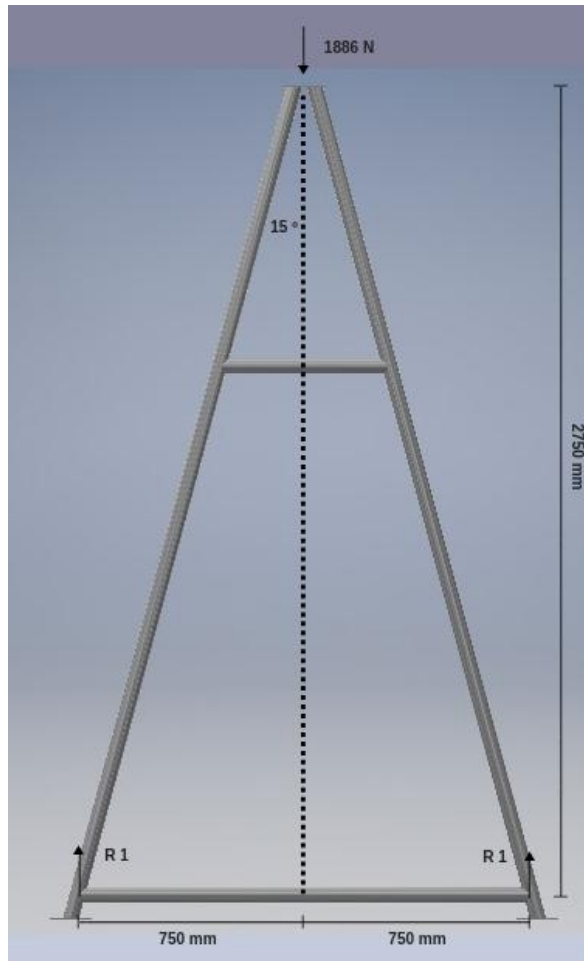


(Fonte: Autor)

Como apresentado anteriormente, na seção de requisitos geométricos, a altura das colunas em relação ao solo foi fixada em 2,75 m e o material utilizado para as colunas foi o mesmo escolhido para as vigas, aço SAE 1020 laminado à quente.

Também foi estipulado um ângulo de aproximadamente  $15^\circ$  para abertura das pernas da coluna, em relação ao eixo y e com esse valor foi possível estipular a distância entre as pernas em sua parte inferior, 1,5 m e o comprimento de tubo inclinado, 2,85 m, conforme mostrado na figura 11.

Figura 11 – Coluna em vista frontal



(Fonte: Autor)

O primeiro passo na análise da coluna em busca da espessura e do diâmetro de tubo ideal, foi calcular as reações que a mesma sofre. Assim, foi considerada a maior reação sofrida pela coluna, já calculada anteriormente nos três casos utilizados para a viga, que foi de 1886,25 N.

Tendo esse valor, considerado na parte superior da coluna, na parte inferior suas reações foram decompostas e chamadas de R e R<sub>1</sub>, o que resultou em:

$$\begin{aligned} 2R_1 &= 1886,25 \text{ N} \\ R_1 &= 943,12 \text{ N} \end{aligned} \quad (16)$$

$$\begin{aligned} R &= \frac{R_1}{\cos \alpha} \\ R &= \frac{943,12}{\cos 15^\circ} \\ R &= 977,54 \text{ N} \end{aligned} \quad (17)$$

Com todas as reações na coluna conhecidas, o próximo passo é calcular o comprimento de flambagem.

Para a análise da flambagem, a coluna foi considerada como do tipo "uma extremidade com pino e a outra engastada" (Hibbeler, 2011). Logo, o comprimento de flambagem,  $L_e$ , calculado foi:

$$\begin{aligned} L_e &= 0,7x l \\ L_e &= 0,7x2\ 850 \\ L_e &= 1995\ mm \end{aligned} \quad (18)$$

O passo seguinte, foi gerar uma tabela iterativa utilizando Excel, na qual as variáveis foram o diâmetro externo do tubo e sua espessura, para cálculo de: raio de giração ( $i$ ), índice de esbeltez ( $S_r$ ), tensão de compressão ( $\sigma_c$ ), carga crítica de flambagem ( $P_{cr}$ ) e os coeficientes de segurança para flambagem ( $FS_f$ ) e compressão ( $FS_c$ ), utilizando as seguintes fórmulas, segundo Hibbeler (2011):

$$i = \sqrt{I/A} \quad (19)$$

$$S_r = \frac{L_e}{\sqrt{i}} \quad (20)$$

$$P_{cr} = \pi^2 x E x \frac{I}{L_e^2} \quad (21)$$

$$\sigma_c = \frac{R}{A} \quad (22)$$

$$FS_c = \frac{\sigma_y}{\sigma_c} \quad (23)$$

$$FS_f = \frac{P_{cr}}{R} \quad (24)$$

Onde:

$i$  = raio de giração;

$S_r$  = índice de esbeltez;

$P_{cr}$  = carga crítica de flambagem;

$I$  = momento de inércia;

$\sigma_c$  = tensão de compressão;

$FS_c$  = fator de segurança para compressão;

$FS_f$  = fator de segurança para flambagem;

$L_e$  = comprimento de flambagem;

$E$  = módulo de elasticidade do aço SAE 1020

$R$  = reação R na coluna

$A$  = área

Após realizadas as iterações, foram analisados todos os resultados obtidos para que pudessem ser definidas as dimensões do tubo que será utilizado. Assim, foi selecionado o tubo de 2'' (50,8 mm) com 2 mm de espessura, de acordo com a tabela 02.

Tabela 02 – Tabela para cálculo de diâmetro do tubo

D (mm)	e (mm)	D (mm)	I (mm)	Sr	I (mm <sup>4</sup> )	$\sigma_c$ (Mpa)	P <sub>cr</sub> (N)	FS <sub>f</sub>	FS <sub>c</sub>
50,8	2	46,8	6741,38	0,2959	91427,78	3,1881	64375,95	65,85	65,87
50,8	1,9	47	6430,04	0,3102	87376,61	3,3490	44808,43	45,83	62,70
50,8	2,24	46,32	7477,93	0,2667	100940,87	2,8606	51764,44	52,95	73,41
50,8	1,5	47,8	5158,23	0,3867	70647,00	4,2077	36229,15	37,06	49,90
50,8	2,65	45,5	8701,82	0,2292	116522,05	2,4386	59754,77	61,12	86,11
47,6	1,5	44,6	4510,63	0,4422	57771,47	4,4998	29626,33	30,30	46,66
47,6	1,9	43,8	5616,63	0,3551	71336,55	3,5835	36582,77	37,42	58,60
47,6	1,26	45,08	3827,87	0,5211	49274,18	5,3291	25268,76	25,84	39,40
48,3	1,5	45,3	4648,58	0,4291	60441,41	4,4325	30995,53	31,70	47,37
48,3	2	44,3	6068,92	0,3287	78098,45	3,3602	40050,40	40,97	62,49

(Fonte: Autor)

### 3.2.3 Talha, pega chapa vertical e manilha industrial

Para seleção da talha foi considerada apenas a carga de trabalho a qual ela estará submetida, assim escolheu-se uma talha manual com capacidade de içamento de até 250 kg.

Para o pega chapa vertical, selecionou-se o modelo com carga limite de trabalho de 500 kg e abertura para chapas com até 16 mm de espessura, o que já atende muito bem ao projeto.

Já a manilha foi selecionada de acordo as dimensões da talha, assim adotou-se uma manilha com diâmetro de corpo de 5/8” e diâmetro de pino de 3/4” (19,1 mm).

### 3.2.4 Chapa com olhal

Para cálculo da chapa com olhal, figura 12, utilizada para construção do carro trolley deste projeto, foi necessário primeiro dimensionar o olhal. Para isso, foi utilizado como base o dimensionamento de olhal feito pela Fábrica do Projeto (2017).

O modelo de olhal projetado possui ângulo de içamento de 90° e é dimensionado para suportar uma carga de 251,5 kg. O dimensionamento iniciou pelo cálculo da força:

$$F = \frac{P}{\text{sen } 90^\circ} \quad (25)$$



$$F = \frac{(251,5 \times 10)}{\text{sen } 90^\circ}$$

$$F = 2515 \text{ N}$$

Em seguida foi calculada a área da borda superior:

$$A_s = \frac{F}{\tau_{adm}} \quad (26)$$

$$A_s = \frac{2515}{(250 \times 10,1972)}$$

$$A_s = 0,9865 \text{ cm}^2$$

\* $\tau_{adm} = 250 \text{ MPa}$  ;  $1 \text{ MPa} = 10,1972 \text{ kgf}$

Em seguida foi calculada a espessura da chapa:

$$t = \sqrt{S} \quad (27)$$

$$t = \sqrt{0,9865}$$

$$t = 9,93 \text{ mm}$$

\*t comercial = 12mm (Gerdau)

O diâmetro do furo do olhal com um percentual de 15% de folga:

$$D = dpino \times \%folga \quad (28)$$

$$D = 19,1 \times 1,15$$

$$D = 22 \text{ mm} = 2,2 \text{ cm}$$

A borda superior:

$$X = 1,25 \times t \quad (29)$$

$$X = 1,25 \times 1,2$$

$$X = 1,875 \text{ cm}$$

O raio de curvatura do olhal próximo ao diâmetro do furo do olhal:

$$R = \frac{D}{2} + X \quad (30)$$

$$R = \frac{2,2}{2} + 1,875$$

$$R = 30 \text{ mm}$$

Em seguida, foi calculada a distância da borda inferior ao início do declive, chamada de  $H$ :

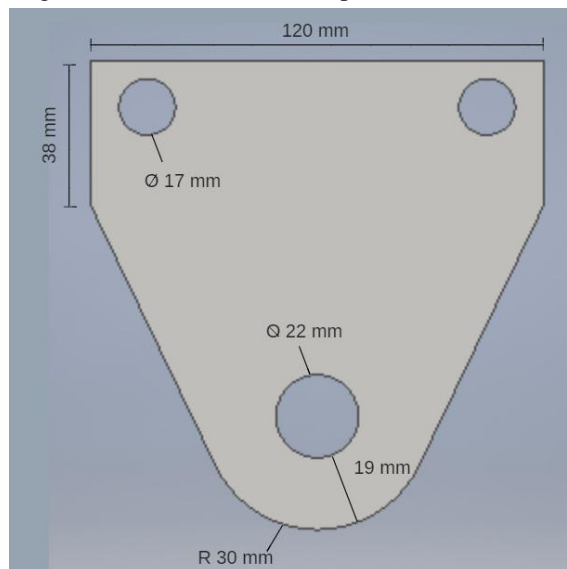
$$H = 1,25 \times R \quad (31)$$

$$H = 1,25 \times 3$$

$$H = 38 \text{ mm}$$

Por último, foi estabelecido o comprimento da borda inferior, chamado  $L$ , sendo este igual à 120 mm.

Figura 12 – Dimensões da chapa com olhal



(Fonte: Autor)

A partir das dimensões calculadas, o passo seguinte foi avaliar os esforços aos quais a chapa com olhal seria submetida: compressão, cisalhamento e tração.

#### - Compressão

Inicialmente calculou-se a área submetida a compressão ( $\sigma$ ), em seguida a carga máxima ( $P$ ) a qual essa área poderia ser submetida para que então, pudesse ser calculado seu coeficiente de segurança para compressão ( $N$ ).

$$A_c = C \times t \quad (32)$$

$$A_c = 1,9 \times 1,2$$

$$A_c = 2,292 \text{ cm}^2$$

Onde:

$C$  = distância do furo do olhal à borda superior

$$\sigma = \frac{P}{A_c} \quad (33)$$

$$\sigma = \frac{260}{2,292}$$

$$\sigma = 113,438 \text{ kg/cm}^2 = 1134,38 \text{ kgf/cm}^2$$

$$N = \frac{\tau_{adm}}{\sigma} \quad (34)$$

$$N = \frac{(250 \times 10,1972)}{1134,38}$$

$$N = 2,247$$

#### - Cisalhamento

Seguindo o mesmo raciocínio aplicado à compressão para o cisalhamento, iniciou-se pelo cálculo da área que estaria submetida ao cisalhamento ( $A_{cis}$ ), nesse caso se trata de dupla área, em seguida a carga máxima (P) a qual essa área poderia ser submetida para que então, pudesse ser calculado seu coeficiente de segurança para compressão (N).

$$A_{cis} = 2 \times X \times t \quad (35)$$

$$A_{cis} = 2 \times 1,875 \times 1,2$$

$$A_{cis} = 4,5 \text{ cm}^2$$

$$\tau = \frac{P}{A_{cis}} \quad (36)$$

$$\tau = \frac{251,5}{4,5}$$

$$\tau_{cis} = 577,77 \text{ kgf/cm}^2$$

$$N = \frac{\tau_{cis} \times 0,75}{\tau} \quad (37)$$

$$N = \frac{(150 \times 10,1972) \times 0,75}{577,78}$$

$$N = 1,985$$

#### - Tração

Por fim, calculou-se o coeficiente de segurança para tração. Sabendo-se que a área submetida à tração é igual à área submetida ao cisalhamento, que é dupla, utilizou-se:

$$A_{cis} = 4,5 \text{ cm}^2 = A_{tr}$$

$$\sigma = \frac{P}{A_{tr}} \quad (38)$$

$$\sigma = \frac{251,5}{4,5}$$

$$\sigma = 577,77 \text{ kgf/cm}^2$$

$$N = \frac{\sigma_{tr} \times 0,75}{\tau} \quad (39)$$

$$N = \frac{(250 \times 10,1972) \times 0,75}{577,77}$$

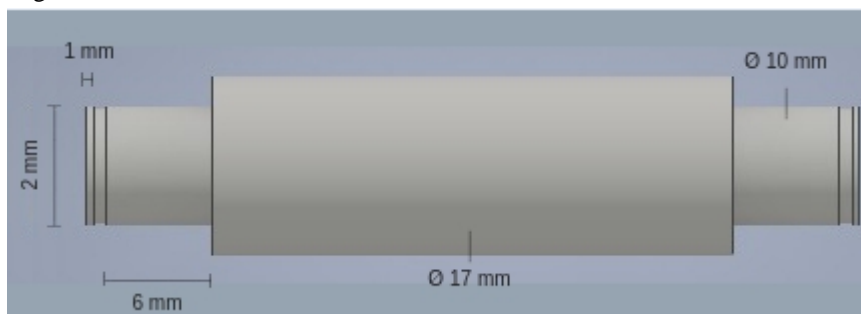
$$N = 3,3$$

### 3.2.5 Eixo

Para locomoção do carro trolley, projetou-se a placa com olhal descrita no subitem anterior, contendo dois eixos e rolamentos.

Como a viga utilizada neste projeto tem dimensões de 150 mm de altura por 120 mm de largura, adotou-se um comprimento total para o eixo de 65,4 mm.

Figura 13 – Eixo



(Fonte: Autor)

Como a carga máxima suportada pelo olhal é de 2515 N e na chapa tem-se dois eixos, a carga suportada por cada um dos eixos é de 1257,5 N. Tendo em vista que cada eixo possui dois rolamentos, a carga em cada um destes é de 628,75 N.

Considerando um ponto na região central do eixo, em sua borda superior, com uma distância da linha neutra igual a metade de seu diâmetro, tem-se sua tensão dada por:

$$\sigma = \frac{Mxc}{I} \times K_t \quad (40)$$

Onde:

M = momento do ponto no centro do eixo

c = distância do ponto à linha neutra

I = momento de inércia da área da seção transversal

$K_t$  = fator de concentração de tensão = 1 (por se tratar de um ponto no centro do eixo, onde não existe entalhe)

$$M = 1257,5 \times 0,327 = 411,2025 \text{ N.m} \quad (41)$$

$$I = \frac{\pi x D^4}{64} \quad (42)$$

O material adotado para o eixo foi aço SAE 1020 laminado a quente, sabendo-se também que ele não está submetido ao torque, pois o eixo não gira e adotando um

coeficiente de segurança mínimo,  $N_s$ , igual a 1,2, tem-se que o maior diâmetro do eixo, que corresponde à sua seção central será:

$$N_s = \frac{S_y}{\sigma} \quad (43)$$

$$1,2 = \frac{207}{\left( \frac{41120,25 \times \frac{D}{2}}{\frac{\pi \times D^4}{64}} \right)}$$

$$D = 13,44 \text{ mm}$$

Com esse resultado constatou-se que um eixo de diâmetro mínimo igual a 13,44 mm já atenderia ao projeto, porém, como será visto a seguir, o diâmetro do eixo em suas seções menores, extremidades, é de 10 mm, por isso foi adotado um diâmetro igual a 17 mm para a seção maior, central, do eixo, visando um melhor encaixe para os rolamentos e por se tratar de uma medida mais usual, comercialmente.

Após o dimensionamento do eixo, foi avaliada a sua tensão de flexão por meio da equação 40, onde foi encontrado um valor de 85 MPa, o que comprova a aprovação do eixo quanto à falha por escoamento, ou seja, o eixo está sofrendo uma tensão bem abaixo da tensão limite de escoamento do material e por isso, não falhará.

Se sabe que em elementos mecânicos submetidos simultaneamente aos esforços de cisalhamento e flexão, como será o caso do eixo da chapa com olhal, pois ele é escalonado, a fórmula para a tensão de cisalhamento na flexão é:

$$\tau = \frac{4V}{3A} \quad (43)$$

Sabendo que o ponto onde ocorre a redução de seção do eixo, é um entalhe e por isso é um ponto de concentração de tensão, será necessário calcular seu fator de concentração de tensão,  $K_t$ . Porém, segundo Norton (2013), é comum se ignorar os efeitos de concentração de tensões geométricas em materiais dúcteis sob solitação estática. A tensão para a seção transversal é calculada como se o concentrador de tensão não estivesse lá. Por isso, para o cálculo da tensão no rebaixo do eixo, foi considerado  $K_t = 1$ .

Assim, adotando um coeficiente de segurança mínimo,  $N_s$ , igual a 1,2, teve-se que o menor diâmetro do eixo, que corresponde às seções das extremidades será:

$$N_s = \frac{S_{ys}}{\tau} \quad (44)$$

$$1,2 = \frac{0,577S_y \times 3 \times \pi \times d^2}{4 \times R_{rol} \times 4}$$

$$d = 3,274 \text{ mm}$$

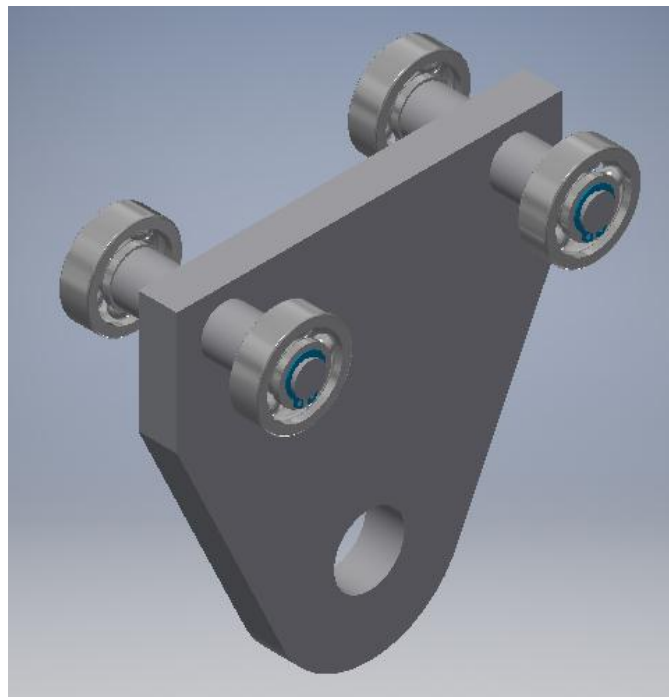
Onde,  $R_{rol}$  é a reação no rolamento.

Como um diâmetro mínimo de 3,274 mm para seção menor já atende ao projeto, porém é muito pequeno e não usual, adotou-se um diâmetro de 10 mm com base na tabela para seleção dos rolamentos utilizada neste trabalho, que pode ser vista na figura 15.

Após o dimensionamento das seções menores do eixo, foi avaliada a sua tensão de cisalhamento por meio da equação 43, onde foi encontrado um valor de 10,67 MPa, o que comprova a aprovação do eixo quanto à falha por escoamento, ou seja, o eixo está sofrendo uma tensão bem abaixo da tensão limite de escoamento do material e por isso, não falhará.

Na figura 14 pode-se observar a montagem completa do carro trolley, contendo a chapa com olhal, os eixos e rolamentos.

Figura 14 – Carro trolley



(Fonte: Autor)

### 3.2.6 Rolamentos

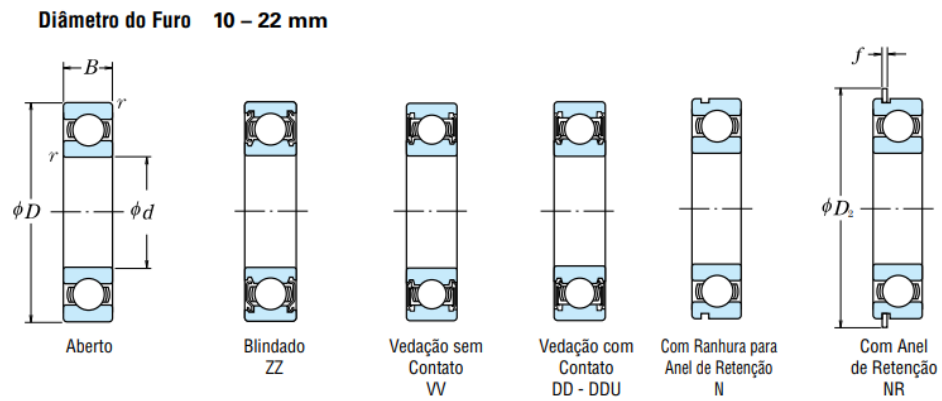
Após dimensionamento dos eixos, foram selecionados os rolamentos de esfera, através do Catálogo Geral da NSK.

Como o eixo projetado é escalonado, ele possui um diâmetro maior, igual a 17 mm, em sua parte central, calculado anteriormente e um diâmetro menor nas pontas, igual a 10 mm, como mostrado no sub-item anterior.

Como o furo no qual o rolamento será acoplado possui 10 mm de diâmetro, foram analisados os três primeiros tipos da tabela da NSK, figura 15, que correspondem à um eixo de 10 mm. Como a capacidade de carga básica do primeiro tipo já atende às necessidades do projeto, pois o rolamento estará sujeito a uma carga de 628,75 N, o rolamento do tipo 6800 ZZ foi o selecionado.

Figura 15 – Rolamento

**ROLAMENTOS FIXOS DE UMA CARREIRA DE ESFERAS**



Dimensões (mm)				Capacidade de Carga Básica (N)				Fator	Limite de Rotação (rpm)			Número do Rolamento			
<i>d</i>	<i>D</i>	<i>B</i>	<i>r</i> mín.	<i>C<sub>r</sub></i>	<i>C<sub>0r</sub></i>	<i>C<sub>r</sub></i>	<i>C<sub>0r</sub></i>	<i>f<sub>0</sub></i>	Graxa		Óleo	Aberto	Blindado	Vedado	
									Aberto	DU	Aberto	Z	ZZ	VV	DD
<b>10</b>	19	5	0,3	1 720	840	175	86	14,8	34 000	24 000	40 000	<b>6800</b>	<b>ZZ</b>	<b>VV</b>	<b>DD</b>
	22	6	0,3	2 700	1 270	275	129	14,0	32 000	22 000	38 000	<b>6900</b>	<b>ZZ</b>	<b>VV</b>	<b>DD</b>
	26	8	0,3	4 550	1 970	465	201	12,4	30 000	22 000	36 000	<b>6000</b>	<b>ZZ</b>	<b>VV</b>	<b>DDU</b>
	30	9	0,6	5 100	2 390	520	244	13,2	24 000	18 000	30 000	<b>6200</b>	<b>ZZ</b>	<b>VV</b>	<b>DDU</b>
	35	11	0,6	8 100	3 450	825	350	11,2	22 000	17 000	26 000	<b>6300</b>	<b>ZZ</b>	<b>VV</b>	<b>DDU</b>
<b>12</b>	21	5	0,3	1 920	1 040	195	106	15,3	32 000	20 000	38 000	<b>6801</b>	<b>ZZ</b>	<b>VV</b>	<b>DD</b>

(Fonte: Catálogo geral NSK)

### 3.3 Avaliação qualitativa do projeto através do Método de Elementos Finitos

Após ter o modelo inicial finalizado, conforme cálculos anteriores, é possível analisar o projeto de maneira mais detalhada. Essa fase inicial tem justamente o objetivo de avaliar os parâmetros estabelecidos para o desenho e a partir destes, encontrar as características que melhor atendam ao projeto solicitado.

Para refinar o equipamento foi feita uma análise através de elementos finitos com o auxílio de uma ferramenta computacional, Autodesk Inventor. Vale frisar que essa análise foi feita de modo qualitativo, dando foco principal aos pontos que possuem maior solicitação.

Figura 16 – Vista de perspectiva da estrutura



(Fonte: Autor)



## 4 ANÁLISE ESTRUTURAL PELO MÉTODO DE ELEMENTOS FINITOS

### 4.1 Material

A definição do tipo de material é uma das partes mais importantes no desenvolvimento do projeto e ela deve ser traduzida da melhor maneira possível para a simulação computacional.

O material utilizado foi o aço SAE 1020 laminado a quente, que é um dos aços mais comumente utilizados pois possui excelente relação custo-benefício quando comparado com aços liga. É um aço de boa usinabilidade, fácil de ser manipulado por ser dúctil e pode ser facilmente soldado com qualquer processo tradicional de soldagem. Na tabela 03 tem-se a composição química do aço.

Tabela 03 - Composição química do aço SAE 1020

Elemento	Ferro (Fe)	Carbono (C)	Manganês (Mn)	Fósforo (P)	Enxofre (S)
%	99,1	0,20	0,45	0,04	0,05

(Fonte: Callister)

### 4.2 Restrições

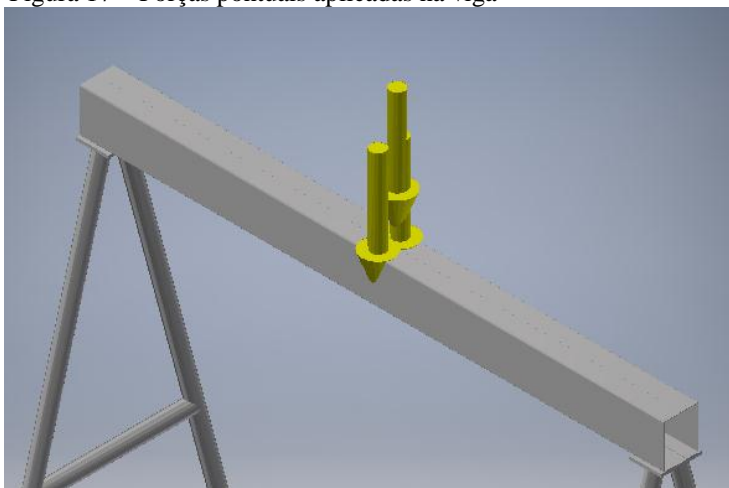
A estrutura, ao ser analisada, possuiu um total de quatro restrições. Todas referentes aos rodízios acoplados na estrutura.

Dentre as opções de restrição oferecidas pelo programa de simulação, a opção *pin*, que faz referência a pino, foi utilizada. Esta opção restringe os movimentos radiais e axiais da peça, permitindo somente os movimentos tangenciais, diferenciando esse tipo de acoplamento do engastado.

### 4.3 Carregamentos externos

A estrutura tem a função de içar chapas de aço. Para a simulação, utilizou-se o pior caso, considerando o peso total de aproximadamente 2 515 N, suportado pela viga, conforme foi calculado no sub-item 3.2.1. Assim, foi adicionada esta carga na viga, bem como a força da gravidade.

Figura 17 – Forças pontuais aplicadas na viga



(Fonte: Autodesk Inventor)

#### 4.4 Especificação da malha

O software utilizado, apesar de gerar a malha automaticamente fornece ao usuário a possibilidade de alterar diversos parâmetros. O significado de cada um deles já foi descrito em seções anteriores. Importante observar que os parâmetros apresentados aqui, são fruto de várias tentativas, até culminar em um resultado confiável e com um nível de precisão aceitável, ou seja, até que a tensão máxima de Von Mises obtida na estrutura seja bem inferior ao limite de escoamento do material e que a precisão de convergência fique abaixo do critério de parada estabelecido, de acordo com a tabela 05.

Na seção de configurações de malha do programa três parâmetros default foram alterados. São eles: o tamanho médio do elemento, o tamanho mínimo e a criação de elementos curvos. Essas modificações foram feitas utilizando tentativa e erro de modo a gerar uma malha mais refinada buscando um melhor resultado de análise, porém com a preocupação de não aumentar significativamente o esforço computacional. Abaixo segue a tabela 04 onde é explicitado os valores que são padrão do programa e os que foram modificados de modo a se ter uma comparação visual do refinamento manual feito na malha até chegar a um resultado confiável.

Tabela 04 – Parâmetros de refinamento

CONFIGURAÇÕES	PADRÃO	UTILIZADO
Tamanho médio do elemento	0,2	0,1
Mínimo tamanho do elemento	0,1	0,075
Fator de graduação	1,5	1,5
Máximo ângulo de virada	60°	60°
Criar elementos curvos	sim	não

(Fonte: Autodesk Inventor )

Outro modo de o usuário influenciar no refinamento da malha é na opção de configurações de convergência. Nela são encontrados vários parâmetros que permitem ao usuário controlar o modo de convergência. Dentre as opções é possível escolher qual

parâmetro deve ser usado como referência. Existem 4 opções possíveis, são elas: tensão equivalente de von mises, 1° tensão principal, 3° tensão principal e deslocamento. Outro parâmetro que pode ser alterado e que influencia diretamente no refinamento é o número de H. Como já dito anteriormente o programa funciona pelo método de refinamento H-P, onde P se refere ao polinômio interpolador que é refinado 3 vezes para cada tipo de malha e o H que faz referência ao refinamento dimensional da malha. Aumentando o número de H, o usuário está controlando quantas iterações de refinamento ele deseja que ocorra. Importante lembrar que esse refinamento é feito de forma automática e localizada no ponto onde está sofrendo maior solicitação. Objetivando atingir uma convergência abaixo de 1% que representa um ótimo resultado de simulação, foi necessário mudar o parâmetro de número de H de 0 para 5. Abaixo segue a tabela 05 identificando os valores padrão do software e os valores que foram utilizados.

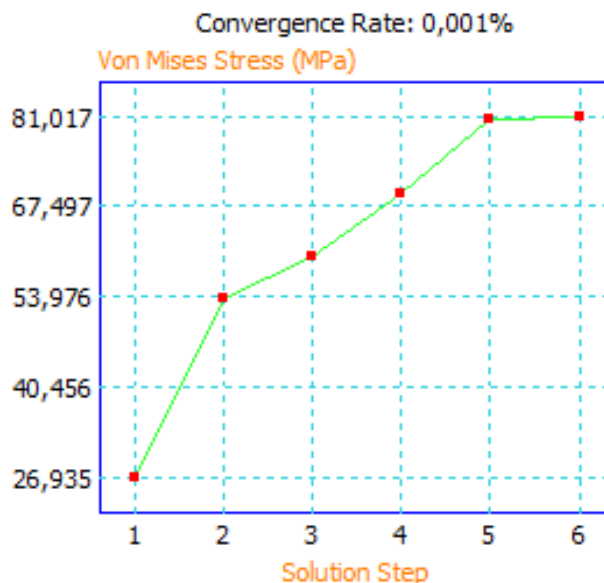
Tabela 05 – Configurações de convergência

CONFIGURAÇÕES	PADRÃO	UTILIZADO
Número máximo de refinamentos H	0	5
Critério de parada	10%	1%
Refinamento H (0 a 1)	0,75	0,75
Parâmetro a convergir	Tensão de Von Mises	Tensão de Von Mises

(Fonte: Autodesk Inventor)

A seguir, na figura 18, segue o resultado de convergência obtido:

Figura 18 – Resultado de convergência



(Fonte: Autodesk Inventor)

#### 4.5 Considerações de análise

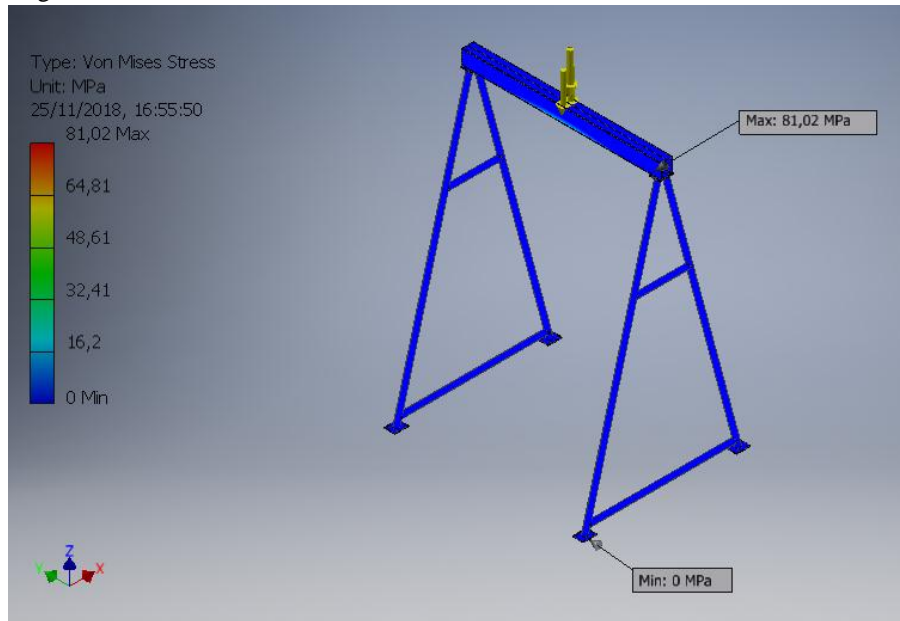
- Devido ao comportamento do material após a zona elástica não ser linear, o software de simulação considera que as propriedades continuem obedecendo o comportamento de linearidade após o limite de elasticidade. Assim, os resultados além deste limite não são válidos. Logo, o valor de referência adotado para o cálculo do coeficiente de segurança foi o limite de escoamento.
- A análise assume que a deformação e deflexão de cada elemento é pequena e a deformação do elemento tem impacto insignificante sobre a sua rigidez.
- Os elementos deformam igualmente em todas as três direções, isto é, as propriedades do material são isotrópicas.
- A teoria de falha utilizada foi a da energia de distorção máxima que é conhecida como critério de Von Mises. Esse modelo define uma tensão equivalente que leva em consideração as tensões normais e cisalhantes atuantes no elemento e as compara com o limite de escoamento do material. Se o coeficiente de segurança calculado for maior do que a unidade, indica que a peça não falhará.
- Todos os acoplamentos foram considerados perfeitos e as uniões entre os metais foram selecionadas como "*bonded*", ou seja, foram interpretadas como uma continuação do elemento adjacente. As soldas e as uniões aparafusadas não foram estudadas neste projeto, nem consideradas nessa análise de forma a evitar o fenômeno computacional de stress singularities que pode distorcer os valores da simulação. Também foram retirados os rodízios e o olhal, pois provocavam alguns erros na simulação, escondendo o resultado mais assertivo referente à estrutura.

#### 4.6 Resultados obtidos

Na figura 19 é possível observar os valores máximos e mínimos para a Tensão de Von Mises, onde o valor máximo obtido foi de 81,02 MPa, o que foi um resultado muito bom, tendo em vista que a tensão de escoamento do material utilizado é de 207 MPa. Como a tensão máxima obtida está bem abaixo da de escoamento, isso significa que a estrutura está segura quanto à falha por escoamento.

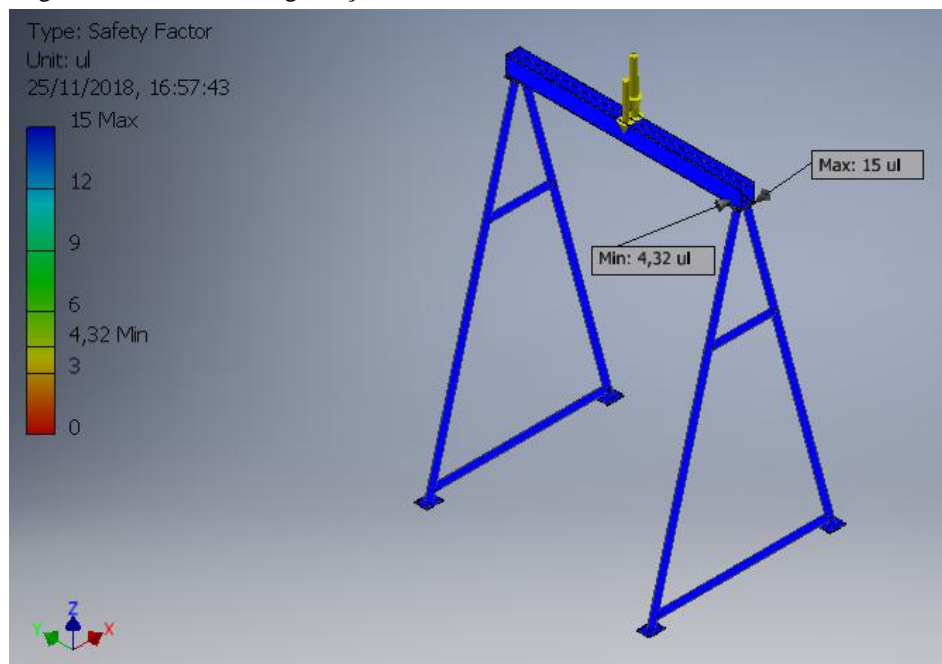
Outro resultado bastante relevante foi o fator de segurança obtido para a estrutura de içamento, conforme mostra a figura 20, onde foi obtido um fator de segurança máximo de 15 e um mínimo de 4,3, garantindo ainda mais a segurança da estrutura, pois conforme abordado anteriormente, para garantir a segurança da estrutura quanto à falha, segundo o critério de Von Mises, além da tensão máxima ter que ser mais baixa que a de escoamento do material, é necessário que seu fator de segurança seja no mínimo maior que 1 e o obtido foi 15, o que mostra um resultado excelente.

Figura 19 – Máxima e mínima tensões de Von Mises



(Fonte: Autodesk Inventor)

Figura 20 – Fatores de segurança máximo e mínimo da estrutura



(Fonte: Autodesk Inventor)

Outro ponto que é válido ressaltar foi a melhoria feita no projeto ao se acrescentar mais dois tubos na coluna, visando ter uma maior rigidez na estrutura e limitar a área de percurso do carro trolley.

Figura 21 – Coluna com adição de novos tubos



(Fonte: Autodesk Inventor)

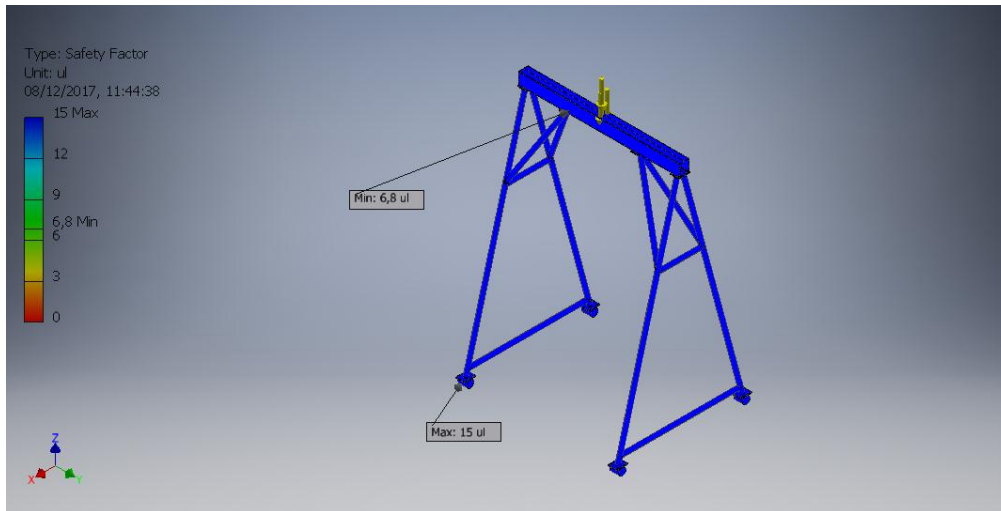
Figura 22 – Vista perspectiva da estrutura



(Fonte: Autodesk Inventor)

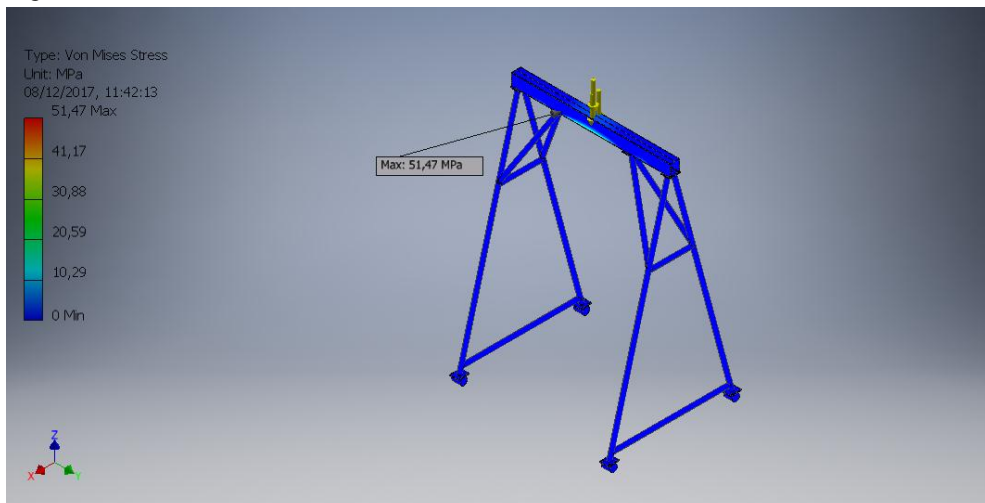
Após o acréscimo dos dois tubos na coluna, a estrutura passou por uma nova simulação para averiguação de sua segurança e os resultados obtidos encontram-se abaixo. Como é possível observar, teve-se uma pequena queda no valor de segurança, mas teve-se também uma queda na máxima tensão na peça o que é algo desejado.

Figura 23 – Fatores de segurança máximo e mínimo da estrutura



(Fonte: Autodesk Inventor)

Figura 24 – Máxima e mínima tensões de Von Mises



(Fonte: Autodesk Inventor)



## 5 CONCLUSÃO

Neste trabalho foi apresentado o projeto de uma estrutura de içamento de chapas de aço de até 200 kg, onde foi provido maior segurança para os colaboradores da empresa cliente, pois antes eles carregavam as chapas de aço de forma manual de um posto de trabalho ao outro dentro do galpão, procedimento esse que não é seguro nem ergonômico e agora eles conseguem içar as chapas e transportá-la de um posto ao outro por meio desta estrutura.

Foi elaborado um desenho inicial com o formato da estrutura para que atendesse a finalidade e as restrições geométricas solicitadas pelo cliente.

Foi feito o projeto da estrutura no Autodesk *Inventor*, onde foram definidas e refinadas as suas características geométricas e foi selecionado o material utilizado, o aço SAE 1020, por ser um dos aços mais comumente utilizados, que possui excelente relação custo-benefício quando comparado com aços liga e de fácil manipulação.

Foi determinado o carregamento sofrido pela estrutura, neste caso de 2515 N e calculadas as forças atuantes bem como as solicitações.

Foi feita a análise estrutural utilizando o método dos elementos finitos, com auxílio de ferramenta computacional, *software Inventor*, indicando os pontos mais solicitados da estrutura devido ao carregamento e apresentando seu fator de segurança, que foi igual a 15 como mostrou a figura 20.

## REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

CALLISTER, W.D. **Fundamentos da Ciência e Engenharia de Materiais: uma abordagem integrada**. Editora LTC, 2011

FABPRO. **Fábrica de Projeto**. 2017 Disponível na internet em: <http://www.fabricadoprojeto.com.br/2017/05/planilhas-de-calculo-n2-calculo-de-olhal-de-elevacao/> Acessado em: 10/11/2017

HIBBELER, R.C. **Resistência dos materiais**. Editora Pearson, 2010

NORTON, Robert L. **Projeto de máquinas: uma abordagem integrada**. Editora Bookman, 2013

SHIGLEY, Joseph E. **Projeto de Engenharia Mecânica**. 7.ed. Porto Alegre: Bookman, 2005

SOBRINHO, Castro. **Introdução ao Método dos Elementos Finitos**, LTC Editora, 2006.

SOUZA, S. A. **Ensaio mecânicos de materiais metálicos**. 3.ed. São Paulo: Editora Edgard Blücher LTDA, 1977

YOUNIS, Wasim. **Up and Running with Autodesk Inventor Simulation 2011**. 2° ed. Butterworth-Heinemann, 2010

