



DIMENSIONAMENTO DE PONTE ROLANTE

ROLLING BRIDGE SIZING

João Victor Silva Castro ¹

Lucas Leite Silveira ²

Maicon Luiz da Silva de Assis ³

Raul Almeida Carvalho ⁴

Vinícius dos Santos Monteiro de Souza ⁵

Professor Orientador: Me. Fernando da Silva Santos

RESUMO

Este presente trabalho tem como objetivo entender, calcular e projetar uma ponte rolante, com o intuito em otimizar e baratear a produção da indústria que a utilize. Pórticos rolantes são equipamentos que são utilizados para se realizar a movimentação de cargas por uma determinada distância e tempo, tem versatilidade em sua instalação e movimentação. Para se dimensionar a ponte rolante é necessário a utilização da norma NBR 8400:1984 (Cálculo de equipamento para levantamento e movimentação de cargas). Através dos cálculos determina-se os componentes estruturais e mecânicos que são indispensáveis no funcionamento do equipamento.

Palavra-chave: Ponte rolante. Dimensionamento estrutural. Engenharia mecânica. Movimentação de cargas.

ABSTRACT

This present work aims to understand, calculate and design an overhead crane, with the aim of optimizing and cheapening the production of the industry that uses it. Gantry cranes are equipment that are used to carry out the movement of loads for a certain distance and time, it has versatility in its installation and movement. To dimension the overhead crane, it is necessary to use the NBR 8400:1984 standard (Calculation of equipment for lifting and moving loads). Through the calculations, the structural and mechanical components that are indispensable in the operation of the equipment are determined.

Keyword: Overhead crane. Structural dimensioning. Mechanical Engineering. Cargo handling.



1 INTRODUÇÃO

As máquinas de elevação são fundamentais atualmente para as indústrias, devido a sua movimentação de materiais entre as linhas produtivas.

Os equipamentos de elevação e estrutura capazes de deslocar, de um ponto a outro, materiais, ferramentas. O alcance de alturas maiores representa uma necessidade recorrente nessas atividades.

Existem maneiras objetiva, duas categorias de plataformas de elevação: as focadas apenas no transporte de objetos e as que servem como meio de deslocamento para operários. As que deslocam ferramentas, máquinas, equipamentos, materiais de construção entre outros.

Podemos classificar em equipamentos de manuseio de cargas contínuo, como transportadoras.

- Sistemas de levantamento
- Monovias
- Equipamento com levantamento de carga e giro
- Ponte rolantes com monovigas
- Ponte rolantes com dupla viga
- Pórticos rolantes
- Semi-pórticos rolantes;
- Guindastes;

A ponte rolante é um equipamento utilizado para movimentação e elevação de cargas, que dificilmente poderiam ser movidas de forma manual. Constituída basicamente de viga, carro e talha, foi desenvolvida para suportar pesos variados e é composta por uma estrutura metálica horizontal.

As pontes rolantes se movem sobre trilhos, apoiados em vigas de rolamento e a carga de elevação é limitada apenas pelo vão do equipamento, comprimento do caminho de rolamento e altura de elevação.



Sabendo o que é uma ponte rolante, vamos conhecer os componentes de sua estrutura, constituída basicamente de três itens:

A viga é a primeira, sendo a parte principal do equipamento, podendo ser única ou dupla, dependendo da operação. É sobre ou sob ela que o carro será deslocado, permitindo a movimentação dos materiais.

O segundo item é o carro, que se movimenta pela viga e através do seu mecanismo dá a sustentação a talha, permitindo o deslocamento transversal ou vertical da carga.

Por último, existe a talha, que é montada no carro e responsável pelo movimento de elevação da carga. Normalmente são utilizados cabos de aço para o levantamento dos materiais e possui um motor elétrico para o sistema de freios.

Conhecendo o que é uma ponte rolante e seus componentes, resta compreender como é feito o controle de movimentos que precisam ser precisos, seguros e, ao mesmo tempo, ágeis.

Para controlar essa movimentação existem sensores de cargas que medem o peso das mercadorias a serem movimentadas, controlando os limites máximos e evitando acidentes em função dos excessos.

2 DESENVOLVIMENTO

Para realizar o dimensionamento de uma ponte, é necessário a realização dos cálculos relativos aos componentes, desde as partes até os cabos e motores.

2.1 Classificação do grupo da estrutura

O primeiro passo para realizar os cálculos é classificar a estrutura dos equipamentos e dos elementos da estrutura. Deve-se em seguida obter também a classificação do grupo da estrutura. Tais dados serão obtidos seguindo as etapas detalhadas dos pontos 5.1 a 5.4 da norma NBR 8400:1984.



V Seminário de Pesquisa e Iniciação Científica UBM

Classe de utilização	Frequência 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	$2,0 \times 10^6$

Na tabela a seguir, encontramos os possíveis estados de cargas, onde levamos em consideração e para fins de cálculo, classificando os estados de carga.

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

Temos também uma terceira tabela na norma que devemos analisar o estado de tensão nas quais o elemento está submetido.

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	$P = 1$

A partir da escolha dos valores de classe de utilização e estado de carga (ou tensões), temos uma determinada classe para o estado de carga e achamos o grupo da estrutura referente na tabela abaixo.



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

Esse valor é utilizado para obter o coeficiente de majoração M_x , que caracteriza o dimensionamento da estrutura. Contido na tabela seguinte,

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

Para que consigamos classificar o grupo dos mecanismos, seguindo os pontos 6.1 a 6.2 da norma NBR 8400:1984, levamos dois fatores em consideração, que são a classe de funcionamento e estado de solicitação.

A classe de funcionamento é obtida por meio do tempo médio de funcionamento diário estimado, se adequando de acordo com o projeto de utilização.

Classe de funcionamento	Tempo médio de funcionamento diário estimado (h)	Duração total teórica da utilização (h)
V0,25	$t_m \leq 0,5$	≤ 800
V0,5	$0,5 < t_m \leq 1$	1600
V1	$1 < t_m \leq 2$	3200
V2	$2 < t_m \leq 4$	6300
V3	$4 < t_m \leq 8$	12500
V4	$8 < t_m \leq 16$	25000
V5	$t_m > 16$	50000

Quanto ao estado de solicitação, este é definido por meio da tabela a seguir:

Estados de solicitação	Definição	Fração da solicitação máxima
1	Mecanismos ou elementos de mecanismos sujeitos a solicitações reduzidas e raras vezes a solicitações máximas	P = 0
2	Mecanismos ou elementos de mecanismos submetidos, durante tempos sensivelmente iguais, a solicitações reduzidas, médias e máximas	P = 1/3
3	Mecanismos ou elementos de mecanismos submetidos na maioria das vezes a solicitações próximas à solicitação máxima	P = 2/3

A seguir, deve se escolher o grupo de mecanismos de acordo com a solicitação



Estados de solicitação	Classes de funcionamento						
	V 0,25	V 0,5	V 1	V 2	V 3	V 4	V 5
1	1Bm	1Bm	1Bm	1Am	2m	3m	4m
2	1Bm	1Bm	1Am	2m	3m	4m	5m
3	1Bm	1Am	2m	3m	4m	5m	5m

Outro valor que precisa ser obtido através da norma NBR 8400:1984 é o valor da média cúbica, representada por K, que está relacionado ao estado de solicitação na próxima tabela.

Estados de solicitação	K
1	0,53
2	0,67
3	0,85

2.2 Cabos de Aço

A NBR 8400 é a norma brasileira que fixa diretrizes básicas para o cálculo de projeto de componentes mecânicos e partes estruturais de equipamentos de içamento e movimentação de cargas, independentemente do tipo de serviço ou grau de complexidade. O projeto de cabos de aço para estes equipamentos é um assunto abordado na norma.

O item 6.7.2 da NBR 8400 indica que o critério de escolha do cabo de aço deve assegurar uma vida útil satisfatória do mesmo e fornece um método para a seleção do cabo de aço com mais de 100 fios, com resistência à ruptura de 1600 a 2200 N/mm² (MPa) polidos ou galvanizados retrefilados, tendo alma de fibra ou de aço.

O diâmetro externo mínimo do cabo é determinado pela equação:

$$dc = Q\sqrt{T}$$

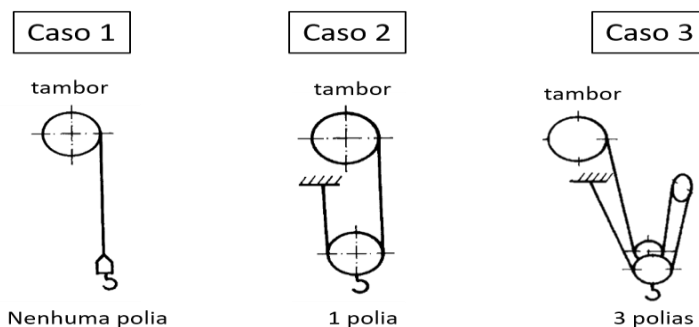
Onde dc é o diâmetro do cabo em milímetros, T é o esforço máximo de tração em daN (1,0 daN = 1,0197 kgf) gerado pela carga à ser içada e pelo peso dos próprios componentes e o coeficiente Q irá depender do grupo no qual está classificado o mecanismo do cabo (irei detalhar a definição do grupo de mecanismo de acordo com a NBR 8400 em um artigo futuro). O valor de Q pode ser encontrado na tabela abaixo.

Tabela 27 - Valores mínimos de Q

Grupo de mecanismo	Valores mínimos de Q	
	Cabo normal	Cabo não rotativo
1 Bm	0,265	0,280
1 Am	0,280	0,300
2 m	0,300	0,335
3 m	0,335	0,375
4 m	0,375	0,425
5 m	0,425	0,475



O esforço T deve ser dividido pelo número de polias $+1$. Ou seja, se há 1 polia no conjunto, o esforço T deve ser dividido por $1+1 = 2$. A imagem ilustra essa relação:



No caso 1, a carga T (esforço causado pela carga içada) é dividida por 1 (continua a mesma), no caso 2 a carga T é dividida por 2 e no caso 3, a carga T é dividida por 4.

A carga T normalmente é acrescida de um fator de segurança, que projetistas costumam utilizar para equipamentos de içamento um valor de 6 a 8, conforme tabela abaixo.

Um fator de segurança adequado garantirá:

- **Segurança** na operação de movimentação de carga;
- **Desempenho** e durabilidade do cabo de aço e, conseqüentemente, economia.

A tabela abaixo recomenda os fatores de segurança (FS) mínimos para diversas aplicações:

Aplicações	Fatores de Segurança
Cabos e cordoalhas estáticas	3 a 4
Cabo para tração no sentido horizontal	4 a 5
Guinchos, guindastes, escavadeiras	5
Pontes rolantes	6 a 8
Talhas elétricas	7
Guindaste estacionário	6 a 8
Lingas	5
Elevadores de obra	8 a 10
Elevadores de passageiros	12

Por exemplo, resolvendo a equação para um grupo de mecanismos 1 Bm, uma carga de içamento de 5000 kgf e 3 polias (conforme caso 3) temos a equação:



$$dc = 0,265 * \sqrt{\frac{5000*6}{4}} = 22,94 \text{ mm}$$

O diâmetro indicado é de aproximadamente 22,94 mm. Procurando no catálogo de um fabricante de cabos de aço, encontramos as seguintes opções:

BITOLA		TABELA DE PESO				TABELA IPS				TABELA EIPS			
DIÂMETROS		PESO EM Kg POR METRO LINEAR				CARGAS DE RUPTURAS - RESISTÊNCIA 1770 N/mm ² (IPS) em Kgf				CARGAS DE RUPTURAS - RESISTÊNCIA 1960 N/mm ² (EIPS) em Kgf			
Polegadas	Milímetros	6x7		6x25 e 6x41		6x7		6x25 e 6x41		6x7		6x25 e 6x41	
Pol.	mm	AF / AFA	AA / AACI	AF / AFA	AA / AACI	AF / AFA	AA / AACI	AF / AFA	AA / AACI	AF / AFA	AA / AACI	AF / AFA	AA / AACI
1/16"	1.59	0,012	0,013			151	163			167	181		
5/64"	1.99	0,014	0,015			236	255			261	283		
3/32"	2.38	0,019	0,021			340	367			376	407		
1/8"	3.18	0,034	0,037			604	653			669	723		
5/32"	3.97	0,054	0,061			944	1.021			1.045	1.130		
3/16"	4.76	0,078	0,086	0,088	0,097	1.359	1.469	1.351	1.457	1.505	1.627	1.496	1.613
1/4"	6.35	0,140	0,154	0,156	0,172	2.416	2.613	2.402	2.591	2.676	2.893	2.659	2.869
5/16"	7.94	0,221	0,244	0,244	0,268	3.778	4.085	3.755	4.051	4.183	4.523	4.158	4.486
3/8"	9.53	0,310	0,341	0,350	0,390	5.442	5.885	5.409	5.836	6.026	6.517	5.990	6.482
7/16"	11.10	0,430	0,473	0,480	0,520	7.383	7.983	7.339	7.917	8.176	8.840	8.126	8.787
1/2"	12.70	0,570	0,627	0,630	0,680	9.665	10.451	9.607	10.364	10.702	11.573	10.638	11.476
9/16"	14.30	0,710	0,781	0,790	0,880	12.254	13.250	12.180	13.139	13.569	14.672	13.487	14.550
5/8"	15.90	0,880	0,968	0,980	1,070	15.149	16.381	15.058	16.244	16.775	18.139	16.674	17.988
3/4"	19.10	1,250	1,380	1,410	1,550	21.860	23.638	21.729	23.441	24.207	26.176	24.061	25.957
7/8"	22.20	1,710	1,880	1,920	2,110	29.532	31.934	29.354	31.667	32.702	35.362	32.505	35.066
1"	25.40	2,230	2,450	2,500	2,750	38.660	41.804	38.427	41.454	42.810	46.291	42.552	45.904
1.1/8"	28.60			3,170	3,480			48.719	52.557			53.949	58.199
1.1/4"	31.80			3,910	4,300			60.231	64.977			66.697	71.951
1.3/8"	34.90			4,730	5,210			72.547	78.262			80.334	86.664
1.1/2"	38.00			5,630	6,190			86.007	92.783			95.239	102.743
1.5/8"	41.30												
1.3/4"	44.50												
1.7/8"	47.60												
2"	50.80												
2.1/8"	54.00												
2.1/4"	57.20												

Fonte: NBR ISO 2408:2008 / ABNT NBR 6327

AF: alma de fibra | AFA: alma de fibra artificial | AA: alma aço | AACI: alma aço de cabo independente | Composições: Filler, Seale, Warrington
Torções: TRD: torção regular à direita | TRE: torção regular à esquerda | TLD: torção lang à direita | TLE: torção lang à esquerda | NROT: não rotativo

Utilizando um diâmetro de cabo aproximado ao encontrado na equação (22,20 mm), podemos perceber que as cargas suportadas variam entre 29532 e 35066 kgf dependendo da classe do cabo de aço, variando exatamente dentro do nosso coeficiente de segurança para a carga içada de 5000 kgf.

No caso de um esforço de 31,000 tf (carga nominal + peso do moitão e do cabo), dividido pelo número de cabos que é 4, resulta aproximadamente 7750 daN.

O valor de Q é obtido pela tabela, que para um grupo de mecanismo 5m, o valor é 0,425.

Assim, o valor de dc é 37,41 mm. Com esse valor vamos a um manual técnico de cabos de aço da Carl Stahl (ANEXO I) e selecionamos um cabo de aço com 1.3/4" de diâmetro, polido, com alma de fibra (6x19 AF) que possui carga de ruptura de 112000 kgf. Correspondente à categoria 1960 da norma ABNT NBR ISO 2408:2008, que prevê uma carga de ruptura mínima de 102,96 tf, o que é atendido.



$$FS = CRM/CT$$

Onde CRM trata-se da carga de ruptura mínima e CT é a carga de trabalho. O valor de ruptura mínima do cabo (CRM) é de 112 tf e CT igual a 6,628 tf, o fator de segurança é aproximadamente 16,89. Esse fator de segurança será necessário para a estimativa de vida útil do cabo.

Para a estimativa da vida útil do cabo, o método utilizado é encontrado no livro do Rudenko (1978), Onde usamos as equações 2 e 3, sendo inicialmente necessário calcular a área útil da seção transversal do cabo em cm² (F), pela fórmula:

$$F = SW / [(\sigma_b/K) - (D/D_{min})] \times 5000$$

No livro do Rudenko (1978), é necessário achar tabelados os valores para a relação “d/D_{mín}” obtido pelo número de flexões. Assumindo também que σ_b está entre 130 e 200 Kgf/mm², que foi o intervalo dado no livro. Sw, é obtido por meio da relação da carga útil, pelos valores de eficiência dados em tabelas e o número de cabos. O valor de K, foi obtido considerando condições de trabalho muito pesado.

Para estimar a vida útil do cabo, utilizamos a equação:

$$N = Z^2 \alpha \beta$$

Sendo os valores de z, encontrados pela relação com m, que é encontrada por meio da equação:

$$m = D_{min} / d \alpha c c_1$$

Na qual os valores das constantes c, c₁ e c₂, admitindo torção cruzada, são obtidos por meio de tabelas no livro.

2.3 Polias móveis, polia compensadora e tambor

Para dimensionar as polias móveis, de compensação e o tambor, é necessário inicialmente determinar o diâmetro do enrolamento do cabo (De) por meio da equação:

$$De = H1 \times H2 \times dc$$

Onde:

H1 e H2 = coeficientes que incidem sobre o diâmetro de enrolamento dos cabos sobre polias e tambores, sendo função, respectivamente do grupo a que pertence o mecanismo e do próprio sistema de polias e dos tambores.

dc = diâmetro do cabo selecionado.

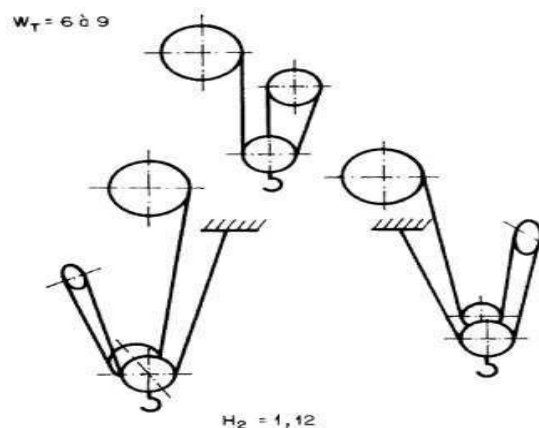


Grupo de mecanismo	Tambores		Polias		Polia de compensação	
	Cabo normal	Cabo não rotativo	Cabo normal	Cabo não rotativo	Cabo normal	Cabo não rotativo
1 Bm	16	16	16	18	14	16
1 Am	16	18	18	20	14	16
2 m	18	20	20	22,4	14	16
3 m	20	22,4	22,4	25	16	18
4 m	22,4	25	25	18	16	18
5 m	25	28	28	31,5	18	20

O valor de H_2 , por sua vez, para tambor e polia de compensação é igual a 1 independente do sistema de cabos. Enquanto para polias móveis, o valor de H_2 depende do número de polias no circuito e do número de inversões dos sentidos de enrolamento. As polias de compensação não entram no cálculo das inflexões. Na tabela 12, são revelados os valores do coeficiente H_2 em função do W_T , o qual é a soma dos valores de W , onde:

- $W = 1$, para tambor;
- $W = 2$, para cada polia que não gere inversão de sentido de rolamento no percurso do cabo;
- $W = 4$, para cada polia que provoca uma inversão de sentido de enrolamento.
- $W = 0$ para polias de compensação

W_T	≤ 5	6 a 9	≥ 10
H_2	1	1,12	1,25

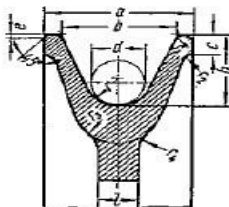


(Valores de H_2 em função do tipo de moitão)

Dessa forma, com um W_T dentro da faixa de 6 à 9, o valor correspondente de H_2 é 1,12. Portanto, com base nos valores supracitados, aplicando-se a fórmula do diâmetro de enrolamento do cabo para cada componente, temos que:



- Para o tambor, $De = 28 \times 1 \times 37,41 = 1047,48 \text{ mm}$; (ANEXOS XI)
- Para as polias móveis, $De = 31,5 \times 1,12 \times 37,41 = 1319,98\text{mm}$; (ANEXOS IX).
- Para a polia de compensação, $De = 20 \times 1 \times 37,41 = 748,20 \text{ mm}$. (ANEXOS X).



Diâm. do cabo	a	b	c	e	h	l	r	r ₁	r ₂	r ₃	r ₄
4,8	22	15	5	0,5	12,5	8	4,0	2,5	2,0	8	8
6,2	22	15	5	0,5	12,5	8	4,0	2,5	2,0	8	8
8,7	28	20	6	1,0	15,0	8	5,0	3,0	2,5	9	8
11,0	40	30	7	1,0	25,0	10	8,5	4,0	3,0	12	8
13,0	40	30	7	1,0	25,0	10	8,5	4,0	3,0	12	8
15,0	40	30	7	1,0	25,0	10	8,5	4,0	3,0	12	8
19,5	55	40	10	1,5	30,0	15	12,0	5,0	5,0	17	10
24,0	65	50	10	1,5	37,5	18	14,5	5,0	5,0	20	15
28,0	80	60	12	2,0	45,0	20	17,0	6,0	7,0	25	15
34,5	90	70	15	2,0	55,0	22	20,0	7,0	8,0	28	20
39,0	110	85	18	2,9	65,0	22	25,0	9,0	10,0	40	30

a	B	c	e	h	l	r	r ₁	r ₂	r ₃	r ₄
110	70,0	18,0	2,90	65,0	22,0	25,0	9,0	10,0	40	30

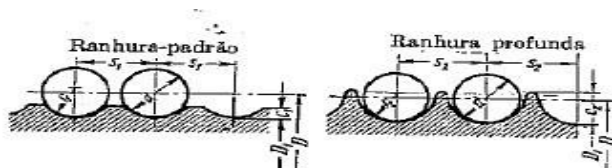
Para dimensionarmos o tambor, tais dimensões devem ser obtidas também pelo Rudenko, baseado na equação:

$$Z = (H_i / \pi D) + 2$$

Onde:

Z = número total de voltas; H = altura de elevação

i = relação do sistema de polias; D = diâmetro do tambor



Diâm. do cabo d	r ₁	Ranhura-padrão		Ranhura profunda			Diâm. do cabo d	r ₁	Ranhura-padrão		Ranhura profunda		
		s ₁	c ₁	s ₂	c ₂	r ₂			s ₁	c ₂	s ₂	c ₂	r ₂
4,8	3,5	7	2	9	4,5	1,0	19,5	11,5	22	5	27	13,5	2,0
6,2	4,0	8	2	11	5,5	1,5	24,0	13,5	27	6	31	16,0	2,5
8,7	5,0	11	3	13	6,5	1,5	28,0	16,5	31	8	36	18,0	2,5
11,0	7,0	13	3	17	8,5	1,5	34,5	19,0	38	10	41	22,0	3,0
13,0	8,0	15	4	19	9,5	1,5	39,0	21,0	42	12	40	24,5	3,5
15,0	9,0	17	5	22	11,0	2,0							

Sabe-se que nesse processo de dimensionamento, todos os componentes devem ser levados em consideração e calculados de forma acertiva, como alguns que o grupo, em consenso, não mencionou acima como os motores, rodas, motores de carga, o moitão, o trolley, o redutor dentre outros. Prosseguiremos o tópico com o dimensionamento da estrutura.

2.4 Dimensionamento estrutural da Ponte

As vigas principais devem satisfazer a condição de tensões atuantes menores ou iguais às tensões admissíveis e também a flecha atuante deve ser menor que a flecha admissível.

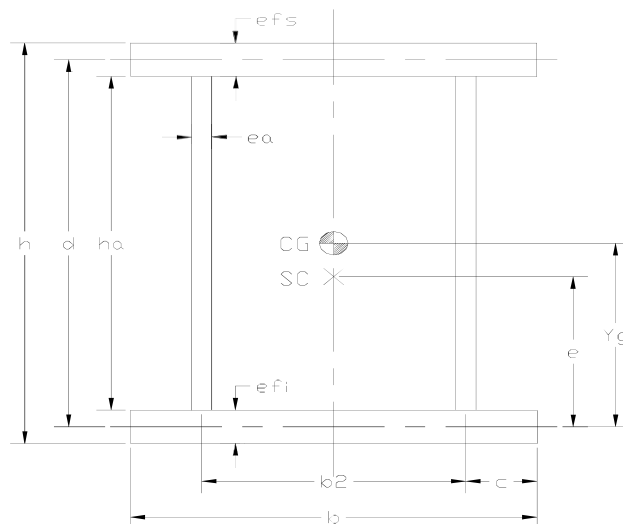
A tabela abaixo lista os requisitos para a análise estrutural da ponte.

Dados de entrada		Dados de Saída
Carga Nominal (kgf)	ANÁLISE	
Vão Livre (mm)		
Número de Vigas		
Velocidade de Elevação		
Velocidade Transversal		
Velocidade Longitudinal		
Peso Próprio do Carro e Talha (kgf)		
Distância entre centros das rodas (mm)		
Classe de Utilização da Estrutura		



Estado da Carga	E S T R U T U R A L	Estrutura da ponte (Dimensional e Materiais)
Tipo da Seção da Viga		
Relação de Contra Flecha Mínima		
Estrutura de Cálculo		
Altura da viga (mm)		
Base da viga (mm)		
Espessura da alma (mm)		
Espessura flange superior (mm)		
Espessura Flange Inferior (mm)		
Distância Entre Almas (mm)		
Distância Entre Flanges (mm)		
Altura da Alma (mm)		
Tensão de Escoamento (MPa)		
Módulo de Elasticidade (MPa)		

Para a determinação das dimensões da viga primeiramente deve-se calcular o momento de inércia, representada graficamente na Figura



Para a geometria da viga existem duas situações que deverão ser atendidas: 1ª – Vão livre / base < 60

2ª – Vão livre / altura < 18



O próximo passo é determinar a flecha. O que deve ser feito inicialmente para determiná-la é o diagrama de corpo livre.

Para uma ideia preliminar das vigas que poderão ser utilizadas, determina-se, para um carro ideal, a reação máxima como sendo:

$$F_{cm\acute{a}x} = \frac{(W_u + F_{tc})}{n_{rc}}$$

Onde:

$F_{cm\acute{a}x}$ é reação máxima no carro, em N. W_u é a carga útil à ser levantada, em N. F_{tc} é o peso total do carro, em N. n_{rc} é número de rodas.

Impor a condição de flecha máxima admissível, ou seja, flecha devida ao peso próprio total do carro e carga útil a ser levantada igual a relação do vão da ponte sobre 750.

Sabendo-se que:

$$f_c = \frac{F_{cm\acute{a}x} (l_p - a_r) [3l_p^2 - (l_p - a_r)^2]}{48 \cdot E \cdot I_x}$$

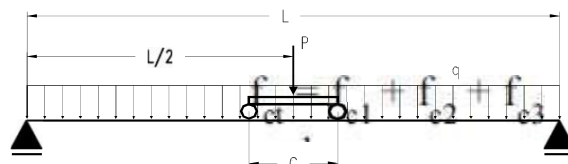
Onde:

f_c é a flecha, devido ao peso próprio do carro e carga, em mm. l_p é o vão da ponte rolante, em mm.

a_r é a distância entre rodas do carro, em mm. E é o módulo de elasticidade do aço, em MPa.

I_x é o momento de inércia para a viga da ponte, em mm⁴

Com a seleção preliminar da viga, pode-se então verificar a flecha total, como segue:



Onde:

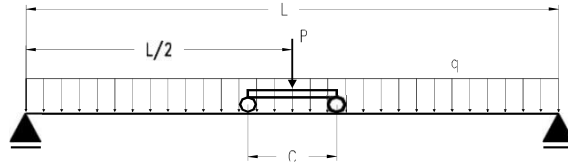


f_{ct} é a flecha total estimativa na viga principal, em mm.

f_{c1} é a flecha devida ao carro e à carga, considerando-se a viga selecionada, em mm.

f_{c2} é a flecha devida ao peso próprio da viga, em mm.

f_{c3} é a flecha devida à cabine de comando, em mm.



Calculando-se obtêm-se:

$$f_{c1} = \frac{F_{cm\acute{a}x} (l_p - a_r) [3l_p^2 - (l_p - a_r)^2]}{48 \cdot E \cdot I_{xv}}$$

$$f_{c2} = \frac{5 \cdot q_v \cdot l_p^4}{384 \cdot E \cdot I_{xv}}$$

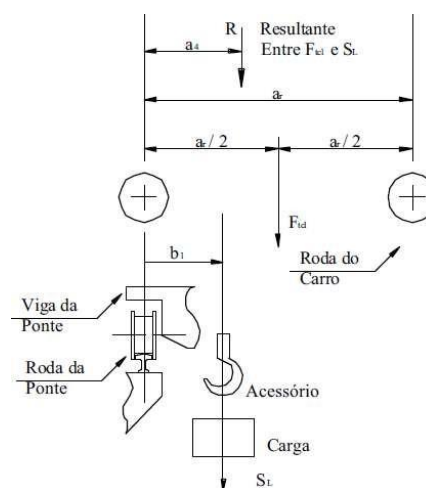
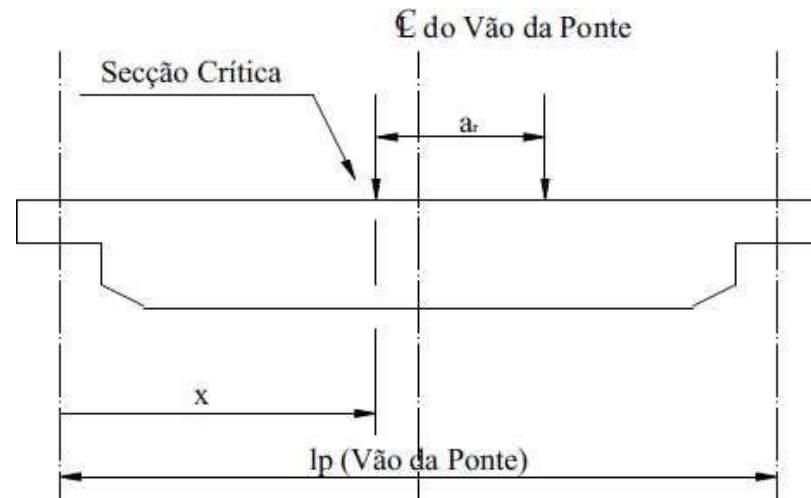
$$f_{c3} = \frac{F_3 \cdot l_p^3}{48 \cdot E \cdot I_{xv}}$$

Onde :

I_{xv} é o momento de inércia da viga selecionada e a flecha total deverá ser menor que $l_p/750$

Cálculo da seção crítica das vigas principais devido a flexão

Primeiramente é necessário determinar a posição da seção crítica das vigas principais em relação ao ponto de apoio considerando todas as cargas no carro.



Onde:

a_r é a distância entre rodas do carro, em mm.

$F_{cm\acute{a}x}$ é a força de reação das rodas do carro, em N.

x é a distância do ponto de apoio até a seção crítica, em mm.

a_4 é a distância da linha de centro da ação da resultante no carro, (determinada entre F_{tc1} - peso próprio -, e SL - carga de serviço) à roda mais próxima do carro, em mm

Supondo que o peso próprio do carro localizado entre as rodas, tem-se:



$$a_4 = \left[\frac{F_{tcl} \cdot a_r}{2} + S_L \cdot b_1 \right] \cdot \frac{1}{(F_{tcl} + S_L)}$$

Portanto:

$$x = \frac{1}{2} (l_p - a_4)$$

Conclui-se que quando uma das rodas do carro ultrapassar a distância $a_4/2$ da linha de centro do vão, tem-se a seção crítica, considerando-se os carregamentos supracitados e a seção da viga constante.

Cálculo das tensões na seção crítica

A determinação das tensões na seção crítica pode ser calculada pelos métodos utilizados em resistência dos materiais. A análise dessas tensões conduz a definição do esforço crítico que é submetido o equipamento, considerando os pesos próprios, a carga de trabalho e os efeitos desses esforços conjuntos na seção.

Inicialmente calcula-se o momento causado pelo peso próprio, que inclui a própria viga, diafragmas de reforços, trilho do carro, chapas de desgaste e demais acessórios.

O momento será chamado de MG_1 e q_v a carga distribuída, em N/mm, devido ao peso próprio.

$$MG_1 = \frac{q_v \cdot l_p^2}{8}$$

Posteriormente termos que determinar o momento devido



às cargas concentradas, que será chamada de MG₂, o qual é o somatório dos momentos devidos ao carro, MF_{tc1}, à translação da ponte, M₁ e a cabine de comando, MF₃.

$$MF_{tc1} = \frac{F_{tc1}}{2} \cdot \frac{(l_p - x - a_t / 2)}{l_p} \cdot x$$

F_{tc1} é o peso próprio do carro, exceto acessórios, em N.

$$MF_t = F_t \cdot a_3$$

$$MF_3 = \frac{F_3 \cdot l_p}{4}$$

O momento total é a soma dos momentos calculados:

$$MG_2 = MF_{tc1} + MF_t + MF_3$$

O momento total devido ao peso próprio é a resultante do momento gerado pelas cargas concentradas e distribuídas:

$$MG_T = MG_1 + MG_2$$

Para determinar o momento devido à carga de serviço, admite-se que SL é a resultante da carga transportada somada ao peso do acessório:

$$ML = \frac{SL}{2} \cdot \frac{(l_p - x - b_1)}{l_p} \cdot x$$

A ponte rolante está sujeita também a momentos horizontais, determinados a seguir:

$$MH = \frac{a_p}{g_1} (MG_T + ML)$$

Onde:

a_p é a aceleração da ponte, em m/s².

g¹ é a aceleração da gravidade, em m/s²



Para efetuarmos o cálculo da viga principal, nos basearemos em conhecimentos de Resistência dos materiais e pela norma 8400. Os cálculos normalmente são efetuados para uma viga principal, mas no caso de biviga, dividiremos os esforços por dois.

O primeiro passo é definir o momento fletor máximo, dado pela fórmula:

$$M_{m\acute{a}x} = FL/4$$

Onde:

M_{max} = Momento fletor máximo

Em resistência dos materiais, sabemos que no centro da viga que estamos trabalhando, é onde ocorre o momento fletor máximo e conseqüentemente a deflexão máxima. Mas, quando o carro se move, a carga se deslocará do centro e quanto mais se aproxima de uma extremidade, mais o momento fletor tende a zero e a força cortante tende ao valor máximo.

Pela norma NBR8400 sabemos que as solicitações devidas aos movimentos verticais são provenientes do içamento relativamente brusco da carga de serviço durante o levantamento, assim como por de choques verticais, oriundos ao movimento sobre o caminho de rolamento.

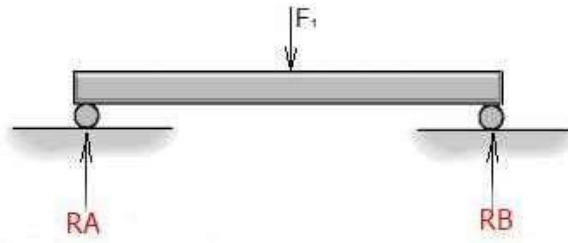
Velocidade a atingir		Equipamentos de velocidade lenta e média		Equipamentos de velocidade média e alta (aplicações comuns)		Equipamentos de alta velocidade com fortes acelerações	
(m/s)	(m/min)	Tempos de aceleração (s)	Acelerações (m/s ²)	Tempos de aceleração (s)	Acelerações (m/s ²)	Tempos de aceleração (s)	Acelerações (m/s ²)
4,00	240	-	-	8,0	0,50	6,0	0,67
3,15	189	-	-	7,1	0,44	5,4	0,58
2,50	150	-	-	6,3	0,39	4,8	0,52
2,00	120	9,1	0,22	5,6	0,35	4,2	0,47
1,60	96	8,3	0,19	5,0	0,32	3,7	0,43
1,00	60	6,6	0,15	4,0	0,25	3,0	0,33
0,63	37,8	5,2	0,12	3,2	0,19	-	-
0,40	24	4,1	0,098	2,5	0,16	-	-
0,25	15	3,2	0,078	-	-	-	-
0,16	9,6	2,5	0,064	-	-	-	-

Equipamento	Coefficiente 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	$v_L \geq 1$

Nota: O coeficiente dinâmico é menor quando o esforço de levantamento se faz sobre um elemento de estrutura mais flexível, como no caso de guindaste com lanças.



Desenho representativo das reações na viga



$$F_x = 0;$$

$$\sum F_y = 0$$

$$R_A + R_B - 357\text{KN} = 0$$

$$R_A + R_B = 357\text{KN}$$

Se deslocarmos nossa carga até 1 m do apoio em A, e calcularmos o momento em relação a A, teremos as reações em A e B iguais a $R_A = 331,50\text{KN}$, $R_B = 25,50\text{KN}$. Isso se considerarmos que o carro vai até 1m da extremidade do vão.

3 CONSIDERAÇÕES FINAIS

No projeto apresentado foram detalhados os passos necessários para se dimensionar alguns dos vários itens que compõe um projeto de uma ponte rolante. Foram detalhado em fórmulas e teoria o dimensionamento dos cabos de aço, polias compensadora entre outros, utilizando como embasamento a NBR 8400 de 1984 e bibliografias complementares comoo Rudenko, 1976 e Hibbeler, 2010, que servem como base utilizando noções de resistência dos materiais e elementos de transportadores industriais, frutos de pesquisas. Apesar de existirem tais referências, ainda há dúvidas quanto a utilização de alguns parâmetros, já que a maioria deles foi obtida de forma experimental, adequadas a determinadas condições de uso. É importante ressaltar, que para um projeto detalhado deve-se considerar cada mínimo detalhe a respeito dos elementos de máquinas que compõem o projeto, e portanto, muitos deles ficam a critério do fabricante, assim como os estudos das condições a



que aponte será submetida. O mesmo deve ser feito com grande cuidado devido a utilização das pontes no ramo industrial, trabalhando com cargas suspensas, que se torna um item muito crítico em relação a segurança.

Com a utilização destes equipamentos pode-se melhorar a eficiência do sistema de produção, movimentando quantidades exatas de materiais ao longo da linha de produção e armazenamento, reduzindo custos, garantindo um transporte seguro maximizando a utilização do espaço e minimizando o risco de acidentes durante a movimentação manual de materiais, insumos e matéria prima.

Através desse estudo, pode-se concluir que a ponte rolante é um equipamento extremamente importante no processo industrial; O mesmo permite movimentar cargas com pesos elevados, melhorando a eficiência do processos de produção, manutenção e logístico de determinadas indústrias.

REFERÊNCIAS

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. NBR 8400: **Cálculo de Equipamentos para Levantamento e Movimentação de Carga**. Rio de Janeiro: ABNT, 1984.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. NBR 2408: **Cabos de aço para uso geral** – Requisitos mínimos. Rio de Janeiro: ABNT, 1984.

Catálogo Alta Industrial. Disponível em: <http://altaindustrial.com.br/Portugues/media/Catalogo_Alta_Industrial.pdf>. Acesso em 09 de outubro de 2017.

Catálogo da CESTALTO. Disponível em: http://cestralto.com.br/download/catalogo_cestralto_completo.pdf. Acesso em 23 de março de 2018.

Catálogo de rolamento da SKF. Disponível em: <<http://www.skf.com/>>. Acesso em 10 de outubro de 2017.

Catálogo JDA Redutores. Disponível em: http://www.magnaflex.com.br/catalogo_redutor_rv.pdf. Acesso em 10 de outubro de 2017.

COSTA, LUÍS DO ROSÁRIO. **Máquinas de Elevação e transporte**. Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia do Maranhão. Departamento de Ensino Superior de Mecânica e Materiais. São Luís, 2012.



GOMES, A. et al. Projeto de ponte rolante. In: **SEMINÁRIO DA DISCIPLINA DE TRANSPORTADORES INDUSTRIAIS. 2016.** Mossoró. Disponível em: <https://pt.scribd.com/document/330916961/Projeto-de-Ponte-Rolante-2016-1>. Acesso em: 20 de setembro de 2017.

HIBBELER, R. C. **Resistência dos Materiais.** 7. Ed. São Paulo: Pearson Prentice Hall, 2010.

Manual Técnico de Cabos de Aço – MORSING CARL STAHL. Disponível em: <http://www.morsing.com.br/>. Acesso em: 09 de outubro de 2017.

PINHEIRO, J.C. **Projeto e Desenvolvimento de uma Linha de Pontes Rolantes Padronizadas para uma Empresa de Metal Mecânica.** 2015. 89f. Monografia (Engenharia Mecânica) – Universidade Regional do Noroeste do Estado do Rio Grande do Sul – Unijuí. Panambi, 2015.

Ponte rolante. Disponível em <http://infraestruturaurbana17.pini.com.br/solucoes-tecnicas/37/ponte-rolante-308775-1.aspx>. Acesso em 17 de abril de 2018.

PURQUERIO, B. de M. **Projeto de Máquinas de Elevação e Transporte - dimensionamento de uma ponte rolante.** (Apostila). São Carlos. 59p. 1983 - 2011.

RUDENKO, N. **Máquinas de Elevação e Transporte.** Universidade de São Paulo. Livros Técnicos e Científicos Editora S.A. Rio de Janeiro, 1976.

TAMASAUSKAS, ARTHUR, **Metodologia do projeto básico de equipamento de manuseio e transporte de cargas** – ponte rolante – aplicação não-siderúrgica, dissertação apresentada à Escola Politécnica da Universidade de São Paulo para obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica, São Paulo, 200.