

ANÁLISE DA LANÇA DE UM MECANISMO DE ELEVAÇÃO DE CHAPAS METÁLICAS PARA ALIMENTAÇÃO DA MESA DO SISTEMA DE CORTE PLASMA

Gean Carlos Faber¹

José Luiz Salvador²

Resumo: Este projeto tem como objetivo a análise de uma lança de um mecanismo de elevação de cargas para alimentação de uma mesa de corte a plasma a qual, poderá ser instalado na empresa Metalúrgica Engenhaço na cidade de Araranguá. Com intuito de facilitar a alimentação deste equipamento buscando atender as normas de Segurança do Trabalho, o projeto conta com uma lança em Viga “I”, na qual será instalado um dispositivo de carro de carga que irá facilitar o posicionamento do material a ser transportado, o sistema conta ainda com uma talha elétrica com capacidade de uma tonelada. Foi realizado um estudo da norma ABNT NBR 8400 para se ter conhecimento dos coeficientes de majoração e dos procedimentos que ela determina. Calculados o momento de inércia que satisfaz a flecha máxima estabelecida pela norma e o módulo de resistência em função da tensão admissível, selecionou-se utilizando uma tabela da Gerdau, o perfil W310x32,7. Os resultados mostraram-se seguros, mas novos estudos serão necessários para completar o dimensionamento da lança.

Palavras-Chave: Elevação. Transporte. Tensões. Normas. Ergonomia.

1 INTRODUÇÃO

Tendo em vista a grande necessidade da ergonomia para a preservação da integridade física dos colaboradores da empresa Metalúrgica Engenhaço, com sede na cidade de Araranguá – SC, localizada às margens da Rodovia SC-447, e atendendo às necessidades das Normas de Segurança do Trabalho, a qual, dentre outros assuntos, trata dos riscos ergonômicos, este projeto trata de um assunto específico, o qual está relacionado diretamente ao transporte de peso.

Sendo assim, objetivo deste trabalho de graduação, será a análise da lança de um equipamento capaz de realizar o levantamento de cargas pesadas, bem como sua movimentação, evitando assim que os colaboradores da empresa possam

¹ Graduando em Engenharia Mecânica. Ano 2021-2. E-mail: geanfaber.aru@gmail.com

² Professor do Centro Universitário UniSATC. E-mail: jl.salvador@hotmail.com

apresentar lesões ou problemas físicos em decorrência de suas atividades diárias, possibilitando a implantação da ergonomia no processo de trabalho.

O presente trabalho, trata-se da análise e escolha de uma viga obedecendo as normas ABNT NBR 8400. Nesta viga, será disposto um sistema móvel com rodas que poderá ir de uma extremidade à outra da viga de forma segura. Neste sistema móvel, será acoplado uma talha que irá realizar o movimento vertical das cargas pesadas.

O mecanismo proposto, será utilizado para facilitar o processo de alimentação de matéria-prima sobre uma mesa de corte a plasma de propriedade da empresa, visando assim uma melhora significativa quando se considera o processo de esforço físico dos operadores, e também quanto ao processo produtivo da empresa, tendo em vista que a matéria prima para a mesa de corte trata-se basicamente de chapas metálicas, as quais apresentam, algumas variações, quanto à largura, comprimento, espessura, o que altera a massa da matéria prima que será utilizada.

As dimensões de largura e comprimento, podem variar chegando ao tamanho máximo de 1200 mm de largura e 3000 mm de comprimento. Tendo em vista o valor teórico do peso específico do aço que é de 8.470 Kg/m^3 (BEER, Ferdinand, JOHNSTON, E. Russell, 2006), poderá ocorrer a necessidade de carga de aproximadamente 360Kg quando houver a necessidade de corte de chapa metálica de 12,7mm de espessura, sendo que tomaremos o valor de carga máxima de carregamento de 1000 kg devido à necessidade futura da empresa em trocar a fonte de corte do equipamento e trabalhar com chapas com peso superior ao de hoje.

O projeto proposto irá atender aos quesitos das Normas vigentes em relação a movimentação de cargas pesadas, aos trabalhadores acrescentando segurança, e a empresa possibilitando um aumento de produtividade, devido a agilização do abastecimento de matéria prima para a utilização na mesa de plasma.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Desde 1.500 a.C, os Egípcios utilizavam a engenharia em benefício do ser humano, utilizando equipamentos similares à elevadores para o transporte de água do Rio Nilo até as regiões necessitadas de água, e utilizavam nesta época, o sistema

de tração animal ou humana, como fonte de energia, que com o passar dos tempos, as máquinas a vapor substituíram as fontes de energia até então conhecidas, o que facilitou o processo produtivo desta atividade (Dominus, 2021).

Com o passar dos tempos e com o avanço da tecnologia, as fontes de energia foram apresentando transformações, e com a descoberta da eletricidade, os motores elétricos passaram a exercer funções de forma rápida e eficiente, as quais não eram possíveis pelas formas de energia convencionais.

O Sistema de Elevação de Cargas, tem como objetivo realizar a movimentação de materiais ou produtos diversos, os quais, o ser humano não teria a capacidade de realizar de forma rápida e segura, os quais se pode referenciar facilmente como:

- Dimensões do material a ser transportado;
- Peso próprio do material.

Quanto às dimensões do material, o homem possui limitações em suas dimensões físicas, as quais não permitem a realização de alguns procedimentos de transporte de cargas, havendo a necessidade da utilização de mais pessoas para a realização desse trabalho.

Outra dificuldade é quanto ao peso do produto a ser transportado, que devido às limitações físicas, o transporte de uma carga pesada para o corpo humano poderá acarretar problemas irreversíveis a sua saúde.

Desta forma, sistemas auxiliares são desenvolvidos de forma a auxiliar e facilitar as atividades diárias da humanidade. Equipamentos e máquinas que são desenvolvidos para realizar atividades de forma mais rápida e segura, preservando assim a integridade física das pessoas envolvidas em alguma atividade de esforço (Polifitema, 2021).

2.1 ELEVAÇÃO DE CARGAS

Este sistema construtivo é utilizado basicamente para a elevação de cargas, ou seja, para o transporte vertical de algum produto, como representado na Fig. 1, onde uma estrutura de madeira, é utilizada para o içamento de cargas pesadas de forma a proporcionar mais conforto aos trabalhadores (Dominus, 2021).

Figura 1 Guindaste Grego-Romano



Fonte: Dominus (2021).

2.2 TIPOS DE GUINDASTES

2.2.1 Sistemas Fixos

Dentro deste sistema, os sistemas considerados, são aqueles que não dispõem de movimentação no sentido horizontal em sua base de sustentação, permanecendo posicionado no mesmo local de instalação, até o momento de finalização da atividade necessária, como pode ser observado na Fig. 2.

Figura 2 Guindaste Fixo



Fonte: Cesar (2021)

2.2.2 Sistemas Móveis

Os equipamentos que se enquadram no modelo de sistema móveis, são aqueles construídos sobre rodas, ou seja, um sistema que pode ser deslocado de um

lado para o outro, conforme a necessidade de realização do projeto (Polifitema 2021). Pode ser observado um dos modelos existentes na Fig. 3.

Figura 3 Guindastes Móveis



Fonte: Polifitema (2021)

2.2.3 Guindastes

Comumente utilizado dentro da Indústria, devido à sua flexibilidade, o guindaste da Fig. 4 é utilizado para movimentação e elevação de cargas. Em sua forma mais tradicional, ele é instalado com chumbadores no solo através de sua base, e muito próximo ao local onde será realizada a atividade.

Guindastes deste tipo trabalham geralmente com cargas menores de 20 toneladas, e são muito utilizados devido a seu menor custo em relação a outros tipos de guindastes e devido a fácil operação no ambiente de trabalho.

Figura 4 Guindaste



Fonte: Deltahea (2021)

No sistema móvel, o componente que pode gerar a movimentação do produto a ser transportado é somente a estrutura do guindaste, realizando movimentos para um melhor posicionamento do produto, ou seja, não é possível a realização da movimentação horizontal através das rodas do equipamento. Esse tipo de equipamento é fixo, então não tem autonomia para movimentos de translação (Deltahea, 2021).

2.3 EQUAÇÕES

2.3.1 Esforços e tensões sobre um perfil

A tensão exercida sobre a viga, também conhecida como tensão de flexão, ocorre quando a barra se flexiona devido ao momento fletor (Beer, 1995). Para calcular a tensão, utiliza-se a Eq. (1). (Beer, 1995).

$$\sigma = \frac{M \cdot y}{I_x} \quad (1)$$

Onde:

σ = Tensão normal devido ao momento fletor (Pa);

M = Momento fletor (N · m);

y = Distância ao eixo neutro (m);

I_x = Momento de inércia (m⁴);

A viga “I” sofre também tensão de cisalhamento, em função do esforço cortante gerado pela carga aplicada na viga e o seu próprio peso. Para o cálculo da tensão de cisalhamento na viga utiliza-se a Eq. (2). (Beer, 1995):

$$\tau = \frac{V \cdot Q}{I \cdot b} \quad (2)$$

Onde:

τ = Tensão de cisalhamento (Pa);

V = Força de cisalhamento (N);

Q = Momento estático (m^3);

I = Momento de inércia (m^4);

b = Espessura (m);

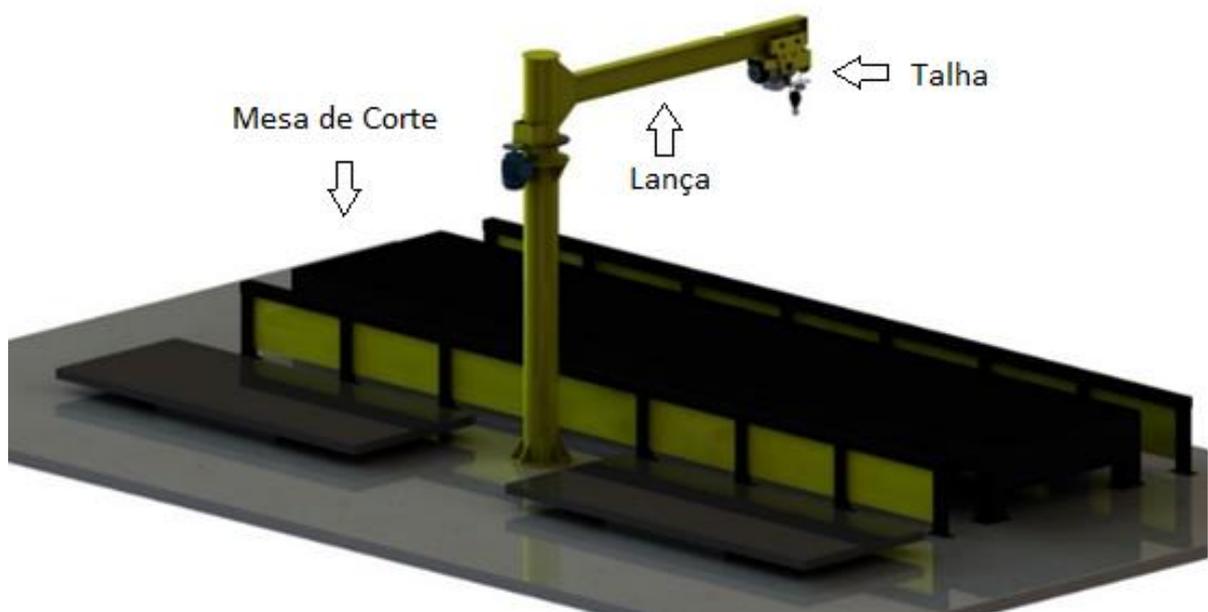
2.4 ABNT NBR 8400 (1984)

Os cálculos de equipamentos e componentes de movimentação e elevação de cargas são regidos pela norma ABNT NBR 8400. Esta norma define parâmetros para cálculos estruturais de acordo com sua aplicação e grau de complexidade.

3 PROCEDIMENTOS EXPERIMENTAIS

O modelo proposto está apresentado pela Fig. 5, sendo composto por uma coluna circular e lança formada por uma viga I.

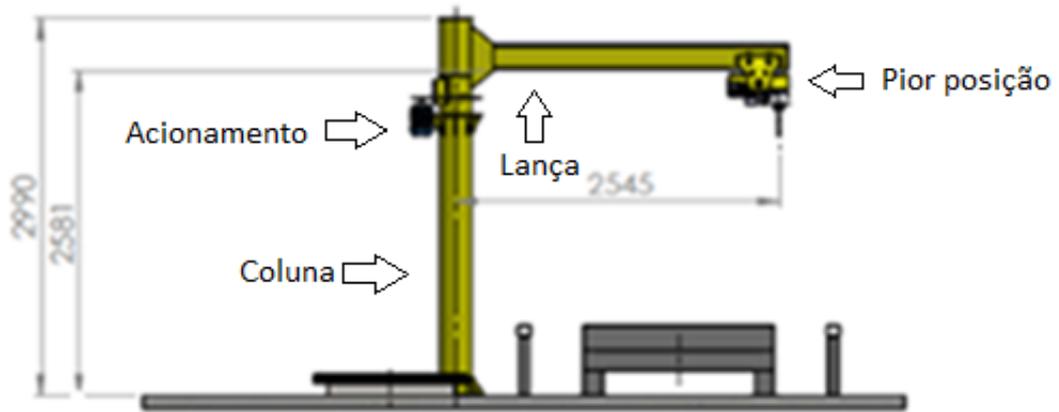
Figura 5 Modelo Selecionado



Fonte: Do Autor (2021)

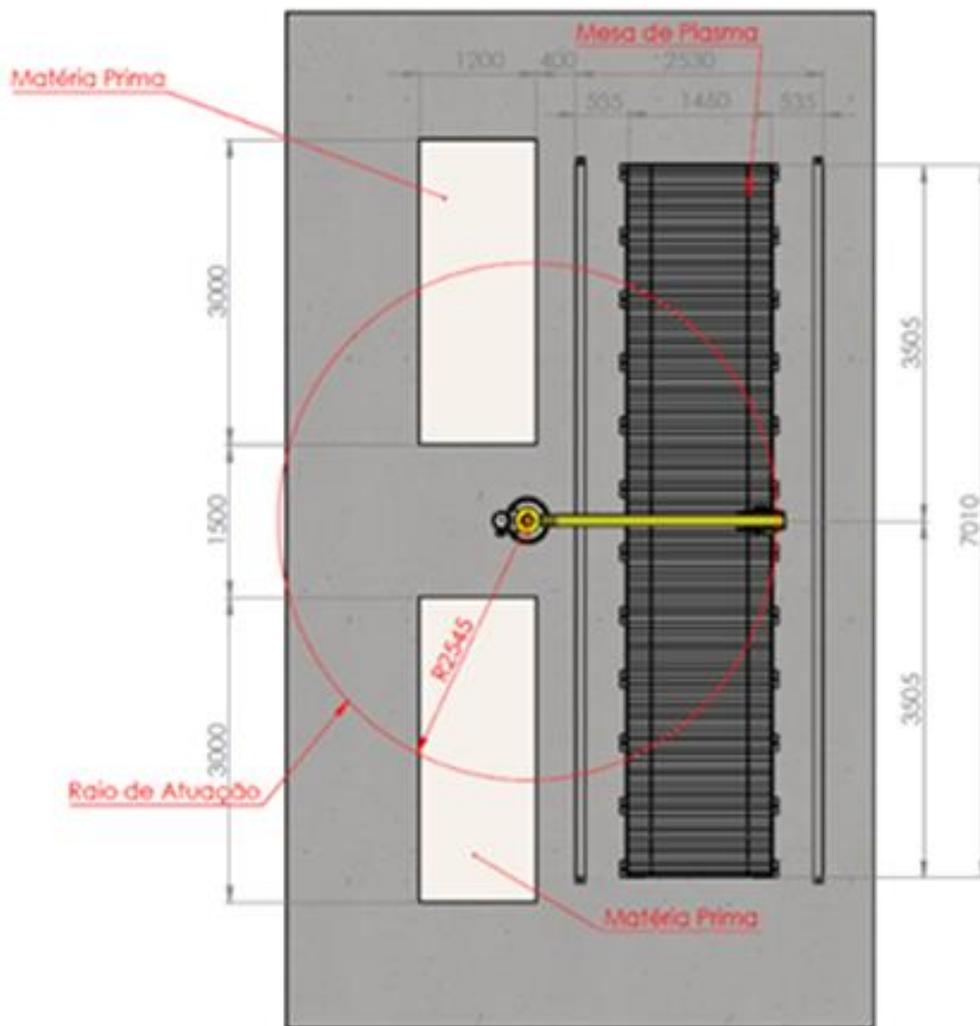
Para a função de giro da lança, será utilizado um motor com engrenagens para a realização deste movimento. Desta forma, a Fig. 6 e Fig. 7 representam o layout de instalação do equipamento:

Figura 6 Layout de Instalação (Vista Frontal)



Fonte: Do Autor (2021)

Figura 7 Layout de Instalação (Vista Superior)



Vista Superior

Fonte: Do Autor (2021)

3.1 TALHA ELÉTRICA

Para o presente projeto será utilizada uma talha elétrica que será adquirida pela empresa, de forma que atenda a necessidade de carga de 1000 kg, a qual terá seu dimensionamento prescrito pelo fabricante.

3.2 LANÇA

A Lança, trata-se do perfil que servirá como trilho, ou seja, o caminho por onde o trole de carga irá mover-se para um melhor posicionamento do material a ser transportado. Esta parte do sistema considera a utilização de um perfil metálico em forma de “I”, que fará a sustentação da carga a ser movimentada.

Este formato de viga de aço com seção transversal em formato de “I”, foi selecionado devido as suas características mecânicas, onde os elementos paralelos são chamados flanges e a parte central é chamada de alma, sendo que este último tem o papel de proporcionar à viga uma elevada resistência à força de cisalhamento, enquanto os flanges apresentam resistência aos momentos fletores.

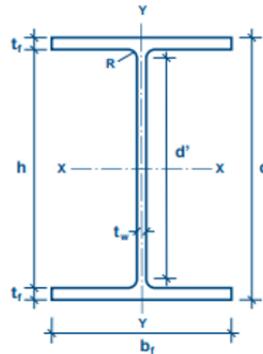
Na Tab. 1 pode ser encontrada a tabela de referência de vigas metálicas de perfil I e na Fig. 9 a sua legenda.

Tabela 1 Informações Técnicas do Perfil I Gerdau

BITOLA mm x kg/m	Massa Linear kg/m	d mm	b _f mm	ESPESSURA		h mm	d' mm	Área cm ²	EIXO X - X			
				t _w mm	t _f mm				I _x cm ⁴	W _x cm ³	r _x cm	Z _x cm ³
W 250 x 38,5	38,5	262	147	6,6	11,2	240	220	49,6	6.057	462,4	11,05	517,8
W 250 x 44,8	44,8	266	148	7,6	13,0	240	220	57,6	7.158	538,2	11,15	606,3
HP 250 x 62,0 (H)	62,0	246	256	10,5	10,7	225	201	79,6	8.728	709,6	10,47	790,5
W 250 x 73,0 (H)	73,0	253	254	8,6	14,2	225	201	92,7	11.257	889,9	11,02	983,3
W 250 x 80,0 (H)	80,0	256	255	9,4	15,6	225	201	101,9	12.550	980,5	11,10	1.088,7
HP 250 x 85,0 (H)	85,0	254	260	14,4	14,4	225	201	108,5	12.280	966,9	10,64	1.093,2
W 250 x 89,0 (H)	89,0	260	256	10,7	17,3	225	201	113,9	14.237	1.095,1	11,18	1.224,4
W 250 x 101,0 (H)	101,0	264	257	11,9	19,6	225	201	128,7	16.352	1.238,8	11,27	1.395,0
W 250 x 115,0 (H)	115,0	269	259	13,5	22,1	225	201	146,1	18.920	1.406,7	11,38	1.597,4
W 310 x 21,0	21,0	303	101	5,1	5,7	292	272	27,2	3.776	249,2	11,77	291,9
W 310 x 23,8	23,8	305	101	5,6	6,7	292	272	30,7	4.346	285,0	11,89	333,2
W 310 x 28,3	28,3	309	102	6,0	8,9	291	271	36,5	5.500	356,0	12,28	412,0
W 310 x 32,7	32,7	313	102	6,6	10,8	291	271	42,1	6.570	419,8	12,49	485,3
W 310 x 38,7	38,7	310	165	5,8	9,7	291	271	49,7	8.581	553,6	13,14	615,4
W 310 x 44,5	44,5	313	166	6,6	11,2	291	271	57,2	9.997	638,8	13,22	712,8
W 310 x 52,0	52,0	317	167	7,6	13,2	291	271	67,0	11.909	751,4	13,33	842,5

Fonte: GERDAU (2021)

Figura 8 Legenda da Tab. 2.



Fonte: GERDAU (2021)

O posicionamento do perfil e seus componentes podem ser observados na Fig. 10.

Figura 9 Sistema da Lança



Fonte: Do Autor (2021)

3.3 COEFICIENTE DE MAJORAÇÃO

A norma ABNT NBR 8400 estabelece uma série de coeficientes de segurança que o projetista deve respeitar ao elaborar um projeto.

3.3.1 Coeficiente de Majoração da Carga de Içamento

A carga de içamento é majorada por dois coeficientes, e é determinada pela Eq. (5).

$$P = M_X \cdot \Psi \cdot (S_G + S_L) \quad (5)$$

Onde:

P = Carga (N);

M_X = Coeficiente de majoração (---);

Ψ = Coeficiente dinâmico (---);

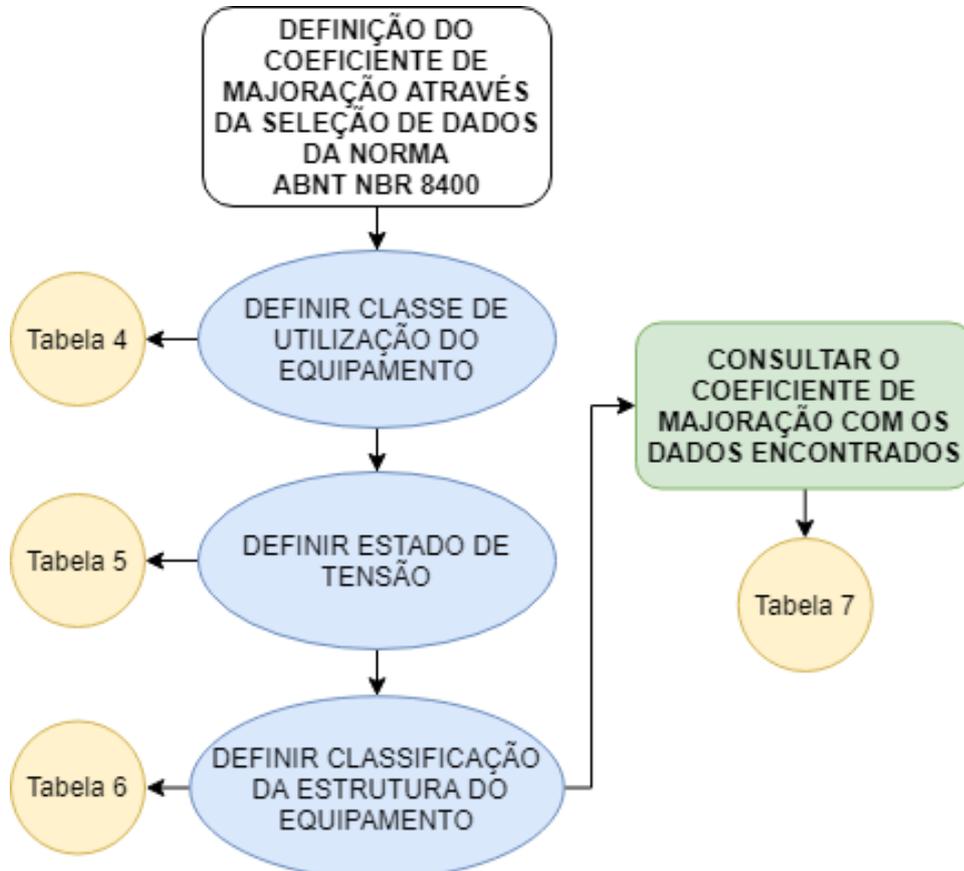
S_G = Peso da talha (N);

S_L = Peso da carga a ser içada (N);

3.3.1.1 Coeficiente de majoração M_X

Para obter o coeficiente de majoração da carga M_X de içamento precisa-se seguir o fluxograma abaixo representado na Fig. 11:

Figura 11 Fluxograma do coeficiente de majoração



Fonte: Do Autor (2021)

As tabelas Tab. 2, Tab. 3, Tab. 4 e Tab. 5 necessárias para a identificação do coeficiente M_X , constam na norma NBR 8400, e são representadas a seguir.

Tabela 2 Classes de utilização

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

Fonte: ABNT NBR 8400 (2008)

O estado de tensão da estrutura a ser calculada e definida pode ser definido na Tab. 3.

Tabela 3 Estados de tensões de um elemento

Estado de tensões	Definição	Fração mínima de tensão máxima
0 (muito leve)	Elemento submetido excepcionalmente à sua tensão máxima e comumente a tensões muito reduzidas	$P = 0$
1 (leve)	Elemento submetido raramente à sua tensão máxima, mas comumente a tensões da ordem de $1/3$ da tensão máxima	$P = 1/3$
2 (médio)	Elemento freqüentemente submetido à sua tensão máxima e comumente a tensões compreendidas entre $1/3$ a $2/3$ da tensão máxima	$P = 2/3$
3 (pesado)	Elemento regularmente submetido à sua tensão máxima	$P = 1$

Fonte: ABNT NBR 8400 (2008)

À classificação quanto a estrutura do equipamento pode ser definida na Tab. 5 após serem consultados os valores de referência nas Tab. 4 e Tab. 5.

Tabela 4 Classificação da estrutura do equipamento

Estado de cargas (ou estado de tensões para um elemento)	Classe de utilização e número convencional de ciclos de levantamento (ou de tensões para um elemento)			
	A $6,3 \times 10^4$	B $2,0 \times 10^5$	C $6,3 \times 10^5$	D $2,0 \times 10^6$
0 (muito leve) $P = 0$	1	2	3	4
1 (leve) $P = 1/3$	2	3	4	5
2 (médio) $P = 2/3$	3	4	5	6
3 (pesado) $P = 1$	4	5	6	6

Fonte: ABNT NBR 8400 (2008)

Por fim o coeficiente de majoração da lança analisada pode ser encontrado na Tab. 5.

Tabela 5 Valores do coeficiente de majoração para equipamentos industriais

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

Fonte: ABNT NBR 8400 (2008)

3.3.1.2 Coeficiente dinâmico

O coeficiente dinâmico pode ser obtido através da norma ABNT NBR 8400, utilizando o tipo de equipamento e a faixa de velocidade de elevação, como pode-se observar na Tab. 6.

Tabela 6 Valores do coeficiente dinâmico ψ

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

Fonte: ABNT NBR 8400 (2008)

3.3.2 Tensão normal admissível

Utilizando a Tab. 7, identifica-se o caso em que o equipamento em estudo se enquadra.

Tabela 7 Casos de solicitação

Caso	Tipo de Solicitação
I	Serviço normal sem vento;
II	Serviço normal com vento limite de serviços;
III	Solicitações excepcionais;

Fonte: ABNT NBR 8400 (2008)

Definido o caso de solicitação conforme a Tab. 7, obtém-se a tensão admissível em função da tensão de escoamento, utilizando a Tab. 8.

Tabela 8 Tensões admissíveis a tração (ou compressão) simples

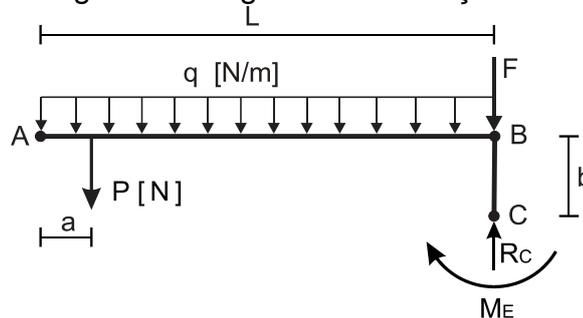
Casos de solicitação	Caso I	Caso II	Caso III
Tensão admissível σ_{adm}	$\frac{\sigma_e}{1,5}$	$\frac{\sigma_e}{1,33}$	$\frac{\sigma_e}{1,1}$

Fonte: ABNT NBR 8400 (2008)

3.4 EQUAÇÕES DOS ESFORÇOS INTERNOS

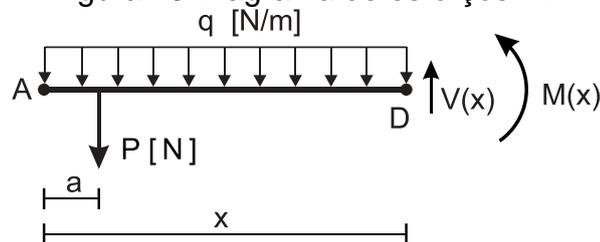
Para escrever as equações que regem os esforços internos da lança, faz-se necessário a representação dos diagramas dos esforços que agem sobre ela, representados nas Fig. 12 e Fig. 13.

Figura 12 Diagrama de esforços AB



Fonte: Do Autor (2021)

Figura 13 Diagrama de esforços AD



Fonte: Do Autor (2021)

3.4.1 Equação singular do momento fletor

A equação singular do momento fletor $M(x)$, é obtida através de uma das condições de equilíbrio dos esforços que constam no diagrama da Fig. 12.

Utilizando $\sum M_D = 0$, obtemos a equação que define o momento fletor $M(x)$ como podemos observar na Eq. (6).

$$P \cdot \langle x - a \rangle + q \cdot x \cdot \frac{x}{2} + M(x) = 0$$

$$M(x) = -q \frac{x^2}{2} - P \langle x - a \rangle \quad (6)$$

3.4.2 Equação do esforço cortante

Para obter a equação $V(x)$ do esforço cortante utiliza-se o diagrama da Fig. 12, e a condição de que $\sum F_y = 0$, válido para o intervalo $a < x < L$.

$$-P - q \cdot x + V(x) = 0$$

$$V(x) = P + q \cdot x \quad (7)$$

O esforço cortante máximo ocorre para $x = L$, e a Eq. (8) é utilizada para expressar seu valor.

$$V(L) = P + q \cdot L \quad (8)$$

3.5 EQUAÇÃO DA DEFORMAÇÃO

A equação da deformação pode ser escrita utilizando a equação diferencial de 2ª ordem da curvatura de uma curva, juntamente com a Eq. (6) do momento fletor.

$$\frac{d^2y}{dx^2} = \frac{M(x)}{E \cdot I}$$

$$\frac{d^2y}{dx^2} = \frac{1}{E \cdot I} \cdot \left(-q \cdot \frac{x^2}{2} - P \langle x - a \rangle \right)$$

$$\frac{dy}{dx} = \frac{1}{E \cdot I} \cdot \left(-q \cdot \frac{x^3}{6} - P \cdot \frac{\langle x - a \rangle^2}{2} + C1 \right)$$

$$y = \frac{1}{E \cdot I} \cdot \left(-q \cdot \frac{x^4}{24} - P \cdot \frac{\langle x - a \rangle^3}{6} + C1 \cdot x + C2 \right) \quad (9)$$

A equação da curvatura através das integrações sucessivas, gerou 2 constantes c_1 e c_2 que são determinadas usando as condições de contorno.

Para $x = L$ tem-se $\frac{dy}{dx} = 0$, pois em B a viga está engastada, e sua deflexão é nula.

$$0 = \frac{1}{E \cdot I} \cdot \left(-q \cdot \frac{L^3}{6} - P \cdot \frac{\langle L-a \rangle^2}{2} + C1 \right)$$

$$C1 = \frac{q \cdot L^3}{6} + \frac{P \cdot \langle L-a \rangle^2}{2} \quad (10)$$

A outra condição de contorno é que para $x = L$ a deformação, habitualmente designado de flecha, é nula portanto $y = 0$, obtendo assim a Eq. (11).

$$0 = \frac{1}{E \cdot I} \cdot \left(-q \cdot \frac{L^4}{24} - P \cdot \frac{\langle L-a \rangle^3}{6} + C1 \cdot L + C2 \right)$$

$$C2 = q \cdot \frac{L^4}{24} + \frac{P \cdot (L-a)^3}{6} - q \cdot \frac{L^4}{6} - \frac{P \cdot L \cdot (L-a)^2}{2}$$

$$C2 = -q \cdot \frac{L^4}{8} + \frac{P \cdot (L-a)^3}{6} - \frac{P \cdot L \cdot (L-a)^2}{2}$$

$$C2 = -q \cdot \frac{L^4}{8} - \frac{P \cdot (a+2 \cdot L) \cdot (L-a)^2}{6} \quad (11)$$

Após obter a constante $C2$, pode-se escrever a Eq. (12) da flecha máxima, que acontece quando $x = 0$.

$$y = \frac{1}{E \cdot I} \cdot \left(-\frac{q \cdot 0^4}{24} - P \cdot \frac{\langle 0-a \rangle^3}{6} + C1 \cdot 0 + C2 \right)$$

$$y = \frac{1}{E \cdot I} \cdot C2$$

$$y = \frac{1}{E \cdot I} \cdot \left(-\frac{q \cdot L^4}{8} - \frac{P \cdot (a+2 \cdot L) \cdot (L-a)^2}{6} \right) \quad (12)$$

3.6 SELEÇÃO DO PERFIL COMERCIAL

O perfil será selecionado levando em consideração a flecha máxima permitida e a tensão normal calculada, que deve ser igual ou inferior a tensão normal admissível. Nesse estudo não será verificado a tensão de cisalhamento atuante no perfil.

De acordo com a norma ABNT NBR 8800-2008 o deslocamento máximo para uma viga com deslocamento vertical conforme a do projeto proposto é definido pela Tab. 10.

Tabela 10 Vigas de rolamento

Vigas de rolamento: ¹⁾	
- Deslocamento vertical para pontes rolantes com capacidade nominal inferior a 200 kN	$L/600^1$
- Deslocamento vertical para pontes rolantes com capacidade nominal igual ou superior a 200 kN, exceto pontes siderúrgicas	$L/800^1$
- Deslocamento vertical para pontes rolantes siderúrgicas com capacidade nominal igual ou superior a 200 kN	$L/1000^i$
- Deslocamento horizontal, exceto para pontes rolantes siderúrgicas	$L/400$
- Deslocamento horizontal para pontes rolantes siderúrgicas	$L/600$

Fonte: ABNT NBR 8800, (2008)

O momento de inércia necessário para o perfil, é definido pela Eq. 13, quando substituimos y que representa a flecha máxima por $L/600$, condição preconizada pela norma conforme Tab. 10.

$$y = \frac{1}{E \cdot I} \cdot \left(-\frac{q \cdot L^4}{8} - \frac{P \cdot (a+2 \cdot L) \cdot (L-a)^2}{6} \right)$$

$$-\frac{L}{600} = \frac{1}{E \cdot I} \cdot \left(-\frac{q \cdot L^4}{8} - \frac{P \cdot (a+2 \cdot L) \cdot (L-a)^2}{6} \right)$$

$$I = \frac{1}{E \cdot L} \cdot \left(-\frac{600q \cdot L^4}{8} - \frac{600P \cdot (a+2 \cdot L) \cdot (L-a)^2}{6} \right)$$

$$I = \frac{75q \cdot L^4 + 100P \cdot (a+2 \cdot L) \cdot (L-a)^2}{E \cdot L} \quad (13)$$

3.7 MÓDULO DE RESISTÊNCIA

Para a escolha de um perfil com a garantia de que a tensão normal admissível não seja ultrapassada, pode-se utilizar o modulo de resistência W_z , que é uma propriedade do perfil e consta na Tab. 1. O módulo de resistência necessário é definido pela Eq. (14).

$$\sigma_{adm} = \frac{M_z}{W_z}$$

$$W_z = \frac{M_z}{\sigma_{adm}}$$

$$W_z = \frac{P \cdot (L-a) + 0,5 \cdot q \cdot L^2}{\sigma_{adm}} \quad (14)$$

4 RESULTADOS E DISCUSSÕES

Nesta etapa são apresentados os resultados obtidos com os dados do equipamento em estudo, e os procedimentos da seção anterior.

O perfil utilizado será feito de aço A-36 e suas propriedades estão expressos na Tab. 11.

Tabela 11 Variáveis do cálculo

Propriedades do aço			
Variável	Valor	Unidade	Descrição
E	200	GPa	Módulo de elasticidade do material ASTM A36
σ_e	250	MPa	Tensão de escoamento do material ASTM A36

Fonte: Do Autor (2021)

A tensão admissível é obtida conforme instrução na Tab. 9 e da tensão de escoamento do aço presente na Tab. 11.

Tabela 12 Tensão Admissível

Propriedade	Fórmula	Resultado
Tensão admissível	$\sigma_{adm} = \frac{\sigma_e}{1,5}$	$\sigma_{adm} = 166,67 \text{ MPa}$

Fonte: Do Autor (2021)

A Tab. 13 apresenta as medidas da lança e os carregamentos envolvidos.

Tabela 13 Variáveis do cálculo

Variáveis do Cálculo			
Variável	Valor	Unidade	Descrição
L	2,4	m	Comprimento do perfil
a	0,2	m	Distância da talha até a ponta do perfil
S_g	9810	N	Carga de içamento máxima
S_l	500	N	Carga gerada pelo peso da talha (Valor estimado)
q	600	N/m	Força peso do perfil (Valor estimado)

Fonte: Do Autor (2021)

4.1 CÁLCULOS

4.1.1 Carga de içamento

A carga de içamento é definida obedecendo a norma ABNT NBR 8800, onde consideramos o majoramento M_x e o coeficiente dinâmico Ψ para defini-la., como está representado a seguir.

Majoramento	Coeficiente Dinâmico	Carga de içamento
$M_x = 1$	$\Psi = 1,15$	$P = 11856,5 \text{ N}$

4.1.2 Momento de inércia necessário

O momento de inércia necessário é determinado pela Eq. (13), utilizando os valores da Tab. 13 e seu valor está representado a seguir.

Propriedade	Fórmula	Resultado
Momento de Inércia	$I = \frac{75q \cdot L^4 + 100P \cdot (a + 2 \cdot L) \cdot (L - a)^2}{E \cdot L}$	$I = 6,289 \cdot 10^{-5} \text{ m}^4$ $I = 6289 \text{ cm}^4$

Para obter o perfil ideal, é necessário também saber o valor do módulo de resistência W_z que pode ser obtido através da Eq. (15).

Propriedade	Fórmula	Resultado
Módulo de Resistência	$W_z = \frac{P \cdot (L - a) + 0,5 \cdot q \cdot L^2}{\sigma_{adm}}$	$W_z = 1,669 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3$ $W_z = 166,9 \text{ cm}^3$

De acordo com a Tab. 1, o momento de inercia I calculado e o módulo de resistência W_x , pode-se selecionar os perfis comerciais que se enquadram nesses parâmetros. Os perfis assinalados com o quadro vermelho na Tab. 14 estão dentro dos parâmetros estabelecidos, sendo assim, o critério de escolha adotado será sua massa, visto que o preço desse material é avaliado pelo seu peso. O perfil que melhor atende este critério é o W 310 x 32,7.

Tabela 14 Perfis Selecionados

BITOLA mm x kg/m	Massa Linear kg/m	d mm	b _f mm	ESPESSURA		h mm	d' mm	Área cm ²	EIXO X - X		
				t _w mm	t _f mm				I _x cm ⁴	W _x cm ³	r _x cm
W 250 x 73,0 (H)	73,0	253	254	8,6	14,2	225	201	92,7	11.257	889,9	11,02
W 250 x 80,0 (H)	80,0	256	255	9,4	15,6	225	201	101,9	12.550	980,5	11,10
HP 250 x 85,0 (H)	85,0	254	260	14,4	14,4	225	201	108,5	12.280	966,9	10,64
W 250 x 89,0 (H)	89,0	260	256	10,7	17,3	225	201	113,9	14.237	1.095,1	11,18
W 250 x 101,0 (H)	101,0	264	257	11,9	19,6	225	201	128,7	16.352	1.238,8	11,27
W 250 x 115,0 (H)	115,0	269	259	13,5	22,1	225	201	146,1	18.920	1.406,7	11,38
W 310 x 21,0	21,0	303	101	5,1	5,7	292	272	27,2	3.776	249,2	11,77
W 310 x 23,8	23,8	305	101	5,6	6,7	292	272	30,7	4.346	285,0	11,89
W 310 x 28,3	28,3	309	102	6,0	8,9	291	271	36,5	5.500	356,0	12,28
W 310 x 32,7	32,7	313	102	6,6	10,8	291	271	42,1	6.570	419,8	12,49
W 310 x 38,7	38,7	310	165	5,8	9,7	291	271	49,7	8.581	553,6	13,14
W 310 x 44,5	44,5	313	166	6,6	11,2	291	271	57,2	9.997	638,8	13,22

Fonte: Adaptado de GERDAU (2021)

5 CONCLUSÕES

O estudo proporcionou um primeiro contato com a norma ABNT NBR 8800, possibilitando entender os parâmetros necessários para o projeto de uma lança, entendendo a importância dos coeficientes de majoração e coeficiente dinâmico para a segurança do projeto.

Os cálculos são importantes para que os objetos físicos: lança, guincho, guindaste etc., sejam seguros, mas não necessariamente mais econômico, pois estes, estão submetidos a coeficientes de segurança estabelecidos pela norma que geram segurança ao engenheiro, porque além da sustentação técnica também traz uma sustentação jurídica.

No modelo estudado o perfil ficou relativamente pesado, inviabilizando sua implantação, e como sugestão para novos estudos, pode-se substituir o perfil comercial por um perfil de seção variável ou utilizar um tirante que reduzirá sensivelmente a seção.

Em trabalhos futuros, também se faz necessário o estudo da tensão de cisalhamento devido ao esforço cortante e da flambagem local, que não foram considerados neste trabalho.

REFERÊNCIAS

ABNT NBR 8400, Cálculo de Equipamento para Levantamento e Movimentação de Cargas, Comissão de Estudo de Pontes Rolantes, 1984.

BEER, F. P., e Johnston Jr, E. R., Resistência dos Materiais, 3ª edição, São Paulo, 1995.

CESAR MAQ, Guindastes – Transportes. “Tipos de Guindastes”; **CESAR MAQ**. Disponível em <https://cesarmaq.com.br/tipos-de-guindastes/>. Acesso em 19 de maio de 2021.

CSM, Máquinas e Equipamentos para Construção. “Guinchos Elétricos de Cabo de Aço TEC com Trole Elétrico”. Disponível em <https://www.csm.ind.br/maquinas/produto/guinchos-eletricos-de-cabo-de-aco-tec-com-trole-eletrico/> . Acesso em 30 de maio de 2021.

DELTAHEA, **Pontes Rolantes**. Disponível em <https://www.deltaheapontesrolantes.com.br>. Acesso em 02 de junho de 2021.

DOMINUS, Guindastes. “História dos Guindastes”; **Guindastes Brasil**. Disponível em <https://guindastesbrasil.blogspot.com/p/historia-do-munck-no-brasil.html>. Acesso em 18 de maio de 2021.

GERDAU, Catálogo. “Perfil I e U”. Disponível em <https://www2.gerdau.com.br/catalogos-e-manuais>. Acesso em 12 de novembro de 2021.

HIBBELER R. C. **Resistência dos Materiais**. São Paulo: Pearson Makron Books. 7. ed. pg 493, 2009.

POLIFITEMA. “O Papel do Guindaste na Elevação e na Movimentação de Carga”. Disponível em <https://www.polifitema.com.br/o-papel-do-guindaste-na-elevacao-e-movimentacao-de-carga/> . Acesso em 02 de junho de 2021.

AGRADECIMENTOS

Agradeço ao meu orientador, José Luiz Salvador, pelos conselhos, disponibilidade e ajuda durante o desenvolvimento desse trabalho. Agradeço a UniSatc, professores, a empresa Metalúrgica Engenharia por disponibilizar os Equipamentos bem como o lugar para ser feito o projeto, a minha esposa e família que estiveram ao meu lado todo este tempo.