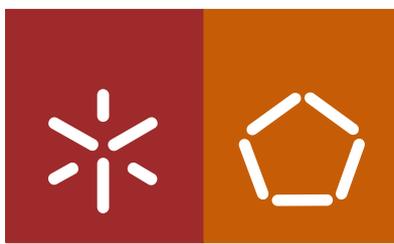


Universidade do Minho
Escola de Engenharia

João Oliveira Soares

Projecto e optimização de pontes rolantes



Universidade do Minho
Escola de Engenharia

João Oliveira Soares

Projecto e optimização de pontes rolantes

Dissertação de Mestrado
Mestrado Integrado em Engenharia Mecânica

Trabalho realizado sob a orientação do
Professor Doutor António Marques Pinho

Outubro de 2011

É AUTORIZADA A REPRODUÇÃO PARCIAL DESTA DISSERTAÇÃO APENAS PARA EFEITOS DE INVESTIGAÇÃO, MEDIANTE DECLARAÇÃO ESCRITA DO INTERESSADO, QUE A TAL SE COMPROMETE;

Universidade do Minho, ___/___/_____

Assinatura: _____

DEDICATÓRIA

Dedico à minha mãe...

AGRADECIMENTOS

A concretização deste trabalho só foi possível devido à dedicação, empenho e vontade de vários intervenientes, a quem gostaria de expressar os meus mais profundos e sinceros agradecimentos.

Ao meu orientador Engenheiro António Marques Pinho, quero expressar o meu enorme reconhecimento pela ajuda, apoio e compreensão manifestados desde o início, bem como pelos conhecimentos e orientações transmitidos.

Ao Engenheiro Decio Faria da Demag pela disponibilidade em fornecer todas as informações relativas aos produtos da empresa e ajuda na sua seleção.

À minha Mãe e ao meu Irmão por todo o apoio ao longo deste percurso.

À Rita pela disponibilidade, ajuda e estímulo.

RESUMO

Com este trabalho, foi desenvolvido o projeto estrutural de uma ponte rolante, fazendo a otimização das suas dimensões em função das exigências inerentes ao espaço de implantação e tipo de utilização, evitando assim a utilização de modelos *standardizados* sujeitos a sobredimensionamento e conseqüentemente custos mais elevados.

Neste projeto consta o dimensionamento da estrutura das vigas principais e das vigas de suporte da ponte, incluindo todos os desenhos técnicos, listas de materiais e listas de operações para o fabrico e montagem deste equipamento.

Foram também sugeridos os equipamentos não estruturais tais como o carro guincho, os motores, equipamento elétrico, botoneiras e todos os restantes elementos essenciais para o funcionamento da ponte rolante. Estes equipamentos foram seleccionados diretamente nos catálogos dos fornecedores, em função dos requisitos necessários para a correta operação da ponte.

PALAVRAS-CHAVE: Ponte rolante, Vigas caixaõ, Elevação, Movimentação de cargas, Grua, Bi-viga,

ABSTRACT

With this work, we developed the structural design of a crane, causing an optimization of their dimensions depending on the inherent requirements of the area of deployment and usage, thus avoiding the use of standardized models subjected to excessive size and consequently higher costs.

This project included the design of the structure of main beams and support beams of the bridge, including all technical drawings, materials lists and lists of operations for manufacture and assembly of this equipment.

We also suggested the non-structural equipment such as car winch, motors, electrical equipment, control pendants and all other elements essential to the operation of the crane. These equipment were selected directly into the suppliers catalogs, based on the requirements necessary for the proper operation of the bridge.

KEYWORDS: Travelling crane, Box type beam, Lift, Cargo handling, Crane, Double girder

ÍNDICE GERAL

1.	INTRODUÇÃO	1
1.1	Enquadramento temático.....	1
1.2	Apresentação Sumária.....	2
2.	PONTES ROLANTES.....	5
2.1	Introdução	5
2.2	Normas e cálculo de pontes rolantes	9
3.	CÁLCULO DA PONTE ROLANTE. OPTIMIZAÇÃO	11
3.1	Introdução	11
3.2	Projeto das vigas principais da ponte rolante	14
3.2.1	Momento de inércia das vigas caixão.....	14
3.2.2	Ações.....	15
3.2.3	Determinação dos Esforços Transversos e Momentos Flectores	21
3.2.4	Cálculo da Flecha Máxima.....	24
3.2.5	Análise das Tensões de Flexão.....	27
3.3	Dimensionamento dos reforços das vigas principais.....	27
3.3.1	Reforços Verticais	27
3.3.2	Reforços Longitudinais	29
3.4	Projeto das vigas de suporte e guiamento da ponte rolante.....	31
3.4.1	Determinação dos esforços atuantes na viga.....	33
3.4.2	Determinação dos esforços transversos e momentos fletores	36
3.4.3	Cálculo da flecha máxima vertical	37
3.4.4	Análise das tensões de flexão	37
3.5	Dimensionamento dos Elementos de Ligação.....	38
3.5.1	Soldadura.....	38
3.5.2	Parafusos	42
4.	FÁBRICO, MONTAGEM E SELECÇÃO DE EQUIPAMENTOS PERIFÉRICOS DA PONTE ROLANTE.....	45
4.1	Introdução	45
4.2	Fabrico da Ponte Rolante	45
4.3	Montagem da Ponte Rolante	52
4.4	Seleccção de Periféricos.....	59
4.4.1	Classificação da Ponte Rolante	59
4.4.2	Carro Guincho	62

4.4.3	Rodas e Mecanismos de Translação da ponte rolante	64
4.4.4	Linhas de Alimentação.....	67
4.4.5	Botoneira	69
4.4.6	Limitadores de Fim de Curso	70
4.4.7	Inversores de Frequência.....	71
4.5	Avaliação Económica.....	72
4.6	Plano de Inspeção e regras de utilização da ponte rolante	76
5.	CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS	79
6.	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	81
	ANEXOS.....	85

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1 – Constituintes da ponte rolante.....	5
Figura 2 – Ponte rolante do século XIX movimentada a vapor	6
Figura 3 – Ponte rolante movimentada a vapor 2.....	7
Figura 4 – Fábrica de montagem da aeronave Bell Corporation.....	8
Figura 5 – Ponte rolante com estrutura em treliça.....	9
Figura 6 – Secções da Viga Caixão	13
Figura 7 – Movimentos da Ponte Rolante	17
Figura 8 – Efeito de pêndulo provocado pelo movimento de translação da ponte rolante	18
Figura 9 – Efeito de pêndulo provocado pelo movimento de direcção do carro guincho.....	20
Figura 10 – Posição crítica do carro guincho	21
Figura 11 – Cotas das posições das cargas <i>P1</i> e <i>P2</i>	22
Figura 12 – Diagrama do Esforço Transverso (kN)	23
Figura 13 – Diagrama do Momento Flector (kN.m)	24
Figura 14 – Diagrama dos deslocamentos verticais	25
Figura 15 – Diagrama dos deslocamentos horizontais	26
Figura 16 – Reforços verticais.....	28
Figura 17 – Vista dos Reforços Longitudinais	30
Figura 18 – Viga principal com reforços longitudinais.....	31
Figura 19 – Dimensões gerais das vigas de suporte e distância entre eixos dos cabeçotes	33
Figura 20 – Posição extrema do carro guincho	34
Figura 21 – Diagrama de esforços transversos na posição do carro guincho mais desvantajosa para as vigas de suporte [kN]	34
Figura 22 – Diagrama de momentos flectores na posição do carro guincho mais desvantajosa para as vigas de suporte [kNm]	35
Figura 23 – Diagrama de esforços transversos das vigas de suporte	36
Figura 24 – Diagrama de momentos flectores das vigas de suporte	36
Figura 25 – Flecha máxima vertical das vigas de suporte.....	37
Figura 26 – Secção do cordão de soldadura	39
Figura 27 – Secção da viga principal	41
Figura 28 – Esquema de soldadura de topo para espessuras inferiores a 6mm.....	41
Figura 29 – Esquema de soldadura de topo para espessuras entre 6mm e 15mm.....	42

Figura 30 – Pormenor da verga de segurança	43
Figura 31 – Ligação entre a chapa inferior e as vigas de alinhamento.....	47
Figura 32 – Ligação entre as chapas laterais e as vigas longitudinais.....	47
Figura 33 – Ligação entre a chapa lateral e a chapa inferior	48
Figura 34 – Ligação dos reforços verticais.....	48
Figura 35 – Ligação da segunda chapa lateral.....	49
Figura 36 – Ligação da chapa de topo e placas de topo	49
Figura 37 – Ligação da chapa superior.....	50
Figura 38 – Ligação das vergas de segurança, carris e batentes às vigas principais.....	50
Figura 39 – Ligação dos reforços e placas de topo às vigas HEB300.....	51
Figura 40 – União das placas de ligação aos cabeçotes	51
Figura 41 – Acoplamento das rodas aos cabeçotes	51
Figura 42 – Ligação entre os cabeçotes e as vigas principais	52
Figura 43 – Rotação dos topos das vigas de suporte (EN 1993-6).....	53
Figura 44 – Pormenor da emenda dos carris	54
Figura 45 – Tolerâncias das distâncias entre carris	54
Figura 46 – Tolerância de inclinação dos carris	55
Figura 47 – Tolerância dos empenos dos carris no plano horizontal	55
Figura 48 – Flecha máxima horizontal.....	56
Figura 49 – Deformação horizontal máxima do pilar de suporte da ponte rolante	57
Figura 50 – Diferença entre as deformações horizontais máximas dos pilares de suporte da ponte rolante	57
Figura 51 – Flecha máxima vertical	58
Figura 52 – Diferença das deformações verticais entre as vigas de suporte	58
Figura 53 – Carro guincho.....	62
Figura 54 – Linha de alimentação blindada Demag tipo DCL.....	68
Figura 55 – Sistema de alimentação com fitas e cabos	69
Figura 56 – Botoneira.....	70
Figura 57 – Fins de curso Demag DGS/DGS-G	71
Figura 58 – Inversores de frequência	72
Figura 59 – UM Crane Calculator	97

ÍNDICE DE TABELAS

Tabela 1 – Normas de desenho técnico utilizadas	10
Tabela 2 – Dimensões das vigas principais da ponte rolante, ver figura 6.....	13
Tabela 3 – Valor das variáveis para o cálculo da flecha vertical.....	24
Tabela 4 – Valor das variáveis para o cálculo da flecha horizontal	26
Tabela 5 – Efeito da utilização de reforços nas vigas principais	31
Tabela 6 – Valor das variáveis para o cálculo da flecha vertical.....	37
Tabela 7 – Classificação de Gruas.....	59
Tabela 8 – Classificação de equipamentos de manuseio de carga.....	61
Tabela 9 – Equivalência entre as classificações dadas pelas várias organizações	61
Tabela 10 – Requisitos do carro guincho	62
Tabela 11 – Características do carro guincho.....	63
Tabela 12 – Requisitos das rodas e mecanismos de translação	64
Tabela 13 – Características gerais dos blocos de rodas.....	65
Tabela 14 – Características dos blocos de rodas 1 e 2.....	65
Tabela 15 – Dados de potência dos blocos de rodas 1 e 2.....	66
Tabela 16 – Características dos blocos de rodas 3 e 4.....	66
Tabela 17 – Custo da matéria-prima dos cabeçotes	73
Tabela 18 – Custo da matéria-prima da estrutura de suporte	73
Tabela 19 – Custo da matéria-prima das vigas principais	74
Tabela 20 – Custos dos equipamentos periféricos.....	75
Tabela 21 – Custo total da matéria prima da ponte rolante (euros).....	76
Tabela 22 – Métodos de Inspeção do Carro Guincho.....	89
Tabela 23 – Métodos de Inspeção das rodas Motrizes do Sistema de Translação Da Ponte.....	90
Tabela 24 – Métodos de inspeção dos motoredutores	91
Tabela 25 – Métodos de inspeção do cabo de aço	92
Tabela 26 – Tabela de materiais (Vigas Principais).....	93
Tabela 27 – Tabela de materiais (Cabeçotes).....	94
Tabela 28 – Tabela de materiais (Vigas de suporte).....	94
Tabela 29 – Lista de operações.....	95

NOMENCLATURA

Notação	Unidade	Descrição
δ_y	mm	Flecha na direção horizontal (y)
δ_z	mm	Flecha na direção vertical (z)
h_A	mm	Altura da alma
b	mm	Largura do banzo
I	mm	Margem do banzo
e_1	mm	Espessura da alma
e_2	mm	Espessura do banzo
$E_{aço}$	GPa	Módulo de elasticidade
$\rho_{aço}$	kg/m ³	Massa volúmica do aço
C	mm	Distância entre eixos do carro guincho
l	mm	Vão
I_{zz}	mm ⁴	Momento de inércia da viga segundo o eixo z
I_{yy}	mm ⁴	Momento de inércia da viga segundo o eixo y
$V_{aço}$	m ³	Volume de aço
V_{Alma}	m ³	Volume da alma
V_{Banzo}	m ³	Volume do banzo
P_{viga}	kg	Massa da viga principal
W_{viga}	N/m	Força devido ao peso próprio
F_{roda}	N	Força aplicada por cada roda
P_{CG}	kg	Massa do carro guincho
$F_{CG/roda}$	N	Massa do carro guincho por roda
t_{tr}	S	Tempo de travagem
v	m/s	Velocidade final
v_0	m/s	Velocidade inicial
a	m/s ²	Aceleração
F_{Ty}	N	Força na direcção vertical provocada pela travagem

$F_{Ty/roda}$	N	Força na direcção vertical em cada roda, provocada pela travagem
θ	°	Ângulo descrito
h_1	mm	Distância da carga ao chão, em balanço
T_T	N	Tensão provocada pela travagem no movimento de translação da ponte rolante
T_{TV}	N	Componente vertical de T_T
T_{TH}	N	Componente horizontal de T_T
E_A	J	Energia Mecânica na posição A
E_B	J	Energia Mecânica na posição B
m	Kg	Carga máxima
$F_{T/roda}$	N	Tensão provocada pela travagem no movimento de translação da ponte rolante por roda
$F_{TV/roda}$	N	Componente vertical de T_T por roda
$F_{TH/roda}$	N	Componente horizontal de T_T por roda
T_D	N	Tensão provocada pela travagem no movimento de direcção da ponte rolante
T_{DV}	N	Componente vertical de T_D
T_{DH}	N	Componente horizontal de T_D
$F_{D/roda}$	N	Tensão provocada pela travagem no movimento de direcção da ponte rolante por roda
$F_{DV/roda}$	N	Componente vertical de T_D por roda
$F_{DH/roda}$	N	Componente horizontal de T_D por roda
x_1	mm	Posição crítica da roda 1
x_2	mm	Posição crítica da roda 2
P_1	N	Carga aplicada na posição x_1
P_2	N	Carga aplicada na posição x_2
δ_w	mm	Flexão provocada pelo peso próprio
δ_{P_1}	mm	Flexão provocada pela carga P_1
δ_{P_2}	mm	Flexão provocada pela carga P_2
x	mm	Metade do vão

P_{cr}	N	Carga crítica de encurvadura
μ	Adim.	Coefficiente de atrito
σ_1	MPa	Tensão axial devida ao momento fletor paralelo ao eixo da garganta
τ_1	MPa	Tensão de corte devida ao esforço transversal, paralelo ao eixo de soldadura
τ_{\perp}	MPa	Tensão de corte devida ao momento torsor, perpendicular ao eixo do cordão
M_f	Nm	Momento fletor
T	N	Esforço transversal
Q	Nm	Momento estático em relação ao eixo neutro do plano A-A
A	mm	Área de secção transversal
Lf	mm	Comprimento de encurvadura de um peça

GLOSSÁRIO

FEM	Federation Europeenne de la Manutention
CMAA	<i>Crane</i> Manufacturers Association of America
REAE	Regulamento de Estruturas de Aço para Edifícios
ISSO	International Organization for Standardization
HMI	Hoist Manufacturers Institute
NP	Norma Portuguesa
EN	Norma Europeia
AISE	Association of Iron and Steel Engineers

1. INTRODUÇÃO

1.1 Enquadramento temático

As atividades industriais de transformação e produção, dependem de mecanismos de transporte de cargas tanto dentro do processo produtivo como fora, na entrada de matéria-prima e escoamento dos bens produzidos.

Estes mecanismos de transporte serão sempre que possível escolhidos e dimensionados conforme as necessidades e restrições físicas, sendo que para uma ótima disposição de máquinas no processo e circulação de pessoas, devemos posicionar os equipamentos de manuseio de cargas num plano acima do plano de circulação de materiais e pessoas.

Para este efeito teremos então quatro tipos principais de equipamentos:

- Pontes rolantes Mono-Viga
- Pontes rolantes com dupla viga (Bi-Viga);
- Pórticos rolantes;
- Semi-pórticos rolantes;

As grandes diferenças entre estes equipamentos, tem a ver com as capacidades de carga, e as condições de instalação dos equipamentos.

As pontes rolantes têm a vantagem de conseguir uma ampla cobertura, mas no entanto, torna-se complicada a instalação e operação de mais pontes rolantes em paralelo, o que pode condicionar o projeto, por ser muito complicado por exemplo, ter duas pontes rolantes com cobertura total, devido às dificuldades existentes no seu cruzamento.

Os semi-porticos rolantes são normalmente uma solução para estes problemas, por serem equipamentos menos volumosos e por permitirem uma maior agilidade, embora estes equipamentos sejam bastante menos capazes em termos de capacidade de carga e cobertura.

Os pórticos rolantes são muito usados em exterior pela inexistência de uma estrutura de apoio à ponte rolante, quando em espaços interiores a estrutura do edifício não o permite, ou quando se pretende a transição entre um espaço fechado e um espaço aberto. Em alguns casos,

pequenos pórticos rolantes têm a enorme vantagem devido à sua capacidade de cobertura e funcionamento em paralelo com outros equipamentos de manuseio.

As pontes rolantes são utilizadas em ambiente industrial há muitos anos tendo sido na revolução industrial que a sua utilização ganhou especial enfoque, pois nessa altura começou a ser necessário o manuseio de grandes cargas em ambiente industrial, de uma forma rápida e sem que isso afetasse outros processos produtivos e até o layout da empresa.

Por este motivo ao longo dos anos têm aparecido empresas especializadas na produção de equipamentos de transporte e manuseio de carga, produzindo pontes rolantes para as mais diversas utilizações, produzindo essencialmente equipamentos standards e em muitos casos sobredimensionados.

É portanto melhor opção, caso haja capacidade para isso, a execução de um projeto dimensionado para o espaço onde o equipamento vai funcionar, garantindo assim que o projeto não seja sobredimensionado e tenha todas as características desejadas, obtendo ganhos na sua performance, no seu custo de produção, montagem e funcionamento.

É relevante não esquecer que no desenvolvimento do projeto de uma ponte rolante, que o equipamento a que lhe pertence faz parte de todo o sistema, isto é, se ele apoiar em alguma estrutura, que é a estrutura do edifício, esta também fará parte do custo inicial de investimento.

Desta forma, o presente trabalho consiste no projeto e otimização de uma ponte rolante para utilização industrial em que os dados relativos às necessidades foram fornecidos pela H.I.M. – Indústria Metalomecânica.

1.2 Apresentação Sumária

O presente capítulo faz a introdução à dissertação enquadrando o tema, projeto e otimização de pontes rolantes, com os conceitos que irão ser abordados nos capítulos subsequentes, apresenta ainda os objetivos da dissertação e a forma como esta se desenvolve.

O capítulo 2 visa explicitar a necessidade da aplicação de pontes rolantes, tendo em conta a sua evolução, os conceitos e variáveis que afetam o seu dimensionamento e utilização. Este capítulo dedicar-se-á ao estado atual dos conhecimentos.

O capítulo 3 incide sobre o caso de estudo e dedicar-se-á ao cálculo estrutural da ponte rolante bem como toda a estrutura de suporte e elementos de ligação.

O capítulo 4 apresenta o plano de fabrico e montagem da ponte rolante abordada no capítulo anterior, a seleção dos equipamentos periféricos a adquirir e todos os custos relativos a cada um destes processos.

Conclui-se a dissertação com capítulo 5 onde se apresentam as conclusões relativas ao estudo desenvolvido apresentando ainda uma abordagem relativa a futuros trabalhos.

2. PONTES ROLANTES

2.1 Introdução

Pontes rolantes são equipamentos utilizados para içar objetos, através de um guincho que é montado numa estrutura móvel, conhecido como carro guincho, o que lhe garante a capacidade de se mover horizontalmente sob carris montados numa ou duas vigas. A ponte rolante tem as extremidades da(s) viga(s) de apoio (vigas principais) assentes no cabeçote com rodas que se movimentam sobre carris (ver figura 1). As pontes rolantes estão situadas a um nível superior do edifício, geralmente assente nas paredes laterais e paralelas de uma fábrica ou armazém industriais.

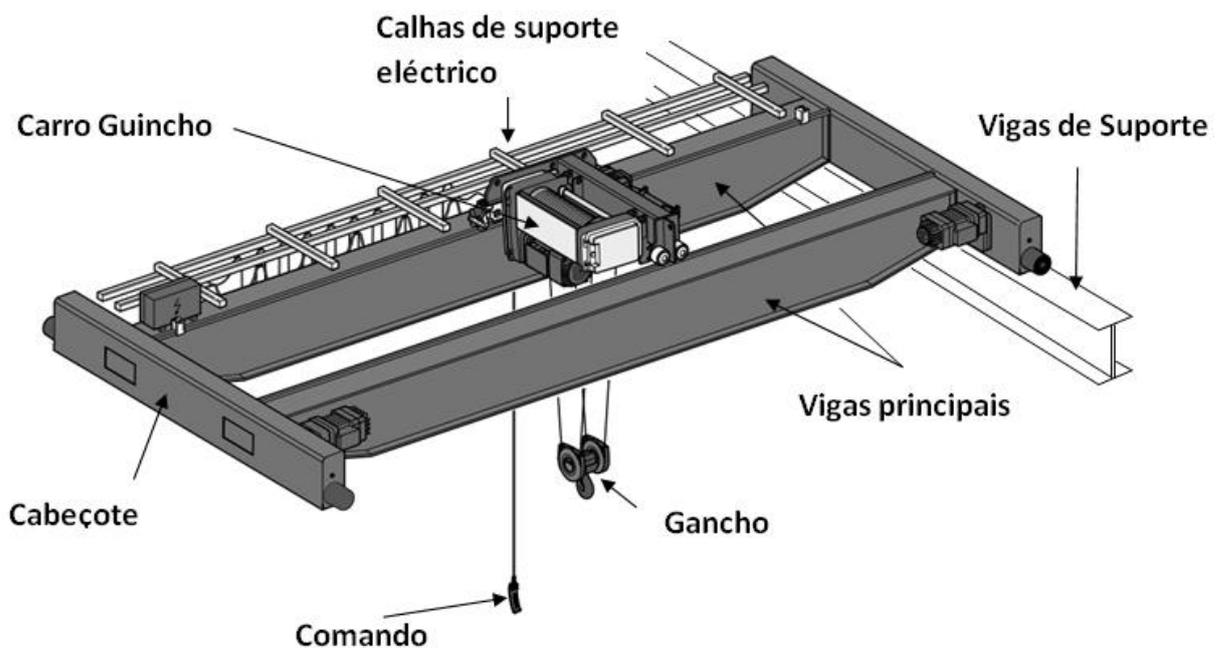


Figura 1 – Constituintes da ponte rolante

Fonte: Adaptado do Catálogo DEMAG, 2010.

Deste modo, a estrutura pode percorrer todo o comprimento do edifício, enquanto o carro guincho pode ser movido entre a largura total do edifício, o que confere à ponte rolante a capacidade de cobrir toda a área de um edifício sem que a sua movimentação interfira com o restante funcionamento e disposição de equipamentos das instalações, pelo facto de funcionar sempre a um nível superior.

Grande parte das instalações de pontes rolantes pertencem à indústria pesada tal como siderurgias e metalurgias, para movimentação dos produtos, indústrias de fundição, para suportar os baldes de vazamento, e movimentar produtos acabados, centrais elétricas, para instalar e movimentar as turbinas e os geradores para manutenção; Indústria do papel, armazéns de contentores etc.

A utilização do sistema de elevação do tipo ponte rolante remonta ao século XIX, sendo que grande parte das referências bibliográficas referem pontes rolantes a partir 1870 (figura 2).



Figura 2 – Ponte rolante do século XIX movimentada a vapor

Fonte: DEMAG.

Na figura 3 é apontado mais um exemplo de uma ponte rolante a vapor construída pelo Engenheiro Thomas Smith de Rodley, Leeds. Esta ponte era utilizada numa serralharia de aço para içar e transportar cargas até 15 toneladas e cobria toda a área de trabalho do pavilhão sendo que o seu controlo era feito dentro de uma cabine acoplada à extremidade de uma das vigas principais, onde era mais fácil ver e controlar o movimento dos objetos.

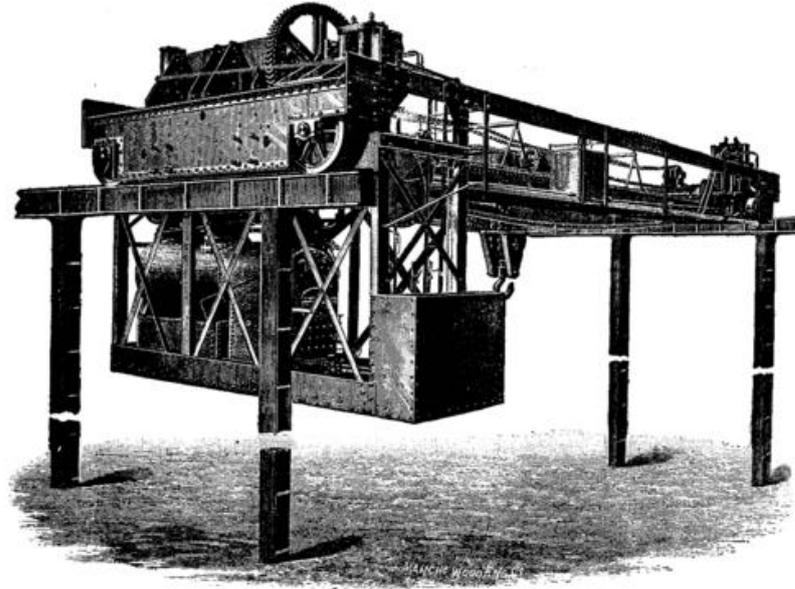


Figura 3 – Ponte rolante movimentada a vapor 2

Fonte: Scientific American Volume XXXI, supplement 794, 21 March 1981

Os movimentos de direção e translação da ponte eram proporcionados por dois motores a vapor, um para cada movimento. Estes motores eram alimentados por uma caldeira a vapor multitubular contígua à cabine de controlo.

As vigas principais eram feitas em ferro forjado e todas rebitadas com perfil em caixão e com um vão de 12 metros, os cabeçotes tinham duas rodas de aço com dupla flange e eram cobertos de borracha.

A Demag Cranes & Components Corp foi uma das primeiras empresas no mundo a produzir em série o primeiro guindaste a vapor.

A Alliance Machine, agora extinta, tem uma citação na AISE para uma das primeiras pontes rolantes do mercado dos Estados Unidos da América. Esta grua esteve em serviço até 1980, e está agora exposta num museu em Birmingham, Alabama. Ao longo dos anos inovações importantes, como o freio de carga Weston (que agora é raro) e do diferencial de cabo (que ainda é popular), têm surgido.

A utilização da ponte rolante teve grande impacto durante a revolução industrial por ter sido um grande aliado à produção em massa.

Este tipo de equipamentos permitia transportar e manipular materiais de grande massa e dimensões de uma forma fácil e rápida.

O seu papel na indústria da aviação nos períodos de guerra foi fulcral, derivado da enorme procura e necessidade de aviões militares (ver figura 4).



Figura 4 – Fábrica de montagem da aeronave Bell Corporation

Fonte: United States Library of Congress's Prints and Photographs division, 1944.

As estruturas das vigas principais das pontes rolantes nos primórdios, eram geralmente fabricadas em sistema de treliça por serem sistemas relativamente recentes na época e bastante utilizados por permitir grandes vãos de uma forma económica (ver figura 5).

No final do século XIX, os processos de soldadura ainda não estavam muito desenvolvidos sendo que a utilização de vigas em caixão, era poucas vezes utilizada devido à dificuldade da união de painéis que eram todos rebitados o que também dificultava a utilização de reforços internos.

Com o decorrer dos anos, e com a necessidade de garantir grandes vãos, grande capacidade de carga e resolver alguns problemas de torção e vibração que os sistemas de treliça continham, as estruturas das vigas das pontes rolantes começaram a aparecer principalmente sobre a forma de vigas caixão, ou no caso de pontes mais simples e pequenas sob a forma de perfil em I.



Figura 5 – Ponte rolante com estrutura em treliça

Fonte: Secretaria de Transportes do Estado de São Paulo/Dersa.

2.2 Normas e cálculo de pontes rolantes

O projeto de uma ponte rolante deverá estar de acordo com as regras de cálculo impostas pela Federation Europeenne de la Manutention (FEM), as Diretivas Europeias, com as Normas associadas, bem como com os Decretos-Lei Nacionais dedicados a este tipo de máquinas.

Está em vigor desde 1988 Portugal a norma NP 1939 dedicada aos equipamentos de elevação e movimentação.

Na secção respeitante às bases de dimensionamento e classificação das pontes rolantes esta norma remete para as normas FEM.

A European Federation of Materials Handling tem representado fabricantes europeus de elevação, manuseio e armazenamento de materiais desde que foi fundada em 1953. FEM é uma associação profissional sem fins lucrativos sediada em Bruxelas para melhor representar os seus membros e os seus interesses bem como as instituições europeias e os parceiros europeus.

As Normas FEM sugerem o método de determinação das cargas atuantes, sendo que para a determinação dos esforços e dimensionamento da estrutura dever-se-á utilizar o Regulamento

de estruturas de aço para edifícios de 1986, que foi recentemente substituído pelo Eurocódigo 3 (NP EN 1993-1-1:2010).

São também fundamentais no fabrico de pontes rolantes outras normas; Eurocódigo 3 (EN 1993-6), para o projeto das estruturas de suporte da ponte rolante, NP 1748 de 1985, com terminologia utilizada em equipamentos de elevação, e todas as normas de desenho técnico (Tabela 1).

Tabela 1 – Normas de desenho técnico utilizadas

Norma	Aplicação
ISO 2553:1992	Simbologia de soldadura
NP 48	Formatos de papel
NP 49	Dobragem do papel
NP 62	Natureza e espessura dos vários traços
NP 89	Letras e algarismos
NP 167	Representação gráfica de materiais em corte
NP 204	Legendagem
NP 297	Cotagem
NP 327	Representação de vistas
NP 328	Cortes e secção
NP 717	Escalas
NP 718	Esquadrias

3. CÁLCULO DA PONTE ROLANTE. OPTIMIZAÇÃO

3.1 Introdução

Este capítulo inicia a apresentação do caso de estudo que consiste no projecto de uma ponte rolante para utilização industrial. Com os dados fornecidos relativos às necessidades desta foi feito um estudo prévio de modo a fazer um pré-dimensionamento das vigas.

Para esse efeito foi concebida uma folha de cálculo em Microsoft Excel desenvolvida no âmbito de uma anterior Unidade Curricular do curso. Esta folha de cálculo, adaptada a este trabalho baseia-se nos procedimentos efetuados nos próximos capítulos, sendo que permitiu de forma iterativa chegar a um valor limite do momento de inércia necessário para garantir a segurança da ponte, e daí então, chegar a um melhor compromisso entre as dimensões da secção da ponte, fazendo assim uma otimização dimensional que favorecerá a redução do custo da ponte rolante. Com os dados obtidos no pré-dimensionamento foi feita a confirmação numérica para validar os resultados e chegar então aos valores dimensionais finais.

No desenvolvimento do projeto, observou-se que em alguns aspetos o Eurocódigo 3 não faz menção a diretrizes ou mesmo sugestões de parâmetros a serem aplicados. Nestas omissões, adotou-se o recomendado nas normas FEM e CMAA. Ocorrendo conflito, prevalecerá o estipulado pela Eurocódigo 3.

Este projeto partiu da necessidade de um estudo para a instalação de uma ponte rolante num pavilhão industrial, que deveria seguir os seguintes requisitos:

- Tipo de aplicação: não siderúrgica
- Vão: 20 metros;
- Altura ao solo: 8 metros;
- Capacidade de carga: 20 toneladas;
- Tipologia da ponte rolante: bi-viga;

De referir ainda que a distância da ponte rolante ao teto, tal como outros possíveis atravancamentos, não foram indicados, sendo que foi concebida uma configuração da ponte bastante baixa de modo a torná-la mais capaz de se adequar a qualquer espaço.

Todos os restantes limites dimensionais e de funcionamento foram obtidos, seguindo as práticas já existentes em construção de equipamentos idênticos.

O cálculo da ponte rolante tendo por objetivo a otimização, é feito em 4 fases. A primeira diz respeito ao projeto das vigas principais da ponte rolante. A fase seguinte trata do dimensionamento dos reforços das vigas principais. A terceira fase incide no projeto das vigas de suporte e guiamento da ponte rolante. O capítulo conclui-se com a quarta fase onde são dimensionados os elementos de ligação.

As vigas utilizadas em pontes são essencialmente sujeitas a esforços no sentido vertical. Tratando-se este caso de estudo, uma estrutura móvel, estará também sujeita a pequenos esforços no sentido horizontal e a vibrações, sendo que para uma maior resistência a estes esforços e de modo a minimizar as vibrações, foi utilizada uma configuração em caixão que afasta as massas das almas e dos banzos dos eixos de flexão para maximizar o momento de inércia nos planos de flexão da viga

Para o seu dimensionamento, as vigas devem satisfazer as condições de tensões atuantes menores ou iguais às tensões admissíveis, assim como da flecha atuante deve ser menor que a flecha admissível, sendo o valor da flecha máxima admissível normalizado pelo Eurocódigo 3 e igual a:

Flecha máxima vertical:

$$\delta y = \frac{l}{600} = 33,33 \text{ mm} \quad (1)$$

Flecha máxima horizontal:

$$\delta z = \frac{l}{600} = 33,33 \text{ mm} \quad (2)$$

Na utilização da folha de calculo foram introduzidos, de forma iterativa, vários valores de espessuras de chapa e relações de dimensões entre a alma e o banzo, de forma a obter a relação que minimize as suas dimensões e por consequente o preço final, sempre de forma a garantir que a flecha máxima imposta pelas normas não fosse ultrapassada.

Este processo permitiu, como se apresenta de seguida (ver tabela 2), obter os seguintes valores para as dimensões das vigas principais da ponte rolante.

Tabela 2 – Dimensões das vigas principais da ponte rolante, ver figura 6

	Alma (h_A)	Banzo (b)	Inclusão (I)	Espessura da chapa da alma (e_1)	Espessura da chapa do banzo (e_2)
Dimensões (mm)	1000	500	30	5	8

Para validar os resultados obtidos foi também necessário conhecer os valores referentes ao carro guincho e ao movimento de translação da ponte, para isso foram pré seleccionados equipamentos em função das dimensões necessárias e valores de velocidade mais correntes, obtendo assim os seguintes valores:

- Peso próprio: 2000kg
- Distância entre eixos (c) = 1300 mm
- Velocidade de elevação (y) = 0,133 m/s
- Bitola = 1400 mm
- Velocidade translação do carro guincho (direção de x) = 0,333 m/s
- Velocidade de translação da ponte rolante (direção de z) = 0,667 m/s

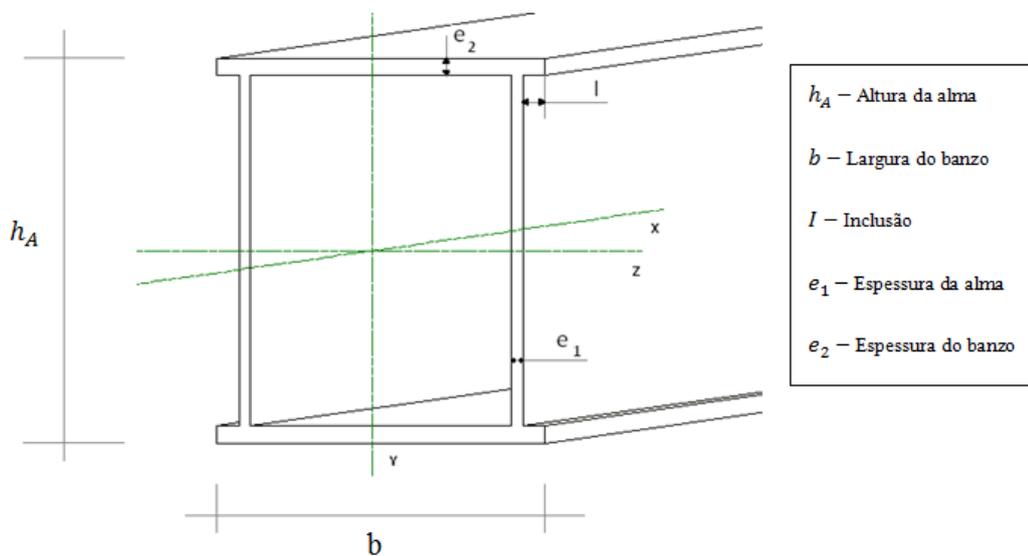


Figura 6 – Secções da Viga Caixão

Para efeitos de cálculo foram utilizados os seguintes valores de densidade e módulo de elasticidade do aço:

$$E_{aço} = 210 \text{ GPa}$$

$$\rho_{aço} = 7850 \text{ kg/m}^3$$

3.2 Projeto das vigas principais da ponte rolante

Nesta fase serão verificadas as dimensões da viga caixão. Para isso será determinado o momento de inércia da viga, posteriormente serão determinadas as ações atuantes na viga e a sua posição de modo a poderem ser determinados os esforços e a flecha máxima

3.2.1 Momento de inércia das vigas caixão

Para o cálculo do momento de inércia da secção da viga em cada um dos seu eixos principais de rotação, foi definida uma equação que corresponde ao somatório dos momentos de inércia de cada uma das secções da alma e cada uma das secções do banzo, onde as variáveis estão definidas na figura 6.

i) Momento Inércia (zz)

$$I_{zz} = 2 \frac{(e_1 \times h_A^3)}{12} + 2 \left[\frac{b \times e_2^3}{12} + (e_2 \times b \times \left(\frac{h_A}{2} + \frac{e_2}{2} \right)^2 \right] \quad (3)$$

$$I_{zz} = 2 \frac{(5 \times 1000^3)}{12} + 2 \left[\frac{500 \times 8^3}{12} + (8 \times 500 \times \left(\frac{1000}{2} + \frac{8}{2} \right)^2 \right]$$

$$I_{zz} = 3,109 \text{ E}^9 \text{ mm}^4$$

ii) Momento Inércia (yy)

$$I_{yy} = 2 \frac{(e_2 \times b^3)}{12} + 2 \left[\frac{(h_A \times e_1^3)}{12} + \left[h_A \times e_1 \times \left(\frac{b}{2} - l - \frac{e_1}{2} \right)^2 \right] \right] \quad (4)$$

$$I_{yy} = 2 \frac{(8 \times 500^3)}{12} + 2 \left[\frac{(1000 \times 5)}{12} + \left[1000 \times 5 \times \left(\frac{500}{2} - 30 - \frac{5}{2} \right)^2 \right] \right]$$

$$I_{yy} = 0,640 E^9 mm^4$$

3.2.2 Ações

A ponte rolante que está a ser dimensionada terá uma tipologia bi-viga, pelo que para o dimensionamento das vigas será apenas necessário dimensionar uma das vigas por se tratar de uma estrutura simétrica.

Para o cálculo da flecha máxima determinam-se as ações presentes. Como apenas dimensionamos uma viga, uma das ações será o peso próprio. Visto que todas as restantes ações serão transmitidas à viga pelo carro guincho, estas ações após calculadas serão todas divididas pelas quatro rodas do carro, sendo que as ações aplicadas na viga serão referentes apenas a duas rodas (P_1 e P_2) pois as outras duas estão apoiadas na outra viga e terão sempre a mesma distância entre elas, que é a distância entre eixos do carro guincho.

i) Força devido ao peso próprio

Para o cálculo do peso próprio da viga foi calculado o volume de chapas que compõem a alma e o volume de chapas que compõem o banzo, sendo o volume total posteriormente multiplicado pela massa volúmica do aço.

$$V_{aço} = 2V_{Alma} + 2V_{Banzo} \quad (5)$$

$$= 2 \times 1000 \times 5 \times 20000 \times 10^{-9} + 2 \times 500 \times 8 \times 20000 \times 10^{-9}$$

$$= 0,36m^3$$

$$P_{viga} = V_{aço} \times \rho_{aço} = 2826 \text{ Kg} \quad (6)$$

Para efeitos de cálculo foi adicionada uma carga extra de 500Kg, pois no peso próprio da viga não foi considerado o peso dos carris e dos reforços, equipamentos elétricos e equipamento extra que a ponte poderá ter.

$$W_{viga} = \frac{(2826+500) \times 9,8}{20} = 1629,7 \text{ N/m}, \text{ peso total da viga e restantes equipamentos.} \quad (7)$$

ii) Força por roda devido à carga a transportar

$$F_{roda} = \frac{carga}{4} = \frac{200000}{4} = 50000N \quad (8)$$

iii) Força devido ao peso do carro guincho

O valor do peso próprio do carro guincho considera-se uniformemente distribuído pelas quatro rodas.

$$P_{CG} = 2000\text{kg}$$

$$F_{CG/roda} = \frac{2000 \times 9,8}{4} = 4900N \quad (9)$$

iv) Força provocada pelo movimento de elevação

No movimento de elevação e descida da carga (eixo y, figura 7), existe uma sobrecarga devida à aceleração no arranque e desaceleração na travagem da carga.

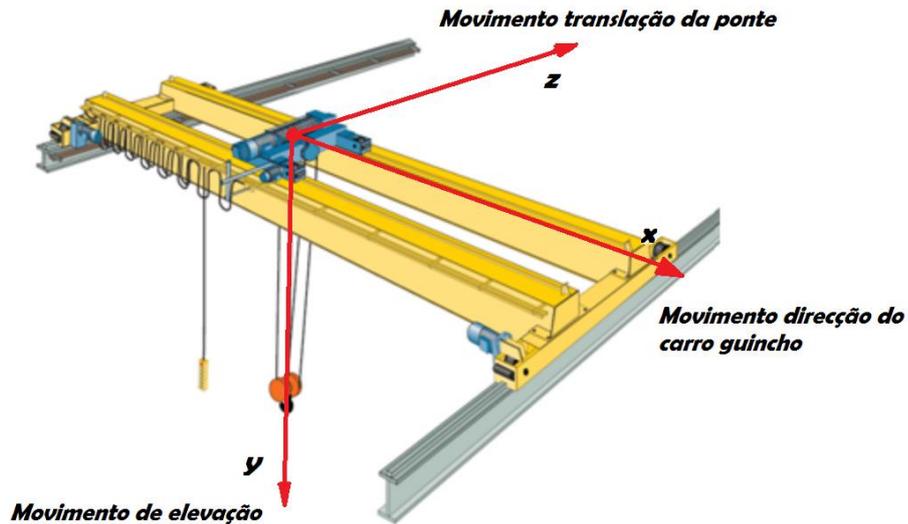


Figura 7 – Movimentos da Ponte Rolante

Fonte: Adaptado do Catálogo DEMAG, 2010.

Através do valor do tempo de travagem e da velocidade de elevação (dados fornecido pelo fabricante), foi determinada a aceleração, o que permite então calcular a sobrecarga.

- Tempo de travagem: $t_{tr} = 1s$
- Velocidade no movimento elevação: $v_0 = 0,133 m/s$

$$v = v_0 + at \tag{10}$$

$$0 = 0,133 - a \times 1$$

$a = 0,133 m/s^2$, desta forma vem:

$$F_{Ty} = carga \times a = 20000 \times 0,133 = 2660 N \tag{11}$$

$$F_{Ty/roda} = \frac{2660}{4} = 665N \tag{12}$$

v) Força provocada pelo movimento de translação da ponte

Quando a ponte rolante entra em movimento ou trava neste sentido (eixo z, figura 7), a carga tem tendência a balouçar, este balanço vai dividir a tensão que era exclusivamente no sentido vertical em duas componentes, uma vertical e outra horizontal.

Através da velocidade de translação (valor fornecido pelo fabricante) e considerando a aceleração e travagem instantâneas, podemos determinar o ângulo que a carga fará com o eixo vertical, podendo assim determinar as componentes horizontal e vertical da carga.

Este é um caso extremo de funcionamento, pois a travagem em funcionamento normal nunca é tão brusca, mas este cálculo serve para salvaguardar a integridade da estrutura principal da ponte no caso de encravamento ou qualquer outra anomalia.

A posição mais desfavorável, ou seja, onde o balanço é maior, acontece quando a carga está mais perto do chão (mais longe da ponte rolante, com uma altura $h=8m$).

Para a determinação da altura ao chão na amplitude máxima no movimento de balanço da carga considerou-se que existe conservação da energia mecânica.

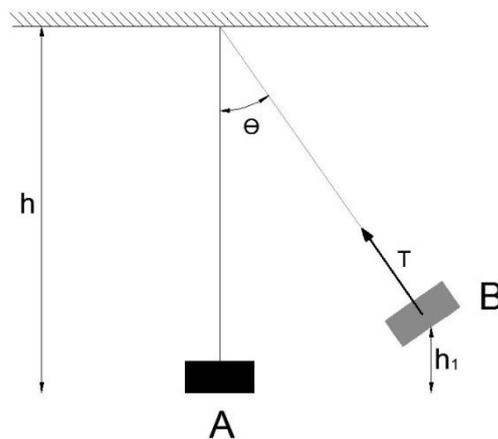


Figura 8 – Efeito de pêndulo provocado pelo movimento de translação da ponte rolante

$$E_A = E_B \quad (13)$$

$$\frac{1}{2}mv^2 = mgh_1 \quad (14)$$

$$h_1 = \frac{0,5 \times 0,667^2}{9,8} = 2,27 \times 10^{-2}m$$

Quando a carga atinge esta posição irá definir um ângulo com o eixo vertical θ definido por:

$$\theta = \arccos\left(\frac{h-h_1}{h}\right) \quad (15)$$

$$\theta = \arccos \left(\frac{8 - 2,27 \times 10^{-2}}{8} \right)$$

$$\theta = 4,32^\circ$$

Este ângulo permitirá então calcular a tensão no cabo (T_T) e as suas componentes, horizontal (T_{T_H}) e vertical (T_{T_V}).

$$T_T = 200000 \times \cos(4,32) = 199431N \quad (16)$$

$$T_{T_V} = T_T \times \cos(4,32) = 198865N \quad (17)$$

$$T_{T_H} = T_T \times \sin(4,32) = 15022N \quad (18)$$

Esta tensão irá provocar forças, tanto horizontais ($F_{T_{H/roda}}$) com verticais ($F_{T_{V/roda}}$), em cada uma das rodas do carro guincho:

$$F_{T_{V/roda}} = \frac{198865}{4} = 49716N \quad (19)$$

$$F_{T_{H/roda}} = \frac{15022}{4} = 3756N \quad (20)$$

vi) Força provocada pelo movimento de direção do carro guincho

No movimento de direção do carro guincho (eixo x, figura 7), acontece o mesmo fenómeno que no movimento de translação da ponte rolante, pelo que o método de cálculo apenas difere na velocidade utilizada.

Sabendo que a posição mais desfavorável continua a ser quando a carga está mais perto do chão, e continuando a considerar que existe conservação da energia mecânica.

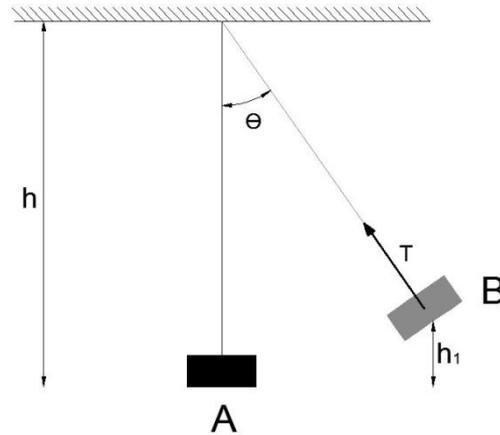


Figura 9 – Efeito de pêndulo provocado pelo movimento de direção do carro guincho

$$E_A = E_B \quad (21)$$

$$\frac{1}{2}mv^2 = mgh \quad (22)$$

$$h_1 = \frac{0,5 \times 0,333}{9,8} = 5,66 \times 10^{-3} \text{ m}$$

Quando a carga atinge esta posição irá definir um ângulo com o eixo vertical θ definido por:

$$\theta = \arccos\left(\frac{h-h_1}{h}\right) \quad (23)$$

$$\theta = \arccos\left(\frac{8 - 5,66 \times 10^{-3}}{8}\right)$$

$$\theta = 2,16^\circ$$

Este ângulo permitirá então calcular a tensão no cabo (T_D) e as suas componentes, horizontal (T_{DH}) e vertical (T_{DV}).

$$T_D = 200000 \times \cos(2,16) = 199858 \text{ N} \quad (24)$$

$$T_{DV} = T_D \times \cos(2,16) = 199716 \text{ N} \quad (25)$$

$$T_{DH} = T_D \times \sin(2,16) = 7533 \text{ N} \quad (26)$$

Esta tensão irá provocar forças, tanto horizontais ($F_{D_{H/roda}}$) com verticais ($F_{D_{V/roda}}$), em cada uma das rodas do carro guincho:

$$F_{D_{V/roda}} = \frac{199716}{4} = 49929 \text{ N} \quad (27)$$

$$F_{D_{H/roda}} = \frac{7533}{4} = 1883 \text{ N} \quad (28)$$

3.2.3 Determinação dos Esforços Transversos e Momentos Flectores

i) Posição Crítica

A flecha máxima irá ocorrer quando o carro guincho estiver na posição capaz de provocar o momento fletor máximo, fazendo com que esta seja a posição mais desfavorável do carro guincho para as vigas principais da ponte rolante.

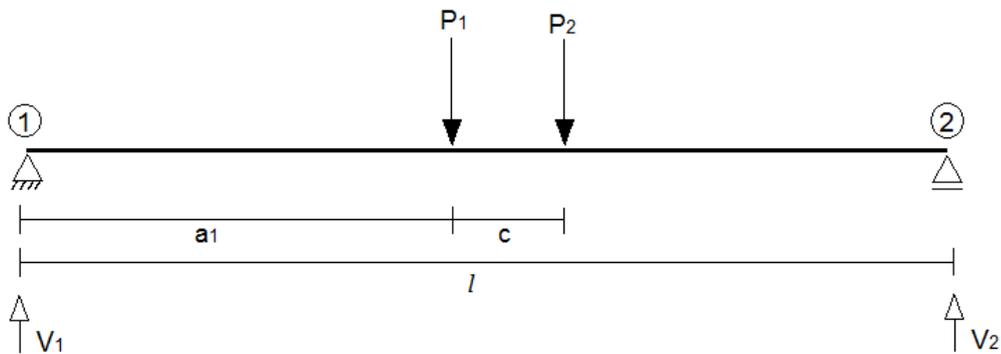


Figura 10 – Posição crítica do carro guincho

Para a determinação da posição crítica primeiro foram determinadas as reações de equilíbrio, sendo que $P_1 = P_2 = P$.

$$\sum F_H = 0 \rightarrow H_1 = 0 \quad (29)$$

$$\sum F_V = 0 \rightarrow V_1 = P \times \left(2 - \frac{2a_1 + c}{l} \right) \quad (30)$$

$$\Sigma M_1 = 0 \rightarrow V_2 = P \times \left(\frac{2a_1+c}{l} \right) \quad (31)$$

Foram então determinadas as equações do esforço transversal e momento fletor no primeiro tramo ($0 \rightarrow a_1$):

$$V(a_1) = P \times \left(2 - \frac{2a_1+c}{l} \right) \quad (32)$$

$$M(a_1) = P \times \left(2 - \frac{2a_1+c}{l} \right) \times a_1 \quad (33)$$

Para se obter o ponto crítico, ou seja, o máximo momento fletor é necessário calcular o máximo da função. Considerando ainda para efeitos de cálculo que $P = 1\text{kN}$.

$$\frac{dM}{da_1} = 0 \rightarrow a_1 = \frac{2l-c}{4} \quad (34)$$

$$a_1 = \frac{2 \times 20000 - 1300}{4} = 9675\text{mm}$$

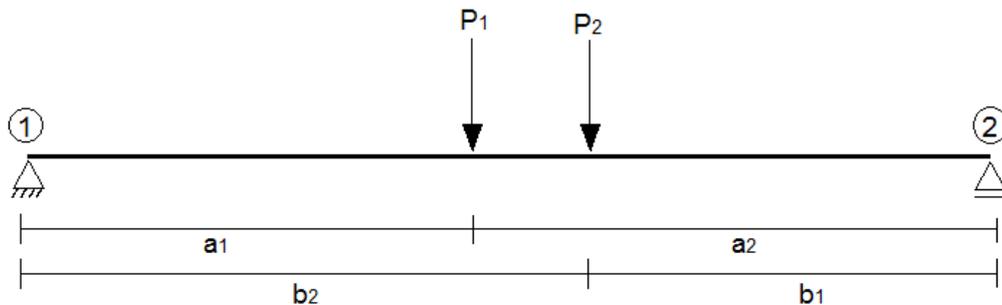


Figura 11 – Cotas das posições das cargas P_1 e P_2

Sendo que as cotas b_1, a_2, b_2 , tomam os seguintes valores:

$$b_2 = \frac{2l+3c}{4} = \frac{2 \times 20000 + 3 \times 1300}{4} = 10975\text{mm} \quad (35)$$

$$a_2 = \frac{2l+c}{4} = \frac{2 \times 20000 + 1300}{4} = 10325\text{mm} \quad (36)$$

$$b_1 = \frac{2l-3c}{4} = \frac{2 \times 20000 - 3 \times 1300}{4} = 9025\text{mm} \quad (37)$$

ii) Esforços Transversos e Momentos Flectores

Através da utilização de software de cálculo estrutural (F-Tool) foram calculados os esforços transversos e momentos flectores máximos bem como os respetivos diagramas.

No software foram introduzidos os dados do perfil utilizado as condições de apoio da barra (simplesmente apoiada) e as ações.

$$W_{viga} = \frac{3326 \times 9,8}{20} = 1629,7 \text{ N/m} \quad (38)$$

$$P_1 = P_2 = F_{roda} + F_{Ty/roda} + F_{CG/roda} \quad (39)$$

$$P_1 = P_2 = 50000 + 665 + 4900 = 55565 \text{ N}$$

Através da observação da figura 12 podemos ver que o esforço transversal máximo será de 73.2 kN situado na extremidade direita da viga, e que o momento flector máximo (figura 13) é de 609,5 kNm situado no ponto de aplicação de P1.

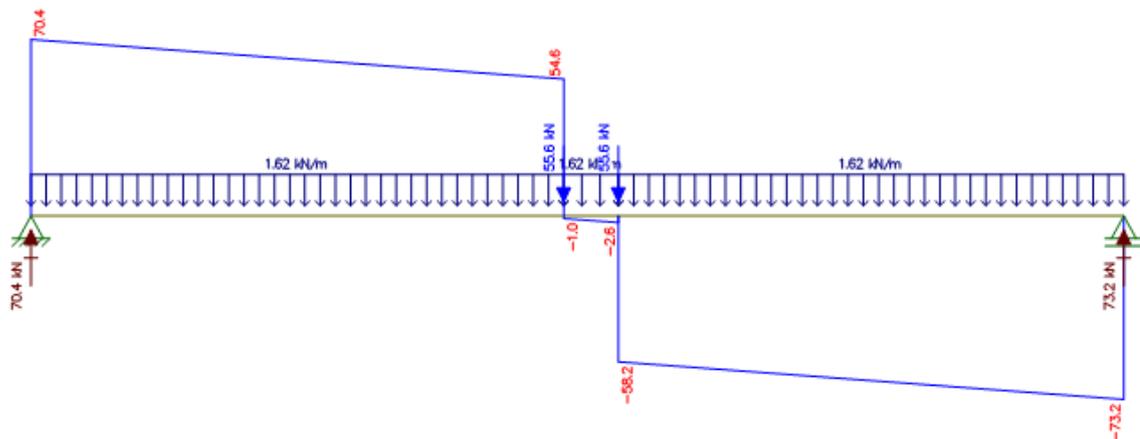


Figura 12 – Diagrama do Esforço Transverso (kN)

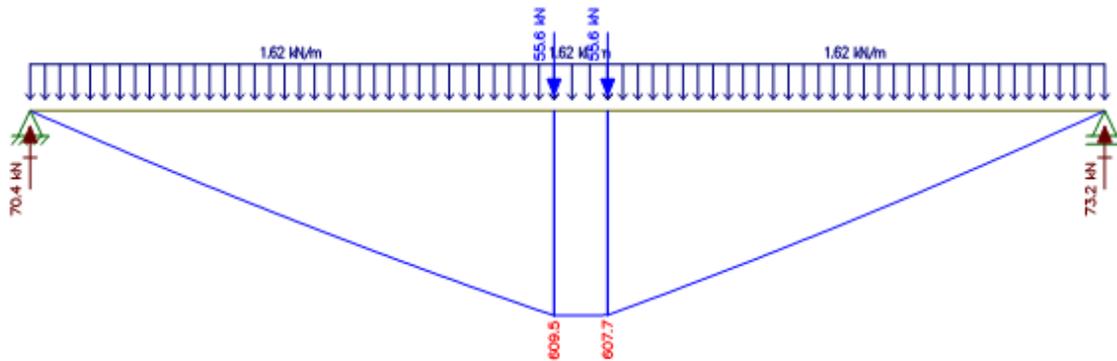


Figura 13 – Diagrama do Momento Flector (kN.m)

3.2.4 Cálculo da Flecha Máxima

i) Flecha Máxima Vertical

Para o cálculo da flecha máxima da viga, utilizou-se o princípio da sobreposição dos efeitos, ou seja somando a flecha provocada pelo peso próprio (W) e pelas cargas transmitidas pelas rodas à estrutura (P_1 e P_2).

$$\delta_y = \delta_w + \delta_{P_1} + \delta_{P_2} \quad (40)$$

$$\delta_y = \frac{5Wl^4}{384EI_{zz}} + \left[\frac{P_1 b_1 x}{6EI_{zz}} (l^2 - b_1^2 - x^2) \right] + \frac{1}{EI_{zz}} \left[\frac{P_2 b_2 x}{6l} (l^2 - b_2^2 - x^2) + \frac{P_2 (x - a_2)^3}{6} \right]$$

Em que:

Tabela 3 – Valor das variáveis para o cálculo da flecha vertical

W_{viga} (N/m)	$P_1 =$ P_2 (N)	$E_{aço}$ (MPa)	a_1 (mm)	b_1 (mm)	a_2 (mm)	b_2 (mm)	x (mm)	l (mm)	I_{zz} (mm^4)
1629,7	55565	210000	9675	10325	9025	10975	10000	20000	$3,109 E^9$

$$\begin{aligned} \delta_y = & \frac{5 \times 1629,7 \times 20000^4}{384 \times 210000 \times 3,109 \times 10^9} \\ & + \left[\frac{55565 \times 10325 \times 10000}{6 \times 20000 \times 210000 \times 3,109 \times 10^9} \times (20000^2 - 10325^2 - 10000^2) \right] \\ & + \frac{1}{210000 \times 3,109 \times 10^9} \left[\frac{55565 \times 10975 \times 10000}{6 \times 20000} \right. \\ & \left. \times (20000^2 - 10975^2 - 10000^2) + \frac{55565 \times (10000 - 9025)^3}{6} \right] \end{aligned}$$

$$\delta_y = 33,33 \text{ mm}$$

Este valor foi também confirmado em F-tool obtendo-se valores idênticos (ver figura 14).

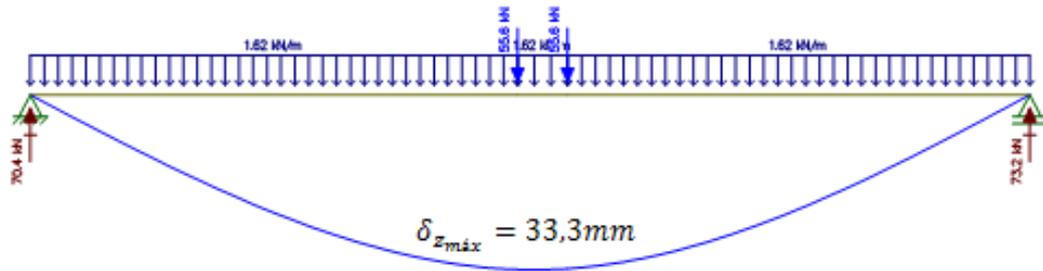


Figura 14 – Diagrama dos deslocamentos verticais

ii) Flecha Máxima Horizontal

Neste caso utilizou-se o mesmo método de cálculo da flecha vertical, sendo que aqui não estará presente o peso próprio da viga nem as cargas P1 e P2, mas apenas a componente horizontal da tensão provocada pelo movimento de translação da ponte.

$$\delta_z = \delta_{F_{TH}/roda_1} + \delta_{F_{TH}/roda_2} \quad (41)$$

$$\delta_z = \frac{F_{TH/roda_1} b_1 x}{6EI_{yy}} (l^2 - b_1^2 - x^2) + \frac{1}{EI_{yy}} \left[\frac{F_{TH/roda_2} b_2 x}{6l} (l^2 - b_2^2 - x^2) + \frac{F_{TAH/roda_2} (x - a_2)^3}{6} \right]$$

Em que:

Tabela 4 – Valor das variáveis para o cálculo da flecha horizontal

$F_{T_{H/roda}}$ (N)	$E_{aço}$ (MPa)	a_1 (mm)	b_1 (mm)	a_2 (mm)	b_2 (mm)	x (mm)	l (mm)	I_{yy} (mm^4)
3756	210000	9675	10325	9025	10975	10000	20000	$0,640 E^9$

$$\delta_z = \frac{3756 \times 10250 \times 10000}{6 \times 20000 \times 210000 \times 0,640 \times 10^9} \times (20000^2 - 10250^2 - 10000^2) + \frac{1}{210000 \times 0,640 \times 10^9} \times \left[\frac{3756 \times 10250 \times 10000}{6 \times 20000} \times (20000^2 - 10750^2 - 10000^2) + \frac{3756 \times (10000 - 9250)^3}{6} \right]$$

$$\delta_z = 7,71 \text{ mm}$$

Este valor foi também confirmado em F-tool obtendo-se valores idênticos (ver figura 15).

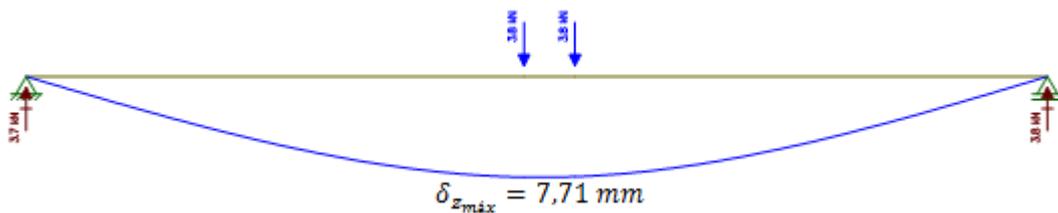


Figura 15 – Diagrama dos deslocamentos horizontais

3.2.5 Análise das Tensões de Flexão

$$\sigma_{xxm\acute{a}x} = \frac{M_{fm\acute{a}x} \times y}{I_{zz}} \quad (42)$$

$$\sigma_{xxm\acute{a}x} = \frac{609.5 \times 10^6 \times \frac{1000}{2}}{3,109 \times 10^9}$$

$$\sigma_{xxm\acute{a}x} = 98,02 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{adm} = \frac{\sigma_{c\grave{a}o}}{n}, \text{ em que } n \text{ é o coeficiente de segurança dado pelo artigo 9º RSA} \quad (43)$$

$$\sigma_{adm} = \frac{250}{1,7} = 147,06 \text{ MPa}$$

Como $147,06 \text{ MPa} > 98,02 \text{ MPa}$, é garantida a resistência à flexão da viga sendo que como a tensão de cedência do aço é de 250 MPa e a tensão máxima obtida é de 98,02 MPa, dividindo estes valores, obtemos um valor para o fator de segurança da ponte rolante de 2,6.

3.3 Dimensionamento dos reforços das vigas principais

Sendo a ponte rolante um equipamento não estático, irá estar sujeito a vibrações e instabilidades localizadas, sendo que de modo a evitar e corrigir estes problemas foram dimensionados reforços estruturais tanto verticais como longitudinais.

3.3.1 Reforços Verticais

Segundo a alínea c do artigo 52 do R.E.A.E., devem ser colocados reforços verticais de alma, nervuras (ver figura 16) nas secções de apoio e nas secções em que atuam cargas concentradas fixas importantes, não sendo necessária a sua existência em secções intermédias quando a relação entre a espessura da alma e a sua altura livre for superior a 0,014 sendo que neste caso de estudo é de 0,005).

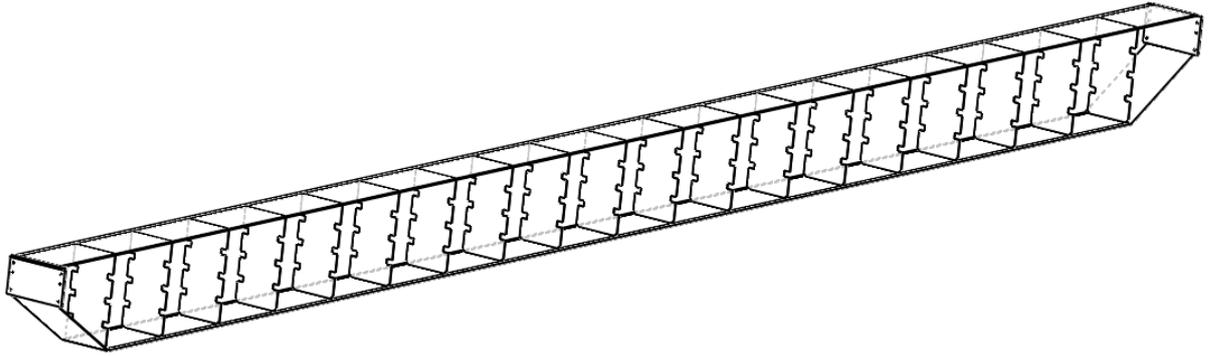


Figura 16 – Reforços verticais

Ainda segundo o artigo 52 do R.E.A.E., estes reforços devem ser dimensionados como “ (...) barras comprimidas axialmente para uma força igual ao valor do esforço transversal na secção correspondente da viga, e considerando para comprimento de encurvadura a distância entre as suas ligações extremas”.

Sendo que estes reforços serão comprimidos axialmente, irão encurvar.

A encurvadura ou flambagem é um fenómeno que ocorre em peças esbeltas quando submetidas a um esforço de compressão axial. A encurvadura é considerada uma instabilidade elástica, assim, a peça pode perder sua estabilidade sem que o material já tenha atingido a sua tensão de escoamento. Este colapso ocorrerá sempre na direção do eixo de menor momento de inércia de sua secção transversal.

Para a determinação da carga crítica de encurvadura é utilizada a equação de Euler que para este caso em que os reforços verticais serão bi-encastados toma a seguinte forma:

$$P_{cr} = \frac{4\pi^2 EI}{l^2} \quad (44)$$

Como o valor que se pretende conhecer é a o da espessura mínima dos reforços para que eles não entrem em encurvadura, a equação será resolvida em função do momento de inércia de modo a obter então a sua espessura mínima, sendo a carga crítica substituída pelo esforço transversal máxima na viga.

$$I = \frac{P_{cr} l^2}{4\pi^2 E} \quad (45)$$

$$I = \frac{74600 \times 984^2}{4\pi^2 \times 210 \times 10^3}$$

$$I = 8712,6 \text{ mm}^4$$

$$I = \frac{be_3^3}{12} \tag{46}$$

$$e_3 = \sqrt[3]{\left(\frac{12I}{b}\right)} \tag{47}$$

$$e_3 = \sqrt[3]{\left(\frac{12 \times 8712,6}{550}\right)} = 5,94 \text{ mm}$$

Embora se tenha obtido este valor, é perfeitamente aceitável que a espessura dos reforços seja de 5mm de modo a ser congruente com a espessura da alma, visto que nestes cálculos não consideramos outros elementos estruturais, tais como os reforços longitudinais e cordões de soldadura que vão contribuir para a diminuição da encurvadura.

Esta dimensão é também coerente pois o Artigo 12º do REAE que diz que “não devem ser utilizados elementos estruturais de espessura inferior a 4mm”.

3.3.2 Reforços Longitudinais

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.

Este tipo de dimensionamento exige uma análise de modos de vibração da estrutura bastante complexa, o que não é objetivo principal deste trabalho pelo que para a escolha destes

reforços foi feita uma seleção baseada no que existe, ou seja, no que é habitualmente feito pelos principais fabricantes de pontes rolantes,

Tal como podemos ver na figura 17 foram seleccionadas, para cada uma das almas, 3 vigas L50 que irão ser soldadas tanto às almas como aos reforços verticais.

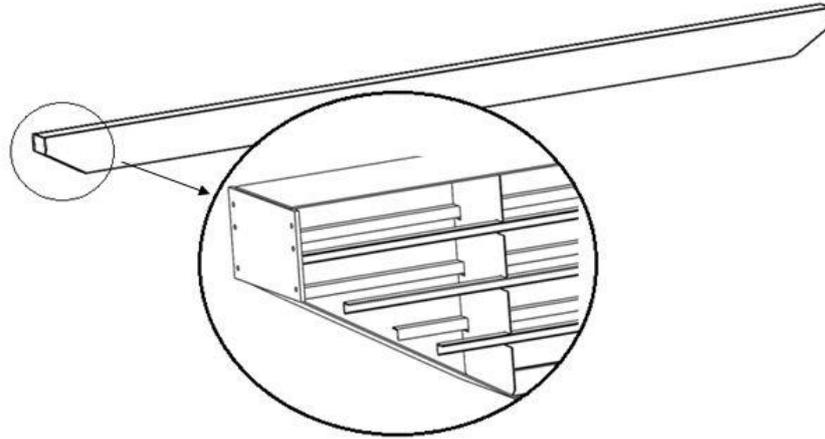


Figura 17 – Vista dos Reforços Longitudinais

Estes reforços foram testados em software SolidWorks, para que fossem conhecidos os efeitos destes componentes nas tensões resultantes e na flecha da estrutura da ponte rolante.

Devido à complexidade da estrutura não foi possível testar a ponte rolante inteira, tendo sido apenas testado uma das vigas, sendo que sem os cabeçotes, não foi possível ter uma superfície para a apoiar, pelo que a viga teve que ser considerada bi-encastada nas suas extremidades, o que não corresponde à realidade, e conseqüentemente acabou por provocar maior concentração de tensões nesta zona da viga (figura 18).

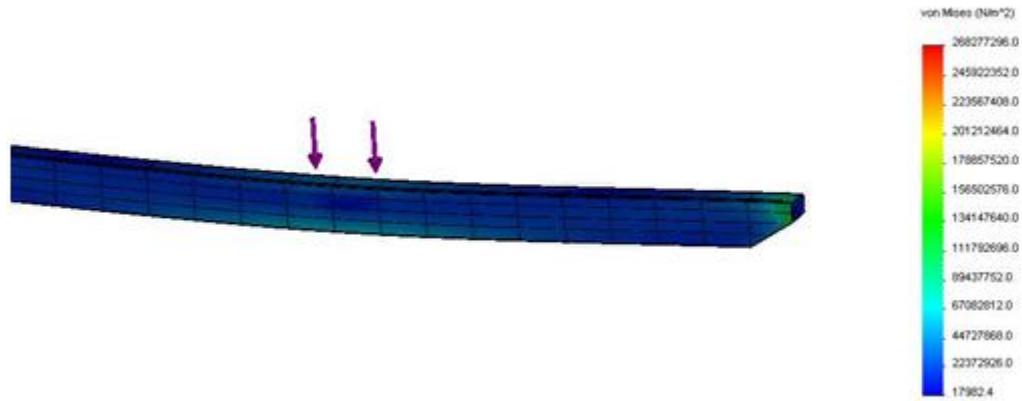


Figura 18 – Viga principal com reforços longitudinais

Tal como podemos ver na Tabela 3 a utilização dos reforços verticais e longitudinais irão provocar um aumento da tensão máxima de 35% e uma diminuição de 15,4% da flecha máxima.

Tabela 5 – Efeito da utilização de reforços nas vigas principais

	Sem reforços	Com reforços verticais	Com reforços verticais e longitudinais	Relação entre viga com e sem reforços.
Tensão máxima (MPa)	174,88	237,29	268,28	+ 35%
Deslocamento máximo (mm)	17,52	15,07	14,83	- 15,4%

3.4 Projeto das vigas de suporte e guiamento da ponte rolante

No cálculo das vigas de suporte da ponte rolante, e tendo em conta que os vãos são de cinco metros, a configuração ideal das vigas são perfil em I.

No caso prático estas vigas são adquiridas com comprimentos de dez metros e são soldadas de topo às demais vigas.

Nestas condições e considerando que os carris serão também soldados a estas vigas, o que irá provocar um aumento da rigidez, o dimensionamento foi feito considerando a viga bi-

encastrada, sendo esta, uma aproximação à realidade, em que se obtiveram valores bastante próximos dos valores obtidos com software de engenharia (CYPE).

Tal como no dimensionamento das vigas caixão, para o dimensionamento das vigas de suporte e guiamento da ponte as vigas devem satisfazer a condição de tensões atuantes menores ou iguais às tensões admissíveis (250 MPa minorada pelo fator de segurança 1,7), e também a flecha atuante deve ser menor que a flecha admissível, sendo o valor da flecha máxima admissível normalizado pelo Eurocódigo 3 e igual a:

Flecha máxima vertical:

$$\delta_y = \frac{l}{600} = 8,33\text{mm}$$

Flecha máxima horizontal:

$$\delta_z = \frac{l}{600} = 8,33\text{mm}$$

Para a determinação da secção destas vigas foi utilizado software de cálculo estrutural (CYPE) por permitir a otimização das dimensões da área de secção transversal diminuindo assim a massa, e consequentemente o seu custo.

Após a obtenção da secção das vigas, foi então feita a validação numérica dos valores obtidos no software (CYPE).

Foi obtida uma viga HEB 200 com as seguintes características (figura 19):

- Alma com 200 mm;
- Banzo com 200 mm;

Para a obtenção destes valores foi também necessário saber os seguintes valores (figura 19):

- Entre eixos da cabeceira = 4m;
- Vão = 5m;

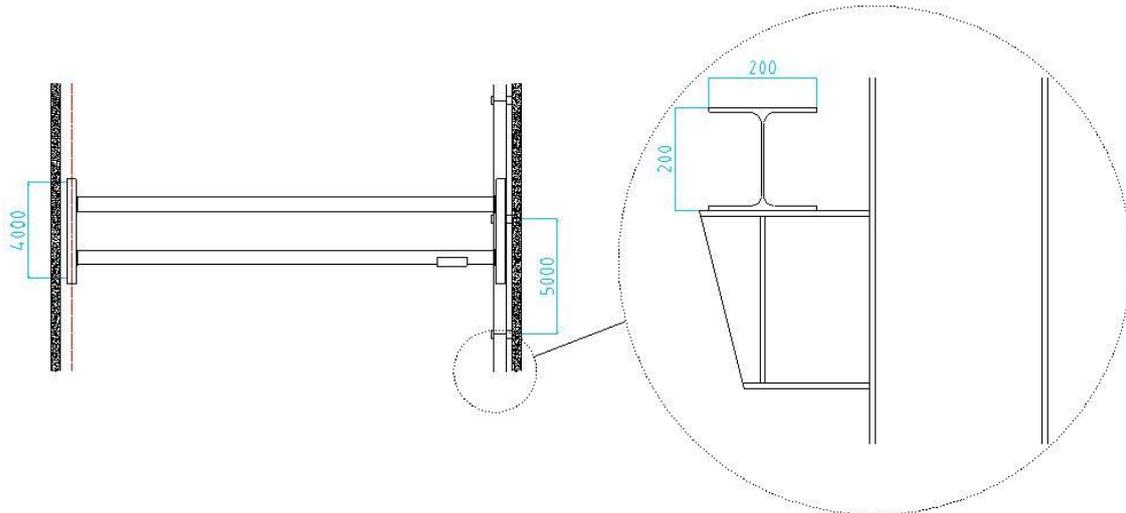


Figura 19 – Dimensões gerais das vigas de suporte e distância entre eixos dos cabeçotes

Estas vigas serão apoiadas em cabeçotes ligados às colunas, tal como podemos ver na figura 19.

3.4.1 Determinação dos esforços atuantes na viga

i) Esforços Transversos e Momentos Fletores na Ponte Rolante

Para determinar os esforços máximos atuantes nas vigas de suporte e guiamento da ponte rolante temos de colocar o carro guincho (a carga) o mais próximo possível de uma das vigas para que os esforços resultantes das cargas na ponte rolante e o peso próprio não sejam descarregados de igual forma nas duas vigas de apoio, descarregando então grande parte da carga numa só viga, sendo essa a posição mais desfavorável.

A carga na posição mais extrema do carro guincho situa-se a 1,3m do eixo das vigas de suporte (figura 20), isto porque a ponte tem batentes limitadores do curso do carro guincho.

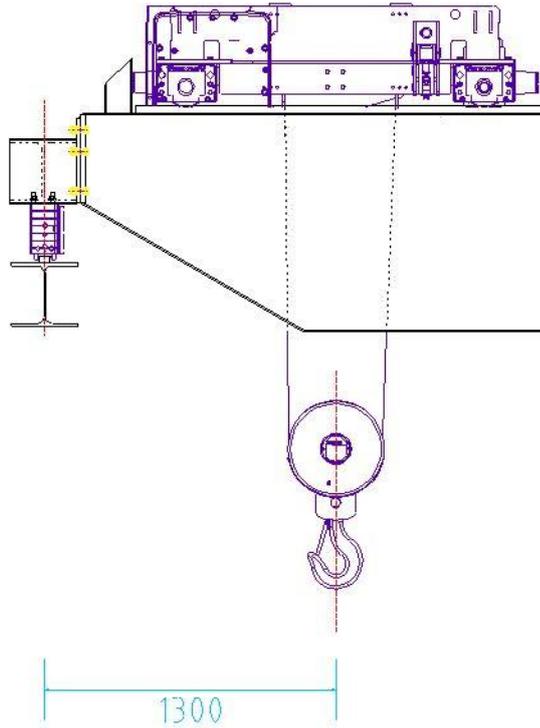


Figura 20 – Posição extrema do carro guincho

$$W_{viga} = \frac{3326 \times 9,8}{20} = 1629,7 \text{ N/m} \quad (48)$$

$$P_1 = P_2 = F_{roda} + F_{Ty/roda} + F_{CG/roda} \quad (49)$$

$$P_1 = P_2 = 50000 + 4900 + 665 = 55565 \text{ N}$$

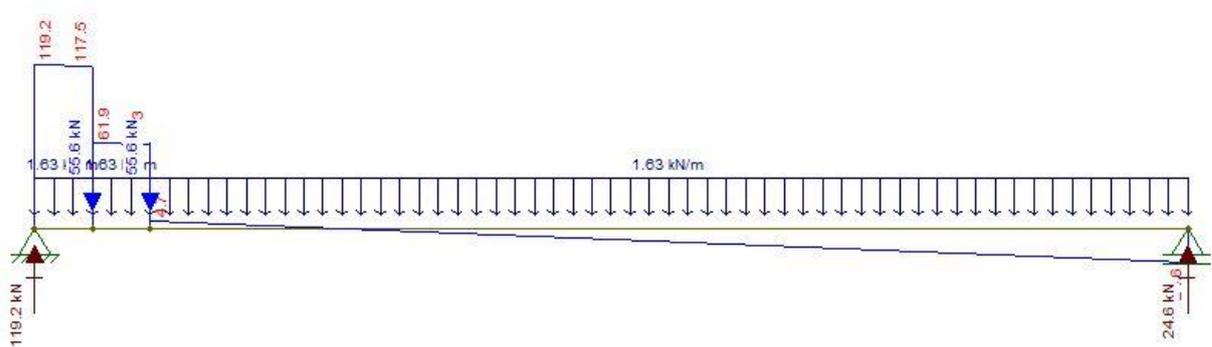


Figura 21 – Diagrama de esforços transverso na posição do carro guincho mais desvantajosa para as vigas de suporte [kN]

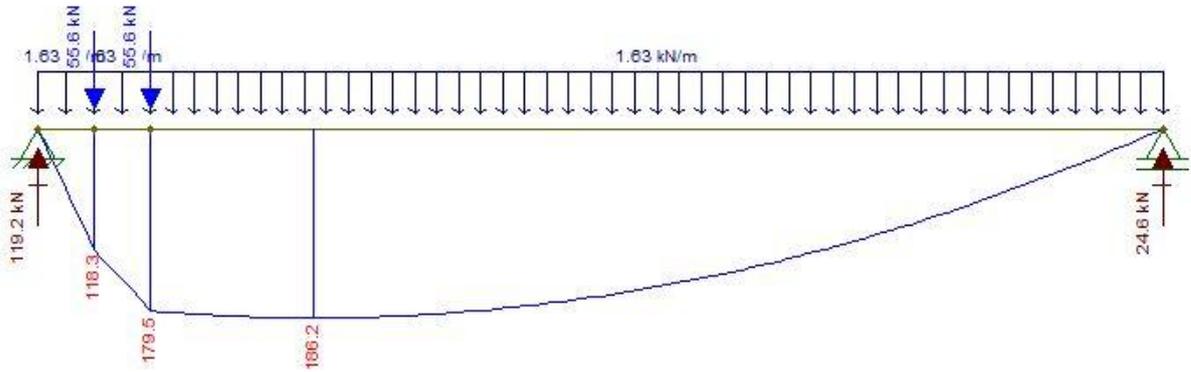


Figura 22 – Diagrama de momentos flectores na posição do carro guincho mais desvantajosa para as vigas de suporte [kNm]

ii) Posição crítica da ponte rolante

Sendo que a distância entre eixos da cabeceira é de quatro metros e a dimensão da viga de suporte é de cinco metros, a posição crítica da ponte rolante sobre as vigas de suporte irá acontecer quando apenas um dos eixos da cabeceira estiver sobre esta viga e localizada exatamente a meio da viga.

iii) Cálculo das acções provocadas pela ponte rolante

Através do gráfico dos esforços transversos (figura 21) podemos determinar as acções que cada viga da ponte rolante provoca na viga de suporte, sendo que o esforço transversal máximo é de 119,2 kN em cada viga.

Como a transmissão dos esforços vai ser feito pelas duas rodas da cabeceira a carga em cada roda irá ser de 119,2 kN.

Foi adicionada uma carga extra de 5000N referente ao peso próprio das cabeceiras, e de todos os elementos do mecanismo de movimentação.

$$F_{roda} = Carga + \frac{Extras}{2} = 119200 + \frac{5000}{2} = 121700N \quad (50)$$

$$P_1 = P_2 = F_{roda} \quad (51)$$

iv) Força devido ao peso próprio

$$V_{aço} = V_{Alma} + 2V_{Banzo} = 0,039 \text{ m}^3 \quad (52)$$

$$P_{viga} = V_{aço} \times \rho_{aço} = 306 \text{ Kg} \quad (53)$$

$$W_{viga} = \frac{306 \times 9,8}{5} = 600 \text{ N/m} \quad (54)$$

3.4.2 Determinação dos esforços transversos e momentos fletores

$$W_{viga} = 600 \text{ N/m}$$

$$P_1 = F_{roda} = 121700 \text{ N}$$

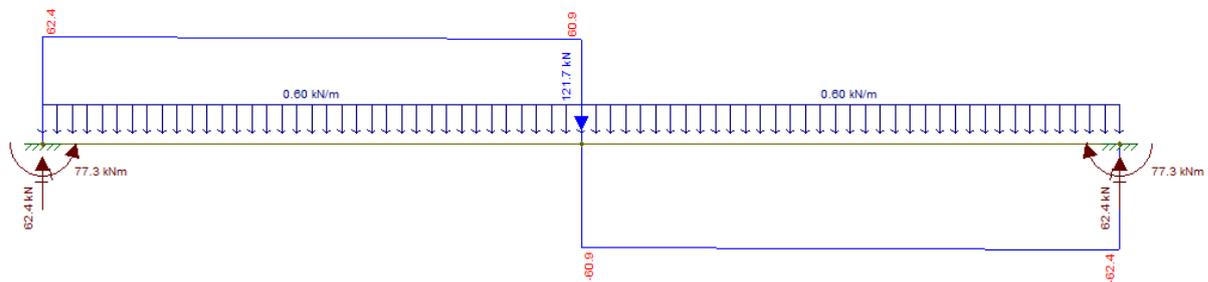


Figura 23 – Diagrama de esforços transversos das vigas de suporte

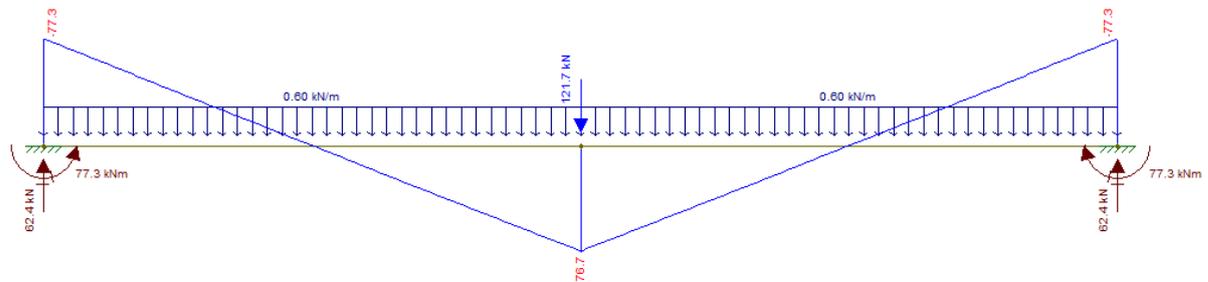


Figura 24 – Diagrama de momentos fletores das vigas de suporte

3.4.3 Cálculo da flecha máxima vertical

$$\delta_y = \delta_w + \delta_{P_1} = \frac{Wl^4}{384EI_{zz}} + \frac{Pl^3}{192EI_{zz}} \quad (55)$$

Em que:

Tabela 6 – Valor das variáveis para o cálculo da flecha vertical

W_{viga} (N/m)	$P_1 = P_2$ (N)	$E_{aço}$ (MPa)	l (mm)	I_{zz} (mm ⁴)
600	121700	210000	5000	$5,5 \times 10^7$

$$\delta_z = \frac{600 \times 5000^4}{384 \times 210000 \times 5,5 \times 10^7} + \frac{121700 \times 5000^3}{192 \times 210000 \times 5,5 \times 10^7}$$

$$\delta_{z_{máx}} = 6,94 \text{ mm}$$

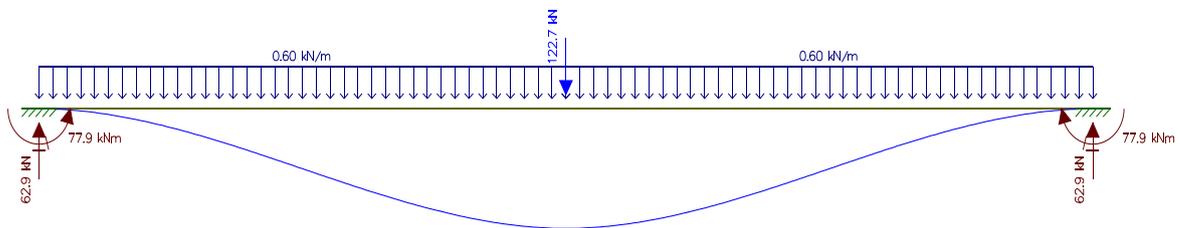


Figura 25 – Flecha máxima vertical das vigas de suporte

3.4.4 Análise das tensões de flexão

$$\sigma_{xx_{máx}} = \frac{M_{f_{máx}} \times y}{I_{zz}} \quad (56)$$

$$\sigma_{xx_{máx}} = \frac{77,3 \times 10^6 \times \frac{200}{2}}{5,5 \times 10^7}$$

$$\sigma_{xx_{m\acute{a}x}} = 140,55 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{adm} = \frac{\sigma_{ca\acute{c}o}}{n}, \text{ em que } n \text{ é o coeficiente de segurança dado artigo 9º RSA} \quad (57)$$

$$\sigma_{adm} = \frac{250}{1,7} = 147,06 \text{ MPa}$$

Como $147,06 \text{ MPa} > 140,55 \text{ MPa}$, é garantida a resistência à flexão das vigas de suporte sendo que como a tensão de cedência do aço é de 250 MPa e a tensão máxima obtida é de 140,55 MPa, dividindo estes valores, obtemos um valor para o fator de segurança das vigas de suporte da ponte rolante de 1,78.

3.5 Dimensionamento dos Elementos de Ligação

A ligação entre as várias chapas constituintes da ponte rolante irá ser realizada por soldadura, sendo que neste subcapítulo será verificado o dimensionamento dos cordões de soldadura, bem como o dimensionamento dos parafusos que irão fazer a ligação da ponte rolante aos cabeçotes.

3.5.1 Soldadura

Segundo o artigo 11.º do REAE “O metal de adição para soldadura deve apresentar propriedades mecânicas não inferiores às do metal de base...”

Os cordões de soldadura de ângulo devem ser verificados à segurança, tendo em conta a alínea b) do artigo 60.º do REAE que indica a fórmula da tensão de cedência equivalente, das várias componentes da tensão, sendo então possível através desta formulação determinar a espessura mínima do cordão de soldadura capaz de resistir aos esforços presentes na viga.

Temos então:

$$\sigma_e = \sqrt{\sigma_1^2 + \frac{1}{a^2} \times [1,8 \times (\tau_1^2 + \tau_{\perp}^2)]} \quad (58)$$

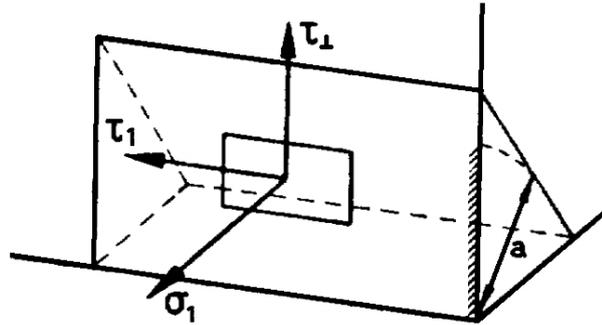


Figura 26 – Secção do cordão de soldadura [REAE]

Onde, tal como se pode observar na figura 26, “ σ_1 ” representa a tensão axial devida ao momento fletor paralelo ao eixo da garganta, “ τ_1 ” representa a tensão de corte devida ao esforço transversal, paralelo ao eixo de soldadura, “ τ_{\perp} ” representa a tensão de corte devida ao momento torsor, perpendicular ao eixo do cordão, “ a ” representa a espessura e “ α ” representa o coeficiente de segurança do cordão de soldadura que segundo o REAE artigo 60º, em casos correntes toma o valor de 0,9.

A tensão axial devida ao momento fletor paralelo ao eixo da garganta, irá depender do momento fletor M_f , do momento de inércia I_{zz} , e da distância entre o topo da viga e o plano de rotação A-A “ y ” (ver figura 27).

$$\sigma_1 = \frac{M_f}{I_{zz}} \times y \quad (59)$$

$$\sigma_1 = \frac{609.5 \times 10^6 \times \frac{1000}{2}}{3,109 \times 10^9} = 98 \text{ MPa}$$

A tensão de corte devida ao esforço transversal, paralelo ao eixo de soldadura, irá depender do momento estático em relação ao eixo neutro do plano A-A “Q”, do momento de inércia I_{zz} , do esforço transversal “T”, e da espessura do cordão de soldadura “ a ”.

$$\tau_1 = \frac{T \times Q}{2 \times I_{zz} \times a} \quad (60)$$

$Q = A \times y_c$, sendo ainda necessário calcular a área da secção “A” e centro de massa “ y_c ”

$$A_{total} = A_1 \quad (61)$$

$$A_{total} = 600 \times 8 = 4800 \text{ mm}^2$$

$y_c = \frac{m_1 \times r_1}{m_{total}}$, sendo que “ y_c ” irá depender da massa unitária de cada secção e da sua posição relativa ao eixo de referência “ r ” (62)

$$m_1 = (0,6 \times 0,008 \times 1) \times 7850 = 37,68 \text{ kg}$$

$$m_{total} = m_1$$

$$y_c = \frac{37,68 \times 496}{37,68} = 496 \text{ mm}$$

$$Q = A \times y_c \quad (63)$$

$Q = 9720 \times 496 = 4821120 \text{ mm}^3$, obtendo-se por fim os valores necessários para a determinação da tensão de corte devida ao esforço transversal, paralelo ao eixo de soldadura τ_1 , em função da espessura da chapa “ a ”.

$$\tau_1 = \frac{T \times Q}{2 \times l \times a} = \frac{73200 \times 4821120}{2 \times 3,272 \times 10^9 \times a} = \frac{53,9}{a} \quad (64)$$

O artigo 60.º do REAE indica um valor máximo para a tensão de corte devida ao momento torsor, perpendicular ao eixo do cordão (τ_{\perp}) de 87 MPa, e considerando que $\sigma_e = \sigma_{adm} = 235 \text{ MPa}$, podemos então obter, da equação da tensão de cedência equivalente, a espessura mínima do cordão de soldadura, que garante a sua integridade e consequentemente a integridade da ponte rolante:

$$235 = \sqrt{98,02^2 + \frac{1}{0,9^2} \times \left[1,8 \times \left(\left(\frac{53,9^2}{a} + 87^2 \right) \right) \right]}$$

$$a = 0,12 \text{ mm}$$

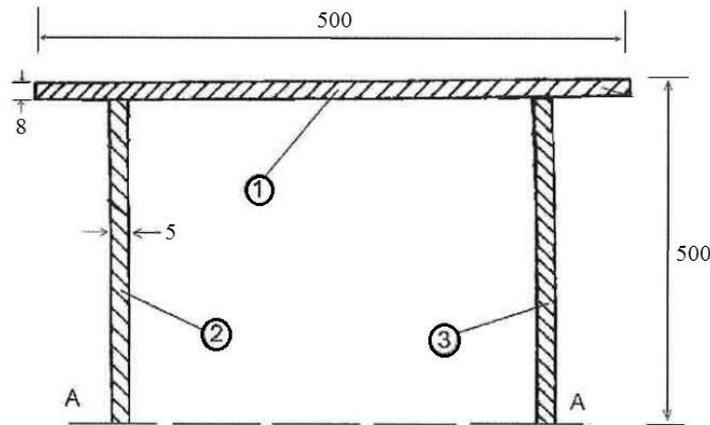


Figura 27 – Secção da viga principal

Segundo a alínea a) do artigo 29.º do REAE “a espessura dos cordões não deve ser inferior a 3mm”, logo devemos considerar para as soldaduras de ângulo uma espessura de 3mm sabendo que como $3 > 0,42$ temos garantida a segurança dos cordões de soldadura.

Ainda segundo a alínea a) do artigo 60.º do mesmo regulamento, quando se refere a cordões de topo, “não é necessário comprovar por cálculo a sua segurança desde que sejam satisfeitas na execução as condições enunciadas nos artigos 11.º, 29.º, 30.º e 31.º.”

Logo, segundo o artigo 29.º, alínea b) a espessura dos cordões de ângulo não deve ser superior a 0,7 da menor espessura dos elementos a ligar, portanto não deverá ser maior que 3,5mm ($0,7 \times 5$).

O regulamento referido anteriormente ainda nos informa que para as zonas onde serão soldadas as chapas de topo de 5 mm serão aplicadas as normas do artigo 30º da alínea a), que nos diz que “no caso de a espessura não exceder 6 mm e ser possível realizar a soldadura pelas duas faces esta poderá executar-se em geral sem prévia formação de chanfros”(ver figura 28).

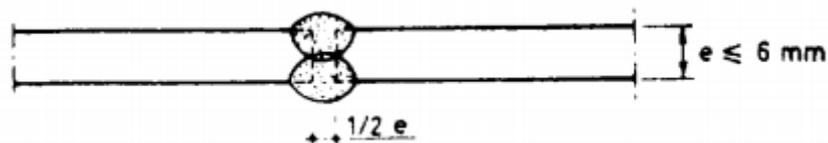


Figura 28 – Esquema de soldadura de topo para espessuras inferiores a 6mm [REAE]

Para as zonas onde serão soldadas as chapas superiores de 8mm serão aplicadas as normas segundo o REAE Artigo 30º alínea b) que nos dizem que “no caso de a espessura estar compreendida entre 6mm e 15mm executar-se-á, em geral, um cordão em forma de V” (ver figura 29).

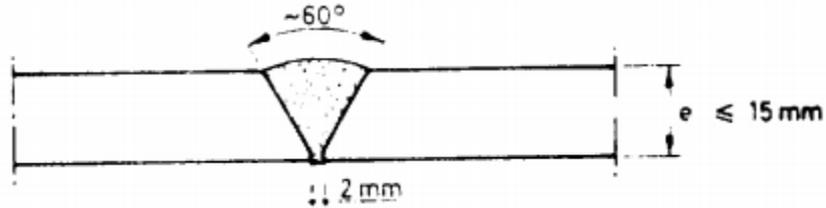


Figura 29 – Esquema de soldadura de topo para espessuras entre 6mm e 15mm [REAE]

3.5.2 Parafusos

A ligação entre as vigas principais e os cabeçotes é garantida por 6 parafusos e respetivas porcas em cada um dos extremos de cada viga. Estes parafusos foram dimensionados de modo a garantir a força de atrito necessária para que não haja escorregamento entre os dois planos.

Para que tal aconteça, a força de atrito terá de ser maior ou igual ao esforço transversal máximo, que tal como foi visto na alínea 3.4.1 tomará o valor de 119kN, afetado de um coeficiente de segurança de 3, por ser uma zona muito solicitada à fadiga e também de modo a manter a coerência com os coeficientes de segurança obtidos anteriormente.

$$F_a = \mu N \quad (65)$$

$$F_a \geq V \times \gamma \quad (66)$$

$$0,45N \geq 119 \times 3$$

$$N \geq 793,33 \text{ kN}$$

Para a obtenção desta reação normal, foi selecionada uma solução composta por 6 parafusos, sendo que cada parafuso terá de ter um esforço resistente de pelo menos 132,22kN.

O artigo 28º do REAE indica que “nas ligações aparafusadas pré-esforçadas devem ser usados parafusos da classe de qualidade 8.8 ou superior.”.

Recorrendo às “Tabelas Técnicas” de parafusos para a classe 8.8 foram seleccionados parafusos M20 com um esforço resistente à tração de 176,4kN, que garante perfeitamente o contacto entre as duas peças.

Para além dos parafusos e das respectivas porcas, deverá ser introduzido também ao sistema uma anilha do lado da cabeça e outra do lado da porca. (REAE artigo 64º alínea d)).

Para que seja garantida a inexistência de escorregamento, deverá ser dado o binário de aperto máximo, que segundo a norma ISO 898/1, tem o valor de 385 N.m

Embora estes parafusos estejam dimensionados de modo a não permitir o escorregamento entre as duas placas, foi previsto uma verga metálica nas extremidades de cada viga (figura 30), viga esta que garante o apoio da ponte em caso de desapertos, e também ajuda a montagem e alinhamento.

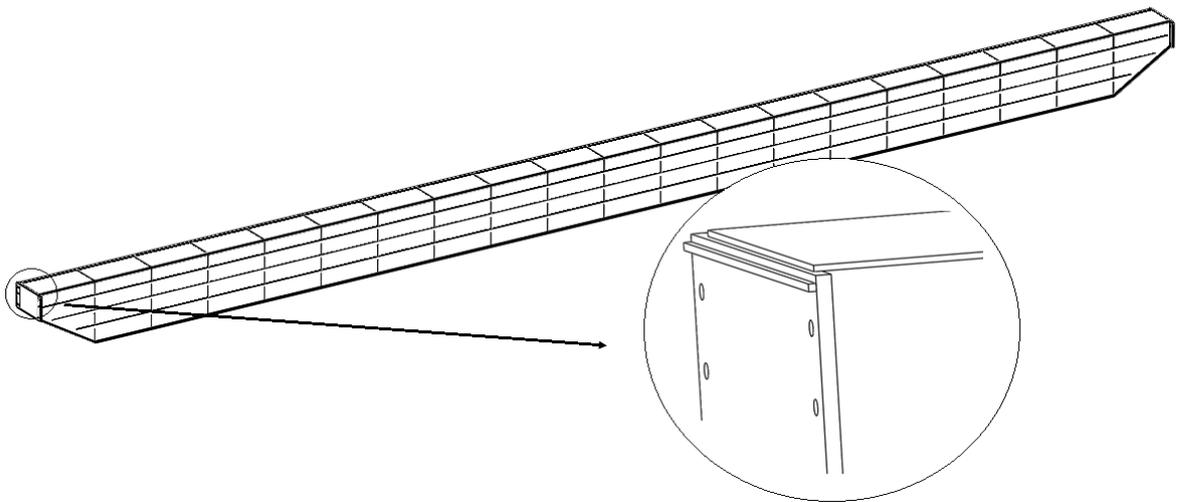


Figura 30 – Pormenor da verga de segurança

4. FABRICO, MONTAGEM E SELECÇÃO DE EQUIPAMENTOS PERIFÉRICOS DA PONTE ROLANTE

4.1 Introdução

Após o dimensionamento da ponte rolante será necessário elaborar um plano para a sua concretização. Este capítulo está dividido em cinco fases distintas. A primeira fase trata do fabrico da ponte rolante, ou seja, a ligação entre todos os elementos metálicos da sua estrutura. A segunda fase é referente à sua instalação no local de destino, bem como a montagem de todos os equipamentos periféricos necessários para o seu funcionamento. Este subcapítulo contempla também todos os testes que a ponte deverá efetuar, antes de estar completamente operacional, que lhe garantem segurança, fiabilidade e em que só deste modo poderá obter certificação CE. No terceiro subcapítulo é mostrada a forma como foi feita a seleção dos equipamentos. O quarto subcapítulo é respeitante aos custos da matéria-prima e equipamentos periféricos, não sendo considerados os custos da mão-de-obra, processos de corte e soldadura, transporte e movimentação dos materiais e seu armazenamento, entre outros. Para finalizar este capítulo é feita uma abordagem aos métodos de inspeção e regras de segurança aconselháveis à utilização da ponte rolante.

4.2 Fabrico da Ponte Rolante

O processo de fabrico da ponte rolante irá ser dividido em duas fases. Na primeira fase serão preparados cada um dos elementos principais constituintes da ponte rolante (Anexo III e Anexo IV), sendo a segunda fase reservada à sua união.

No projecto da ponte rolante foi considerado que as chapas superiores, inferiores, reforços longitudinais, carris e vigas de alinhamento, serão fornecidos com comprimentos de 10 metros, isto deve-se ao facto de estes componentes terem na sua totalidade um comprimento de aproximadamente 20 metros o que complicaria o seu transporte.

Deste modo, todos estes componentes, deverão ser soldados de topo conforme as normas previstas no subcapítulo 3.5, e caso seja necessário, serem cortados de modo a perfazer as suas dimensões finais previstas nas tabelas de materiais (Anexo III), e nos desenhos técnicos (Anexo VI).

Como todas as chapas e vigas longitudinais serão entregues em duas partes de 10 metros e apenas a chapa superior tem a medida total final de 20 metros, as restantes chapas/vigas deverão ser cortadas à medida apenas numa das duas partes, isto para que as soldas não coincidam todas na mesma secção.

Posteriormente os elementos sujeitos a operações especiais conforme a lista de operações (Anexo IV) deverão ser preparados com o apoio dos desenhos técnicos (Anexo VI).

Após a preparação dos elementos da ponte rolante segue-se o processo de ligação, que consistirá na soldadura entre os vários elementos, em que devem ser respeitadas todas as normas e indicações presentes no subcapítulo 3.5, bem como as tolerâncias dimensionais dos desenhos técnicos (Anexo VI).

No processo de ligação dos elementos principais da ponte rolante, será importante a utilização de gabaritos de modo a controlar possíveis desalinhamentos, pois no processo de soldadura de chapas finas, é bastante difícil controlar empenos sem a sua utilização

Foram também definidos neste projeto as bases de apoio, para as calhas elétricas e para caixas standard que acomodam os inversores de frequência e demais equipamentos elétricos (Anexo VI).

O processo de fabrico da ponte rolante poderá ter sequências diferentes em função do projetista e das condições para o fabrico, sendo que para este trabalho foi proposta a seguinte sequência de união:

Inicialmente será soldado à chapa inferior as vigas de alinhamento (figura 31), de modo a que as chapas laterais possam posteriormente ser alinhadas por encosto.

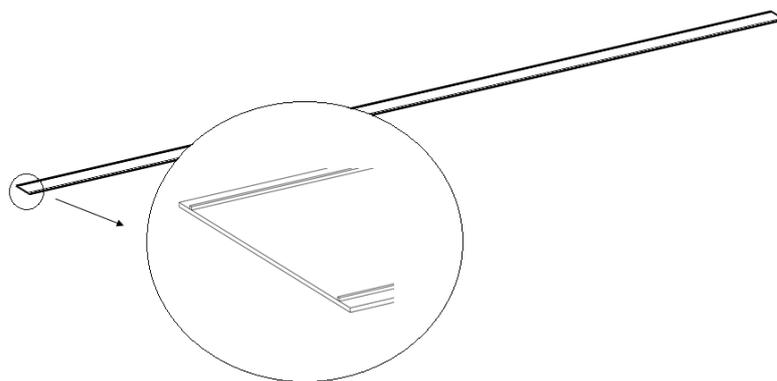


Figura 31 – Ligação entre a chapa inferior e as vigas de alinhamento

Após esta etapa deverão ser preparadas as chapas laterais, em que lhes serão soldadas os reforços longitudinais (figura 32). É especialmente importante nesta fase a utilização de gabaritos, por ser esta, uma chapa fina, com um comprimento muito grande e onde irão ser feitos cordões de soldadura muito longos.

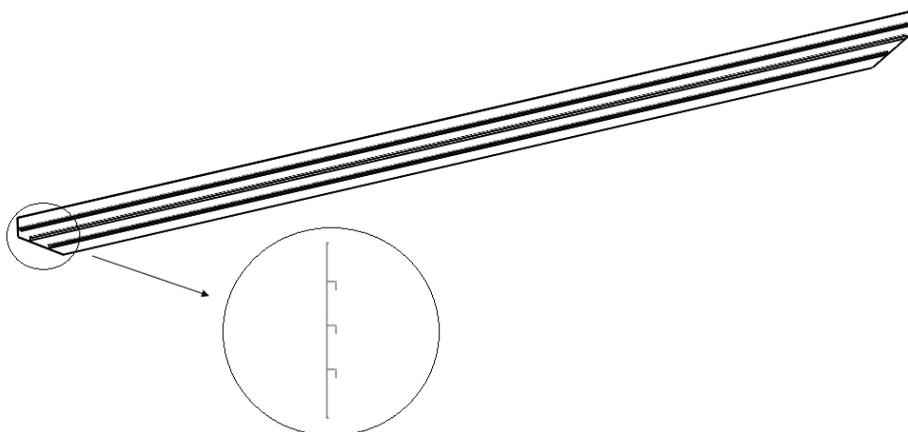


Figura 32 – Ligação entre as chapas laterais e as vigas longitudinais

Nesta altura podemos então começar a alinhar uma das chapas laterais com a chapa inferior, e caso não existam empenos poder-se iniciar o processo de soldadura (figura 33).

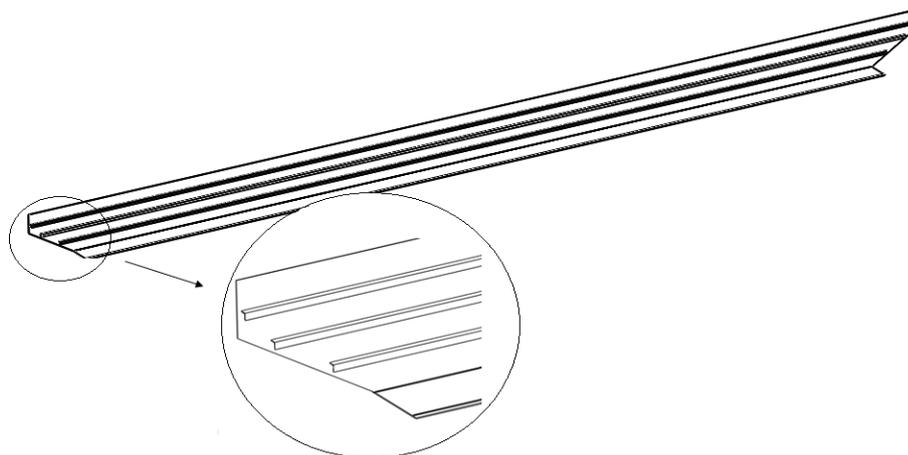


Figura 33 – Ligação entre a chapa lateral e a chapa inferior

Estando estes dois painéis soldados, será então altura para soldar todos os reforços verticais, soldando-os aos dois painéis e também aos reforços longitudinais (ver figura 34).

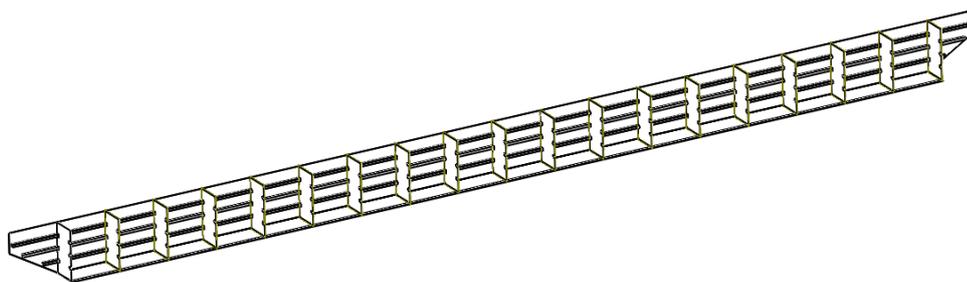


Figura 34 – Ligação dos reforços verticais

O seguinte processo será o processo mais difícil e moroso, pois neste momento deverá ser soldada a outra chapa lateral (ver figura 35), sendo que esta terá de ser soldada também aos reforços verticais o que obriga a que o soldador faça soldas num espaço muito reduzido, nesta altura poderá ser necessário rodar a viga de modo a que ela fique apoiada na face lateral de modo a facilitar o trabalho do soldador.

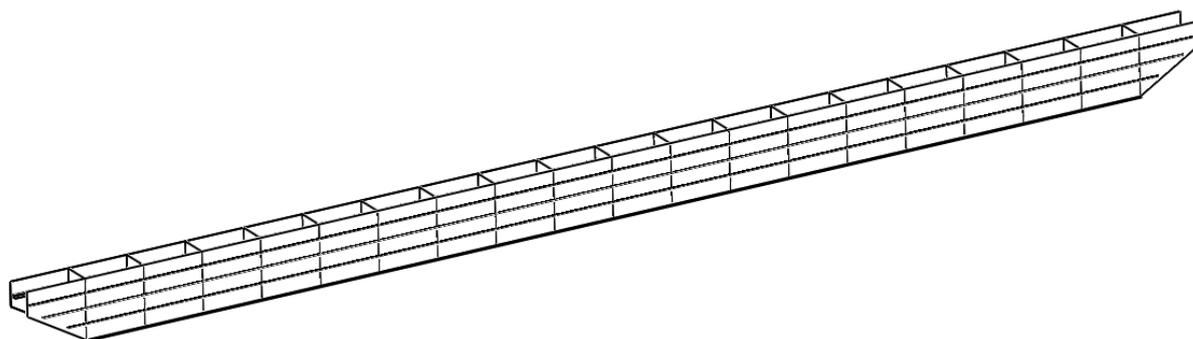


Figura 35 – Ligação da segunda chapa lateral

Estando esta tarefa concluída será então tempo de soldar em primeiro lugar as chapas de topo e depois as placas de topo (figura 36).

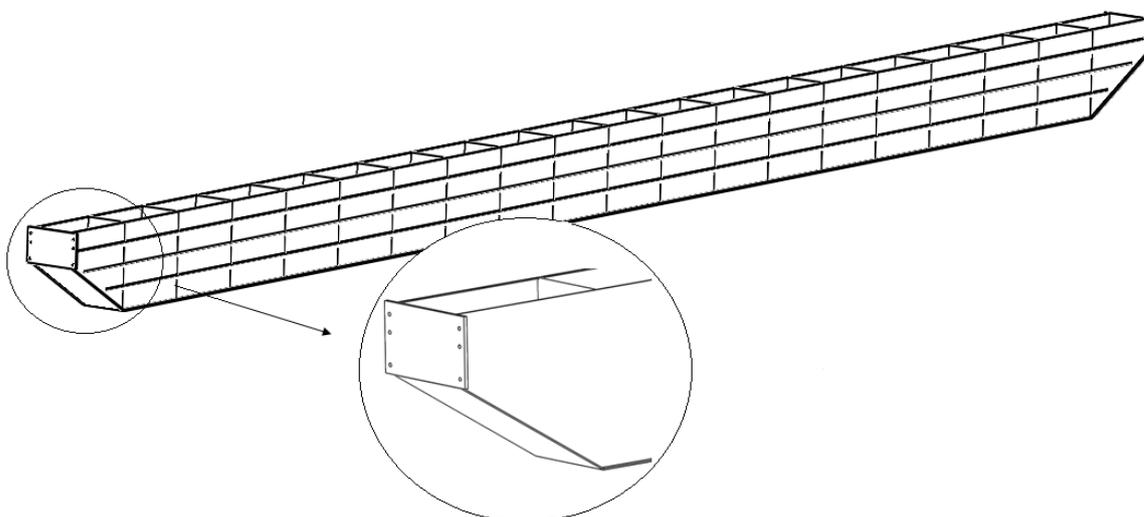


Figura 36 – Ligação da chapa de topo e placas de topo

Será agora a vez de fechar a viga com a chapa superior, soldando-a as chapas laterais e à placa de topo (figura 37).

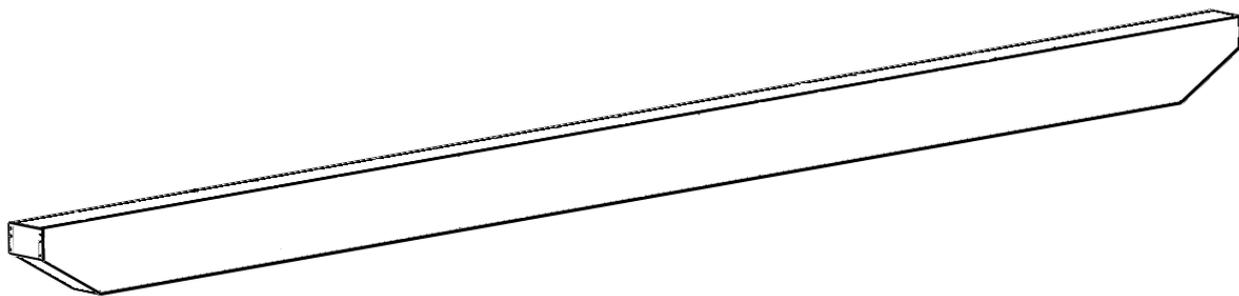


Figura 37 – Ligação da chapa superior

Para concluir o fabrico das vigas principais, só falta a soldadura de verga de segurança, dos carris, dos batentes (ver figura 38) e dos suportes dos equipamentos eléctricos, que serão apenas acoplados a uma das vigas, tal como previsto nos desenhos técnicos (Anexo VI).

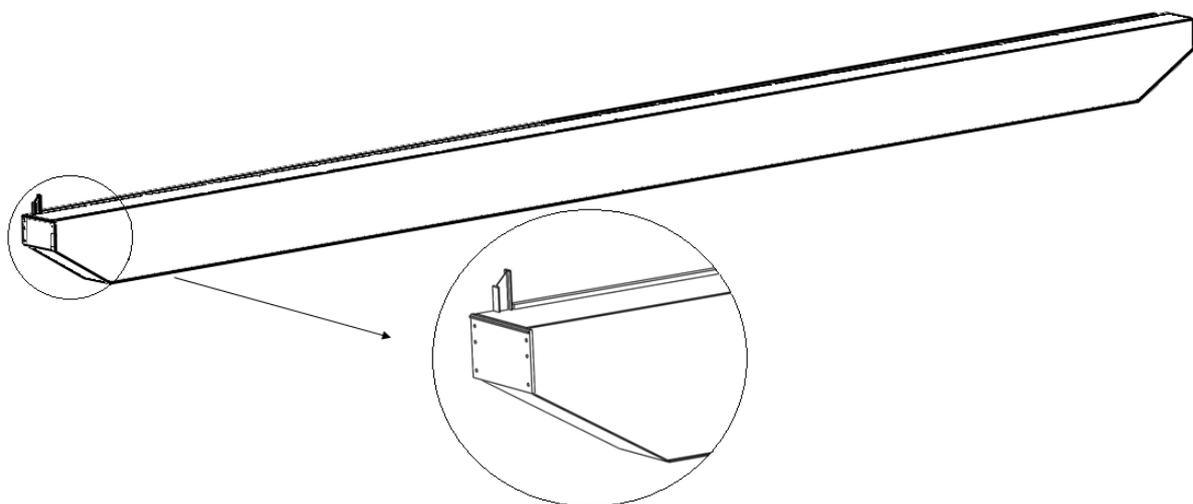


Figura 38 – Ligação das vergas de segurança, carris e batentes às vigas principais

No fabrico das cabeceiras da ponte rolante, tendo as vigas HEB300 preparadas, bem como todos os reforços, chapas de topo e placas de ligação, dever-se-á iniciar o processo soldando os reforços e as placas de topo às vigas HEB300 (ver figura 39).

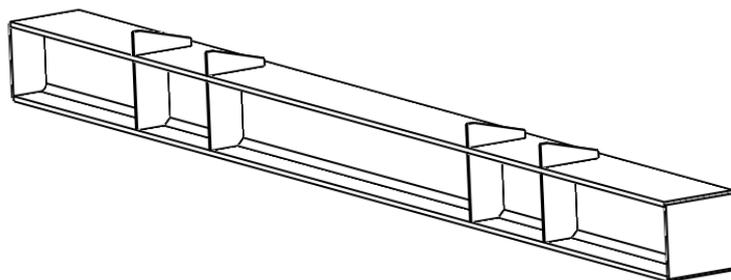


Figura 39 – Ligação dos reforços e placas de topo às vigas HEB300

Posteriormente, e sempre com o cuidado de verificar as tolerâncias dimensionais, poderão ser soldadas as placas de ligação ao conjunto anterior (ver figura 40).

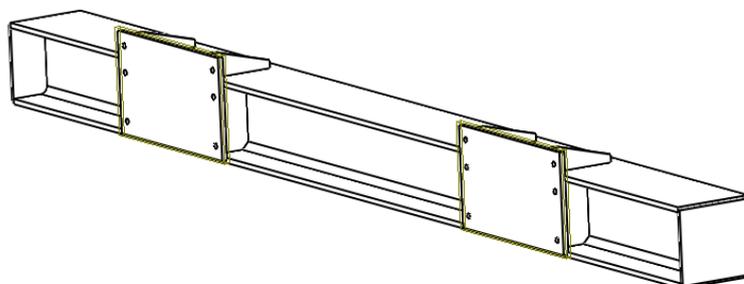


Figura 40 – União das placas de ligação aos cabeçotes

Para concluir o fabrico dos cabeçotes serão acoplados os blocos de rodas (ver figura 41).

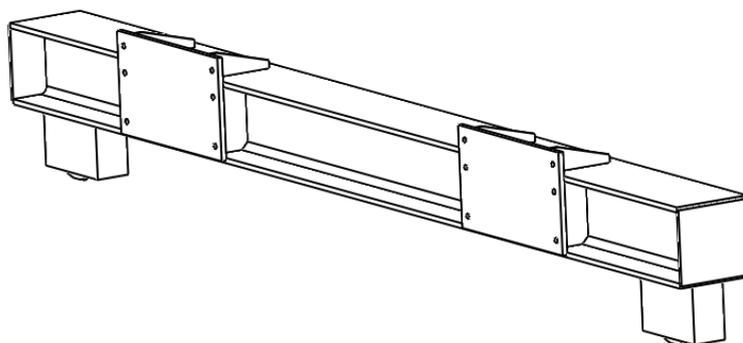


Figura 41 – Acoplamento das rodas aos cabeçotes

Finalmente todos os elementos estruturais estão prontos, podendo-se fazer a ligação entre os cabeçotes e as vigas principais.

O artigo 66º do REAE prevê que as peças devem ser protegidas contra a corrosão, sendo que para isso deverá ser feita uma prévia limpeza da estrutura, retirando todos os vestígios de ferrugem e gorduras de modo a permitir uma primeira mão de aparelho, podendo depois ser aplicada a tinta, com o cuidado de isolar os carris e os blocos de rodas, que não deverão ser pintados.

Os carris deverão ser protegidos contra a corrosão por massa grafitada.

Neste momento a estrutura da ponte rolante está acabada e preparada para ser montada e equipada com todos os componentes elétricos inerentes ao seu funcionamento (figura 42).

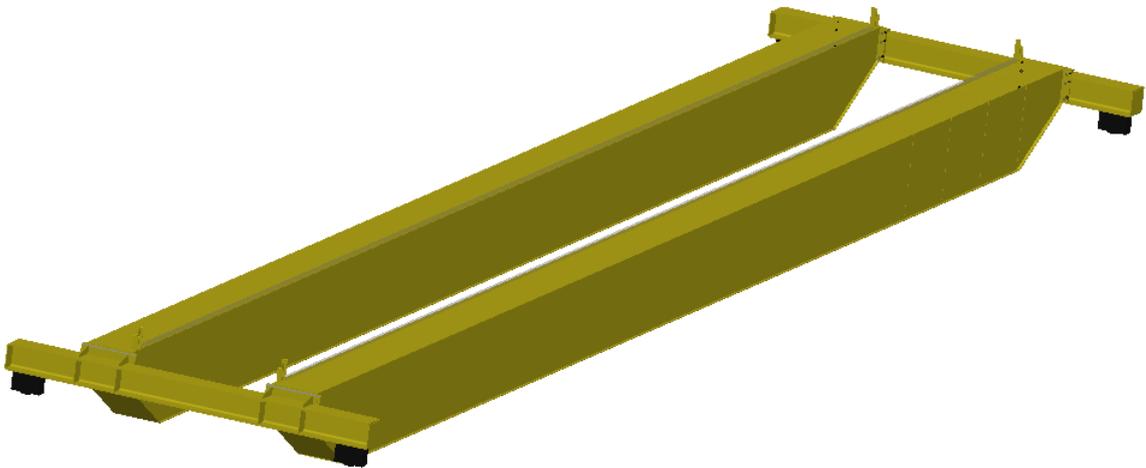


Figura 42 – Ligação entre os cabeçotes e as vigas principais

4.3 Montagem da Ponte Rolante

Antes de colocar a ponte rolante na sua posição de trabalho terá de ser montada a estrutura onde esta se irá movimentar, para isso serão colocadas inicialmente as vigas de suporte da ponte rolante. Para a colocação das vigas de suporte terá de ser utilizada uma grua para a sua elevação e montagem.

A norma EN 1993-6 permite que estas vigas sejam fixadas por soldadura por parafusos ou por conectores do tipo “surge”. Os “surge connectors” são ligações utilizadas quando a utilização da ponte rolante é muito exigente, por serem ligações que ao contrário das outras previnem

problemas de fadiga, pois, tal como podemos ver na figura 43, permitem a rotação dos extremos da viga.

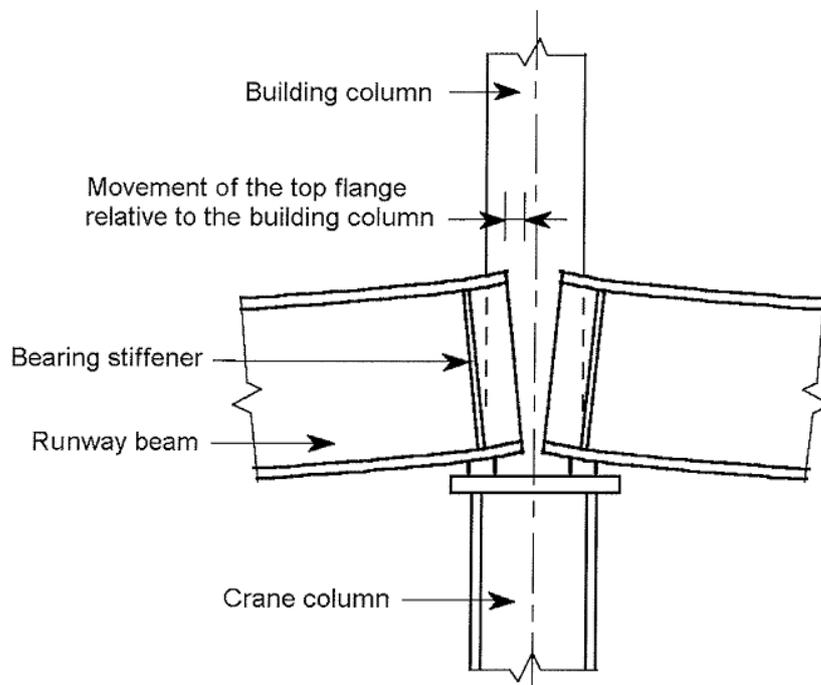


Figura 43 – Rotação dos topos das vigas de suporte (EN 1993-6)

Como a classe de utilização da estrutura em estudo não será extremamente exigente (ver sub capítulo 4.4.1), optou-se por uma solução em que as vigas são soldadas entre elas, mas são fixadas ao pilar do pavilhão por suportes aparafusados, de modo a que as vigas tenham alguma liberdade longitudinal. Esta solução foi escolhida para que as vigas de suporte permitam as dilatações longitudinais, sem esforçar os pilares do pavilhão.

Após a montagem das vigas de suporte deverão ser montados os carris. A norma EN 1993-6, permite que estas barras sejam ligadas tanto com fixadores como com pinos, parafusos ou através de soldadura. É aconselhada a utilização de solda por ser um método rápido eficaz e mais adequado ao tipo de secção da viga.

È importante ter em atenção que os carris nas suas emendas, deverão ser cortados com um ângulo de 45 graus para suportarem possíveis dilatações, e na sua ligação deverão ter uma junta de expansão tal como mostra a figura 44.

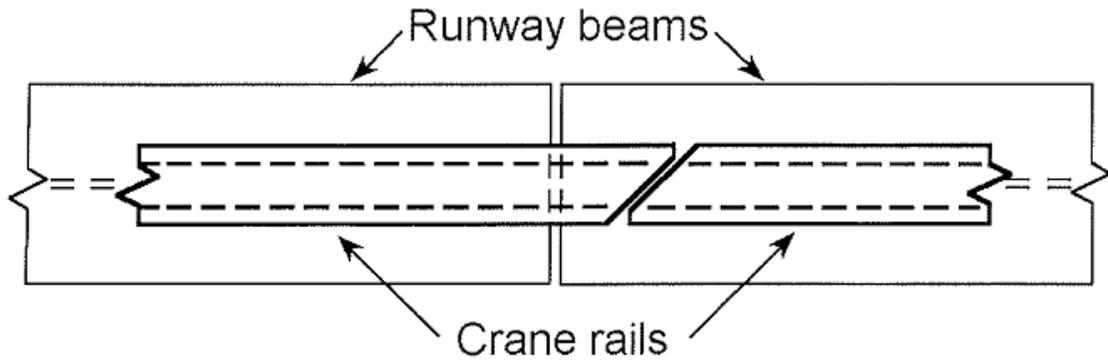


Figura 44 – Pormenor da emenda dos carris

Fonte: EN 1993-6 (2007).

Como podemos ver na figura 44, a junta do carril deverá ser ligeiramente à frente à junta das vigas de suporte, sendo que o troço que ultrapassa a junta da viga de suporte não deverá ser soldado, de modo a permitir o movimento livre de rotação dos topos das vigas de suporte.

Tanto durante a montagem destas vigas como no fim, deverão ser verificadas as seguintes tolerâncias impostas pela norma EN 1993-6:

Mudanças de distância entre carris ΔS , e de altura Δh , ao longo de todo o percurso (figura 45):

- $\Delta S < 10\text{mm}$
- $\Delta h < 10\text{mm}$

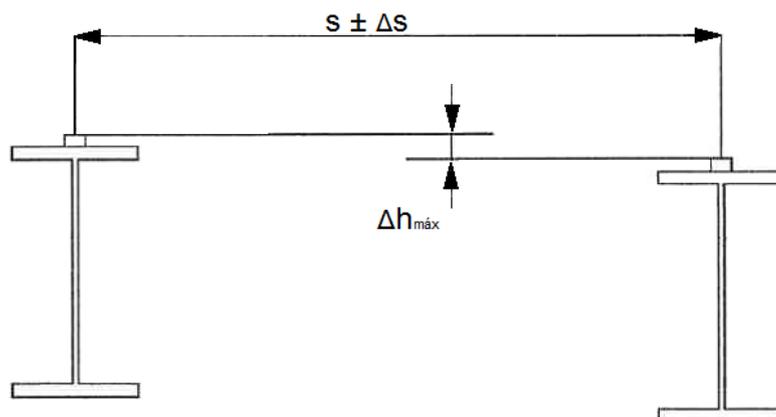


Figura 45 – Tolerâncias das distâncias entre carris

Fonte: EN 1993-6 (2007).

Ângulo de inclinação das vigas de suporte e dos carris β não deverá ultrapassar 0,33 por cento (Figura 46):

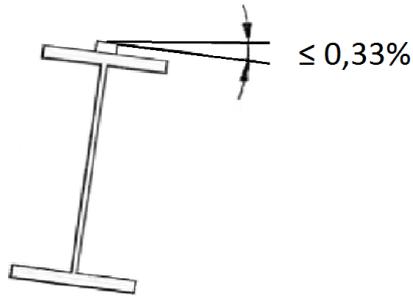


Figura 46 – Tolerância de inclinação dos carris

Fonte: EN 1993-6 (2007).

As normas também limitam os empenos dos carris tal como podemos verificar na figura 47.

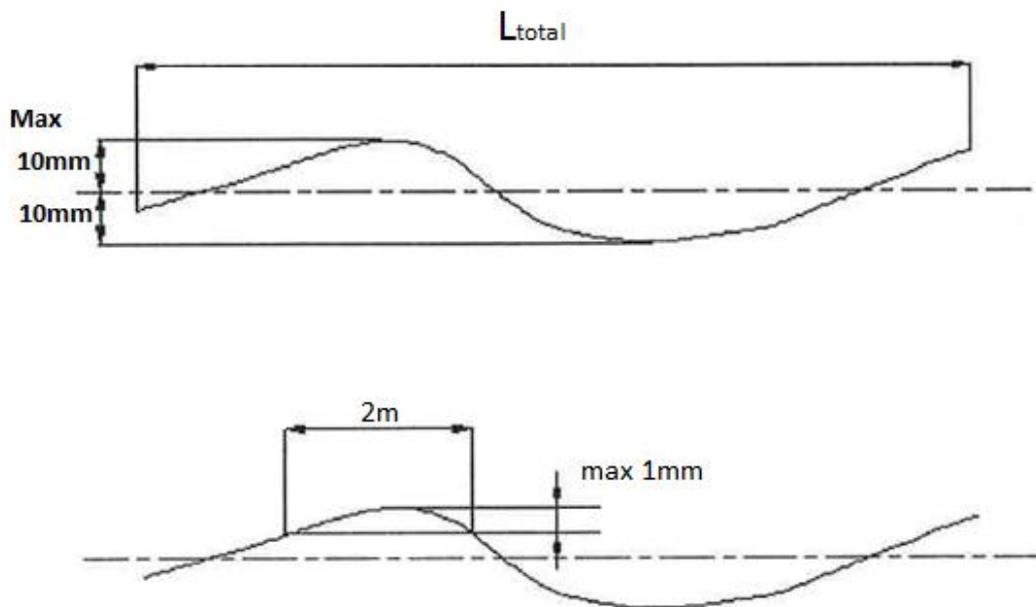


Figura 47 – Tolerância dos empenos dos carris no plano horizontal

Fonte: EN 1993-6 (2007).

De salientar que, para “desempenar” os perfis se deverá proceder à execução de pequenos cordões ao longo do perfil de modo a que os cordões “puxem” o perfil onde tal for necessário.

Após a montagem das vigas de suporte e carris, e depois de verificadas todas as tolerâncias poder-se-á então, mais uma vez com a ajuda de um guincho, içar a ponte rolante para o seu local de funcionamento.

Esta poderá ser uma operação delicada e que deverá ser estudada previamente, pois a estrutura da ponte rolante é uma estrutura muito grande o que fará com que ela possa ficar encravada no edifício, ou que embata contra a estrutura do edifício, podendo danificar tanto o edifício como a própria ponte rolante.

Montada a estrutura, deverá ser içado o carro guincho.

Neste momento, só faltará a instalação dos equipamentos elétricos, respetivas calhas e ligações.

Embora a ponte rolante tenha os valores limites calculados, esta deverá passar por um processo de testes onde se verificará se as flechas não ultrapassam os valores calculados. Para isso deverá ser içada a carga máxima prevista (20 toneladas), e então simular o funcionamento da ponte rolante, passando por todos os pontos extremos e simulando também travagens e arranques em todas as direções e sentidos do movimento.

Os fins de curso deverão ser testados e caso seja necessário afinados.

Deverá ser testado um caso de sobrecarga para saber se os limitadores de carga funcionam.

Para que a ponte rolante possa ser certificada terá que cumprir com as seguintes tolerâncias impostas pelas normas EN 1996-6, que deverão ser testadas com a ponte em funcionamento e com a respetiva carga máxima.

Flecha horizontal máxima (figura 48):

$$\delta_y \leq \frac{l}{600}$$

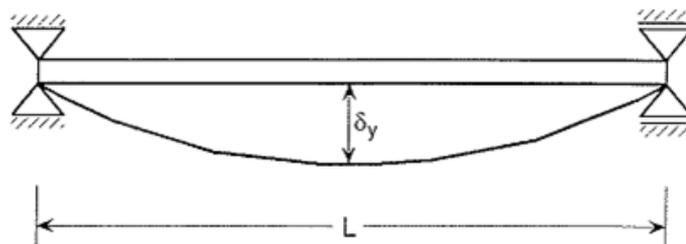


Figura 48 – Flecha máxima horizontal

Fonte: EN 1993-6 (2007).

Deformação horizontal máxima da estrutura, ou pilar de suporte da ponte rolante (ver figura 49):

$$\delta_y \leq \frac{h_c}{400}$$

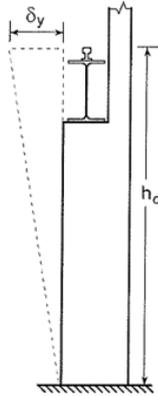


Figura 49 – Deformação horizontal máxima do pilar de suporte da ponte rolante

Fonte: EN 1993-6 (2007).

Diferença entre as deformações horizontais máximas da estrutura, ou pilares de suporte da ponte rolante (ver figura 50):

$$\Delta\delta_y \leq \frac{l}{600}$$

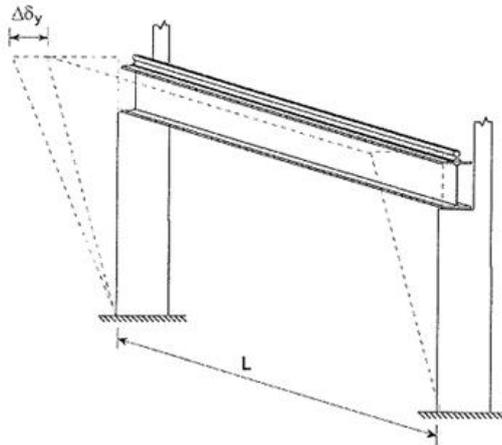


Figura 50 – Diferença entre as deformações horizontais máximas dos pilares de suporte da ponte rolante

Fonte: EN 1993-6 (2007).

Flecha máxima vertical (ver figura 51):

$$\delta_z \leq \frac{l}{600}$$

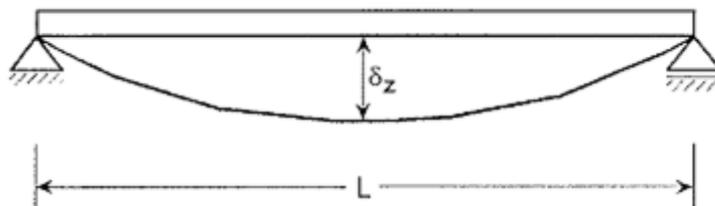


Figura 51 – Flecha máxima vertical

Fonte: EN 1993-6 (2007).

Diferença das deformações verticais entre as vigas de suporte de cada um dos lados da ponte rolante (figura 52):

$$\Delta h_c \leq \frac{s}{600}$$



Figura 52 – Diferença das deformações verticais entre as vigas de suporte

Fonte: EN 1993-6 (2007).

4.4 Seleção de Periféricos

Para além de toda a estrutura, a ponte rolante é equipada com mecanismos e sistemas elétricos fundamentais ao seu funcionamento, que não serão dimensionados neste trabalho, mas será feita uma sugestão dos periféricos a utilizar tendo em conta o tipo de previsto para a ponte rolante.

Esta escolha foi feita consultando fabricantes e clientes deste tipo equipamentos, tendo sido dada preferência à marca DEMAG por ser considerado um dos maiores fabricantes deste tipo de equipamentos a nível europeu, por ter representantes tanto no Porto como em Lisboa, e acima de tudo pela disponibilidade e facilidade com que disponibiliza informação dos seus produtos e meios para os seleccionar.

4.4.1 Classificação da Ponte Rolante

Para a correta seleção dos equipamentos devemos ter em conta a classe de funcionamento da ponte rolante, isto para que os equipamentos sejam seleccionados em função desta classificação de modo a que tenham capacidade de satisfazer as necessidades requeridas.

O CMAA classifica estes equipamentos utilizando a seguinte matriz:

Tabela 7 – Classificação de Gruas

Fonte: CMAA Crane Service Classes, 2009.

Classes de Carga	Ciclos de Carga			
	N1	N2	N3	N4
L1	A	B	C	D
L2	B	C	D	E
L3	C	D	E	F
L4	D	E	F	F

Em que:

L1 são guias que elevam a carga máxima excepcionalmente e normalmente elevam cargas leves;

L2 são guias que elevam poucas vezes a carga máxima e normalmente elevam 1/3 da carga máxima;

L3 são guias que elevam muitas vezes a carga máxima e normalmente elevam entre 1/2 e 2/3 da carga máxima;

L4 são guias que estão normalmente carregadas com uma carga próxima da máxima;

O ciclo de carga N1 corresponde a variações entre 20000 a 100000 ciclos;

O ciclo de carga N2 corresponde a variações entre 100000 a 500000 ciclos;

O ciclo de carga N3 corresponde a variações entre 500000 a 2000000 ciclos;

O ciclo de carga N4 corresponde a ciclos superiores a 2000000;

Seguindo esta classificação e tendo em conta que não é conhecida o tipo de utilização que a ponte rolante terá, foi selecionada uma classe de carga L2 e um ciclo de carga N2, por serem valores razoáveis e vulgarmente utilizados, obtendo-se assim uma classe de funcionamento C (ver tabela 7).

A FEM sugere um outro método de classificação baseado no tempo médio de funcionamento diário (TM), e no espectro de carga, onde:

$$TM = \frac{2 \times \text{CursoMédioGancho} \times n^{\circ}\text{ciclos/hora} \times n^{\circ}\text{horasfuncionamentodiario}}{60 \times \text{velocidadedeelevação(m\min)}}$$

$$TM = \frac{2 \times 4 \times 30 \times 8}{60 \times 8}$$

$$TM = 4$$

Tabela 8 – Classificação de equipamentos de manuseio de carga

Fonte: FEM, 1998.

Load Spectrum	Average Daily Operating Time (hours / day)					
	<= 0.5	<= 1	<= 2	<=4	<= 8	<= 16
Light			M3 1Bm	M4 1Am	M5 2m	M6 3m
Medium		M3 1Bm	M4 1Am	M5 2m	M6 3m	M7 4m
Heavy	M3 1Bm	M4 1Am	M5 2m	M6 3m	M7 4m	
Very Heavy	M4 1Am	M5 2m	M6 3m	M7 4m		

Segundo a tabela 8, para um tempo de funcionamento $TM = 4$ e uma classe de carga média, obtemos uma classificação 2m, que podemos confirmar na tabela 9 de equivalência de classificações, que equivale à classificação CMAA obtida anteriormente.

Tabela 9 – Equivalência entre as classificações dadas pelas várias organizações

Fonte: ELS & Equipment Inc., 2003.

Organização	Classificação					
CMAA	A	B	C	D	E	F
FEM	1Bm	1Am	2m	3m	4m	5m
ISO	M3	M4	M5	M6	M7	M8
HMI	H2	H3	H4	H5		

4.4.2 Carro Guincho

Para a seleção do carro guincho foi solicitado o aconselhamento à DEMAG, que em função dos requisitos pretendidos (Tabela 10), indicou o equipamento de referência “EZ DR-Pro 20-20 4/1-12 Z-8-400-11-50 1400” (figura 53) que tal como pode ser visto na tabela 11 será o mais adequado ao tipo de utilização pretendido, sendo que também acrescenta a mais-valia de permitir variação da velocidade tanto de elevação como de translação, concedendo a capacidade à ponte rolante de movimentos mais lentos e precisos.

Tabela 10 – Requisitos do carro guincho

Classificação FEM	2m
Capacidade de carga	20000
Altura de elevação	8 m
Velocidade de elevação	8 m/min
Bitola	1400
Velocidade de translação	20 m/min



Figura 53 – Carro guincho

Fonte: Catálogo DEMAG, 2010.

Tabela 11 – Características do carro guincho

Fonte: Catálogo DEMAG, 2010.

FEM / ISO classification	2m
Maximum capacity	20 t
Lifting height	12 m
Peso	1834 kg
Hoist motor	ZBR 180 A 4
Tensão de operação	400 V
Tensão de comando	48 V
Frequência	50 Hz
Grau de protecção	IP 55
Potência de dimensionamento 50 Hz	21,5 kW
Rated current 50 Hz	44 A
Starting current 50 Hz	233 A
Standard frequency inverter	DIC-4-075
Main lifting speed	8 m/min
Creep lifting speed	0,5 m/min
Trolley	EZ
Crab gauge	1400
Rail width	50 mm
Travel motor	1 / ZBA 90 B 4
Standard frequency inverter	DIC-4-014-C
Travel speed min	5 m/min
Travel speed Max	20 m/min
Starting current	21 A
Rated current	14 A

4.4.3 Rodas e Mecanismos de Translação da ponte rolante

Toda a ponte está assente em quatro rodas, que permitem a sua translação, sendo que dois desses blocos de rodas são movidos por motores elétricos.

Estes equipamentos foram selecionados do catálogo da Demag tendo em conta as seguintes especificações (tabela 12):

Tabela 12 – Requisitos das rodas e mecanismos de translação

Massa	Peso próprio 5000kg Carga 20000kg
Rodas	Número de rodas 4
Velocidade de translação	Percurso principal 40 m/min.
Percurso de deslocamento	Percurso total 60m
Dimensões	Vão (Centro a centro dos trilhos) 20000mm Distância entre eixos das rodas 4000mm
Tipo de acionamento	Acionamento individual
Tipo de carril	Carril plano DIN 1017
Secção do carril	50x30
Classificação FEM	2m
Amplitude de temperatura	-20°C até 40°C (Padrão)
Tipo de ligação	Ligação pelo topo
Elementos de montagem	Bloco de roda com amortecedores

Com os requisitos pretendidos foram indicados pelo fabricante, blocos de rodas do tipo “DRS200A45A60KXAME30DL-M3-45-0-45.5KBF100A2” (tabela 13) sendo que apenas dois dos blocos de rodas (blocos 1 e 2) serão motorizados, tendo portanto os blocos de rodas 3 e 4 apenas a função de guiamento da ponte rolante, correspondendo as tabelas 14 e 15 aos blocos de rodas 1 e 2, e a tabela 16 aos blocos de rodas 3 e 4.

Tabela 13 – Características gerais dos blocos de rodas

Fonte: Catálogo DEMAG, 2010.

Tipo do trilho		Trilho plano DIN 1017
Tamanho do trilho	50x30	50x30
Material do trilho		DIN EN 10025
Estado de solitação	L 2	Estado de solitação 2 (médio)
Faixa de temperatura		-20 °C até 40 °C (Padrão)
Tempo de funcionamento		<= 8 horas
Forma de translação		Fim de curso

Tabela 14 – Características dos blocos de rodas 1 e 2

Fonte: Catálogo DEMAG, 2010.

Bloco de roda	DRS	DRS
Tamanho do bloco de roda	200	200
Forma construtiva básica	A45	Acionada
Tipo de roda	A	Flange em ambos os lados GGG
Abertura da roda	60	mm, Recomendação
Variante de ligação	K	Ligação pelo topo
Tipo de amortecedor	DPZ	Amortecedor de poliuretano expandido
Tipo de redutor	A	Redutor de eixos paralelos
Tipo de carcaça	M	Anti-momento
Tipo do eixo de saída	E	Eixo com entalhado
Tamanho do redutor	30	30
Número de estágios	D	Dois estágios
Tipo de acoplamento	L	Acoplamento leve
Posição da caixa de ligação	0	Em cima
Tipo do motor	KB	Motor com rotor cónico

Aplicação	F	F- Aplicação em acionamentos de translação
Tamanho do motor	100	100
Classe de potência	A	A
Freio		Cone
Frequência	50	Hz
Redução (i)	45.5	45.5

Tabela 15 – Dados de potência dos blocos de rodas 1 e 2

Fonte: Catálogo DEMAG, 2010.

Peso total	[kg]	: 25000.0
Número de rodas		: 4
Carga máxima por roda	[kg]	: 6250.0
Percurso principal	[m/min]	: 40.0
Rotação de saída	[RPM]	: 54 bei 50 Hz
Momento de saída	[Nm]	: 264.00
Fator de serviço		: 1.4
Velocidade angular do motor (RPM)	[RPM]	: 2460
Potência do motor	[kW]	: 1.50
Corrente nominal	[A]	: 3.90
Momento de travagem	[Nm]	: 8.00
Tensão nominal	[V]	: 400
Frequência	[Hz]	: 50
Temperatura do ambiente (máxima)	[°C]	: 40
Grau de protecção		: IP54

Tabela 16 – Características dos blocos de rodas 3 e 4

Fonte: Catálogo DEMAG, 2010.

Bloco de roda	DRS	DRS
Tamanho do bloco de roda	200	200
Forma construtiva básica	NA	Sem acionamento
Tipo de roda	A	Flange em ambos os lados GGG
Abertura da roda	60	mm, Recomendação
Variante de ligação	K	Ligação pelo topo
Roletes guia	X	Sem roletes guia
Tipo de amortecedor	DPZ	Amortecedor de poliuretano Expandido
Montagem no redutor	X	Sem motoredutor

4.4.4 Linhas de Alimentação

A ponte rolante é composta por vários elementos elétricos que têm de ser alimentados, essa alimentação de energia é fornecida por uma calha que está ligada à rede elétrica e que permite que corra no seu interior um contactor que está ligado à ponte rolante de maneira a que durante o movimento da ponte esta esteja sempre eletricamente alimentada.

Foi escolhida uma linha de alimentação da Demag (ver figura 54) do tipo DLC por ter as seguintes características:

- Instalação simples com conectores pré-montados;
- Compensação de dilatação em cada junta de ligação;
- O sistema pode ser inspecionado em cada junta;
- Substituição rápida e simples de secções retas;
- Dimensões compactas e alta rigidez para baixo peso próprio;
- Fixação simples em tetos e super-estruturas de aço;
- Cabos de potência protegidos, integrados no coletor de corrente;
- Contactos deslizantes pré-montados, ligados e fixados com apenas um parafuso;



Figura 54 – Linha de alimentação blindada Demag tipo DCL

Fonte: Catálogo DEMAG, 2010.

Como para além do movimento de translação, temos também o movimento do carro guincho logo teremos que ter outra linha de alimentação.

Para este caso foi escolhido um sistema de linha de alimentação Demag, com fitas e cabos por ter as seguintes características (ver figura 55):

- Calha resistente ao desgaste e à corrosão, com alta rigidez e baixo peso próprio;
- Carros com rodas de plástico ou aço, montadas em rolamentos antifricção, com lubrificação permanente;
- Suspensões para todos os tipos de estruturas de teto;
- Operação silenciosa;
- Capacidades de carga de até 100 kg por carrinho de cabos;
- Especialmente adequada para a automontagem de pequenos sistemas de pontes, monocarris e linhas de alimentação para pontes, gruas, máquinas automáticas de carga e máquinas de ferramentas;



Figura 55 – Sistema de alimentação com fitas e cabos

Fonte: Catálogo DEMAG, 2010.

4.4.5 Botoneira

Para o controlo e operação da ponte rolante foi seleccionado uma botoneira Demag (ver figura 56) do tipo DST por ter as seguintes características:

- Operação fácil e resistente à fadiga, graças ao design ergonómico;
- Caixa de uma linha com 3, 6, 7 ou 9 aberturas de 22,5 mm de diâmetro, inclusive para componentes especiais;
- Acoplando duas botoneiras DST 6, 7 ou 9, é possível obter até 18 aberturas (em duas linhas);
- Distâncias e forças de comutação conforme DIN 33401, força de retenção < 8 N;
- Para comando direto online, comutação bipolar com operação simultânea de interruptores de fecho rápido;
- Disponibilidade de 6 variedades de elementos de comutação, para comando direto online e comando por contactores;
- Contactos de abertura forçada nos elementos de comutação previnem comandos simultâneos de movimentos em direções contrárias;
- Carcaça fabricada em poliéster com fibra de vidro, altamente resistente contra impactos;
- Isolamento de proteção conforme VDE 0100 parte 410, secção 413.2;
- Tipo de isolamento IP 65 conforme DIN VDE 0470/EN 60529/IEC 529;

- A caixa é à prova de fogo e auto-extinguível;
- Resistente contra álcool, éter, gasolina, benzina, massa, óleo e ácidos diluentes ou soluções alcalinas;
- Temperaturas ambiente admissíveis: Partes de borracha e termoplástico -25°C até +70°C, caixa -40°C até +150°C;



Figura 56 – Botoneira

Fonte: Catálogo DEMAG, 2010.

4.4.6 Limitadores de Fim de Curso

Um dos elementos fundamentais do sistema de ponte rolante, são os limitadores de fim de curso pois são estes componentes que fazem com que a ponte rolante pare quando esta se aproxima do final do seu curso, isto para evitar choques que provocariam um desgaste elevado ou até o colapso da ponte.

Para este efeito foi escolhido um sistema de limitador de fim de curso DEMAG DGS-G (ver figura 57), por ter as seguintes características:

- Adequados para a montagem, inclusive posterior, em diferenciais, portas enroláveis, plataformas elevatórias, carros de traslação por carris, carros de transferência e equipamentos telescópicos;
- Não precisam de manutenção. Os pontos de ligação podem-se ajustar de forma contínua, em separado e na direção que se deseje com uma chave de parafusos;

- O desvio máximo dos pontos de desconexão, uma vez ajustados e durante toda sua vida útil, não excede $\pm 2^\circ$, referente ao veio motriz, inclusive no caso da utilização de todo o percurso de ajuste;
- A versão standard já é equipada com um contador de horas de serviço para determinar o tempo de serviço e os intervalos de manutenção;
- Em caso de se pretenderem funções de controlo adicionais pode-se incorporar também um gerador de impulsos eletrónico;
- Os fins de curso de engrenagens DGS-G são uma versão blindada, ou seja, mais resistente a choques;



Figura 57 – Fins de curso Demag DGS/DGS-G

Fonte: Catálogo DEMAG, 2010.

4.4.7 Inversores de Frequência

Em sequências de partida, parada e operação os motores elétricos tem uma necessidade de alimentação muito grande, com os inversores, conseguimos proporcionar reservas de potência de 150% para 60 segundos e 200% para 10 segundos.

Para além disso os inversores de frequência permitem também arranques e paragens mais suaves.

Neste caso será utilizado um inversor de frequência para a operação dos motores de translação da ponte rolante, visto que o carro guincho já incorpora o seu próprio inversor de frequência.

Foi selecionado um inversor de frequência da DEMAG do tipo DIC-4-014 (ver figura 58), com as seguintes características:

- Grande capacidade de sobrecarga;
- Baixa suscetibilidade a vibrações;
- Proteção da instalação contra ressonâncias prejudiciais;
- Rápido comissionamento;
- Filtro de linha integrado;
- Diagnóstico avançado;
- Excelente relação custo-benefício;
- Soluções personalizadas;



Figura 58 – Inversores de frequência

Fonte: Catálogo DEMAG, 2010.

4.5 Avaliação Económica

Neste subcapítulo pretende-se apresentar os custos da matéria-prima e equipamentos a adquirir para a produção da ponte rolante em questão. Este preço não reflete o preço final, pois não entra em conta com o preço da mão-de-obra, processos de corte e soldadura, transporte e movimentação dos materiais e do seu armazenamento, entre outros. Este tipo de análise não foi considerada por não se tratar de um objetivo fundamental deste trabalho e principalmente por se tratar de uma análise extremamente extensa e complexa, dependente de muitos fatores externos e altamente dependente da empresa onde o produto irá ser fabricado.

Os custos da matéria-prima, do metal, são valores que variam em função do fornecedor e também da sua cotação no mercado. A estimativa do preço da matéria-prima (0,80€/kg) foi baseada na cotação do peso do metal de Janeiro de 2011, segundo o site da Steel Business Briefing.

As tabelas apresentadas de seguida mostram as peças metálicas que deverão ser adquiridas, sendo que cada peça está devidamente identificada pela sua referência nos desenhos técnicos

(Anexo VI). A massa de cada peça é determinada em função do volume e da massa volúmica ($\rho_{aço} = 7850 \text{ kg/m}^3$).

Os custos da matéria-prima são separados por cabeçotes (tabela 17), estrutura de suporte (tabela 18) e vigas principais (tabela 19), isto porque cada um destes grupos poderá ser adquirido em fazes diferentes do projeto.

Tabela 17 – Custo da matéria-prima dos cabeçotes

Ref.	Quantidade	Dimensões	Obs.	Massa total (Kg)	Preço Unitário /Kg ou m	Total (€)
22	2	HEB300 4385mm	Cabeçotes	513,00	0,80	410,40
23	4	280x300x10 mm	Placas de topo	26,38	0,80	21,10
24	4	660x380x20 mm	Placas de ligação	157,50	0,80	126,00
25	8	250x90x8 mm	Reforço superior	11,30	0,80	9,04
26	16	262x144.5x8 mm	Reforço inferior	38,04	0,80	30,43
Total						596,98

Tabela 18 – Custo da matéria-prima da estrutura de suporte

Ref.	Quantidade	Dimensões	Obs.	Massa total (Kg)	Preço Unitário /Kg ou m	Total (€)
27	12	HEB200 10000 mm	Vigas de suporte e guiamento	7320	0,80	5856
28	12	10000x50x30 mm	Carril principal	1413	0,80	1130,4
Total						6986,4

Tabela 19 – Custo da matéria-prima das vigas principais

Ref.	Quantidade	Dimensões	Obs.	Massa total (Kg)	Preço Unitário /Kg	Total (€)
1	4	10000x560x8mm	Chapa superior	1406,72	0,80	1125,38
2	8	9990x984x5mm	Chapas laterais	3086,67	0,80	2469,34
3	4	9002x560x8mm	Chapa Inferior	1266,33	0,80	1013,06
4	4	1158x560x8mm	Chapa de topo	162,90	0,80	130,32
5	4	660x400x20mm	Placa de topo	165,79	0,80	132,63
6	4	10x10x660mm	Verga de segurança	2,07	0,80	1,66
7	8	L50 9960mm	Perfil L50 reforço horizontal 1	37,50	0,80	30,00
8	8	L 50 9750mm	Perfil L50 reforço horizontal 2	36,80	0,80	29,44
9	8	L50 9327mm	Perfil L50 reforço horizontal 3	35,20	0,80	28,16
10	38	984x490x5mm	Reforços verticais	719,14	0,80	575,31
11	4	0,6x0,6x9990mm	Viga de alinhamento superior	11,29	0,80	9,03
12	4	0,6x0,6x9002mm	Viga de alinhamento inferior	10,18	0,80	8,14
13	4	9760x50x30mm	Carril	459,70	0,80	367,76
14	24	M20	Parafusos		1,12	26,76
15	24	M20	Porcas		0,36	8,71
16	48	M20	Anilhas		0,09	4,18
17	4	200x200x25	Apoios dos Ganchos	31,40	0,80	25,12
18	4	200x200x25 200x150x25	Pega Para Transporte	54,95	0,80	43,96
19	16	M20x50 NP 1998 - 8.8	Parafusos Pega de Transporte		1,12	17,84
20	16	B20 DIN 127	Anilhas Pega de transporte		0,09	1,39
Total						5959,88

De seguida (tabela 20) são apresentados os preços dos equipamentos periféricos selecionados anteriormente no subcapítulo 4.4.

Tabela 20 – Custos dos equipamentos periféricos

Fonte: Demag

Rodas			
Motoredutor			
	Preço básico	2	527,3 €
	Preços adicionais	2	39,6 €
Blocos de rodas s/acionamento			
	Preço básico	2	193,9 €
	Preços adicionais	2	26,9 €
Bloco de roda c/ acionamento			
	Preço básico	2	173,9 €
	Preços adicionais	2	8,0 €
	Preço total		1.938,9 €
Carro guincho			
	Carro guincho EZ DR-Pro 20-20 4/1-12 Z-8-400-11-50 1400	1	52.514,7 €
	Preço total		52.514,7 €
Botoneira			
	Botoneira Demag do tipo DST	1	235,6 €
	Preço total		235,6 €
Limitador de fim de curso			
	Fins de curso Demag DGS/DGS-G	1	303,6 €
	Preço total		303,6 €
Linhas de alimentação			
	Linha de alimentação DLC 60m	1	2.665,7 €
	Linha de alimentação fitas e cabos 20m	1	500,0 €
	Preço total		3.165,7 €
Inversor de frequência			
	Inversor de frequência Dedrive Compact	1	5.457,0 €
	Preço total		5.457,0 €
	Total		63.615,5 €

De seguida são apresentados os custos totais da ponte rolante (tabela 21). De salientar uma vez mais que todos os custos referentes a processos de fabrico, transporte, mão de obra, entre outros, não foram considerados no custo final da ponte rolante.

Tabela 21 – Custo total da matéria prima da ponte rolante (euros)

Estrutura da ponte rolante	5959,88
Cabeçotes	597,00
Estrutura de suporte	6986,40
Carro guincho	52514,70
Botoneira	235,55
Limitador de fim de curso	303,60
Rodas	1938,90
Linhas de alimentação	3165,70
Inversor de frequência	5457,00
Total	77158,73

4.6 Plano de Inspeção e regras de utilização da ponte rolante

Foi elaborado um plano de inspeção para a ponte rolante (Anexo II), dando especial relevo aos componentes críticos: Carro Guincho, Rodas Motrizes do Sistema de Translação Da Ponte, motoredutores e cabo de aço.

Os principais pontos deste plano foram baseados principalmente na experiência da AISE, através do livro “Reference Handbook for EOT Cranes” que é um apanhado de vários artigos publicados pela AISE entre 1952 e 1999, da autoria de engenheiros experientes em inspeção e manutenção de pontes rolantes, principalmente do ramo siderúrgico, que é um ramo mais exigente para este tipo de equipamentos.

As tabelas que foram elaboradas (Anexo II), sugerem pontos de inspeção dos principais pontos críticos observados, bem como a periodicidade e eficiência, sendo que tanto a periodicidade e a eficiência são meramente indicativos e poderão ser alterados em função do tipo de utilização da ponte, constatação da periodicidade das falhas, evolução das falhas, e experiência do inspetor.

Caso ao longo dos tempos se verifique pouca eficiência do plano de inspeção, este deverá ser alterado, refinado e inclusive, poderá ser necessária a introdução de novos componentes críticos nestes planos, caso haja necessidade.

È também importante salientar que nem todos os componentes da ponte rolante constam neste plano de inspeção, por não serem considerados componentes críticos, mas não deverá ser descurada uma avaliação destes componentes caso existam problemas ou apenas indícios.

Cada componente deverá ter uma ficha de inspeção que fará parte do programa de inspeção e deverá ser preenchida pelo inspetor no momento da inspeção, com auxílio das tabelas de metodologia de inspeção (Anexo II)

As fichas de inspeção deverão conter campos para os dados técnicos da ponte rolante e de cada componente crítico, bem como os itens a inspecionar e tipos de falhas relacionadas a estes itens.

Por fim deverá existir um campo para observações referentes à inspeção e identificação do funcionário responsável pela inspeção.

Para além da inspeção da ponte rolante a integridade e segurança, tanto da ponte como das cargas e das pessoas que a coabitam, irá também depender de regras de utilização, que deverão ser conhecidas e escrupulosamente cumpridas.

5. CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

Neste trabalho foi posta à prova a viabilidade de um projeto de uma ponte rolante relativamente, às propostas pré-fabricadas existentes no mercado, tendo-se obtidos bons indicadores, que fazem deste trabalho um projeto a ter em conta no momento da obtenção deste tipo de equipamentos.

Para isso foi necessário contar com a colaboração do Engenheiro Marques Pinho e Engenheiro Hélder Mendes, que com os seus conhecimentos teóricos e know-how, forneceram informações fulcrais à realização deste trabalho.

Para além de todos os processos de cálculo poderá haver alguns pontos a melhorar e explorar em futuros desenvolvimentos, tais como; a otimização dos reforços das vigas, através de verificações de torções e análises de vibração; dimensionamento e fabrico do carro guincho e outros equipamentos periféricos; e otimização do processo de fabrico. Será também interessante futuramente integrar neste trabalho uma análise mais extensiva e pormenorizado dos custos da ponte rolante, incluindo os preços tanto da matéria-prima e equipamentos periféricos, como os custos de todos os processos desde o projeto inicial até à obtenção do produto acabado.

Os resultados obtidos com este trabalho foram satisfatórios, por comprovar que a produção particular de uma ponte rolante poderá ser uma melhor solução para os requisitos pretendidos, otimizando as suas dimensões e possivelmente o seu custo, tornando-a mais atrativa relativamente aos equipamentos standard.

6. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

“Apontamentos da disciplina de Desenho de construção Mecânica”

“Apontamentos das disciplinas de Mecânica dos Materiais I, II e III”

AISE (2000), Reference Handbook for EOT Cranes, Vol.1 Mechanical

Beer, Ferdinand P. Johnston, E. Russel (1981), “Mecânica Vectorial para Engenheiros”, McGraw-Hill, São Paulo.

Beer, Ferdinand P. Johnston, E. Russel (1982), “Resistência dos Materiais”, McGraw-Hill, São Paulo.

Branco, C. Moura (1989), “Mecânica dos Materiais - Teoria e aplicações”, McGraw-Hill, Portugal.

Branco, C. Moura, “Mecânica dos Materiais”, Fundação Calouste Gulbenkian, 2ª edição, Lisboa.

Branco, C. Moura, Fernandes, A. Augusto; Castro, Paulo M. S. Tavares (1986), “Fadiga de Estruturas Soldadas”, Fundação Calouste Gulbenkian, Lisboa.

Bresler, Boris; Linn, T. Y.; Scalzi, John B. (1968), “Design of steel structures”, 2ª edição.

Case, John; Chilver, A. H. (1981), “Strength of materials and structures”, Edward Arnold, 2ª edição, Grã Bretanha.

CMAA Crane Service Classes, 2009.

Cunha, L. (1984), “Desenho técnico básico”, Fundação Calouste Gulbenkian, 6ª edição, Lisboa.

Daussy, R. (1972), “Guia practica de la construccion metálica”, Editorial Blume, Madrid,.

Demag Cranes & Components, “Demag Standard Cranes”, 2010.

Demag Cranes & Components, “Demag DR roip hoists”, 2010

ELS & Equipment Inc. (2003), “Classification of overhead travelling cranes”.

FEM - Federation Europeenne de la Manutention (1998), “Rules for the Design of Hoisting Appliances, Capítulo 2.

Gieck, K. (1975) “Manual de fórmulas técnicas”, Dinalivro, São Paulo.

Hicks, John, “A guide to designing welds”, Abington Publishing, England.

Houldcroft, P. T. (1970), “Welding processes”, Oxford University Press, Grã Bretanha.

Karl Eugen (2008), *The history of the theory of structures: from arch analysis to computational mechanics*.

“Manual de uso e manutenção diferenciais e pontes rolantes”, Indústrias electromecânicas GH.

“Manual do Engenheiro Mecânico” volume 1 e 5, Hemus, São Paulo, 1979.

Marcelo, Alonso, Finn, Edward J. (1981), “Física um curso universitário”, Editora Edgard BlucherLda, São Paulo.

Monteiro, A. A. Caetano, “Notas sobre apresentação de relatórios”, Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade do Minho, Guimarães.

Morais, Simões, “Desenho técnico básico”, Porto Editora, 2ª edição, Porto

Norma Europeia EN1993-6, “Eurocode 3 – Design of steel structures – Part 6: Crane supporting structures”, 2007.

Norma europeia NP EN 1993-1-1

Pfeil, Walter (1976), “Estruturas de aço”, Livros técnicos e científicos editora S.A., Rio de Janeiro.

“Regulamento de estruturas de aço para edifícios”, Decreto nº211/86 de 31 Junho, Lisboa, 1986.

Rodriguez, Fernando, Azunaga, Avial, “Resistencia de Materiales”, Editorial Dossat, 2ª edição.

Sahling, Bernhard; Latzin, Kurt (1970), “La tecnica de la soldadura en la ingenieria de construccion”, editorial blume, Espanha.

Santos, Arthur Ferreira dos, “Estruturas Metálicas - projecto e detalhes para fabricação”, Editora McGraw-Hill, 2ª edição, Brasil.

SciAm, Scientific American, “Improved overhead steam traveling crane”, Supplement nº 794, 21 Março 1891.

SITES UTILIZADOS

www.aceindustries.com

www.demag.com

www.dematic.com

www.febe.com.br

www.ghcranes.com

www.ghsa.com

www.novomilenio.inf.br/sv/svh019d.htm

www.steelbb.com/pt/

www.Tegopi.pt

www.Vastec.com

www.wikipedia.org/Mass_production

ANEXOS

ANEXO I – REGRAS DE UTILIZAÇÃO DA PONTE ROLANTE

- Nunca elevar cargas superiores à carga máxima permitida
- Nunca elevar ou transportar pessoas no guincho ou na carga
- Nunca utilizar a ponte rolante se não está em boas condições de funcionamento
- Não modificar nenhuma parte ou componente da ponte rolante.
- Não permitir a utilização do carro guincho a uma pessoa não qualificada para o efeito
- Nunca elevar ou transportar uma carga, até que a zona a percorrer com a carga esteja completamente livre de pessoas
- Não distrair o operário enquanto a ponte rolante estiver em funcionamento
- Não utilizar o cabo do carro guincho como terra
- Não tocar o cabo com nenhum eléctrodo em funcionamento
- Não passar nem permanecer por baixo da carga
- Ler e seguir todas as instruções e conselhos dos manuais de uso e instalação fornecidos pelo fabricante
- Quando se realiza uma reparação ou manutenção utilizar somente as peças e materiais recomendados pelo fabricante
- Caso observe um funcionamento anormal, parar imediatamente o funcionamento da ponte rolante, inspecioná-la e repara-la caso seja necessário
- Estabelecer uma periodicidade para a sua inspeção e manutenção com especial atenção ao gancho, cabo, fins de curso, guardando informações a respeito de cada atuação
- Manter o cabo limpo e lubrificado
- Antes do carro guincho entrar em funcionamento comprovar que o cabo não está enrolado defeituosamente, dobrado ou com qualquer outro defeito
- Assegurar que quando se movimenta uma carga, esta não choque com nenhum obstáculo
- Centrar o carro guincho por cima da carga antes de começar a operar com ele
- Evitar o balanceamento tanto do gancho como da carga quando se movimenta o carro guincho
- Equilibrar a carga antes de a deslocar

- Elevar a carga verticalmente de maneira que tanto o carro guincho com o cabo não façam ângulo com o objeto a elevar
- Assegurar-se que o início da elevação e translação é suave

Anexo II

Tabela 22 – Métodos de Inspeção do Carro Guincho

Fonte: AISE, 2000.

	Falhas	CrITÉRIOS de descarte/Correção	Método de inspeção	Frequência de inspeção	Eficiência da inspeção
1	Falhas estruturais da base em estrutura metálica	Caso haja cordões de solda danificados e/ou danos da estrutura metálica	Visual	1 vez por mês	Média
2	Desgaste interno das flanges	Folga entre a roda e os carris fora dos limites impostos pela norma EN 1993-6	Visual/ Medição da folga com auxílio de paquímetro	1 vez por mês	Média
3	Desgaste externo das flanges	Redução da espessura da flange maior que 10%	Visual/ Medição com auxílio de paquímetro	1 vez por mês	Média
4	Desgaste da superfície de rolamento	Desgaste maior que 10%	Medição do diâmetro externo com auxílio do paquímetro	1 vez por mês	Média
5	Fragmentação da superfície de rolamento	Alta concentração e spalling	Visual	1 vez por mês	Média
6	Desgaste, desalinhamento e paralelismo dos carris	Desgaste maior que 10% e conforme a norma EN 1993-6 para desalinhamento, paralelismo etc.	Visual	1 vez por mês	Média
7	Falha dos sistemas de lubrificação das rodas	Lubrificação de roda e trilhos, insuficiente	Visual	1 vez por mês	Média
8	Falha dos rolamentos e/ou buchas	Aparecimento de folga e ruídos	Visual/Sonoro	1 vez por mês	Média
9	Desgaste dos parafusos das tampas laterais	Incapacidade de aperto adequado	Aperto utilizando uma chave dinamométrica	1 vez por mês	Média
10	Desgaste dos anéis espessadores e de vedações	Aparecimento de folga e derrames de lubrificante	Visual	1 vez por mês	Média
11	Desgaste do gancho	Caso haja desgaste excessivo da secção do gancho	Visual	1 vez por mês	Média
12	desgaste das proteções laterais	caso haja proteções laterais amassadas	Visual	1 vez por mês	Média
13	Falha do rolamento do gancho	caso haja aparecimento de folga, travamento e ruídos	Sonoro/Visual	1 vez por mês	Média
14	Desgaste do parafuso do gancho	Incapacidade de aperto adequado	Aperto com auxílio do chave dinamométrica	1 vez por mês	Média
15	Desgaste do tambor	Caso haja desgaste excessivo dos canais e/ou flanges laterais	Visual com auxílio de gabarito de canais e paquímetro	1 vez por mês	Média
16	Falha do acoplamento do tambor	Caso haja elementos flexíveis danificados ou desgaste dos cubos	visual	1 vez por mês	Média

17	Desgaste dos dentes das engrenagens do cubo	Caso haja folga entre a engrenagem e o pinhão	Sonoro/visual	1 vez por mês	Média
18	Desgaste dos batentes	Desgaste maior que 10%	Medição do comprimento com auxílio do paquímetro	1 vez por mês	Média
19	Falha dos limitadores de fim de curso	Caso haja descartar automaticamente	Visual	1 vez por mês	Média

Tabela 23 – Métodos de Inspeção das rodas Motrizes do Sistema de Translação Da Ponte

	Falhas	Crítérios de descarte/Correção	Método de inspeção	Frequência de inspeção	Eficiência da inspeção
1	Desgaste interno das flanges	Folga entre a roda e os carris fora dos limites impostos pela norma EN 1993-6	Visual/ Medição da folga com auxílio de paquímetro	1 vez por mês	Média
2	Desgaste externo das flanges	Redução da espessura da flange maior que 10%	Visual/ Medição com auxílio de paquímetro	1 vez por mês	Média
3	Desgaste da superfície de rolamento	Desgaste maior que 10%	Medição do diâmetro com auxílio do paquímetro	1 vez por mês	Média
4	Fragmentação da superfície de rolamento	Alta concentração e spalling	Visual	1 vez por mês	Média
5	Desgaste, desalinhamento e paralelismo dos carris	Desgaste maior que 10% e conforme a norma EN 1993-6 para desalinhamento, paralelismo etc.	Visual	1 vez por mês	Média
6	Falha dos sistemas de lubrificação das rodas e/ou carris	Lubrificação de roda e trilhos, insuficiente	Visual	1 vez por mês	Média
7	Falha dos rolamentos e/ou buchas	Aparecimento de folga e ruídos	Visual/Sonoro	1 vez por mês	Média
8	Desgaste dos parafusos das tampas laterais	Incapacidade de aperto adequado	Aperto com chave dinamométrica	1 vez por mês	Média
9	Desgaste dos anéis espaçadores e de vedações	Aparecimento de folga e derrames de lubrificante	Visual	1 vez por mês	Média
10	Desgaste dos batentes	Desgaste maior que 10%	Medição do comprimento com auxílio do paquímetro	1 vez por mês	Média
11	Falha dos limitadores de fim de curso	Caso haja descartar automaticamente	Visual	1 vez por mês	Média

Tabela 24 – Métodos de inspeção dos motoredutores

	Falhas	CrITÉRIOS de descarte/Correção	Método de inspeção	Frequência de inspeção	Eficiência da inspeção
1	Motor elétrico queimado	Caso haja ausência de binário no eixo de saída, causada por problemas elétricos	Visual com auxílio de técnico eletricista	1 vez por mês	Média
2	Falha no freio	Desgaste excessivo do disco de fricção	Visual	1 vez por mês	Média
3	Falhas estruturais da base em estrutura metálica	Caso haja cordões de solda e/ou danos da estrutura metálica	Visual	1 vez por mês	Média
4	Falha dos acoplamentos	Caso haja elementos flexíveis danificados ou desgaste dos cubos	Visual	1 vez por mês	Média
5	Carcaça do redutor danificada	Caso haja fendas ou desgaste do alojamento dos rolamentos	Visual / medição com auxílio de paquímetro	1 vez por mês	Média
6	Desgaste dos dentes das engrenagens	Folga no engrenamento das engrenagens	Sonoro/visual	1 vez por mês	Média
7	Desgaste dos eixos	Desgaste do rasgo de chaveta e secção do eixo	Visual / medição com auxílio de paquímetro	1 vez por mês	Média
8	Falha dos rolamentos	Aparecimento de folga e ruídos	Sonoro/visual	1 vez por mês	Média
9	Desgaste dos anéis de vedação	Aparecimento de fugas/derrames de lubrificante	Visual	1 vez por mês	Média
10	Desgaste dos parafusos	Incapacidade de aperto adequado	Aperto com auxílio de chave dinamométrica	1 vez por mês	Média

Tabela 25 – Métodos de inspeção do cabo de aço

	Falhas	Crítérios de descarte/Correção	Método de inspeção	Frequência de inspeção	Eficiência da inspeção
1	Arames partidos (numero e natureza)	Redução de 10% do diâmetro nominal	Visual	1 vez por mês	Média
2	Arames partidos na região dos terminais	Encurtar o cabo	Visual	1 vez por mês	Média
3	Concentração localizada de arames partidos	Se o agrupamento ocorrer num comprimento menor que 6d	Visual	1 vez por mês	Média
4	Redução do diâmetro externo devido à deterioração da alma	Redução de 3% do diâmetro nominal para cabos resistentes a rotação, e 10% para os demais cabos	Utilização de paquímetro e inspeção interna do cabo	1 vez por mês	Média
5	Desgaste externo do cabo	Redução de 7% do diâmetro externo	Utilização de paquímetro	1 vez por mês	Média
6	Elasticidade reduzida	Redução de 7% do diâmetro externo e/ou alongamento	Utilização de paquímetro	1 vez por mês	Média
7	Corrosão externa	Corrosão acentuada	Visual	1 vez por mês	Média
8	Corrosão interna	Corrosão acentuada	Visual	1 vez por mês	Média
9	Distorção tipo gaiola	Caso haja descartar imediatamente	Visual	1 vez por mês	Média
10	Alma saltada	Caso haja descartar imediatamente	Visual	1 vez por mês	Média
11	Ondulação do cabo	Caso haja descartar imediatamente	Utilização de paquímetro	1 vez por mês	Média
12	Redução localizada do diâmetro	Caso haja descartar imediatamente	Visual	1 vez por mês	Média
13	Aumento localizada do diâmetro	Caso haja descartar imediatamente	Visual	1 vez por mês	Média
14	Achatamentos	Caso haja descartar imediatamente	Visual	1 vez por mês	Média
15	Danos causados pelo calor ou arco elétrico	Caso haja descartar imediatamente	Visual	1 vez por mês	Média
16	Danos das presilhas	Caso tenha trincas	Visual	1 vez por mês	Média

ANEXO III – TABELAS DE MATERIAIS

Tabela 26 – Tabela de materiais (Vigas Principais)

Ref.	Quantidade	Dimensões	Obs.	Comprimento final (após soldadura das duas partes)
1	4	10000x560X8mm	Chapa superior	20000mm
2	8	9990x984x5mm	Chapas laterais	19980mm
3	4	9002x560x8mm	Chapa Inferior	18004mm
4	4	1158x560x8mm	Chapa de topo	
5	4	660x400x20mm	Placa de topo	
6	4	10x10x660mm	Verga de segurança	
7	8	L50 9960mm	Perfil L50 reforço horizontal 1	19920mm
8	8	L 50 9750mm	Perfil L50 reforço horizontal 2	19499mm
9	8	L50 9327mm	Perfil L50 reforço horizontal 3	18654mm
10	38	984x490x5mm	Reforços verticais	
11	4	10x106x9990mm	Viga de alinhamento superior	19980
12	4	10x10x9002mm	Viga de alinhamento inferior	18004
13	4	9760x50x30mm	Carril	19520mm
14	24	M20x70 NP1998 – 8.8	Parafusos	
15	24	M20	Porcas	
16	24	B20 DIN 127	Anilhas	
17	4	200x200x25	Apoios dos Ganchos	
18	4	200x200x25 200x150x25	Pega para Transporte	
19	16	M20x50 NP 1998 – 8.8	Parafusos Pega de Transporte	
20	16	B20 DIN 127	Anilhas Pega de Transporte	

Tabela 27 – Tabela de materiais (Cabeçotes)

Ref.	Quantidade	Dimensões	Obs.	Comprimento final (após soldadura das duas partes)
22	2	HEB300 4385mm	Cabeçotes	
23	4	280x300x10 mm	Placas de topo	
24	4	660x380x20 mm	Placas de ligação	
25	8	250x90x8 mm	Reforço superior	
26	16	262x144.5x8 mm	Reforço inferior	

Tabela 28 – Tabela de materiais (Vigas de suporte)

Ref.	Quantidade	Dimensões	Obs.	Comprimento final (após soldadura das partes)
27	12	HEB200 10000 mm	Vigas de suporte e guiamento	60000
28	12	10000x50x30 mm	Carril principal	60000

ANEXO IV – LISTA DE OPERAÇÕES**Tabela 29** – Lista de operações

Ref. do material	Tipo de operação	Ref. do desenho	Obs.
10	Corte a laser	D2	
16	Furação	D4	
17	Corte guilhotina	D3	
18	Corte guilhotina	D1	
5	Furação	D5	
17	Furação		
18	Furação		

ANEXO V – FOLHA DE CÁLCULO

A folha de cálculo “UMcranecalculator”, foi concebida para o teste de dimensionamento das vigas principais de uma ponte rolante.

A coluna do lado esquerdo é reservada à introdução dos dados do projeto, sendo que na coluna da direita são apresentados os cálculos efetuados para a obtenção dos valores da flecha, representados na coluna do meio.

Estes valores irão aparecer a verde ou a vermelho conforme ultrapassem ou não os valores limites de flexão permitidas pelas normas.

UM Crane calculator				
<i>Carga (N)</i>	200000		$V_{alma} = a \cdot e_1$	0,1
<i>Carga extra</i>	490	Flecha máxima permitida	$V_{banzo} = b \cdot e_2$	0,08
<i>Altura (m)</i>	8	0,033333333	$V = 2 \cdot V_{alma} + 2 \cdot V_{banzo}$	0,36
<i>Vão (m)</i>	20		$P_{viga} = V \cdot R_0$	3316
<i>Peso do carro (Kg)</i>	2000		$W = P_{viga} \cdot 9,81$	1624,84
<i>Distancia entre eixos (m)</i>	1,3		$F_{roda} = carga / 4$	50000
<i>Velevação (m/s)</i>	0,133	Flecha Vertical (zz) Flecha Horizontal (yy)	$F_{cg} = P_{cg} \cdot 9,81 / 4$	4900
<i>espessura da chapa Alma e1(m)</i>	0,005	0,0333331197 0,009247371	$P1 = P2 = F_{roda} + F_{cg} + F_{ter}$	55565
<i>espessura da chapa Banzo e2(m)</i>	0,008		$I_{zz} = 2 \cdot [(e_1 \cdot a^3) / 12 + 2 \cdot [(b \cdot e_2^3) / 12 + (e_2 \cdot b \cdot (a/2 + e_2/2)^2)]]$	0,00311
<i>Densidade do aço (kg/m³)</i>	7850		$I_{yy} = 2 \cdot [(a \cdot e_1^3) / 12 + a \cdot e_1 \cdot (b/2 - e_1/2)^2] + 2 \cdot [(e_2 \cdot b^3) / 12]$	0,00064
<i>Vtransl (m/s)</i>	0,667		$a_1 = (l/2) - (c/4)$	9,675
<i>Módulo de elasticidade (Pa)</i>	2,1E+11		$b_1 = l - a_1$	10,325
<i>Alma</i>	1		$a_2 = (l/2) - (3c/4)$	9,025
<i>Banzo</i>	0,5		$b_2 = l - a_2$	10,975
<i>Inclusão</i>	0,03		$x = l/2$	10
			Area da secção	0,018
			F_{th}	3756
			F_{ter}	665

Figura 59 – UM Crane Calculator

ANEXO VI – DESENHOS TÉCNICOS