

PROJETO E ANÁLISE ESTRUTURAL DE UM ELEVADOR PANTOGRÁFICO

Pedro Lemes da Silva Filho¹

Anderson Inácio Junqueira Júnior²

RESUMO

O presente trabalho evidencia o projeto, dimensionamento e análise estrutural de um elevador pantográfico de carga utilizado para levar placas de drywall e cimentícia. O elevador foi desenvolvido seguindo a norma NBR 8400 e equações estudadas durante o curso de engenharia mecânica. Realizou-se a análise das hastes do elevador segundo os critérios de Tresca (tensão de cisalhamento máximo). Também comparou-se o valor das tensões em três níveis de altura, para determinar qual a posição mais solicitada do equipamento. Para obter os valores do momento fletor e força cortante, utilizou-se o software FTOOL; para o desenvolvimento dos desenhos do equipamento, utilizaram-se os softwares AutoCad e Solidworks, e para ter precisão nos cálculos e facilitar a mudança de variáveis de entrada, desenvolveram-se planilhas com equações no software Microsoft Excel. Através das análises realizadas na maioria dos seus componentes, comprovou-se que o elevador suportará as cargas.

Palavras-chaves: Elevação de cargas. Norma 8400. Comparações.

¹Graduando em Engenharia Mecânica na Universidade de Rio Verde Campus Rio Verde – GO.

²Orientador, Mestre em Mecânica dos Sólidos.

1 INTRODUÇÃO

A demanda do mercado faz com que a logística tenha uma vital importância na movimentação do produto dentro do sistema fabril. Para ter-se uma ideia, um terço do tempo despendido em um canteiro de obra ou fábrica corresponde ao transporte de materiais (NAKAMOURA, 2017).

Para não perder-se tempo com a movimentação de produtos e aumentar a capacidade de movimentação de cargas, e comum a utilização de equipamentos compactos, que ocupam menos espaço dentro das fábricas ou obras, e sejam fáceis de operar por uma só pessoa e de se movimentar com segurança.

De acordo com autor do texto Equipamentos (2017), os principais benefícios de se investir em equipamentos de elevação de cargas e movimentação são: maior agilidade nos serviços, segurança nas operações, precisão nos processos de execução e excelente custo-benefício.

Os elevadores pantográficos de cargas têm acionamento por atuadores lineares, que podem ser hidráulicos, pneumáticos e eletromecânicos com sistema de rosca por fuso. Os elevadores pantográficos acionados por atuadores hidráulicos e pneumáticos precisam de um sistema de armazenagem e distribuição fluido, além de terem o problema da perda de energia por vazamentos e transformação de energia em vários tipos (como mecânica em hidráulica, depois a hidráulica em mecânica).

O elevador por acionamento eletromecânico é mais versátil, pois não precisa de sistema de armazenagem, mas sua eficiência de levantamento de peso, comparado com o atuador hidráulico ou pneumático, é menor. Também exige uma manutenção específica: a lubrificação no fuso.

O elevador pantográfico é um equipamento de componentes simples, constituído de uma base onde os braços são fixos de um lado e móveis do outro. Os braços são ligados por pinos, formando um “X”, com a parte superior ou base superior fixada igual à base. O acionamento desse elevador é um atuador linear elétrico.

A motivação para trabalho foi o desafio de criar um elevador que eleve placas de drywall ou cimentícia em construções com variações de altura e tenha, ao mesmo tempo, precisão, agilidade e facilidade de manuseio, além de ser silencioso.

1.1 REVISÃO DE LITERATURA

A resistência do material é baseada em forças que agem internamente e externamente. Tensão é a distribuição uniforme da força em toda a área da seção transversal (ΔA) considerada; se a tensão aplicada em um objeto for maior que a resistência do material, este sofrerá deformações. Para calcular forças e tensões atuantes sobre o objeto, é necessário utilizar as equações de equilíbrio, que consistem no equilíbrio das forças impedindo a translação ou movimento do corpo e o equilíbrio do momento. Essas condições de equilíbrio citadas anteriormente podem ser expressas em equações matemáticas, considerando a somatória de força igual a zero e a somatória do momento igual a zero (HIBBELER, 2010).

Força axial é um tipo de esforço que atua perpendicular à seção transversal, podendo ser tração ou compressão. A tensão correspondente é denominada tensão normal (σ). Quando peças mecânicas tiverem esforços mecânicos de compressão, se o valor da tensão em qualquer parte da seção estiver acima da tensão admissível do material usado, ocorre o fenômeno de flambagem, que, quando aplicada à força na estrutura, esta sai do seu eixo retilíneo e a peça se encurva. O mecanismo de flambagem tem como variáveis importantes o tipo de fixação, o comprimento da seção transversal, características geométricas da seção e módulo de elasticidade (HIBBELER, 2010).

Tensões cisalhantes (τ) são forças que atuam perpendicularmente (sentidos opostos) à seção transversal (HIBBELER, 2010).

Beer (1995) afirma que uma viga de seção prismática sujeita à ação de cargas transversais apresenta tensões normais e de cisalhamento em qualquer parte da seção transversal. No regime elástico a tensão normal varia linearmente com a distância da altura da seção, e a maior tensão ocorre no ponto mais afastado da linha neutra. Esse valor depende do máximo momento fletor ($M_{\text{máx}}$) na seção. Pode-se encontrar a máxima tensão (σ_m) através da Equação (1):

$$\sigma_m = \frac{|M|_{\text{máx}} \cdot c}{I} \quad (1)$$

Onde I é o momento de inércia da área da seção transversal e c é a metade da altura do perfil da viga e o valor de y .

Para os tipos mais comuns de viga (seção retangular, perfil I e perfis de abas largas), a tensão de cisalhamento (τ_{xy}) é máxima na linha neutra e depende da máxima força cortante

($V_{\text{máx}}$) que estará próxima à linha neutra na seção transversal. Através da Equação (2), pode-se encontrar o máximo valor da tensão de cisalhamento (τ_m) (BEER, 1995):

$$\tau_m = \frac{|V|_{\text{máx}} \cdot Q}{I \cdot t} \quad (2)$$

Onde t é a largura da seção transversal na linha neutra e Q o momento estático da área.

O valor da tensão calculada (σ_m) não pode exceder o valor da tensão admissível do material (σ_{adm}), portanto, $\sigma_m < \sigma_{\text{adm}}$. Assim, também, o valor calculado de τ_m não pode ser superior ao de tensão admissível (τ_{adm}), ou seja, $\tau_m < \tau_{\text{adm}}$ (Beer, 1995).

De acordo com Ugural (2015), flambagem é o deslocamento lateral de uma coluna quando se tem o aumento de carga axial compressiva. Quando esse fenômeno ocorre, pode-se dizer que estrutura está instável. É característico do material suportar uma carga determinada sem variar bruscamente sua geometria. Através da Equação (3), pode-se determinar a carga crítica ou carga de flambagem de Euler, sendo, assim, o maior valor da carga axial que possa suportar sem que ocorra a flambagem com carregamento estático:

$$P_{cr} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot J}{\ell_f^2} \quad (3)$$

Onde E é o módulo de elasticidade do material, valor tabelado; J é o momento de inércia da seção transversal calculado; e o ℓ_f é o comprimento livre de flambagem. Esse comprimento é em função do tipo de fixação das extremidades das colunas.

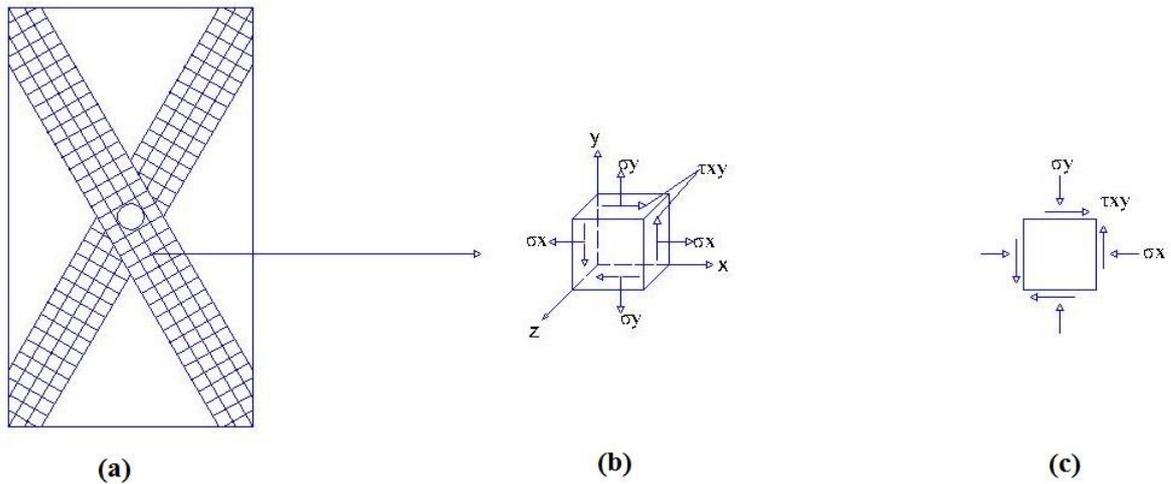
Conforme Ugural (2015), a relação entre o comprimento de flambagem e o raio de giração é conhecido como índice de esbeltez efetivo (λ). A tensão crítica deve ser menor ou igual à tensão de proporcionalidade do material. A definição dessa tensão está na relação entre a carga crítica e a área da seção transversal da peça, conforme mostrado na Equação (4):

$$\sigma_{cr} = \frac{\pi^2 \cdot E}{\lambda^2} \quad (4)$$

Como pode ser visto na Figura 1(a), há vários pontos (representados por uma espécie de “malha”), e para cada um há solicitações de diferentes tensões. Para estudar a reação dessas tensões, é determinado um ponto de onde retira-se um cubo, como pode ser visto na Figura 1(b); assim, no centro de cada face do cubo, há seis componentes de tensões normais e de cisalhamento. Para simplificação (pois geralmente há esforços em somente dois planos), o

material está submetido ao estado plano de tensões no plano, como pode ser representado na Figura 1(c), sendo composto por duas tensões normais (σ_x , σ_y) mais a tensão de cisalhamento (τ_{xy}) (BEER, 1995; HIBBLER, 2010).

FIGURA 1 – Análise e transformação das tensões



Fonte: Elaborado pelo próprio autor

O estado bidimensional de tensão é quando as tensões não dependem do eixo de coordenadas, geralmente o eixo z. O estado de tensões inclui tensões de planos inclinados; essas condições, tensões e aplicação simultaneamente (UGURAL, 2015).

Ugural (2015) afirma que o ângulo θ é que define o plano referente à tensão máxima e mínima, pois quando há rotação dos eixos, as tensões se transformam em novas equações resultantes. Hibbeler (2010, p.325 a 328) iguala essas equações resultantes a zero obtendo as tensões máxima (σ_1) e mínima (σ_2), como demonstrado a seguir:

$$\sigma_{1,2} = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2} \quad (5)$$

Para determinar as tensões cisalhantes máximas e os planos em que atuam, usa-se a Equação (6) (UGURAL, 2015).

$$\tau_{\max} = \frac{\sigma_x - \sigma_y}{2} \sin 2\theta_s \quad (6)$$

Onde θ_s é o ângulo que encontra os planos onde atuam as tensões cisalhantes máximas, localizados a 45° em relação aos planos das tensões principais. Hibbeler (2010, p.328) desenvolve essa equação para encontrar o valor da máxima tensão cisalhante ($\tau_{máx}$), como mostrado na Equação (7).

$$\tau_{máx} = \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2} + \tau_{xy} \quad (7)$$

Buffoni (2017) afirma que a teoria de Henri Tresca (1868) é usada para prever falha de materiais dúcteis submetidos a qualquer tipo de carregamento. O escoamento do material começa quando a tensão de cisalhamento máximo se iguala ao valor da tensão de cisalhamento, provocando escoamento do material, quando submetido à tensão axial. Para aplicação, é necessário colocar a tensão de cisalhamento em função das tensões principais no plano. Se tiverem o mesmo sinal, a falha ocorrerá fora do plano e tem-se a equação a seguir:

$$\tau_{máxabs} = \frac{\sigma_1}{2} \quad (8)$$

Mas, se as tensões principais tiverem sinais opostos, a falha ocorrerá dentro do plano e a equação muda:

$$\tau_{máxabs} = \frac{\sigma_1 - \sigma_2}{2} \quad (9)$$

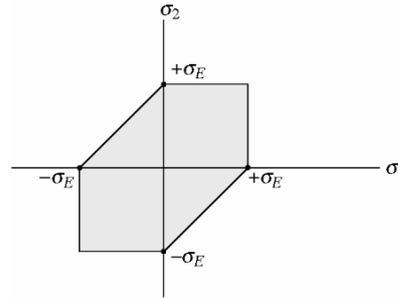
A teoria de tensão de cisalhamento máximo pode ser expressa para qualquer tipo de tensão principal no plano, de acordo com o critério:

$$\begin{aligned} |\sigma_1| = \sigma_e \\ |\sigma_2| = \sigma_e \end{aligned} \} \sigma_1 \text{ e } \sigma_2 \text{ têm sinais iguais} \quad (10)$$

$$|\sigma_1 - \sigma_2| = \sigma_e \} \sigma_1 \text{ e } \sigma_2 \text{ têm sinais opostos}$$

A Figura 2 demonstra o gráfico dessa equação. Qualquer ponto do material está sujeito a um estado plano de tensão. As duas tensões principais no plano são representadas nas coordenadas (σ_1 e σ_2). Se os valores de σ_1 e σ_2 estiverem sobre a linha ou fora da área hexagonal, ocorrerá o escoamento do material e, como consequência, o material falha (BUFFONI, 2017).

FIGURA 2 – Gráfico Critério de Tresca



Fonte: adaptado BUFFONI, sem data de publicação

1.2 OBJETIVOS

O objetivo geral desse trabalho é dimensionar o elevador pantográfico e realizar estudos de teoria de tensão de cisalhamento máximo.

Os objetivos específicos desse trabalho consistem em: projetar e dimensionar os componentes estruturais de um elevador pantográfico; realizar comparações entre as tensões no mesmo ponto da haste, com três níveis de altura; e, por fim, realizar estudos sobre a teoria de tensão de cisalhamento máximo no mecanismo das hastes articuladas nos três níveis de altura.

2 MATERIAL E MÉTODO

O equipamento de elevação deverá trabalhar em ambiente de acabamento da construção civil, atendendo uma carga com massa de 60 kg. O mecanismo de elevação escolhido foi o pantográfico de porte médio. O acionamento do equipamento será por meio de um atuador linear elétrico desenvolvido por Souza (2017).

Não é objetivo deste trabalho realizar análises de falha nos pinos de articulações, parafusos de uniões e da estrutura de base e sustentação (Painel de Andaime), porém, estes serão dimensionados dentro de equações de resistência de matérias e da norma NBR 8400, que se trata de mecanismo de elevação de carga. Assim, as análises dos critérios de falha se darão no mecanismo das hastes articuladas.

A plataforma pantográfica será do tipo tesoura dupla. Essa estrutura é constituída por hastes articuláveis e 2 mesas: uma será a base e a outra será elevada por atuador linear. O equipamento atenderá uma altura máxima de 2,40 m ao nível do solo.

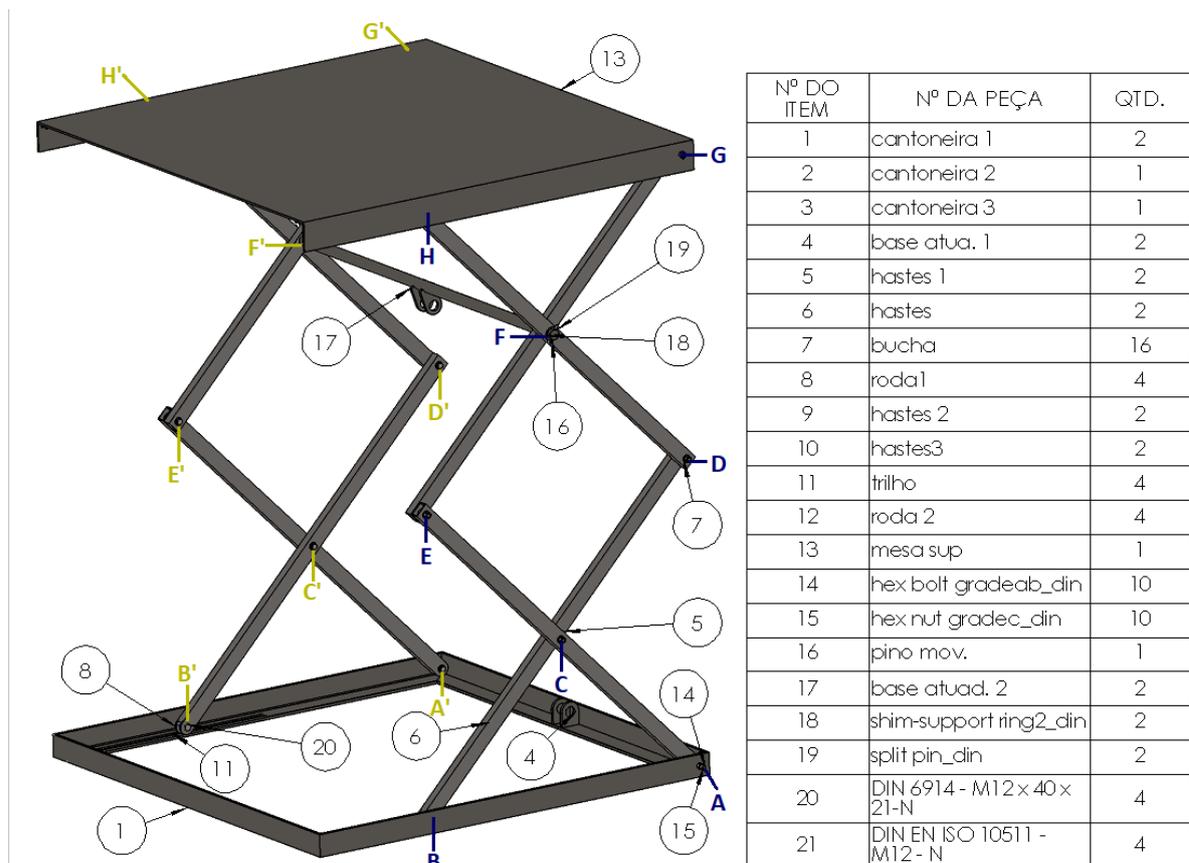
2.1 ESTRUTURA DO ELEVADOR

A estrutura do elevador (como mostrado na Figura 3) se divide em três partes principais: a primeira parte são duas plataformas - a inferior (base do equipamento, com sistema de encaixe no “Painel de Andaime”, com dimensão de 1,5 x 1,5 m) e a superior (dimensionada para apoiar a carga); a segunda parte são as oito hastes que auxiliam no movimento vertical (com seção retangular vazada) e o atuador; na terceira parte, serão dimensionados e selecionados os mecanismos (trilhos, rodas, elementos de fixação como pinos e parafusos).

Para iniciar o dimensionamento, é necessário consultar normas vigentes (no caso, a NBR 8400) a fim de verificar a classificação do elevador, determinar o coeficiente de segurança e, assim, determinar os valores das tensões admissíveis.

Para este projeto, por questões comerciais, foram selecionados aços mais comuns, com baixo custo e de fácil acesso, os aços usados são ASTM A36 e o SAE 1020.

FIGURA 3 – Desenho do elevador e tabela de peças



Fonte: Elaborado pelo próprio autor.

2.1.1 MESA SUPERIOR

Para a mesa superior, o perfil escolhido foi o tipo “U”, pois a norma exige que não possa ocorrer falha por deflexão. Como não foi encontrado nenhum perfil “U” com as dimensões necessárias, foi preciso conformar chapas de aço ASTM A36 pelo método de dobramento a frio, obtendo as dimensões de 200 x 200 x 4,76 mm com 1500 mm de comprimento para o perfil do tipo “U”. Com as bitolas do perfil adotado, foi necessário calcular algumas variáveis como: massa, área da seção transversal, momento de inércia (J) e módulo de resistência (W). Por questão de praticidade, as variáveis foram calculadas a mão e transferidas para planilhas eletrônicas através do software Microsoft Excel.

Foram realizadas duas análises para a mesa superior, uma com a carga do próprio peso do dispositivo e a outra com a carga de carregamento. Ambas foram realizadas através do software FTOOL, que gerou as forças cortantes e momento fletor, e demonstradas através de um quadro no próximo capítulo, onde serão informados os resultados como se a dimensão da bitola adotada da mesa suportará os esforços, o cálculo dos valores da contra-flecha e a informação se a mesa superior estará dentro dos parâmetros da norma NBR 8400.

2.1.2 Perfil das hastes

Para o perfil das hastes foi adotado o tubo de seção transversal retangular vazado, por questões econômicas e de peso. Através do catálogo da Tuper S/A (2012), foi adotada a bitola para o tubo de 50 x 30 x 3 mm e 1450 mm de comprimento, tendo o aço SAE 1020 como material escolhido.

As análises das forças nos pontos de união das hastes foram realizadas através do método dos Nós, onde é analisado o equilíbrio das forças em cada nó da estrutura ou barra para determinar as reações em cada apoio, além de identificar os esforços na barra (tração ou compressão) (LIMA, 2008).

Podemos usar a barra ACE do elevador como exemplo, como pode ser visto na Figura 3. Ela está unida no ponto ou nó A na extremidade da barra por um parafuso que permite o movimento de rotação no seu entorno. No centro da barra temos o ponto E, que faz união com o centro da barra BCD. Já na outra extremidade, temos o ponto E que se une com a barra EFG. Cada ponto ou nó exemplificado acima é um tipo de força que age sobre ele. Através das equações dos métodos dos Nós, estes esforços foram calculados manualmente e transferidos

para planilhas eletrônicas no software Microsoft Excel. As análises de falha das hastes articuladas foram realizadas por meio do critério de falha da tensão de cisalhamento máximo, o que foi revisado anteriormente no item 1.1, e, para encontrar as forças cortantes e momento fletor, foi utilizado o software FTOOL.

2.1.3 Base do elevador

Para a base do elevador, foi adotado um perfil tipo “L” (comumente chamado de cantoneira). Baseado no catálogo da Gerdau (2015), foi selecionada a bitola de 76,2 x 76,2 x 9,52 mm. O catálogo nos fornece valores como área da seção, peso nominal, momento de inércia (J) e módulo de resistência (W). A união da base será feita por solda das 4 barras da cantoneira, como apresentado na Figura 3. A base terá medida de 1500 x 1500 mm.

2.2 DIMENSIONAMENTO E SELEÇÃO DOS MECANISMOS

Os mecanismos do elevador foram dimensionados e selecionados através de catálogos, porém, não será analisado nenhum critério de falha neles. Os mecanismos foram fundamentados na norma NBR 8400, apresentada no trabalho de Costa & Pontes (2016). Por questões de conveniência, foram desenvolvidas planilhas através do software Microsoft Excel.

Para o dimensionamento do pino apresentado na Figura 3, que transmite a força do atuador nas hastes, foi desenvolvida uma tabela que decompõe a força do atuador nos eixos x e y (vertical e horizontal). Com os valores dessas forças e as propriedades do aço SAE 1020, utilizou-se o software Ftool para simular a força no eixo x e outra no y; então, gerou-se um gráfico com os valores das forças cortantes e o momento fletor. Utilizando os valores do gráfico fornecido pelo software, a tabela calcula os valores das tensões e as transforma em uma única tensão resultante, para que seja comparada com a tensão admissível.

O elevador contém rodas que serão montadas nas extremidades das barras, nos pontos B, B' e H, H'. Estes foram selecionados no catálogo fornecido pela Schioppa Rodas e Rodízios S/A (2017). Os trilhos têm como função limitar e alinhar os movimentos das rodas. Todas as suas características técnicas são descritas em resultados e discussões.

Para determinar os parafusos que unem as hastes, foi desenvolvida uma planilha com equações que fornecem o diâmetro mínimo (d_{\min}). Para tal, é necessária a força máxima que o

parafuso terá que suportar e a tensão admissível do material de que é feito o parafuso (BARBOSA, 2017).

3 RESULTADOS E DISCUSSÕES

Nesse tópico serão apresentados e discutidos os resultados obtidos através de análises e cálculos apresentados nesse projeto.

A Tabela 1 demonstra os cálculos e análises das tensões e contra-flecha da mesa superior. Podemos notar que somaram-se as tensões e as deflexões. Como observado, a peça 13 (figura 3) suporta as cargas, porque as tensões calculadas são menores que a tensão admissível e o critério da contra-flecha calculada é menor que 5 mm, valor fornecido pela NBR 8400.

TABELA 1 – Cálculos e Análise das Tensões e Contra-flecha

Cálculo das Tensões da Mesa Superior			Análise de Contra-Flecha	
Cálculos Devido a Carga			Deflexão	
Força cortante (N)	319	319	δ (mm):	1,45E-04
Mmáx. (N.m)	239			
tensão carga (MPa)	2,05			
τ máxima (MPa)	5,06			
Cálculo Devido ao Próprio Peso da Mesa				
carga distribuída (N/m)	692,98		δ (mm):	9,61E-05
Força cortante (N)	520	520	$\sum\delta$ (mm)	2,41E-04
Mmáx (N.m)	195			
tensão p.p. (MPa)	1,67		δ_{tab} (mm)?	5
τ máxima (MPa)	8,25			
$\sum\sigma$ máxima (MPa)	3,7165			
$\sum\tau$ máxima (MPa)	13,3123			

Fonte: Elaborado pelo próprio autor.

Para o dimensionamento das 8 hastes, é necessário analisar apenas 4 hastes, pois as outras são análogas. As hastes analisadas são ACE, BCD, EFG e DFH, as cargas que estão sobre as hastes (peso da placa e próprio peso da mesa) serão divididas por 2, por serem dois conjuntos de hastes que formam o elevador. A Tabela 2 demonstra os resultados obtidos através da teoria dos Nós.

TABELA 2 – Cálculos da Teoria dos Nós

Carga [kg]	Peso Mesa [kg]	Hastes [kg]	Peso até atuad. [kg]
65	105,96	5,05	20,22
Alt. do Elevador [m]	Dist. A - B [m]	Comp. Haste [m]	Dist. Centro x [m]
0,196	1,4436	1,45	0,7218
Força [N]	Comp. Mesa [m]	Força conc. /2 [N]	Ângulo das hastes [°]
1875,43	1,5	937,71	2,5
altura atuador y [m]	Comp. Atuador [m]	Ângulo Atuador [°]	Dist. Trilho [m]
0,147	0,7366	11,51	0,06
y atuador	x atuador	y Hastes	x Hastes
0,1996	0,9799	0,0436	0,999
RA	[nó A] AC	[nó B] BC	[nó C] CEy + CDy
1945,19	36014,48	-15458,83	896,62
[nó E] EF	[nó F] FHy + FGy	FHx - FGx	FG
17545,11	4150,11	53262,03	40082,55
$\sum Fy = RAY + RBY$	$\sum Fx = Rax = AFx$	$\sum Ma = RBy$	Ray
1311,97	1837,7	674,3	637,67
CDx - CE_x	CD	CE	[nó D] DF
51424,33	69018,42	17545,11	69018,42
FH	[nó G] GFy	[nó H] HFy	
93395,32	1748,38	4073,85	

Fonte: Elaborado pelo próprio.

Na tabela acima, as únicas partes que podem ser alteradas são as variáveis das linhas 2 e 4. O restante da tabela é composto por fórmulas calculadas automaticamente: os valores dos ângulos, distâncias e forças em cada nó. Fornece-se também o valor das forças em Newton. Onde o valor tem sinal negativo (nó BC), significa que a força é de compressão. Os demais são a força de tração.

A Tabela 3 exemplifica e decompõe nos eixos x e y as forças em cada nó, utilizando o ângulo das hastes, apresentado na tabela 2. Os valores das forças decompostas estão em duas linhas, onde a primeira mostra as forças no eixo x e a outra em y. Com esses valores, utilizando o software Ftool, obtemos como resultado a força cortante em x e y e momento fletor.

TABELA 3 – Exemplos e transformações das forças e cálculo o valor das tensões

Haste ACE			Haste BCD		
Esforços			Esforços		
A	C	E	D	C	B
35.980,21	17.528	17.528	68.952	68.952	-15.444
1.570,93	765,31	765,31	3.010	3.010,54	-674,30
Distâncias	0 a 0,725	0,725 a 1,5	Distâncias	0 a 0,725	0,725 a 1,5
Força C. X [N]	35056	17528	Força C. X [N]	53508	15444
Força C. Y [N]	382	382	Força C. Y [N]	1505	1505
Mom. Max [N.m]	275		Mom. Max [N.m]	1084	
σ [MPa]	78,9550	τ máxima [MPa]	σ [MPa]	120,5135	τ máxima [MPa]
σ_f [MPa]	0,0803		σ_f [MPa]	0,3166	
Peso até o esf.	1188,20	4,5732	σ_{fpp} [MPa]	0,1258	18,0175
Carreg. Dist. [N/M]	819,45		Tensão Max (σ_{nm}) [MPa]	120,9559	
Mmaxpp [N.m]	430,72				
σ_{fpp} [MPa]	0,1258				
Tensão Max (σ_{nm}) [MPa]	79,1611				

Fonte: Elaborado pelo próprio autor.

Como apresentado acima, a tabela calcula vários valores e, analisando o resultado das tensões de cada haste, podemos ver que a haste BCD, que é móvel, é mais solicitada por ter valor da tensão maior que o da haste ACE. Porém, comparando os valores das tensões máximas com a tensão admissível do aço das hastes, que é de 233,33 MPa, conclui-se que o dimensionamento está seguro.

A Tabela 4 demonstra a carga crítica ou carga de flambagem de Euler nas peças 5, 6 e 9, 10.

TABELA 4 – Cálculo da força e tensão de flambagem e análise

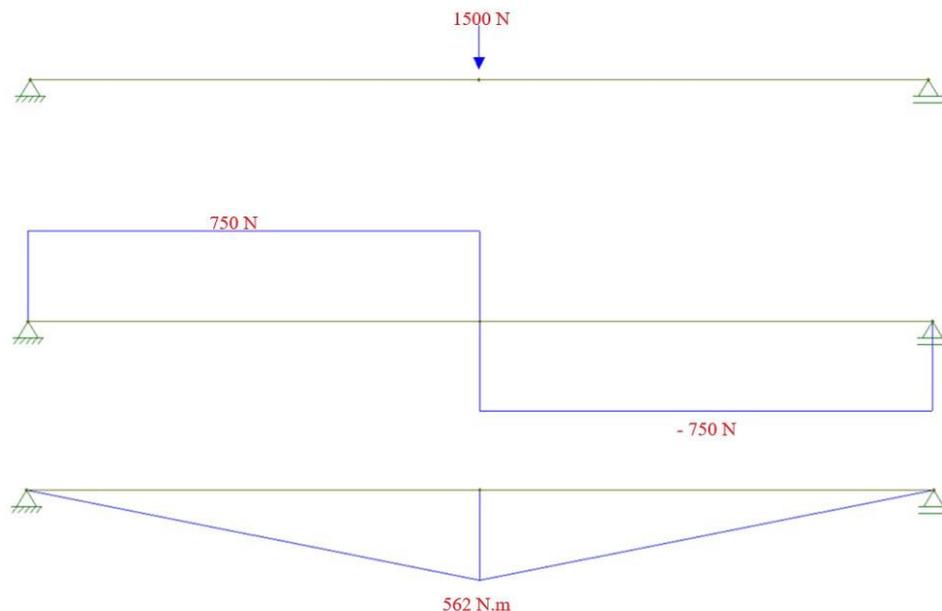
Carga de Flambagem de Euler		Tensão Crítica	
$P_{cr} = P_{cr} = \frac{\pi^2 * E * J_y}{L_f^2}$		$\sigma_{cr} = \frac{\pi^2 * E}{\lambda^2}$	
Lf= comp./2= [mm]	725	r [mm]	11,80
Jy [mm ⁴]	61.812	λ [mm]	61,45
E [MPa]ou[N/mm ²]	205.000	σ_{cr} [MPa]	535,88
Pcr [N]	237.930,65	σ_{max} barra BCD < σ_{cr}	
Coefficiente de segurança	1,5	<i>Suportará</i>	
Pcr [KN]	158,62		
Fmax ponto FH < Pcr?	<i>Suportará</i>		

Fonte: Elaborado pelo próprio autor.

O comprimento de flambagem L_f é a metade do comprimento da haste, pois há um parafuso ou pino (mostrado na Figura 3) que faz a junção com outra haste. Observando a tabela acima, podemos ver que as hastes suportaram o maior esforço de compressão, de 93400 N, e o da tensão de 210,6921 MPa, ambos abaixo dos valores críticos.

Para análise de falha da base realizou-se uma simulação do software Ftool com a carga, que soma todos os pesos, acrescentando 10%. Ela foi dividida em 2 partes e concentrada no centro da viga, onde teremos os maiores esforços solicitados. Esses resultados estão nos gráficos apresentados na Figura 4.

FIGURA 4 – Gráfico do software Ftool da base inferior



Fonte: Elaborado pelo próprio autor.

A Tabela 5, onde informamos os valores da força cortante e momento fletor, calcula as tensões máximas.

TABELA 5 – Cálculo das tensões

Base Inferior		
Força cortante [N]	750	-750
M _{máx} [N.m]	562	
σ máxima [MPa]	29	
τ máxima [MPa]	1,36	

Fonte: Elaborado pelo próprio autor.

Comparando as tensões da tabela 5 com as tensões admissíveis, que são de σ_{adm} 166,67 MPa e τ_{adm} 96,23 MPa, pode-se concluir que o perfil “L” de aço ASTM A36 da base suporta as cargas.

Como foi dito no índice 2.2, a Tabela 6 demonstra vários valores utilizados para calcular o diâmetro do pino ou peça 16 da Figura 3. Porém, o valor que nos interessa é o diâmetro da peça, que é de 34,93 mm.

TABELA 6 – Cálculo do diâmetro do pino

Dimensionamento do Pino			
Nome do Aço:	Sae 1020	Area Seção [mm ²]	958,27
σ de escoamento: [MPa]	350,00	I _x [mm ⁴]	73.074,23
Diâmetro: [mm]	34,93	W _x [mm ³]	4.184,04
Densidade [kg/m ³]	7.870,00	Peso do Pino [Kg]	5,48
Coef. Segurança:	1,50	Q [mm ³]	16.736,15
Força até o Pino [N]	1875,43	σ result [MPa]	154,63
Ângulo [°]	11,51	τ result [MPa]	3,47
F _x [N]	1.837,71	$\sigma_{cal} < \sigma_{adm}?$	sim
F _y [N]	374,22	$\tau_{cal} < \tau_{adm}?$	sim
σ adm: [MPa]	233,33	τ adm: [MPa]	134,72
Força na Direção X		Força na direção y	
força cortante		força cortante	
919	919,00	187	187,00
M _{máx}	634,00	M _{máx}	129,00
σ dx [MPa]	151,53	σ dx [MPa]	30,83
τ dx [MPa]	2,45	τ dx [MPa]	2,45

Fonte: Elaborado pelo próprio autor.

A Tabela 7, desenvolvida com base nas equações da empresa, forneceu a carga para as rodas superiores (ponto H, H') de 60,37 kg, e para as inferiores (B, B') igual a 61,72 kg, como apresentado.

TABELA 7 – Cálculo das forças nas rodas em Kg

CALCULOS PARA RODAS	
Coeficiente de segurança	1,33
Fator Majoração	10%
Rodas inferiores	
Pe [kg]	33,40
Pmc [kg]	13,00
N'	5
C "peso por roda" [kg]	61,72
Rodas Superiores	
Pe [kg]	29,14
Pmc [kg]	16,25
N'	4
C "peso por roda" [kg]	60,37

Fonte: elaborado pelo próprio autor.

Através do catálogo fornecido pela Schioppa Rodas e Rodizios S/A (2017), foi selecionada a roda com a referência R210NT: Roda NT - Nylon Técnico; com dureza: 75 Shore D. (faixa de temperatura de trabalho de -40°C a +110°C). São produzidas com alta qualidade. Possuem resistência mecânica e resistentes a graxas, óleos, sais e alguns tipos de ácidos. Sua velocidade de trabalho é de até 4km/h. A Figura 5 apresenta alguns dados relacionados à dimensão da roda. (SCHIOPPA, 2017).

FIGURA 5 – Catálogo de Rodas

RODA						Tipo de Eixo (mancal)	
Referência	(mm)	(mm)	(mm)	Ø do Eixo c/ Manga	Ø do Eixo s/ Manga		
R 158 NI	41	17	19				80
R 210 NI	50						80
R 310 NI	75	19	24		1/4"	Furo Passante	100
R 410 NI	100						115

Fonte: adaptado do catálogo da SCHIOPPA RODAS E RODIZIOS (2017), pág. 229.

O perfil adotado para os trilhos das rodas foi o tipo “U” com bitola de 25x10x2 mm e comprimento de 700 mm, com aço ASTM A36. Para os trilhos não foi calculado nenhum

esforço, apenas a massa de cada um, que é 0,910 kg. O trilho deverá ser soldado sobre a estrutura da base que já foi dimensionada.

Os parafusos foram dimensionados inserindo dados na tabela, que forneceu o d_{\min} igual a 11,8mm. Por questão de padronização, determinamos que o diâmetro do parafuso será de 12,70 mm e o comprimento de 80 mm. O parafuso foi selecionado em uma tabela da empresa CISER PARAFUSOS E PORCAS (2017).

Para evitar que as hastes entrem em contato uma com a outra, e para aumentar a área em contato com o parafuso e facilitar a construção, foi adotado um mancal de deslizamento (comumente chamado de bucha), que deverá ser montado nas hastes, passando 2 mm para a extremidade de cada uma. As dimensões são: diâmetro externo de 25,40 mm, diâmetro interno de 13 mm e comprimento de 34 mm. A fixação será feita através de um furo na haste, onde ela ficará por dentro, e uma soldagem será presa em torno da bucha na parte lateral.

Na Tabela 8 apresentada abaixo, podemos ver a comparação realizada entre as tensões máximas e cisalhante máxima em três níveis de altura (Inicial, Intermediário e Final).

TABELA 8 – Comparações de tensões

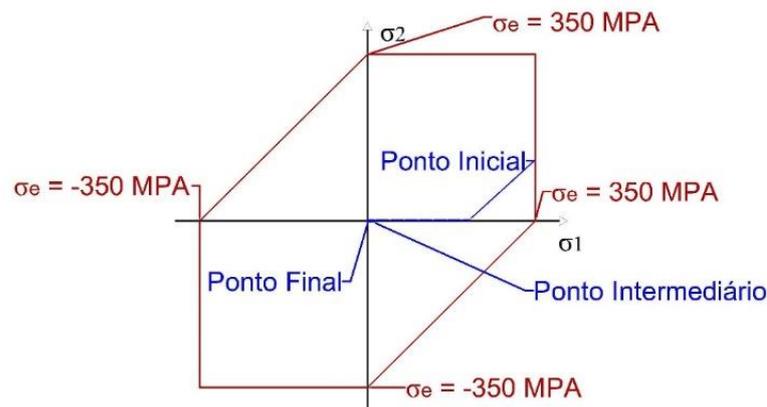
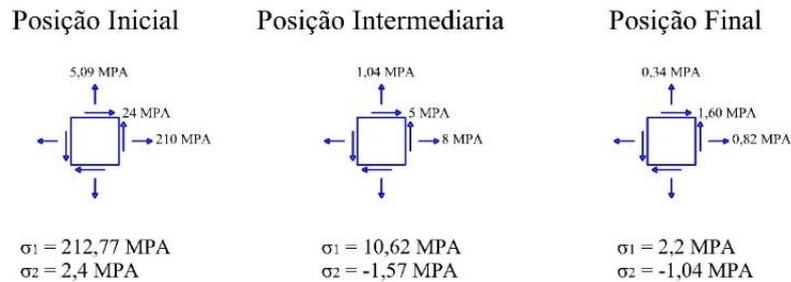
COMPARAÇÃO ENTRE AS ALTURAS			
Descrições	Altura Máxima	Altura Média	Altura Mínima
Mesa Superior			
σ máxima [MPa]	48,1922	1,2417	1,5328
τ máxima [MPa]	0,007536749	3,77914E-05	2,9545E-06
Hastes			
ACE σ máxima [MPa]	5,9643	12,6518	79,1611
ACE τ máxima [MPa]	11,0978	7,4824	4,5732
BCD σ máxima [MPa]	4,1932	6,5272	120,9559
BCD τ máxima [MPa]	4,9922	0,7901	18,0175
DFH σ máxima [MPa]	0,9635	8,4369	210,6921
DFH τ máxima [MPa]	1,6042	7,9683	24,3865
BCD σ máxima [MPa]	5,1484	11,6520	129,9724
BCD τ máxima [MPa]	8,1408	6,3211	10,4633

Fonte: Elaborado pelo próprio autor.

Analisando a Tabela 8, observa-se que é na altura mínima onde tem a maior tensão e esforço das hastes, pelo fato de estarem no menor ângulo, comparando-se com um eixo horizontal. A mesa superior difere das hastes pelo fato de ter dois pontos (H, H') móveis. Quanto maior a altura, mais distante esse ponto fica da extremidade; portanto, a tensão da mesa aumenta.

A análise da máxima tensão cisalhante ou teoria de Tresca foi desenvolvida na haste DFH, por ter o maior valor da tensão, como apresentado na tabela 8. Analisamos o mesmo ponto nas três posições, como apresentado na Figura 1.

FIGURA 6 – Análise da Teoria de Tresca



Fonte: elaborado pelo próprio autor.

Como pode ser visto na Figura 6, o material selecionado atende à teoria da máxima tensão cisalhante, onde os níveis de altura (representados por pontos) ficaram dentro limite ou dentro da área hexagonal. Assim, não ocorrerá o escoamento do material e ele não falhará.

4 CONCLUSÃO

Diante dos resultados apresentados, os objetivos gerais e específicos foram alcançados.

A análise do critério de falha pela teoria de tensão de cisalhamento máximo apresentou um excelente resultado nas três posições de trabalho, como apresentado na Figura 6.

Os dimensionamentos dos componentes estruturais foram auxiliados por planilhas desenvolvidas no software Microsoft Excel, facilitando qualquer mudança de variáveis de entrada.

A análise das tensões das hastes em três níveis de altura, apresentada na Tabela 8, é de fácil entendimento. Observando-a, pode-se concluir que o maior esforço está na altura inicial do elevador. Apesar de não ser o objetivo, também fez-se a análise na mesa superior com os três níveis de altura, para comparar as tensões e ver em qual momento ela tem o maior valor das tensões. Comparando essa análise com a primeira, na Tabela 1, pode-se definir que a mesa está bem dimensionada.

Como sugestão para futuros trabalhos: realizar estudos sobre outros critérios de falha e compará-las nas peças analisadas; realizar análises de falha nos pinos de articulações, parafusos de uniões e da estrutura de base e sustentação (Painel de Andaime); realizar estudos de viabilidade econômica para o projeto.

REFERÊNCIAS

- ABNT - ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS (Rio de Janeiro). *cálculo de equipamento para levantamento e movimentação decargas*. 1984. Disponível em: <<https://pt.scribd.com/document/339967041/NBR-8400-Calculo-de-equipamento-para-levantamento-e-movimentacao-de-cargas-pdf>>. Acesso em: 10 fev. 2017.
- BARBOSA, J. P. *dimensionamento de parafusos*. Pág 9. Disponível em: <[ftp://ftp.sm.ifes.edu.br/professores/JoaoPaulo/Elementos de Máquinas I/Aula_03 - Dimensionamento de Rebite, Parafuso e Chavetas.pdf](ftp://ftp.sm.ifes.edu.br/professores/JoaoPaulo/Elementos%20de%20M%C3%A1quinas%20I/Aula_03-Dimensionamento%20de%20Rebite,%20Parafuso%20e%20Chavetas.pdf)>. Acesso em: 02 out. 2017.
- BEER, F. P.; JR, E. RUSSELL J. *resistência dos materiais*. 3. ed. SÃO PAULO: PEARSON, 1995. 1255 p.
- BUFFONI, S. *critérios de falha: Teoria da Tensão de Cisalhamento Máxima ou Critério do Escoamento de Tresca*. 1. Disponível em: <<http://www.professores.uff.br/salete/res1/aula141.pdf>>. Acesso em: 22 maio 2017.
- CISER P. E P. (Joinville). *catálogo de produtos dinâmico*. 2017. Disponível em: <http://www.ciser.com.br/htcms/media/pdf/tabela-de-precos/br/informacoes_tecnicas.pdf>. Acesso em: 03 out. 2017.
- COSTA, A. L.; PONTES, C. S. *projeto de plataforma pantográfica para elevação de veículos*. 2016. 139 p. TRABALHO DE CONCLUSÃO DO CURSO (ENGENHARIA MECÂNICA) - FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA, UNIVERSIDADE FEDERAL FLUMINENSE, NITERÓI, 2016. Disponível em: <<http://www.repositorio.uff.br/jspui/handle/1/2296>>. Acesso em: 21 fev. 2017.
- CROXON, J. *propriedades materiais do aço a36*. 2017. Disponível em: <http://www.ehow.com.br/propriedades-materiais-aco-a36-info_46889/>. Acesso em: 25 fev. 2017.
- EQUIPAMENTOS de elevação de cargas e movimentação. 1. Disponível em: <<http://www.croaciamc.com.br/equipamentos-elevacao-cargas-e-movimentacao>>. Acesso em: 26 abr. 2017.
- FERTEL (Guapimirim). *perfil “U” de chapa*. 2016. Disponível em: <<http://www.fertel.com.br/produtos/industria-e-serralheria/perfil-u-de-chapa/>>. Acesso em: 02 out. 2017.
- GERDAU S.A. (São Paulo) (Org.). *cantoneiras de abas iguais gerdau*. 2015. Disponível em: <[https://www.gerdau.com.br/pt/productservices/products/Document Gallery/barras-e-perfis-lamina-cantoneira.pdf](https://www.gerdau.com.br/pt/productservices/products/Document%20Gallery/barras-e-perfis-lamina-cantoneira.pdf)>. Acesso em: 08 ago. 2017.
- HIBBELER, R. C. *resistência dos materiais*. 7. ed. SÃO PAULO: PEARSON, 2010. 637 p.
- LIMA, L. R. O. *treliças*. 2008. Disponível em: <<http://www.labciv.eng.uerj.br/rm4/trelicas.pdf>>. Acesso em: 20 out. 2017.

LUZ, G. *aço sae 1020 propriedades mecânicas*. 2017. Disponível em: <<http://www.materiais.gelsonluz.com/2017/10/aco-sae-1020-propriedades-mecanicas.html>>. Acesso em: 25 fev. 2017.

NAKAMOURA, JULIANA. *Cada vez mais importantes nos canteiros, equipamentos de movimentação de cargas e pessoas precisam de dimensionamento, especificação, instalação e utilização criteriosos para garantir a mecanização bem-sucedida dos processos*. 151. Disponível em: <<http://construcaomercado.pini.com.br/negocios-incorporacao-construcao/151/cada-vez-mais-importantes-nos-canteiros-equipamentos-de-movimentacao-de-304814-1.aspx> - >. Acesso em: 26 abr. 2017.

SCHIOPPA RODAS E RODIZIOS S A (São Paulo). *Roda Schioppa NT – NYLON TÉCNICO*. 2017. Disponível em: <https://www.schioppa.com.br/wp-content/uploads/pdfcatalog/pt-br/08roda_schioppa_nt-nylon-tenico.pdf>. Acesso em: 20 set. 2017.

SOUZA, C. P. *análise de falha de um atuador de acionamento de um elevador pantográfico*. 2017. ARTIGO CIENTÍFICO - FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA, UNIVERSIDADE DE RIO VERDE, 2017.

TUPER S/A (São Bento do Sul • Sc • Brasil). *tubos estruturais e mecânicos*. 2012. Disponível em: <https://www.tuper.com.br/wp-content/uploads/2014/05/tuper_tubos_estruturais.pdf>. Acesso em: 14 ago. 2017.

UGURAL, A. C. *mecânica dos materiais*. 1. ed. RIO DE JANEIRO: LTC, 2015. 638 p.