UNIVERSIDADE FEDERAL DA PARAÍBA

CENTRO DE TECNOLOGIA

DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

ANTONIO LUIZ LEITE NETO

PROJETO DETALHADO DE UMA PONTE ROLANTE PARA UMA EMPRESA METAL MECÂNICA

JOÃO PESSOA – PB

2018

ANTONIO LUIZ LEITE NETO

PROJETO DETALHADO DE UMA PONTE ROLANTE PARA UMA EMPRESA METAL MECÂNICA

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado à banca examinadora do Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade Federal da Paraíba como parte das exigências à obtenção do título de Bacharel em Engenharia Mecânica.

Orientador: Prof. Dr. José Gonçalves de Almeida

JOÃO PESSOA – PB

2018

Catalogação na publicação
Seção de Catalogação e Classificação

L533p Leite Neto, Antonio Luiz.
Projeto detalhado de uma ponte rolante para uma empresa metal mecânica / Antonio Luiz Leite Neto. - João Pessoa, 2018.
49 f. : il.

Orientação: José Gonçalves de Almeida.
Monografia (Graduação) - UFPB/CT.

1. Ponte rolante. 2. Metal mecânica. I. Almeida, José Gonçalves de. II. Título.

UFPB/BC

ANTONIO LUIZ LEITE NETO

PROJETO DETALHADO DE UMA PONTE ROLANTE PARA UMA EMPRESA METAL MECÂNICA

Trabalho de Conclusão de Curso – TCC, apresentado à banca examinadora do Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade Federal da Paraíba como parte das exigências à obtenção do título de Bacharel em Engenharia Mecânica, tendo obtido o conceito 9.0, conforme a apreciação da banca examinadora:

Aprovado em 27 de junho de 2018

BANCA EXAMINADORA

Prof. Dr. José Gonçalves de Almeida
Departamento de Engenharia Mecânica / Centro de Tecnologia / UFPB

Prof. Dr. Koje Daniel Vasconcelos Mishina
Departamento de Engenharia Mecânica / Centro de Tecnologia / UFPB

Engenheiro Mecânico Franklin Lacerda de Araújo Fonseca Júnior

Dedico este trabalho a minha amada mãe Jenoveva a qual me ensinou a ser forte e foi meu amparo nas horas mais difíceis, dedico a minha a avó Maria por sua sabedoria e exemplo de força de vontade, dedico as minhas irmãs Janaina e Juana que foram fonte de inspiração e exemplo, dedico a todos meus familiares que me apoiaram durante toda minha jornada. Sem vocês nada disso seria possível.

AGRADECIMENTOS

A minha amada e querida mãe Jenoveva, pela compreensão durante todos esses anos, por sua garra e perseverança que serviram de exemplo para formação do meu caráter.

Ao Prof. Dr. José Gonçalves, pelas contribuições dadas durante a fase de qualificação e experimental deste trabalho.

Ao meu instrutor José Carlos Soares Baia, pela oportunidade que me concedeu e aos ensinamentos passados.

Ao Prof. Dr. Koje Daniel Vasconcelos Mishina, por ter aceitado o convite para participar da banca examinadora.

Ao Engenheiro Mecânico Franklin Lacerda de Araújo Fonseca Júnior, por ter aceitado o convite para participar da banca examinadora.

A minha avó Maria, por sua sabedoria e exemplo de vida.

A minha irmã Janaina, por me proporcionar incentivo e encorajamento na minha vida acadêmica e profissional.

A minha irmã Juana que sempre esteve ao meu lado.

Aos meus tios Carlito e Solange, pelo carinho e dedicação que por mim tiveram.

Aos meus primos Heitor, Mariana e Felipe, pelo acolhimento e conselhos.

Aos meus primos Karla e Tibério, pelo cuidado que sempre tiveram por mim.

A minha família que sempre me deu força de vontade para vencer.

Aos colegas de curso Hemmerson, Iaggo, David, Moacir, Iago, Lucas e Francisco pela amizade e companheirismo que me dedicaram.

A todos que direta ou indiretamente contribuíram para que esse trabalho fosse realizado.

Não há limites quando você está cercado de pessoas que acreditam em você, ou por pessoas cujas expectativas não são determinadas pelas atitudes míopes da sociedade, ou por pessoas que ajudam abrir portas de oportunidades, não as fecham.

- Neil deGrasse Tyson, The Sky Is Not the Limit: Adventures of an Urban Astrophysicist

RESUMO

Sabe-se que ponte rolante é um equipamento usado no transporte e elevação de cargas, geralmente em instalações industriais. Trata-se de uma estrutura que fica suspensa, normalmente dentro de uma edificação, e que desloca cargas e materiais no sentido vertical, transversal e longitudinal. Com o intuito de aplicar todos os conhecimentos adquiridos durante o curso de Engenharia Mecânica, mais precisamente nas disciplinas de resistência dos materiais, elementos de máquina, mecânica dos sólidos, dentre outras, esse trabalho tem a finalidade de desenvolver um projeto detalhado de uma ponte rolante para uma empresa metal mecânica. Por meio da norma NBR 8400 foi determinado o dimensionamento do cabo de aço, bem como seleção do mesmo; posteriormente foi dimensionado o tambor e por fim, a viga principal. Através da aplicação de uma metodologia de projeto de produto, foi possível desenvolver o projeto detalhado da ponte rolante.

Palavras-Chave: Ponte rolante. Elementos de máquinas. Engenharia mecânica.

ABSTRACT

It is known that crane is equipment used in transporting and lifting of loads, usually in industrial installations. It is a structure that is suspended, normally within a building, and shifting loads and materials in the vertical direction, transversal and longitudinal. In order to apply all the knowledge acquired during the course of mechanical engineering, more precisely in the disciplines of strength of materials, machine elements, solid mechanics, among others, this work has the purpose of develop a detailed design of an overhead crane to a metalworking company. Through the NBR 8400 was given the steel cable sizing, as well as selection of the same; was subsequently scaled the drum and finally, the main beam. By applying a methodology of product design, it was possible to develop the detailed design of the overhead crane.

Keywords: Overhead crane. Machine elements. Mechanical engineering.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Ponte rolante convecional 16
Figura 2 - Ponte rolante apoiada univiga 17
Figura 3 - Ponte rolante apoiada duplaviga 17
Figura 4 - Pórtico rolante 18
Figura 5 - Semipórtico rolante 18
Figura 6 - Polia compensadora gêmea 4 cabos 26
Figura 7 - Catalogo CIMAF cabos de aço 29
Figura 8 - Dimensões no tambor 31
Figura 9 - Moitão gêmeo para n ramais de cabos 35
Figura 10 - Representação dos fatores no tambor 37
Figura 11 - Dimensões da viga caixão 41
Figura 12 - Diagrama de forças no maior vão 43
Figura 13 - Deflexão de vigas 46
Figura 14 - Reforços verticais 47
Figura 15 - Vista de reforços longitudinais 47

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Classe de utilização 21
Tabela 2 - Estado de carga 21
Tabela 3 - Classificação da estrutura dos equipamentos em grupos 22
Tabela 4 - Classe de funcionamento 22
Tabela 5 - Estado de solicitação dos mecanismos 23
Tabela 6 - Grupos dos mecanismos 23
Tabela 7 - Valores mínimos de Q_1 24
Tabela 8 - Tempos de aceleração e acelerações 24
Tabela 9 - Valores do coeficiente dinâmico Ψ 25
Tabela 10 - Fator de segurança 28
Tabela 11 - Flexibilidade dos cabos de aço 28
Tabela 12 - Valores de H_1 30
Tabela 13 - Valores de H_2 30
Tabela 14 - Diâmetros mínimos de enrolamento 31
Tabela 15 - Valores de q 32
Tabela 16 - Valores de FSr 32
Tabela 17 - Espessura da chapa 34
Tabela 18 - Moitão 3 roldanas 37
Tabela 19 - Dimensões da viga principal da ponte rolante 41
Tabela 20 - Valores do coeficiente de majoração para equipamentos industriais 42
Tabela 21 - Limite de resistência das chapas da vigas caixão 43

LISTA DE SIGLAS E ABREVIATURAS

ABNT – Associação Brasileira de Normas Técnicas

NBR – Norma Brasileira

CMAA - Crane Manufacturers Association of America

FEM - Fédération Européenne de La Manutention

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO 14
1.1 OBJETIVO GERAL 15
1.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS 15
2 REFERENCIAL TEÓRICO 16
2.1 IMPORTÂNCIA DA MOVIMENTAÇÃO DE MATERIAIS 16
2.2 PONTES ROLANTES 16
2.3 TIPOS DE PONTES ROLANTES 18
2.4 DEFINIÇÕES DA NORMA ABNT 8400 20
3 METODOLOGIA 21
4 RESULTADOS E DISCUSSÃO 22
4.1 CLASSIFICAÇÃO DA PONTE ROLANTE 22
4.2 DIMENSIONAMENTO DOS CABOS DE AÇO 24
4.2.1 Seleção do cabo de aço 28
4.3 DIMENSIONAMENTO DO TAMBOR 30
4.3.1 Análise da tensão de flexão do tambor 36
4.3.2 Comprimento do tambor L_T 36
4.3.3 Determinação da carga 38
4.3.4 Momento máximo 39
4.3.5 Tensão de Flexão 39
4.3.6 Torção no tambor 39
4.3.7 Análise geral dos resultados 40
4.4 DIMENSIONAMENTO DA VIGA PRINCIPAL 41
CONCLUSÃO 49
REFERÊNCIAS 50

1 INTRODUÇÃO

O uso da mecanização para substituir o trabalho humano, envolve grandes investimentos; além disso, a depreciação dos equipamentos e os juros sobre o capital empatado absorvem a maior porcentagem da produção.

Atualmente o Brasil formou um grande parque industrial de empresas, as quais possuem instalações industriais capazes de atender as mais diversas demandas de equipamentos nos mais variados campos de atividades.

Em toda indústria a organização racional dos processos e instalações de transporte são fundamentais para o sucesso da operação e resultam em maiores ganhos de produtividade. Com os meios de produção cada vez mais integrados e os processos entrelaçados, os sistemas de movimentação devem atuar de forma eficiente, pois são decisivos no cumprimento dos prazos de entrega ao cliente.

Nesse contexto houve a introdução das pontes rolantes, e seus ganhos de produtividade justificavam o custo de sua implantação. Por esse motivo elas tiveram uma excelente adaptação nos mais diversos ramos da produção industrial (automobilístico, aeronáutico, siderúrgico, metal mecânico, entre outros). Assim os produtos que outrora haviam grandes dificuldades de serem movimentados e manuseados passaram a não ser um problema. A utilização de pontes rolantes que inicialmente era tímido e específico passou a ter uma grande importância dentro da área de produção, e com isso a movimentação de material passou a tomar um rumo para o campo logístico da produção.

O projeto e dimensionamento de pontes rolantes possuem uma normalização específica e consolidada e a indústria nacional já contempla elevados níveis de exigência tecnológica e de segurança.

A norma brasileira para dimensionamento de pontes rolantes é a NBR 8400 que é muito similar às normas de entidades internacionais reconhecidas mundialmente, como a norteamericana Crane Manufacturers Association of America (CMAA) e a francesa Fédération Européenne de La Manutention (FEM), o que permite aos fabricantes nacionais e internacionais de equipamentos produzir equipamentos com relativa equivalência estrutural.

Pretende-se neste trabalho desenvolver procedimentos básicos que possibilitem determinar a sequência, bem como a análise, de partes mecânicas e estruturais principais de uma ponte rolante para aplicação metal mecânica. Trata-se mais especificamente da sequência para a determinação da configuração geral.

1.1 OBJETIVO GERAL

O objetivo geral do presente trabalho é desenvolver um projeto detalhado de uma ponte rolante para uma empresa metal mecânica.

1.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS

Por meio da norma NBR 8400, os seguintes objetivos específicos serão alcançados:

a) Determinar o dimensionamento do cabo de aço;
b) Selecionar o cabo de aço;
c) Dimensionamento do tambor;
d) Dimensionamento da viga principal.

2 REFERENCIAL TEÓRICO

2.1 IMPORTÂNCIA DA MOVIMENTAÇÃO DE MATERIAIS

Quando se busca uma redução de custos em um processo produtivo, um dos fatores importantes é o encurtamento das distâncias percorridas tanto pela matériaprima quanto pelo produto final processado, podendo ser realizado através de um sistema eficiente de movimentação (TAMASAUSKAS, 2000).

Em um fábrica de automóveis, por exemplo, os sistemas de movimentação são muito importantes, pois mover os produtos rapidamente através das operações internas minimiza o tempo entre o pagamento dos materiais e o recebimento da receita de vendas de seus produtos, acelerando o retorno financeiro (LANGUI, 2001).

As atividades inerentes a um processo produtivo estão vinculadas a um transporte de cargas, seja de forma contínua ou descontínua. Quando se busca uma redução de custos, um dos fatores importantes é o encurtamento das distâncias percorridas tanto pela matéria-prima quanto pelo produto final processado. O layout de um processo estará vinculado à quantidade produzida. Portanto, quando se inicia um estudo de implantação ou uma modificação no layout, deve-se levar em consideração os dispositivos e equipamentos de manuseio e transporte de cargas, tanto contínuos quanto descontínuos (TAMASAUSKAS, 2000).

2.2 PONTES ROLANTES

Para Nassar (2004), a necessidade de movimentação de cargas nos diversos ambientes de mineração, industrial, portuário e de comércio aumenta de forma conjunta ao crescimento econômico exigindo equipamentos específicos que necessitam uma grande aplicação dos conhecimentos de engenharia.

Estes equipamentos específicos chamados de pontes rolantes constituem um grupo de aparelhos de ação periódica, projetado como mecanismo próprio de elevação ou para elevação e movimentação de cargas (RUDENKO, 1976).

A ponte rolante tem os movimentos longitudinal, transversal e vertical motorizados. Dependendo de seu tamanho e potência, tem os seus movimentos comandados por um operador na cabina, ou por botoeira ao nível do piso. O movimento longitudinal esquerdo ou direito é feito pelas rodas sobre os trilhos. O transversal esquerdo ou direito é feito pelo carro sobre a ponte. O vertical ascendente ou descendente é feito pelo enrolamento ou

desenrolamento do cabo de aço ou corrente. As pontes rolantes podem ser montadas em pequenos vãos, de aproximadamente 5 m, até em grandes vãos que chegam a 30 m. Convencionou-se dividir as pontes em grupos em função da capacidade de carga. O grupo leve engloba as pontes de 3 t à 15 t, o grupo médio, as de 20 t à 50 t e o grupo pesado, às de 50 t a 120 t. Os grupos médios e pesados podem ser equipados com gancho auxiliar no carro, que permite maior versatilidade no levantamento da carga (PINHIRO, 2015).

A Figura 1 representa esquematicamente uma ponte rolante convencional. Como se pode observar na Figura 1, abaixo, o movimento de subida e descida da carga é executado pelo sistema de levantamento, o movimento horizontal perpendicular as laterais do prédio é executado pelo sistema de translação do carro e o movimento longitudinal é executado pelo sistema de translação da ponte.

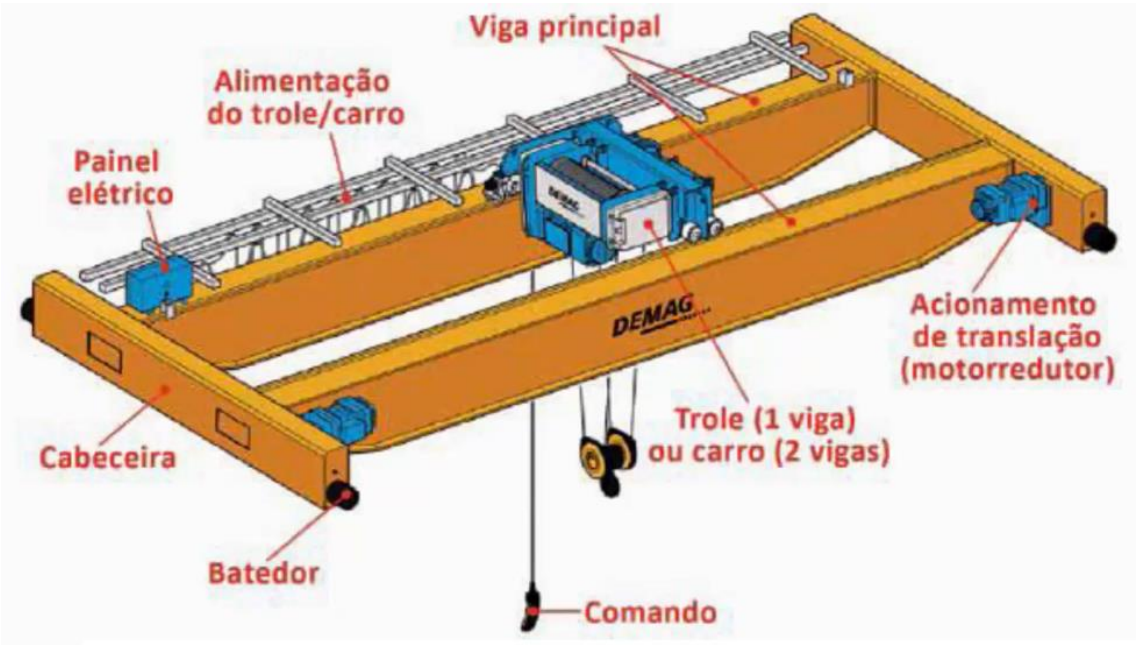


Figura 1 – Ponte rolante convencional

Fonte: DEMAG (2015), adaptada pelo autor.

Segundo Passos (2011), a utilização de uma máquina de elevação e transporte com o dimensionamento adequado para o tipo de material a ser transportado, contribui para a melhor execução da tarefa e reduz grande parte do esforço físico.

2.3 TIPOS DE PONTES ROLANTES

De acordo com Pinheiro (2015) as pontes rolantes são classificadas como sendo:

- Ponte rolante apoiada univiga;
- Ponte rolante apoiada dupla viga;
- Pórticos rolantes;
- Semipórticos rolantes.

As Figuras 2, 3 e 4 e 5 mostram respectivamente esses tipos de ponte rolante citadas acima.

Figura 2 – Ponte rolante apoiada univiga

Fonte: PINHEIRO (2015).

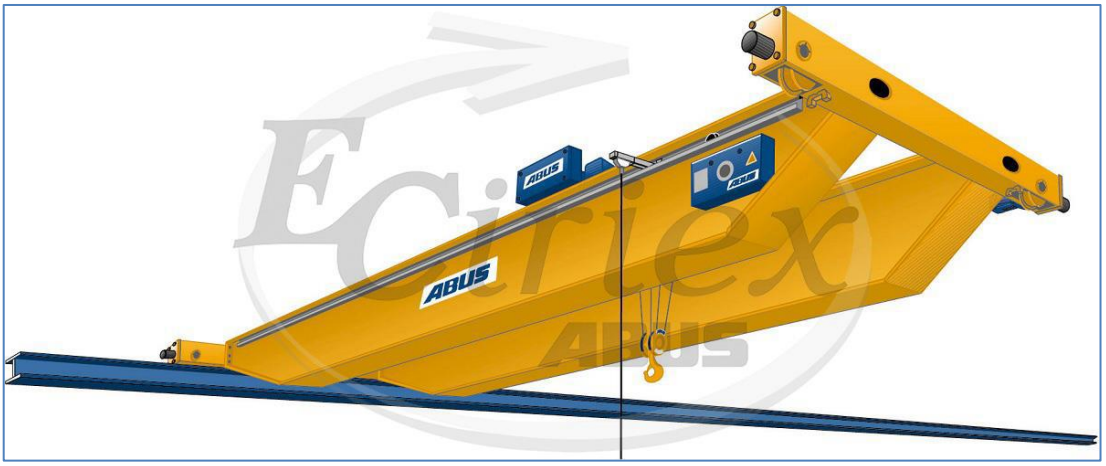


Figura 3 – Ponte rolante apoiada dupla viga.

Fonte: PINHEIRO (2015).

Figura 4 – Pórtico rolante.

Fonte: PINHEIRO (2015).

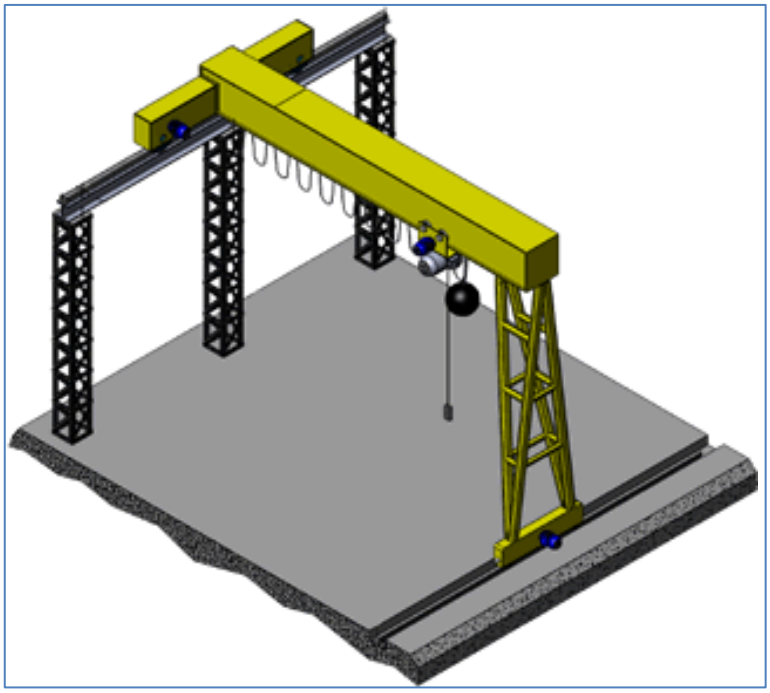


Figura 5 – Semipórtico rolante.

Fonte: PINHEIRO (2015).

2.4 DEFINIÇÕES DA NORMA ABNT 8400

A Norma ABNT 8400 tem por objetivo fixar as diretrizes básicas para o cálculo das partes estruturais e componentes mecânicos dos equipamentos de levantamento e movimentação de cargas, independente do grau de complexidade e do tipo de serviço do equipamento, considerando as combinações de solicitações, condições de resistência dos diversos componentes e condições de estabilidade (PINHEIRO, 2015).

Para a utilização da norma é de extrema importância saber as seguintes definições:

- ✓ **Carga Útil** – Carga que é sustentada pelo gancho ou outro elemento de içamento.
- ✓ **Carga de Serviço –** Carga útil acrescida da carga dos acessórios de içamento.
- ✓ **Carga permanente sobre um elemento –** Soma das cargas das partes mecânicas, estruturais e elétricas fixadas ao elemento, devidas ao peso próprio de cada parte.
- ✓ **Serviço Intermitente –** Serviço em que o equipamento deve efetuar deslocamentos da carga com numerosos períodos de parada durante as horas de trabalho.
- ✓ **Serviço intensivo –** Serviços em que o equipamento é quase permanentemente utilizado durante as horas de trabalho, sendo os períodos de repouso muito curtos, é o caso de equipamentos que estão incluídos em um ciclo de produção, devendo executar um número regular de operações.
- ✓ **Turno –** Período de 8 horas de trabalho.
- ✓ **Translação –** Deslocamento horizontal de todo o equipamento.
- ✓ **Direção –** Deslocamento horizontal do carro do equipamento.
- ✓ **Orientação -** Deslocamento angular horizontal da lança do equipamento.

3 METODOLOGIA

Nessa seção estão apresentados aspectos inerentes à metodologia utilizada. Será utilizado software Microsoft Excel para elaboração das planilhas de cálculo, a norma ABNT NBR 8400 - Cálculo de equipamento para elevação e movimentação de cargas, bem como o catálogo CIMAF para seleção do cabo de aço. A metodologia aplicada neste projeto busca através do estudo da norma vigente formar uma metodologia de cálculo para pontes rolantes através de planilhas de cálculo e após essa fase dimensionar os elementos principais de uma família de pontes rolante a fim de incrementar na linha de produtos de uma empresa do setor metal mecânico.

4 RESULTADOS E DISCUSSÃO

Os principais dados para o projeto da ponte rolante desse estudo são:

- **Carga de içamento:** 5.000 kg
- **Maior vão:** 20m
- **Menor vão:** 6m
- **Altura de elevação:** 9m
- **Mecanismo de elevação:** Foi escolhida polia compensadora gêmea de 4 cabos, pois a mesma tem a característica de não permitir a rotação da carga durante o seu içamento.

4.1 CLASSIFICAÇÃO DA PONTE ROLANTE

O primeiro passo para iniciar o projeto é definir a classe de utilização. A Tabela 1 apresenta as classes de utilização possíveis.

Tabela 1 – Classe 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: NBR 8400 (1984)

Foi escolhida a classe de serviço intermitente, onde a operação não é contínua.

O segundo passo é definir o estado de carga, para isso utilizou-se a Tabela 2.

Tabela 2 – Estado de carga

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: NBR 8400 (1984)

O estado de carga escolhido leva em consideração que a ponte rolante operará utilizando a carga máxima e cargas intermediárias.

Com os dados acima é possível fazer a classificação da estrutura, como é mostrado na Tabela 3, a seguir:

Tabela 3 – Classificação da estrutura dos equipamentos em grupos.

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: NBR 8400 (1984)

De acordo com as Tabelas 1 e 2, tem-se que estrutura corresponde a classe 4.

O próximo passo do projeto é determinar a classe de funcionamento, que pode ser feito utilizando a Tabela 4, a seguir:

Tabela 4 – Classe de funcionamento.

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

Fonte: NBR 8400 (1984)

Com base na utilização da ponte, tem-se que o tempo de funcionamento está compreendido entre 4 e 8 horas/dia, logo a classe correspondente é a **V3**.

O quinto passo é definir o estado de solicitação dos mecanismos, onde é possível definir utilizando a Tabela 5.

Tabela 5 – Estado de solicitação dos mecanismos.

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

Fonte: NBR 8400 (1984)

De acordo com a Tabela 5, foi escolhido um estado de solicitação igual 2, já que o equipamento operará na carga máxima e em cargas inferiores.

O sexto passo é definir o grupo dos mecanismos, que será escolhido de acordo com os dados obtidos nas Tabelas 4 e 5, onde foi obtido uma classe de funcionamento **V3** e um estado de solicitação **2**. Para determinar o grupo dos mecanismos, faz-se necessário utilizar a Tabela 6.

Tabela 6 – Grupos dos mecanismos.

Estados de solicitação	Classes de funcionamento						
	V 0,25	V 0,5	V1	V2	V3	V4	V5
1	1Bm	1Bm	1Bm	1Am	2m	3 m	4 m
2	1Bm	1Bm	1Am	2 m	3 m	4 m	5 m
3	1Bm	1Am	2 m	3 m	4 m	5 m	5 m

Fonte: NBR 8400 (1984)

Fazendo o cruzamento dos dados é encontrado o grupo de mecanismos **3m**.

4.2 DIMENSIONAMENTO DOS CABOS DE AÇO

Para o dimensionamento dos cabos de aço será usada a seguinte equação:

$$d_c = Q_1\sqrt{T}$$

Onde:

T – Esforço máximo de tração. (daN).

Q_1 – Fator de dimensionamento.

d_c – Diâmetro externo mínimo. (mm).

O fator de dimensionamento é encontrado na tabela 7 a seguir.

Tabela 7 – Valores mínimos de Q_1

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

Fonte: NBR 8400 (1984)

A partir da escolha do grupo de mecanismos **3m**, e sabendo que o mecanismo de içamento será uma polia compensadora gêmea de 4 cabos, que inibe a rotação, é encontrado um valor de Q igual a 0,335.

Para se determinar a aceleração de subida, será usada a Tabela 8, a seguir:

Tabela 8 – Tempos de aceleração e acelerações

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	-	-	-	-

Fonte: NBR 8400 (1984)

Foi escolhida uma velocidade de subida de 0,63 m/s, o que acarreta em uma celeração de 0,19 m/s^2.

De posse da velocidade de subida, é possível obter o coeficiente dinâmico, fazendo uso da Tabela 9.

Tabela 9 – 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: NBR 8400 (1984)

De posse da velocidade de subida e sabendo que se trata de uma ponte rolante, o coeficiente dinâmico será de 1,378.

Logo, T será expresso pela seguinte equação:

$$T = \frac{Q}{\eta_{rend} * \eta_{cabos}}$$

Para o cálculo do esforço máximo de tração T, devem-se levar em consideração as solicitações verticais.

S_L – Carga de serviço (somatório de todas as cargas de acessórios + carga útil).

S_G – Carga devido ao peso próprio. ($S_L = Q$).

Considerando o atrito das polias e as foças de aceleração, será adicionado ao esforço um coeficiente de 10% da carga, de acordo com a norma 8400.

Sendo assim tem-se que:

$$T = \frac{Q}{\eta_{rend} * \eta_{cabos}} = \frac{S_G + \Psi S_L}{\eta_{rend} * \eta_{cabos}} = \frac{(1,1 * \Psi * \mathrm{Q}) + S_G}{\eta_{rend} * \eta_{cabos}}$$

Onde:

$\eta_{cabos} = 4$

Vale ressaltar que são 4 cabos de sustentação, logo a carga será o peso dividido por 4, e no motor o peso dividido por 2. Isso pode ser visualizado através da Figura 6.

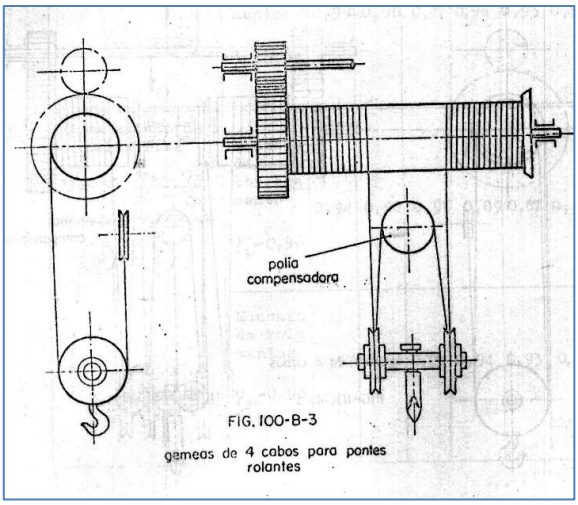


Figura 6 – Polia compensadora gêmea 4 cabos.
Fonte: PINHEIRO (2015).

S_G= 0 (pois os pesos dos mecanismos são desprezíveis em relação ao peso de içamento).
$\Psi = 1{,}378$

Carga de içamento = 49050,00 N

O rendimento mecânico do sistema de cabeamento (η_{rend}) será igual a:

$\eta_{rend} = \eta_{man}{}^{\eta_{polias}}$, onde:

η_{man} – Rendimento mecânico do mancal da polia (0,99 mancais de rolamento)
η_{polias} – Número de polias em rotação a contar a equalizadora.
$\eta_{polias} = 3$
$\eta_{rend} = 0{,}99^3 = 0{,}97$

Logo de posse dos valores, é possível calcular o esforço máximo de tração, por meio da seguinte equação abaixo.

$$T = \frac{(1{,}1 * \Psi * \mathrm{Q}) + S_G}{\eta_{rend} * \eta_{cabos}} = \frac{(1{,}1 * 1{,}378 * 49050) + 0}{0{,}97 * 4} = 19162{,}37N$$

$$\boldsymbol{T = 1916{,}24\ daN}$$

Uma vez obtido o valor do esforço máximo de tração é possível calcular o diâmetro mínimo do cabo de aço segundo a norma NBR 8400.

$$d_c = Q_1\sqrt{T}$$

$Q_1 = 0{,}335$

$T = 19162{,}24\ daN$

$$d_c = Q_1\sqrt{T} = 0{,}335 * \sqrt{1002E916{,}24} = \boldsymbol{14{,}66\ mm}$$

Logo segundo a norma NBR 8400 o diâmetro mínimo do cabo de aço será 14,66 mm.

4.2.1 Seleção do cabo de aço

Uma vez determinado, de acordo com a norma NBR 8400, o diâmetro mínimo necessário para o cabo, agora se faz necessário selecionar o cabo de aço. Para seleção do cabo será utilizado o catálogo da CIMAF.

De acordo com catálogo da CIMAF, a carga de ruptura do cabo será igual a:

$$CRM = CT * Fs$$

Onde:

CRM – Carga de ruptura mínima.

CT – Carga de trabalho.

Fs – Fator de segurança.

$$CT = T = 19.162{,}37\ N = \boldsymbol{1953{,}35\ kgf}$$

A Tabela 10 mostra o fator de segurança para o dimensionamento de pontes rolantes.

Tabela 10 – Fator de segurança

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

Fonte: Catálogo CIMAF (2012)

Para a aplicação (pontes rolantes), o fator de segurança será igual a 6. Logo:

$$CRM = CT * Fs = 1953{,}35 * 6 = \mathbf{11720{,}10\ kgf}$$

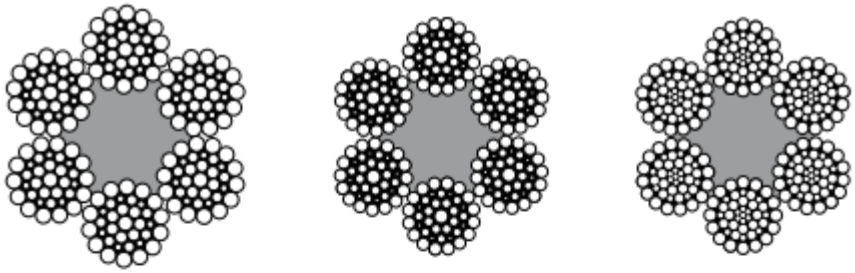
Para a aplicação deve-se ter um cabo com a maior flexibilidade possível, portanto, se faz necessário fazer uso da Tabela 11.

Tabela 11 – Flexibilidade dos cabos de aço

Máxima flexibilidade	6 x 41 Warrington-Seale 6 x 36 Warrington-Seale 6 x 25 Filler	Mínima resistência à abrasão
Mínima flexibilidade	6 x 21 Filler 6 x 19 Seale 6 x 7	Máxima resistência à abrasão

Fonte: Catálogo CIMAF (2012)

A Figura 7 mostra os tipos de cabos de aço, para que seja possível selecioná-los.



6x36 Warrington-Seale
1+7+(7+7)+14

6x41 Warrington-Seale
1+8+(8+8)+16

6x47 Warrington-Seale
1+6/8+(8+8)+16

Diâmetro		Massa Aprox. (kg/m)	Carga de Ruptura Mínima (tf)	
mm	pol.		IPS	EIPS
6,4	1/4"	0,150	2,50	-
8,0	5/16"	0,228	3,90	-
9,5	3/8"	0,353	5,55	-
11,5	7/16"	0,479	7,88	-
13,0	1/2"	0,580	10,10	-
14,5	9/16"	0,786	12,50	-
16,0	5/8"	0,919	15,20	-
19,0	3/4"	1,359	21,70	-
22,0	7/8"	1,842	29,50	32,60
26,0	1"	2,376	38,50	-
29,0	1.1/8"	3,064	50,10	-
32,0	1.1/4"	3,770	60,10	-
35,0	1.3/8"	4,687	73,00	-
38,0	1.1/2"	5,530	86,50	-
45,0	1.3/4"	7,628	117,70	-
52,0	2"	9,978	153,80	170,30

Figura 7 – Catalogo CIMAF cabos de aço.

Fonte: PINHEIRO (2015).

De acordo com o catálogo CIMAF o cabo que atende a carga é o 6x36 *warrington-seale* alma de fibra com 16 mm de diâmetro.

Como pode-se observar: $16 \geq 14{,}66$. Sendo assim o cabo atende a especificação da norma NBR 8400.

4.3 DIMENSIONAMENTO DO TAMBOR

Segundo a norma NBR 8400 a escolha das polias e do tambor é feita a partir da determinação do diâmetro mínimo de enrolamento de um cabo, que é dado pela equação:

$$D_e \geq H_1 * H_2 * d_c$$

Para tambores e polias de compensação, $H_2 = 1$. Para polias móveis, H_2 depende do número de polias móveis e do número de inversões dos sentidos de rolamento.

W = 1 para tambor

W = 2 para cada polia, não gerando inversão de sentido de enrolamento no percurso do cabo.

W = 4 para cada polia que provoca uma inversão de sentido de enrolamento (curva em S).

W = 0 para polias de compensação.

O total W_t, obtido sobre os enrolamentos onde passa efetivamente o cabo, fornece os valores de H_2.

Para o sistema que será utilizado tem-se $W_t = 6$.

Para obtenção dos valores de H_1 será utilizado a tabela 12.

Tabela 12 – Valores de H_1

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

Fonte: NBR 8400 (1984)

Foi encontrado na Tabela 6 que o grupo de mecanismos para o sistema é o 3m, sendo assim os valores de H_1 para o tambor, as polias móveis e a polia de compensação foram selecionados na tabela 12.

O valor de H_2 pode ser encontrado na tabela 13 a seguir.

Tabela 13 – Valores de H_2

W_T	≤ 5	6 a 9	≥ 10
H_2	1	1,12	1,25

Fonte: NBR 8400 (1984)

Logo temos que $H_2 = 1{,}12$, para as polias móveis.

Os valores dos diâmetros mínimos de enrolamento são encontrados na tabela 14.

Tabela 14 – Diâmetros mínimos de enrolamento

Mecanismo	Ø Cabo (mm)	H1	H2	Resultado (mm)
Tambor	16	20	1	320
Polia Móvel	16	22,4	1,12	401,41
Polia Fixa	16	16	1	256

Fonte: NBR 8400 (1984), adaptada pelo autor.

De acordo com a norma PB-1447 deve-se adotar o valor nominal padronizado equivalente, imediatamente superior:

Diâmetro nominal (tambor) = 355 mm

Diâmetro primitivo = Ø nominal + Ø do cabo = 355 + 16 = 371 mm

O diâmetro nominal e o primitivo estão demostrados na Figura 8

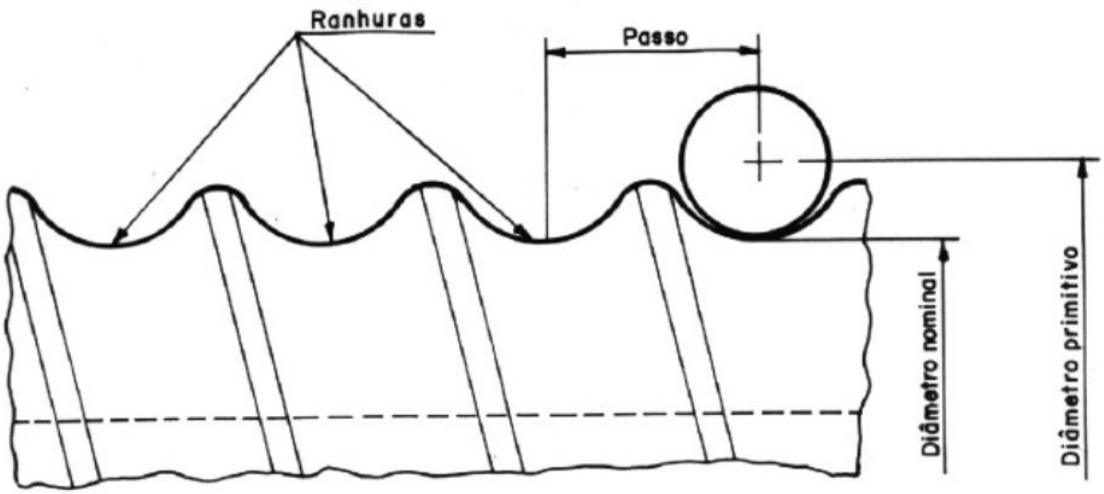


Figura 8 – Dimensões no tambor.

Fonte: PB-1447

Podemos então calcular o deslocamento do centro do cabo até a ranhura:

a = 0,222 * Rcabo = 0,222 * 8 = 1,776 mm

Assim o diâmetro externo do tambor é dado por:

Ø externo = Ø primitivo – (2*a) = 371 – (2*1,776) = 367,45 mm

Para calcular a tensão admissível, será usada a seguinte equação:

$$\sigma_a = \frac{\sigma_r}{q * FS_r}$$

Onde:

σ_a – Tensão admissível.

σ_r – Tensão de ruptura.

q - Fator que depende do grupo de mecanismo.

FS_r – Fator de serviço.

As Tabelas 15 e 16 mostram o valor do fator que depende do grupo de mecanismo, bem como o fator de serviço, respectivamente.

Tabela 15 – Valores de q

Grupos de mecanismos	q
1 Bm	1
1 Am	1
2 m	1,12
3 m	1,25
4 m	1,40
5 m	1,60

Fonte: NBR 8400 (1984)

Tabela 16 – Valores de FS_r

Casos de solicitação	FS_r
Casos I e II	2,8
Caso III	2

Fonte: NBR 8400 (1984)

Escolhendo o aço 1040 como material, tem-se que sua tensão de ruptura é igual a 530 Mpa.

$$\sigma_a = \frac{\sigma_r}{q * FS_r} = \frac{530Mpa}{1{,}25 * 2{,}8} = 151{,}43Mpa$$

Sabendo que os esforços serão de compressão e flexão, segundo a norma NBR 8400, haverá a seguinte relação com a tensão admissível, mostrado na Figura 8.

a) tração pura:

$1{,}25\,\sigma_t \leq \sigma_a$

b) compressão pura:

$\sigma_c \leq \sigma_a$

c) flexão pura:

$\sigma_f \leq \sigma_a$

d) flexão e tração combinadas:

$1{,}25\,\sigma_t + \sigma_f \leq \sigma_a$

e) flexão e compressão combinadas:

$\sigma_c + \sigma_f \leq \sigma_a$

f) cisalhamento puro:

$\sqrt{3\tau} \leq \sigma_a$

g) tração, flexão e cisalhamento combinados:

$\sqrt{(1{,}25\,\sigma_t + \sigma_f)^2 + 3\,\tau^2} \leq \sigma_a$

h) compressão, flexão e cisalhamento combinados:

$\sqrt{(\sigma_c + \sigma_f)^2 + 3\,\tau^2} \leq \sigma_a$

Figura 8 – Relação dos esforços com a tensão admissível.

Fonte: PINHEIRO (2015).

A tensão de compressão será:

$$\tau_{CR} = \frac{Fmax.cabo}{2p * h}$$

p – Passo.

h - Espessura do anel do tambor.

$$p = 1{,}14 * \emptyset cabo = 1{,}14 * 16 = \mathbf{18{,}24\ mm}$$

A Tabela 17 mostra os valores da espessura da chapa para os cálculos posteriores.

Tabela 17 – Espessura da chapa

Espessura pol.	mm	Peso aproximado kg/m²
1/4"	6,30	49,39
5/16"	8,00	62,72
3/8"	9,50	74,48
1/2"	12,50	98,00
5/8"	16,00	125,44
3/4"	19,00	149,00
7/8"	22,40	175,84
1"	25,00	196,00
1.1/4"	31,50	247,27
1.1/2"	37,50	294,37
1.3/4"	44,45	348,50
2"	50,00	392,00
2.1/2"	63,00	494,55
3"	75,00	588,10
3.1/2"	88,90	697,80
4"	100,00	784,00

Fonte: Comercial GERDAU

$$\tau_{CR} = \frac{Fmax.cabo}{2p * h} = \frac{19162{,}37}{2 * 18{,}24 * 12{,}7} = \mathbf{41{,}36\ Mpa}$$

A tensão de flexão localizada é dada pela seguinte equação:

$$\sigma_{flexão} = 0{,}96 * T * \sqrt[4]{\frac{1}{(D^2) * (h^6)}}$$

D – Diâmetro primitivo.

$$\sigma_{flexão} = 0{,}96 * T * \sqrt[4]{\frac{1}{(D^2) * (h^6)}} = 0{,}96 * 19162{,}37 * \sqrt[4]{\frac{1}{(371^2) * (12{,}7^6)}}$$

$$\sigma_{flexão} = \mathbf{21{,}10\ Mpa}$$

Portanto, como se observa:

$$\tau_{CR} + \sigma_{flexão} \leq \sigma_a$$

$$41{,}36\ Mpa + 21{,}10\ Mpa \leq 151{,}43\ Mpa$$

$$\mathbf{62{,}46\ Mpa \leq 151{,}43\ Mpa}$$

4.3.1 Análise da tensão de flexão do tambor

Para fazer a análise de flexão no tambor, é necessário o cálculo do módulo de flexão (WF).

$$WF = \frac{\pi * ({D_e}^4 - {D_i}^4)}{32D_e}$$

Onde:

D_e – Diâmetro externo.

D_i – Diâmetro interno.

$$D_i = \emptyset\, nominal - h = 355 - 12{,}7 = 342{,}30mm$$

$$WF = \frac{\pi * ({D_e}^4 - {D_i}^4)}{32D_e} = \frac{\pi * (367{,}45^4 - 342{,}30^4\})}{32 * 367{,}45} = \mathbf{1202737{,}40\ mm^3}$$

4.3.2 Comprimento do tambor L_T

Moitão gêmeo para n ramis de cabos Figura 9.

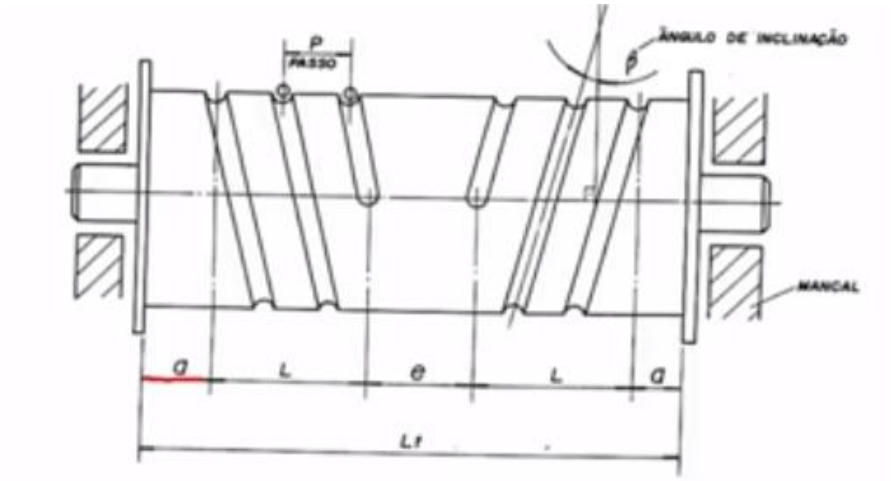


Figura 9 – Moitão gêmeo para n ramais de cabos.

$$L_c = V_m + H_e$$

L_c – Comprimento do cabo a ser enrolado.

V_m – Vantagem mecânica. (igual ao número de cabos)

H_e – Altura de elevação

$$L_c = V_m + H_e = 4 * 9 = \mathbf{36\ m}$$

Ficando 18 m para cada lado.

$$n_e = \frac{L_c}{\pi * D_{pt}}$$

D_{pt} – Diâmetro primitivo.

$$n_e = \frac{L_c}{\pi * D_{pt}} = \frac{18000}{\pi * 371} = 15{,}44 \approx 16$$

$$n_{e\ total} = n_e + (2\ a\ 3)$$

$$n_{e\ total} = 16 + 3$$

$$n_{e\ total} = \mathbf{19\ espiras}$$

O comprimento L é igual a:

$$L = n_{e\ total} * p$$

$$L = 19 * 18{,}24$$

$$L = \mathbf{346{,}56\ mm}$$

L_T – Comprimento do tambor.

$$L_T = (2 * L) + (2 * a) + e$$

$$e = Ø\ Polia\ móvel + (5 * Ø\ cabo)$$

$$e = 401{,}41 + (5 * 16)$$

$$e = 481{,}41\ mm$$

$$a = \frac{Ø\ polia\ móvel}{2} + Ø\ cabo$$

$$a = \frac{401{,}41}{2} + 16$$

$$a = 216{,}70\ mm$$

Logo, o comprimento do tambor será:

$$L_t = (2 * L) + (2 * a) + e$$

$$L_t = (2 * 346{,}56\ ) + (2 * 216{,}70\ ) + 481{,}41$$

$$L_t = 1607{,}93\ mm$$

$$L_t = \mathbf{1607,93\ mm}$$

De posse do valor do comprimento do tambor, é possível calcular a distância de centro a centro dos mancais.

$$L = a + b + L_T + 2 * e_f$$

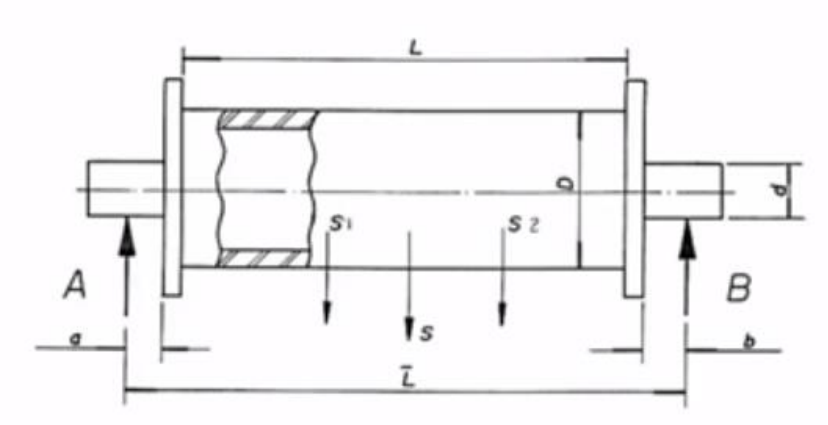


Figura 10 – Representação dos fatores no tambor.

a e b – distancia entre os mancais definido 50mm ($a = b$);

e – espessura do flange definido 6,35mm.

$$L = 50 + 50 + 1.607{,}93 + (2 * 6{,}35)$$

$$\boldsymbol{L = 1720,63\ mm}$$

4.3.3 Determinação da carga

Consultando catalogo demostrado na Tabela 11 determinamos o peso do moitão.

Tabela 18 – Moitão 3 roldanas.

Vendido em par – utilização com corda

DADOS TÉCNICOS		1 ROLDANA			2 ROLDANAS			3 ROLDANAS		
Diâmetro externo da roldana (mm)	Diâmetro da corda (pol)	Capacidade (kg)	Peso por par (kg)	Código do produto	Capacidade (kg)	Peso por par (kg)	Código do produto	Capacidade (kg)	Peso por par (kg)	Código do produto
45	3/8"	250	0,94	05558	520	1,25	05540	650	1,85	05541
60	1/2"	520	1,45	05557	700	2,32	05542	970	3,1	05543
80	5/8"	650	2,5	05556	800	4,08	05544	1.200	5,84	05545
100	3/4"	900	4,04	05555	1.300	6,7	05546	1.800	10,62	05547
120	1"	1.300	6,2	05554	2.300	11,7	05548	2.800	16,80	05549
150	1,1/8"	1.900	11,62	05553	3.800	20,88	05550	5.000	25,52	05551

Fonte: Catalogo KOCH

A carga será igual a:

$$S = 2 * (T + Peso\ moitão + peso\ do\ cabo)$$

$Peso\ moitão = 25{,}52\ Kgf$

$peso\ do\ cabo = 0{,}919\ \frac{Kgf}{m} = 0{,}919\ \frac{Kgf}{m} * 36m = 33{,}08\ Kgf$

$$S = 2 * (T + Peso\ moitão + peso\ do\ cabo)$$

$$S = 2 * (1953{,}35 + 25{,}52 + 33{,}08)$$

$$S = 2 * 2677{,}17\ Kgf$$

$$\boldsymbol{S = 4023{,}90\ Kgf}$$

4.3.4 Momento máximo

$$M_{máx.} = \frac{S * L}{4}$$

$$M_{máx.} = \frac{4023{,}90 * 1720{,}63 * 9{,}81}{4}$$

$$\boldsymbol{M_{máx.} = 16980234{,}60\ N.mm}$$

4.3.5 Tensão de Flexão

$$\sigma_f = \frac{M_{máx.}}{WF}$$

$$\sigma_f = \frac{16980234{,}60}{1202737{,}40}$$

$$\boldsymbol{\sigma_f = 14{,}12\ Mpa}$$

4.3.6 Torção no tambor

<u>Momento de inércia</u>

$$j = \frac{\pi * ({D_e}^4 - {D_i}^4)}{32}$$

$$j = \frac{\pi * (367{,}45^4 - 342{,}3^4)}{32}$$

$$\boldsymbol{j = 441945857,20\ mm^4}$$

Onde a torção no tambor será:

$$\tau_{máx} = \frac{M_t * C2}{j}$$

M_t – Momento de torção.

$$M_t = S * 9{,}81 * Raio\ primitivo$$

$$M_t = 4023{,}90 * 9{,}81 * 185{,}50$$

$$\boldsymbol{M_t = 7322512,14\ N.mm}$$

$C2$ – Raio primitivo.

$C2 = 185{,}50\ mm$

A tensão de cisalhamento admissível será:

$$\tau_a = \frac{\sigma_r}{q * FS_r}$$

$$\tau_a = \frac{315}{1{,}25 * 2{,}8}$$

$$\boldsymbol{\tau_a = 90\ Mpa}$$

Portanto, tem-se que:

$$\tau_{máx} = \frac{M_t * C2}{j}$$

$$\tau_{máx} = \frac{7322512{,}14 * 185{,}50}{441945.857{,}20}$$

$$\boldsymbol{\tau_{máx} = 3,07\ Mpa}$$

$$3{,}07\ Mpa \leq 126\ Mpa$$

4.3.7 Análise geral dos resultados

$\tau_{CR} = 41{,}36\ Mpa$ (tensão de compressão localizada)

$\sigma_{flexão} = 21{,}10\ Mpa$ (tensão de flexão localizada)

$\sigma_f = 14{,}12\ Mpa$ (tensão de flexão em todo o tambor)

$\tau_{máx} = 3{,}07\ Mpa$ (tensão de cisalhamento em todo o tambor)

Da figura 8, levando em consideração o cisalhamento, se cai no caso **h**, onde:

$$\sqrt{\left(\sigma_c + \sigma_f\right)^2 + 3 * \tau^2} \leq \sigma_{admissível}$$

No qual, temos 2 tensões admissíveis.

$\sigma_a = 151{,}43\ Mpa$

$\tau_a = 90{,}00\ Mpa$

$$\sqrt{\left(\sigma_c + \sigma_f\right)^2 + 3 * \tau^2} \leq \sigma_{admissível}$$

$$\sqrt{(41{,}36 + 21{,}10)^2 + 3 * 3{,}07^2} \leq 90{,}00$$

$$62{,}69\ Mpa \leq 90{,}00\ Mpa$$

Logo pode-se afirmar que o tambor dimensionado **está apto** para ser utilizado.

4.4 DIMENSIONAMENTO DA VIGA PRINCIPAL

- Como foi definido na tabela 1 de classe de utilização, utilizaremos a classe **B** (utilização regular em serviço intermitente).
- De acordo com a tabela 2 de estado de carga, foi definido um estado de carga **nível 2** (equipamentos regularmente carregados com carga máxima, média e leve).
- De acordo com a tabela 3 de classificação de estrutura, fazendo-se o cruzamento dos resultados das tabelas 1 e 2, obtemos uma classificação de estrutura **nível 4**.
- A classe de funcionamento dado na tabela 4 para uma duração de utilização de 12500h é a **V3**.

Partindo da necessidade de um estudo para implantação de uma ponte rolante em um galpão industrial, seguindo os seguintes requisitos:

- Tipo de aplicação: não siderúrgica;
- Maior vão: 20 m;
- Altura do solo: 9 m;
- Capacidade da carga: 5 toneladas;

- Tipologia da ponte: bi-viga.

Com a utilização de planilhas para auxiliarem os cálculos, de forma interativa, vários valores de espessuras de chapas e relações de dimensões entre alma e mesa foram introduzidos, obtendo a relação que minimize as suas dimensões.

Conseguimos então as dimensões para viga principal.

Tabela 19 – Dimensões da viga principal da ponte rolante

	Alma h_A	Mesa b	Espessura da chapa da alma e_1	Espessura da chapa da mesa e_2
Dimensões (mm)	1300,00	800,00	6,30	8,00

.

Verificando as dimensões da viga caixão, será determinado o momento de inercia da viga, posteriormente serão determinadas as ações atuantes na viga e a sua posição de modo a serem determinados os esforços e flecha máxima.

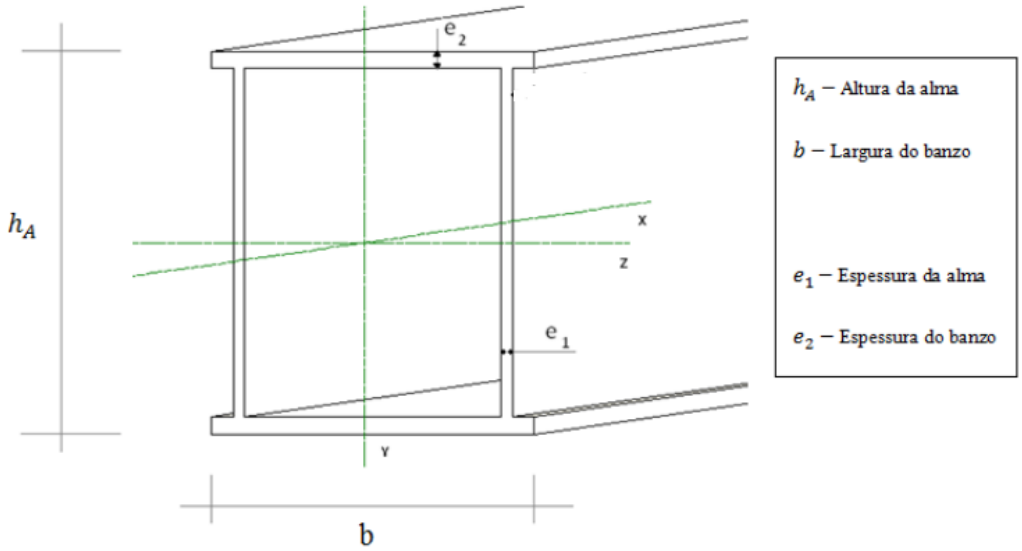


Figura 11 – Dimensões da viga caixão.

Para o calculo do momento de inercia foi definida uma equação que corresponde ao somatório dos momentos de inercia de cada uma das secções da alma e cada uma das secções da mesa.

$$I = 2\frac{(e_1 * h_A^3)}{12} + 2\left[\frac{b * {e_2}^3}{12} + (e_2 * b * \left(\frac{h_A}{2} + \frac{e_2}{2}\right)^2\right]$$

$$I = 2\frac{(6{,}3 * 1300^3)}{12} + 2\left[\frac{800 * 8^3}{12} + (8 * 500 * \left(\frac{1000}{2} + \frac{8}{2}\right)^2\right]$$

$$\boldsymbol{I = 7{,}782 * 10^9\ mm^4}$$

O peso próprio da viga foi determinado levando em consideração o volume de chapas que compõe a alma e a mesa, sendo o volume total posteriormente multiplicado pela massa volumétrica do aço ($\rho_{aço} = 7850\ kg/m^3$).

$$V_{aço} = 2V_{alma} + 2V_{mesa}$$

$$V_{aço} = (2 * 1300 * 6{,}3 * 20000 * 10^{-9}) + (2 * 800 * 8 * 20000 * 10^{-9})$$

$$V_{aço} = 0{,}584\ m^3$$

Assim:

$$P_{viga} = V_{aço} * \rho_{aço}$$

$$P_{viga} = 0{,}584 * 7850$$

$$P_{viga} = 4584{,}40\ kg$$

A escolha do coeficiente de majoração M_x depende do grupo no qual está classificado o equipamento, para uma classificação de estrutura nível 4, obtemos o coeficiente de majoração através da Tabela 18.

Tabela 20 – Valores do coeficiente de majoração para equipamentos industriais

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

Fonte: NBR 8400 (1984)

Como o equipamento será utilizado em um galpão fechado (sem vento), a carga, devido às solicitações diversas, será igual a:

$$p = M_x * (S_G + \Psi S_L + S_H) + S_W$$

$$p = 1{,}06 * (4584{,}4 + (1{,}378 * 5000) + 0) + 0$$

$$\boldsymbol{p = 12162{,}84\ kg}$$

S_H – Efeitos horizontais ($S_H = 0$).

S_W – Efeitos do vento ($S_W = 0$).

Dessa forma:

A Figura 12 ilustra o diagrama de forças no maior vão.

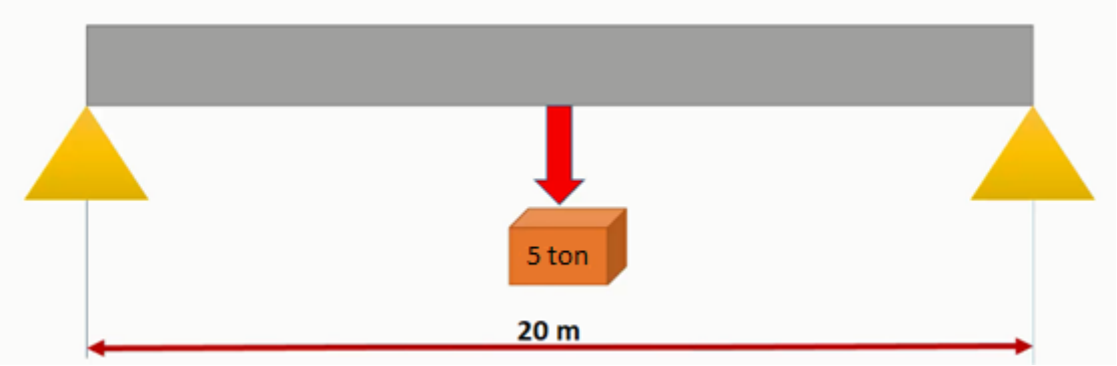


Figura 12 – Diagrama de forças no maior vão.

Fonte: Produzida pelo autor (2018).

Momento fletor

$$M_{max} = \frac{p * g * L}{4}$$

$$M_{max} = \frac{12162{,}84 * 9{,}81 * 20}{4}$$

$$M_{max} = \mathbf{547537{,}30\ N.m}$$

Reações nos apoios

$$R_A = R_B = \mathbf{59658{,}73\ N}$$

Verificação da tensão normal

Para o cálculo da tensão admissível é necessário o limite de ruptura para a chapa que será utilizada na viga caixão, essa tensão de ruptura pode ser encontrado na Tabela 21.

Tabela 21 – Limite de resistência das chapas da vigas caixão.

Propriedades Mecânicas			
	ASTM A 572 Grau 50	ASTM A 572 Grau 60*	ASTM A 992*
Limite de Escoamento (MPa)	345 mín.	415 mín.	345 a 450
Limite de Resistência (MPa)	450 mín.	520 mín.	450 mín.
Alongamento após ruptura (%)	18 mín.	16 mín.	18 mín.
	AÇO COR 500*	ASTM A 131 AH32*	ASTM A 131 AH36*
Limite de Escoamento (MPa)	370 mín.	315 mín.	355 mín.
Limite de Resistência (MPa)	500 mín.	440 a 590	490 a 620
Alongamento após ruptura (%)	18 mín.	19 mín.	19 mín.

Fonte: GERDAL (2015)

Sendo assim, teremos uma tensão admissível igual a:

$$\sigma_a = \frac{\sigma_r}{q * FS_r} =$$

$$\sigma_a = \frac{450}{1{,}25 * 2{,}8}$$

$$\sigma_a = \mathbf{128{,}57\ Mpa}$$

Sabendo que:

$h = 1300\ mm$

$$y = \frac{h}{2}$$

$$y = \frac{1300}{2}$$

$$y = 650\ mm$$

A tensão normal será igual a:

$$\sigma_x = \frac{M_{max} * y}{I}$$

$$\sigma_x = \frac{547537{,}30 * 1000 * 650}{7782 * 10^6}$$

$$\sigma_x = \mathbf{45{,}73\ Mpa}$$

Temos então que:

$$\mathbf{45{,}73\ Mpa \leq 128{,}57\ Mpa}$$

<u>Verificação da tensão de cisalhamento</u>

Levando em consideração o esforço de cisalhamento, o maior esforço cortante será de 113,04 KN. (considerando que o carro ficará a 1m de distância do apoio).

A tensão admissível ao cisalhamento é dada pela equação:

$$\tau_a = \frac{\sigma_a}{\sqrt{3}}$$

Sabendo que:

$$\sigma_a = \tau_{cis} = \sigma_{escoamento} * 0{,}6$$

Da Tabela 21, temos que o limite de escoamento é 345 Mpa, portanto:

$$\sigma_a = \tau_{cis} = \sigma_{escoamento} * 0{,}6$$
$$\sigma_a = \tau_{cis} = 345 * 0{,}6$$
$$\sigma_a = \tau_{cis} = 207\ Mpa$$

Logo, a tensão de cisalhamento admissível será:

$$\tau_a = \frac{\sigma_a}{\sqrt{3}}$$
$$\tau_a = \frac{207}{1{,}73}$$
$$\boldsymbol{\tau_a = 120\ Mpa}$$

A tensão de cisalhamento a que o elemento está solicitado será igual a:

$$\tau_{cis\ X} = \left\| \frac{V_{max}}{A_{alma}} \right\|$$

A_{alma} – Área da alma.

V_{max} – Esforço cortante máximo.

$$A_{alma} = 2 * (e_1 * d')$$
$$A_{alma} = 2 * (6{,}3 * 1284)$$
$$A_{alma} = 16178{,}4\ mm^2$$

Têm-se então que $\tau_{cis\ X}$ será igual a:

$$\tau_{cis\ X} = \left\| \frac{V_{max}}{A_{alma}} \right\|$$
$$\tau_{cis\ X} = \frac{113037{,}6}{16178{,}4}$$
$$\tau_{cis\ X} = \boldsymbol{6{,}987\ Mpa}$$

Logo:

$$\boldsymbol{6{,}987\ Mpa\ \leq\ 120\ Mpa}$$

Verificação da deflexão

Sabendo que a ponte rolante não deve sofrer deflexão, é de grande importância determinar a deflexão que a mesma estará sujeita, e assim avaliar se a mesma não sofrerá danos. A Figura 13 mostra os tipos de deflexão de vigas.

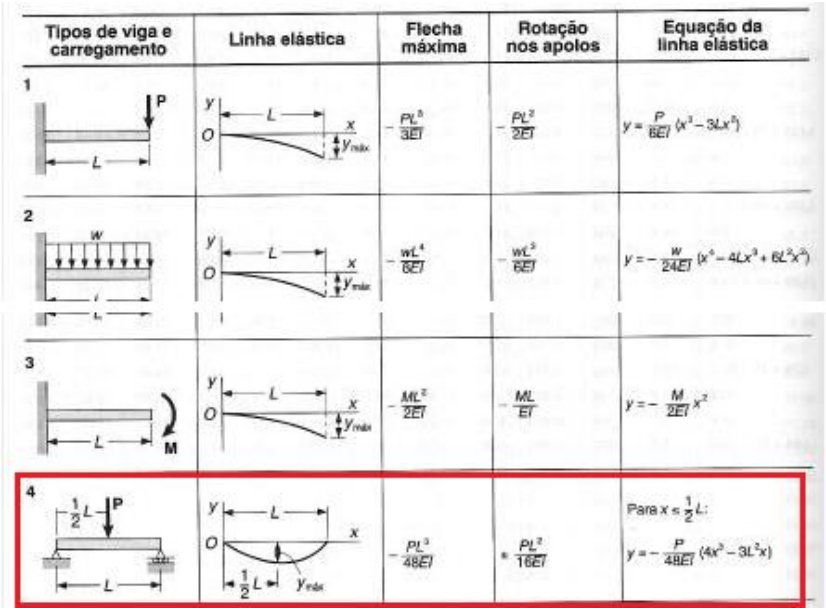


Figura 13 – Deflexão de vigas.

Fonte: Pinheiros (2015).

A partir do tipo de viga e carregamento, pode-se observar que a deflexão que ocorrerá na ponte rolante é o caso 4 mostrado na figura 10.

Primeiro deve-se calcular a flecha máxima, que segundo a figura 10 é dado pela seguinte equação:

$$Y = \frac{P * L^3}{48 * E * I}$$

E – Módulo de elasticidade (200 Gpa para o aço estrutural).

$$Y = \frac{P * L^3}{48 * E * I}$$

$$Y = \frac{12162{,}84 * 20^3}{48 * 200 * 10^9 * 0{,}00778}$$

$$\boldsymbol{Y = 0{,}01303\ m = 13{,}03\ mm}$$

Reforços verticais

Devem ser colocados reforços verticais de alma, nervuras (ver figura 15) nas secções de apoio e nas secções em que atuam cargas concentradas fixas importantes.

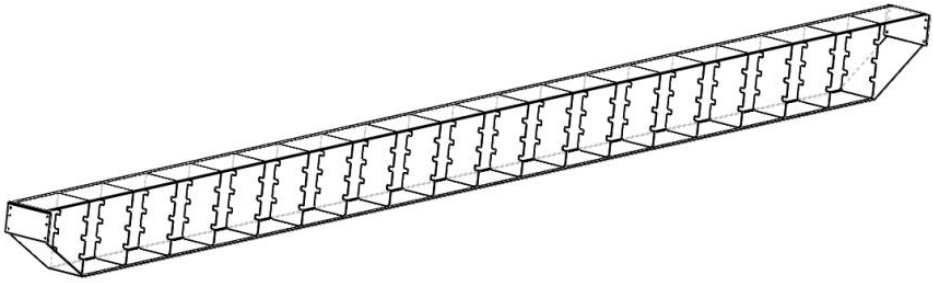


Figura 14 – Reforços verticais.

Sendo esses reforços barras comprimidos axialmente para uma força igual ao valor do esforço transverso na secção correspondente da viga, e considerando para comprimento de encurvadura a distância entre as suas ligações extremas.

Reforços verticais

Sendo a estrutura das vigas principais composta por chapas esbeltas, será mais propício o aparecimento de vibrações, que podem por em causa o bom funcionamento e até a integridade da estrutura.

No projeto estrutural das vigas principais da ponte rolante foram previstos reforços longitudinais. Estes reforços são utilizados de forma a diminuir tanto a flexão como a torção das vigas, mas tem como principal objetivo a redução de vibrações causada pelos esforços dinâmicos a que a ponte rolante irá estar sujeita devidos à movimentação das cargas.

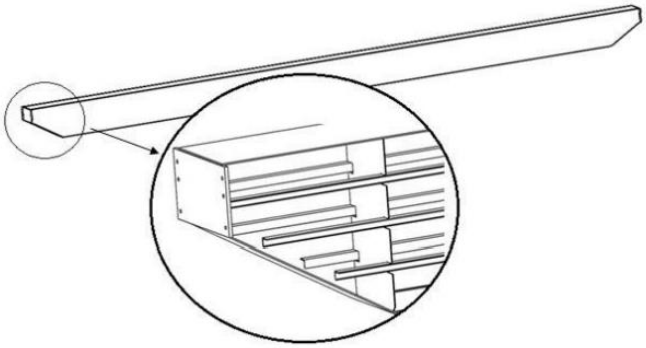


Figura 15 – Vista de reforços longitudinais.

CONCLUSÃO

O estudo proposto consistiu no desenvolvimento de um dimensionamento e seleção dos componentes principais que compõe uma ponte rolante. Construiu-se um sequenciamento que inicia na investigação técnica das características necessárias, após busca-se em parâmetros tabelados e após os cálculos de dimensionamento estrutural (viga principal) e dimensionamento do sistema de elevação principal.

Através da aplicação de uma metodologia de projeto de produto, foi possível desenvolver o projeto detalhado da ponte rolante. Foi realizada uma análise dos equipamentos existentes onde estes serviram de fonte de inspiração para desenvolver os conceitos aplicados no desenvolvimento do projeto.

Por fim, conclui-se que todos os objetivos propostos foram atingidos, sendo que com o estudo também foi possível colocar em prática muitos conceitos aprendidos em sala de aula. É importante ressaltar que este projeto abrange várias áreas de estudo da Engenharia Mecânica, como, resistência dos materiais, elementos de máquina, mecânica dos sólidos, dentre outras, servindo de base para estudos futuros e aperfeiçoamento das técnicas utilizadas.

REFERÊNCIAS

ABNT NBR 8400: **Cálculo de equipamento para levantamento e movimentação de cargas**. 1984.

DEMAG, **Pontes rolantes**, 2015. Disponível em: <http://www.demagcranes.com.br/> Acesso em: 20 fev. 2018.

LANGUI, C. A. **Pontes Rolantes - A importância do equipamento nas áreas de produção industrial - Pontes rolantes.** 50p. Monografia (MBA em Gerência Empresarial) - Departamento de Economia, Contabilidade, Administração e Secretariado, Universidade de Taubaté, Taubaté, 2001.

NASSAR, W. R. **Apostila de Máquinas de Elevação e Transporte**. Universidade de Santa Cecília - São Paulo. 2004.

PASSOS, L. C. **Apostila: Técnicas de instalação, operação, manutenção, testes e inspeção: pontes rolantes, guindastes giratórios e acessórios de movimentação de cargas.** Make Engenharia, Acessoria e Desenvolvimento. 2011.

PINHEIROS, J. C. C. P**rojeto e desenvolvimento de uma linha de pontes rolantes padronizadas para uma empresa metal mecânica.** Trabalho de Conclusão de Curso - Departamento de Engenharia Mecânica, Unijuí, 2015.

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

TAMASAUSKAS, A. **Metodologia do Projeto Básico de Equipamento de Manuseio e Transporte de Cargas – Ponte Rolante – Aplicação não siderúrgica.** 2000. Dissertação de mestrado - Escola Politécnica de São Paulo, Departamento de Engenharia Mecânica, São Paulo, 2000.