

## Projeto de Graduação

# Projeto de Grua para Estabilização e Suspensão de Pacientes em Marcha de Reabilitação

Gabriel Grande Almeida 15/0126409

Brasília, 11 de Maio de 2021

**UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA**

FACULDADE DE TECNOLOGIA

DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

---

UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA  
Faculdade de Tecnologia  
Departamento de Engenharia Mecânica

PROJETO DE GRADUAÇÃO

**PROJETO DE GRUA PARA  
ESTABILIZAÇÃO E SUSPENSÃO DE  
PACIENTES EM MARCHA DE  
REABILITAÇÃO**

POR,

**Gabriel Grande Almeida**  
**15/0126409**

Relatório submetido como requisito parcial para obtenção do grau de  
Engenheiro Mecânico.

**Banca examinadora**

Prof. Dr. Antônio Manoel Dias Henriques, UnB/ ENM (Orientador)

\_\_\_\_\_

Prof. Dr. Thiago de Carvalho Rodrigues Doca, UnB/ ENM

\_\_\_\_\_

Prof. Dr. Dianne Magalhães Viana, UnB/ ENM

\_\_\_\_\_

Brasília, 11 de Maio de 2021

## **FICHA CATALOGRÁFICA**

GABRIEL GRANDE ALMEIDA

**PROJETO DE GRUA PARA ESTABILIZAÇÃO E SUSPENSÃO DE PACIENTES EM MARCHA DEREABILITAÇÃO**

**2021, p.151, 201x297 mm**

(ENM/FT/UnB, Engenheiro Mecânico, Engenharia Mecânica, 2021)

Projeto de Graduação 2 - Universidade de Brasília

Faculdade de Tecnologia - Departamento de Engenharia Mecânica

## **REFERÊNCIA BIBLIOGRÁFICA**

ALMEIDA, Gabriel Grande (2021), PROJETO DE GRUA PARA ESTABILIZAÇÃO E SUSPENSÃO DE PACIENTES EM MARCHA DE REABILITAÇÃO. Projeto de Graduação 2 em Engenharia Mecânica, Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade de Brasília, Brasília, DF, paginas p.151

## **CESSÃO DE DIREITOS**

AUTOR: GABRIEL GRANDE ALMEIDA

TÍTULO: PROJETO DE GRUA PARA ESTABILIZAÇÃO E SUSPENSÃO DE PACIENTES EM MARCHA DE REABILITAÇÃO

GRAU: Engenheiro Mecânico ANO: 2021

É concedida à Universidade de Brasília permissão para reproduzir cópias deste projeto de graduação e para emprestar ou vender tais cópias somente para propósitos acadêmicos e científicos. O autor se reserva a outros direitos de publicação e nenhuma parte deste projeto de graduação pode ser reproduzida sem a autorização por escrito do autor.

---

GABRIEL GRANDE ALMEIDA

gabriel.grande@aluno.unb.br

---

## Agradecimentos

Agradeço, primeiramente, à minha família, de antemão ao meu pai e minha mãe, André Amaral Almeida e Luciane de Almeida Grande, os quais sempre lutaram por mim e forneceram a oportunidade de estudar em uma das melhores universidades do país, em um curso que eu realmente desejei muito. Apesar dos momentos mais difíceis, que não foram poucos, nunca deixaram faltar o básico, sempre tive a confiança e gratidão de ter uma alimentação e uma cama para dormir, contando sempre com o exemplo de sua persistência, determinação e carinho.

Agradeço, também em especial, a meus avós Nina Rosa Amaral Nogueira de Almeida e Fernando Antônio Nogueira de Almeida por me acolherem em um momento familiar delicado, pelo altruísmo, amor e cuidado. E, ainda, agradeço a minha irmã, Laís Grande Almeida, pelo carinho e compreensão.

À Deus pela oportunidade que foi dada a mim do início de um sonho, o sonho de mudar a qualidade de vida das pessoas por meio da tecnologia, de construir máquinas e equipamentos que forneçam mais acessibilidade e mais oportunidade para as pessoas.

À meu primo Raul e a meus amigos Adriano e Luisa por estarem sempre presentes e que sempre pude contar.

Aos meus amigos, Camila, Fernando, Gilberto, Jhonatan, Pedro, Rodrigo, Matheus Xavier, Lucas, João Pedro Barreto, Gabriel Francisco, Matheus Maurício, Bruno e André que tornaram essa caminhada pela Engenharia Mecânica mais leve e mais divertida.

Ao Dr. Professor Antônio Manoel Dias Henriques, pela confiança, disponibilidade e conhecimento compartilhado ao longo da graduação e deste trabalho.

Ao João Pedro Freire pela indicação do projeto e conhecimento compartilhado.

E a todos que de alguma forma contribuíram com conhecimento, apoio ou palavras enriquecedoras ao longo dessa jornada.

- 1) Sistema de elevação
- 2) Sistema de mensuração
- 3) Parte superior
- 4) Parte inferior
- 5) Mecanismos de apoio



---

## RESUMO

Este trabalho apresenta o projeto mecânico de um equipamento para elevação de pacientes, com lesão na medula espinhal, por meio de dispositivos mecânicos que permitem a descarga parcial de peso elevado na esteira ergométrica de forma controlada. O equipamento projetado pode elevar até 200 kg com segurança, possui uma regulagem de altura de 1,8 a 2,75 metros. Por ser suportado por quatro rodízios e por ter as colunas e a base extensíveis permite o deslocamento entre diferentes ambientes, sem as bases extensíveis fica com menor dimensão de 710 mm e com as bases 1216 mm. Para controlar o peso que está sendo elevado foi selecionado um dinamômetro com capacidade de 200 kg. Durante o desenvolvimento do projeto foi realizada uma revisão bibliográfica sobre o tema, diferentes soluções foram analisadas e a alternativa selecionada foi projetada utilizando-se dos conhecimentos adquiridos ao longo do curso de engenharia mecânica, dentre eles o método dos elementos finitos, o que permitiu uma massa final de 60 kg já contando com o dispositivo de elevação. Os desenhos de fabricação, bem como as especificações dos elementos acessórios a serem adquiridos para a montagem do equipamento, são apresentados ao final deste trabalho.

**Palavras Chave:** *Grua de Reabilitação, Elevação, Projetos.*

---

## ABSTRACT

This publication shows a mechanical project of a crane for lifting patients, with spinal cord-injury, through mechanical devices which promotes partial weight relief at a treadmill in a controlled manner. The projected equipment can elevate up to 200 kg, it has a height adjustment of 1,8 meters to 2,75 meters. It can be transported between different places because of the extensible supports which provides the smallest dimension with 710 mm without the supports and 1216 mm with supports. Had been selected a dynamometer with 200 kg of capacity to control weight. During the development of the project was realized a bibliographic review about the theme, different solutions was analyzed and the selected alternative was projected using knowledge gained throughout the degree of mechanical engineering, for example the Finite Element Methods that provides a final mass of 60 kg, with the weight of the crane already. At the end were made fabrication drawings which are available at the end of this publication.

**Key words:** *Rehabilitation Crane, Elevation, Projects.*

## Sumário

<b>Lista de Figuras</b>	<b>vi</b>
<b>Lista de Tabelas</b>	<b>ix</b>
<b>Lista de Símbolos</b>	<b>xi</b>
<b>Lista de Siglas</b>	<b>xiii</b>
<b>1 INTRODUÇÃO</b>	<b>1</b>
1.1 CONTEXTUALIZAÇÃO . . . . .	1
1.1.1 Projetos EMA e TAO . . . . .	3
1.1.2 Projeto Grua . . . . .	5
1.2 OBJETIVO . . . . .	5
1.3 ESTRUTURA DO RELATÓRIO . . . . .	6
<b>2 REQUISITOS E PROJETOS SEMELHANTES</b>	<b>7</b>
2.1 PROJETOS ACADÊMICOS E MODELOS COMERCIAIS SEMELHANTES	7
<b>3 REQUISITOS E MATRIZES DE DECISÃO</b>	<b>14</b>
3.1 Requisitos e necessidades . . . . .	14
3.2 SISTEMA DE ELEVAÇÃO . . . . .	16
3.2.1 Solução 1 - Guincho manual com mola . . . . .	16
3.2.2 Solução 2 - Talha elétrica . . . . .	17
3.2.3 Solução 3 - Contrapeso . . . . .	18
3.2.4 Solução 4 - Talha mecânica . . . . .	18
3.2.5 MATRIZ DE DECISÃO . . . . .	19
3.3 SISTEMA DE MENSURAÇÃO DO PESO . . . . .	21
3.3.1 Solução 1 - Dinamômetro analógico . . . . .	21
3.3.2 Solução 2 - Contrapesos . . . . .	22
3.3.3 Solução 3 - Células de carga . . . . .	22

3.3.4	Solução 4 - Dinamômetro digital . . . . .	22
3.3.5	MATRIZ DE DECISÃO . . . . .	23
<b>4</b>	<b>PROJETO MECÂNICO DA GRUA</b>	<b>25</b>
4.1	PRIMEIROS MODELOS CONCEITUAIS . . . . .	25
4.1.1	Modelo de base . . . . .	25
4.1.2	Modelo de base com sapatas . . . . .	27
4.2	Seleção da talha e cálculos envolvidos . . . . .	29
4.3	Diagrama de corpo livre . . . . .	34
4.4	ANÁLISE DE ESTABILIDADE E ESFORÇOS SOBRE A ESTRUTURA .	37
4.4.1	Estabilidade da estrutura . . . . .	37
4.4.1.1	Tombamento devido a força aplicada . . . . .	38
4.4.1.2	Tombamento devido a deslocamento do centro de massa . .	40
4.5	NBR 8400 APLICADA A ESTRUTURA . . . . .	44
4.5.1	Solicitações . . . . .	46
4.5.2	Tensões . . . . .	48
4.6	NBR 8400 APLICADA AOS FUROS, PARAFUSOS E PINOS DA ESTRU- TURA . . . . .	49
4.7	NBR 8400 APLICADA AOS CORDÕES DE SOLDA . . . . .	50
4.8	NORMA REGULAMENTADORA NR 11 . . . . .	53
4.9	ANÁLISE DE TENSÕES E FLAMBAGEM DA ESTRUTURA E SELEÇÃO DOS TUBOS . . . . .	54
4.9.1	VIGA . . . . .	55
4.9.1.1	Análise de flexão . . . . .	55
4.9.1.2	Análise de cisalhamento . . . . .	57
4.9.2	COLUNAS . . . . .	59
4.9.2.1	Análise de flexão . . . . .	59
4.9.2.2	Análise de flambagem . . . . .	62
4.9.3	MATRIZ DE DECISÃO . . . . .	63
4.10	ANÁLISE DE TENSÃO NOS PARAFUSOS, PINOS E SELEÇÃO DELES .	64
4.10.1	Parafuso da base conectado as rodas . . . . .	64



---

4.10.2	Parafuso de apoio da parte superior da grua sobre a inferior . . . . .	65
4.10.3	Pinos das sapatas . . . . .	65
4.10.4	Seleção de parafusos e pinos . . . . .	65
4.11	ANÁLISE DAS SOLDAS . . . . .	68
4.11.1	Soldas na estrutura superior . . . . .	69
4.11.1.1	Conexão 1 . . . . .	69
4.11.1.2	Conexão 2 . . . . .	72
4.11.1.3	Conexão 3 . . . . .	72
4.11.2	Soldas na estrutura inferior . . . . .	73
4.11.2.1	Conexão 1 . . . . .	74
4.11.2.2	Conexão 2 . . . . .	74
4.11.2.3	Conexão 3 . . . . .	74
4.12	TOLERÂNCIAS E AJUSTE DESLIZANTE . . . . .	75
4.13	MECANISMOS DE APOIO . . . . .	76
4.13.1	Rodas . . . . .	76
4.13.2	Sapatas . . . . .	77
4.14	SIMULAÇÕES POR ELEMENTOS FINITOS . . . . .	78
4.14.1	Conexões da geometria da estrutura e conectores . . . . .	79
4.14.2	Fixações . . . . .	79
4.14.3	Carregamento . . . . .	80
4.14.4	Malha . . . . .	80
4.14.5	Resultados . . . . .	82
4.14.5.1	Tensões . . . . .	82
4.14.5.2	Deformações . . . . .	84
4.14.5.3	Deslocamentos . . . . .	85
4.15	BARRA DE ESTABILIZAÇÃO . . . . .	86
4.16	MONTAGEM FINAL DA ESTRUTURA . . . . .	89
4.16.1	Vistas Globais . . . . .	89
4.16.2	Vistas de encaixes e fixações . . . . .	91
4.16.3	Vistas explodidas . . . . .	93

---

<b>5</b>	<b>CONCLUSÕES</b>	<b>94</b>
5.1	Considerações finais . . . . .	94
5.2	Sugestão de projetos futuros . . . . .	95
<b>6</b>	<b>REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS</b>	<b>96</b>
<b>A</b>	<b>APÊNDICE</b>	<b>99</b>
A.1	Memorial de cálculo da talha elétrica . . . . .	99
A.1.1	Cálculo de estimativa de diâmetro do cabo . . . . .	99
A.1.2	Cálculo de diâmetro de enrolamento . . . . .	99
A.1.3	Cálculo de velocidade angular e rotações por minuto . . . . .	99
A.1.4	Cálculo de torque e potência . . . . .	99
A.2	Memorial de cálculo da análise de estabilidade . . . . .	100
A.2.1	Cálculo estimado da força de tombamento da grua sem sapata e com sapata . . . . .	100
A.2.2	Cálculo da força de tombamento devido ao impulso . . . . .	100
A.2.3	Cálculo do deslocamento do centro de massa para tombamento . . . . .	100
A.2.3.1	Deslocamento lateral real . . . . .	100
A.2.3.2	Velocidade necessária para queda em um cenário crítico hipotético . . . . .	101
A.3	Cálculos da NBR 8400 aplicada a estrutura . . . . .	102
A.3.1	Solicitação total para análise de tensões . . . . .	102
A.3.2	Tensão admissível e fator de segurança do projeto . . . . .	102
A.4	Cálculos da NBR 8400 aplicada a furos parafusos e pinos . . . . .	102
A.5	Cálculos da NBR 8400 aplicada aos cordões de solda . . . . .	102
A.5.1	Tensão de cisalhamento admissível . . . . .	102
A.5.2	Qualidade do aço para a estrutura . . . . .	102
A.6	Cálculos da análise de tensões e flambagem da estrutura . . . . .	103
A.6.1	Cálculos de dimensionamento da viga ou tubo superior . . . . .	103
A.6.1.1	Cálculos de flexão . . . . .	103
A.6.1.2	Cálculos de cisalhamento . . . . .	103
A.7	Cálculos de dimensionamento das colunas . . . . .	104

---

A.7.0.1	Cálculo de flexão na coluna . . . . .	104
A.7.0.2	Cálculos da análise de flambagem . . . . .	104
A.8	Cálculos de diâmetros dos parafusos e pinos . . . . .	105
A.8.1	Cálculo do diâmetro do parafuso dos rodízios . . . . .	105
A.8.2	Cálculo do diâmetro do parafuso de apoio . . . . .	105
A.8.3	Cálculo do diâmetro do pino . . . . .	105
A.9	Cálculos dos cordões de solda . . . . .	105
A.9.1	Cálculo dos cordões de solda da estrutura superior . . . . .	105
A.9.2	Conexão.1 . . . . .	105
A.9.3	Conexão.2 . . . . .	106
A.9.4	Conexão.3 . . . . .	106
A.9.5	Cálculo dos cordões de solda da estrutura inferior . . . . .	106
A.9.6	Conexão.1 . . . . .	106
A.9.7	Conexão.2 . . . . .	106
A.9.8	Conexão.3 . . . . .	107
A.10	ORÇAMENTO DE MATERIAIS, FABRICAÇÃO e MÁQUINAS DE MER- CADO . . . . .	108
A.11	DESENHOS PARA FABRICAÇÃO . . . . .	110
<b>B</b>	<b>ANEXOS</b>	<b>127</b>
B.1	Catálogo tubo quadrado GRAVIA . . . . .	127
B.2	Catálogo tubo redondo GRAVIA . . . . .	130

## Lista de Figuras

1	Relação de altura de vértebra e tipo de lesão. . . . .	2
2	Exoesqueleto com atuação direta no quadril do Projeto TAO. . . . .	4
3	Máquina comercial yeecon. . . . .	7
4	Máquina comercial woodway. . . . .	8
5	Grua aparafusada Valência. . . . .	9
6	Grua com contrapeso. . . . .	10
7	Projeto Unesp. . . . .	11
8	Projeto UFRN. . . . .	12
9	Projeto UFRN. . . . .	13
10	Esteira MT 200 . . . . .	14
11	Mapa de requisitos do projeto . . . . .	15
12	Guincho manual. . . . .	17
13	Talha elétrica. . . . .	17
14	Contrapesos . . . . .	18
15	Talha mecânica ou talha manual . . . . .	19
16	Matriz de Decisão de Exemplo . . . . .	20
17	Célula de carga 200 kg . . . . .	22
18	Dinamômetro digital 300 kg . . . . .	23
19	Partes separadas da grua . . . . .	26
20	Alturas mínima e máxima da grua . . . . .	27
21	Mecanismo da sapata . . . . .	28
22	Sapata vista explodida . . . . .	28
23	Sapata guardada . . . . .	29
24	Talha elétrica selecionada. . . . .	33
25	DCL Estrutura A . . . . .	35

26	DCL Estrutura B . . . . .	36
27	DCL Estrutura B com sapatas . . . . .	37
28	Esquemático para cálculo da força $F_t$ . . . . .	38
29	Esquemático para cálculo da força $F_t$ com sapata . . . . .	39
30	Ângulo de inclinação do cabo de aço . . . . .	41
31	Ângulo de inclinação e variação de altura h . . . . .	41
32	Indicação das barras na estrutura . . . . .	43
33	DCL para análise de lexão com os respectivos segmentos . . . . .	55
34	DCL para análise de cisalhamento e flexão . . . . .	57
35	DCL para análise de flexão e flambagem das colunas . . . . .	60
36	Deflexão na coluna . . . . .	61
37	Partes separadas da grua. . . . .	62
38	Parafuso de apoio para parte superior da grua . . . . .	66
39	Porca manipulo . . . . .	66
40	Parafuso dos rodízios . . . . .	67
41	Porca dos parafusos dos rodízios . . . . .	67
42	Pino de liberação rápida . . . . .	68
43	Conexões de solda na parte superior . . . . .	69
44	Cordão de solda analisado na conexão 1 . . . . .	70
45	Soldas na parte inferior . . . . .	73
46	Soldas na parte inferior . . . . .	73
47	Momento gerado por F . . . . .	74
48	Chapas de poliestireno para deslizamento das sapatas . . . . .	75
49	Chapas de poliestireno para deslizamento da partes superior . . . . .	76
50	Rodízio . . . . .	77
51	Sapata. . . . .	78
52	Componente pino rígido para suporte da estrutura superior . . . . .	79
53	Fixações de apoio móvel e engaste . . . . .	80
54	Carregamento sobre viga superior . . . . .	80
55	Carregamento sobre viga superior . . . . .	81

---

56	Malha . . . . .	81
57	Resultados da simulação . . . . .	82
58	Resultado da simulação para tensões . . . . .	83
59	Resultado da simulações para deformações . . . . .	84
60	Resultados de deslocamento da simulação . . . . .	86
61	Resultados da simulação da barra de estabilização . . . . .	87
62	Cinta para elevação de carga - capacidade de até 1 tonelada. . . . .	88
63	Vista de frente em perspectiva . . . . .	89
64	Vista de lado em perspectiva . . . . .	90
65	Vista conexão parte superior com inferior . . . . .	91
66	Vista da conexão tubo da base com tubo de suporte da sapata . . . . .	91
67	Vista do pino do tubo da base com tubo de suporte da sapata . . . . .	92
68	Vista dos parafusos das rodas . . . . .	92
69	Vista explodida conexão parte superior com inferior . . . . .	93
70	Vista explodida conexão tubo da base com tubo de suporte da sapata . . . . .	93

## Lista de Tabelas

2	Ficha técnica Yeecon . . . . .	8
3	Ficha técnica woodway . . . . .	8
4	Ficha técnica Valência . . . . .	9
5	Ficha técnica UNER . . . . .	10
6	Requisitos de projeto . . . . .	15
7	Matriz de Decisão do mecanismo de elevação . . . . .	21
8	Matriz de Decisão do mecanismo de mensuração do peso . . . . .	24
9	Ficha técnica do dinamômetro digital da Brasil Magnets - até 300 kg . . . . .	24
10	Dados para seleção da talha . . . . .	29
11	Classe de funcionamento do mecanismo . . . . .	30
12	Estado de solicitação dos mecanismos . . . . .	30
13	Grupos dos mecanismos . . . . .	31
14	Valores mínimos de $Q$ . . . . .	31
15	Valores de $H_1$ . . . . .	31
16	Valores para seleção de talha . . . . .	32
17	Talhas elétricas disponíveis no mercado . . . . .	33
18	Ficha técnica da talha Menegotti PRIME-V2 . . . . .	34
19	Informações para cálculo de centro de massa da grua . . . . .	43
20	Classe de utilização . . . . .	45
21	Estados de cargas . . . . .	45
22	Classificação dos equipamentos em grupos . . . . .	46
23	Valores do coeficiente dinâmico . . . . .	47
24	Coeficientes de majoração para equipamentos industriais . . . . .	48
25	Tensões admissíveis à tração (ou compressão) simples . . . . .	48
26	Tensões de comparação máximas admissíveis em cordões de solda . . . . .	50
27	Classificação dos grupos de qualidade em função da soma dos índices de avaliação	52

28	Grupos de qualidade dos aços . . . . .	53
29	Continuação grupos de qualidade de aços . . . . .	53
30	Valores calculados da razão de esbeltez . . . . .	63
31	Matriz de Decisão do perfil geométrico da viga . . . . .	64
32	Matriz de Decisão do perfil geométrico da viga . . . . .	64



## Lista de Símbolos

$A$	Área	[mm <sup>2</sup> ]
$P$	Carga	[N]
$\omega$	Carga distribuída	[N/mm]
$M_x$	Coefficiente de Majoração	Adimensional
$\psi$	Coefficiente Dinâmico	Adimensional
$l_w$	Comprimento da solda com fator de redução	[mm]
$l$	Comprimento de viga e coluna	[mm]
$a$	Comprimento entre alça da talha e coluna	[mm]
$d$	Comprimento entre alças da talha e comprimento de solda	[mm]
$x$	Comprimento no eixo x	[mm]
$z$	Comprimento no eixo z	[mm]
$\varepsilon_1$	Deformação primeira	Adimensional
$\varepsilon_2$	Deformação segunda	Adimensional
$\delta$	Deslocamento de coluna em flambagem	[mm]
$u_x$	Deslocamento no eixo x	[mm]
$u_y$	Deslocamento no eixo y	[mm]
$u_z$	Deslocamento no eixo z	[mm]
$u$	Deslocamento total	[mm]
$d_{menor}$	Diâmetro menor	[mm]
$V_{dist}$	Esforço cortante gerado por carga distribuída	[N]
$V_{total}$	Esforço cortante total	[N]
$e$	Espessura da Peça e distância de força aplicada em flambagem	[mm]
$\beta$	Fator de redução de comprimento de solda	Adimensional
$FS_{esc}$	Fator de segurança contra escoamento	
$d_w$	Garganta da solda com fator de redução	[mm]
$h$	Garganta de solda	[mm]
$Z_a$	Influência sobre Cordão de Solda	Adimensional
$Z_b$	Influência sobre Espessura da Peça	Adimensional
$Z_c$	Influência sobre Temperatura	Adimensional
$\sigma_a$	Limite Admissível	[MPa]
$\sigma_e$	Limite de Escoamento	[MPa]
$S_y$	Limite de escoamento do material	[MPa]
$\sigma_r$	Limite de Ruptura	[MPa]
$b$	Maior Lado da Peça	[mm]
$y$	Metade de diâmetro dos tubos	[mm]
$E$	Módulo de elasticidade	[MPa]

$M$	Momento atuante na solda	[MPa]
$M_{dist}$	Momento gerado na viga por carga distribuída	[N.mm]
$M_{BC}$	Momento gerado no centro da viga por forças externas	[N.mm]
$M_{max}$	Momento máximo gerado por flambagem excêntrica	[N.mm]
$I$	Momento polar de inércia	[mm <sup>4</sup> ]
$I_{zz}$	Momento polar de inércia no eixo z	[mm <sup>4</sup> ]
$M_{total}$	Momento total gerado na viga	[N.mm]
$\pi$	Número pi	
$S_G$	Peso dos elementos	[N]
$P_d$	Pressão Diametral	[MPa]
$k$	Raio de giração	[mm]
$J_u$	Segundo momento polar unitário de área	[mm <sup>3</sup> ]
$S_T$	Solicitação Total	[N]
$S_L$	Solicitações Verticais	[N]
$\Sigma$	Somatório	
$\varepsilon^*$	Subtração de deformação	Adimensional
$\sigma_{adm}$	Tensão admissível	[MPa]
$\tau$	Tensão Cilhante	[MPa]
$\tau_a$	Tensão Cisalhante Admissível	[MPa]
$\tau_{adm}$	Tensão cisalhante admissível	[MPa]
$\tau_{all}$	Tensão cisalhante admissível para solda	[MPa]
$\tau_{xy}$	Tensão Cisalhante no Plano xy	[MPa]
$\sigma_{cP}$	Tensão de Comparação	[MPa]
$\sigma_{all}$	Tensão de tração admissível para solda	[MPa]
$\sigma_\nu$	Tensão de Von Mises	[MPa]
$\sigma_{flex}$	Tensão gerada por flexão na viga	[MPa]
$\sigma$	Tensão Normal	[MPa]
$\sigma_G$	Tensão Normal Devido ao Peso Próprio e à Carga	[MPa]
$\sigma_x$	Tensão Normal no Plano Ortogonal a x	[MPa]
$\sigma_y$	Tensão Normal no Plano Ortogonal a y	[MPa]
$\tau'$	Tensão primária	[MPa]
$\tau''$	Tensão secundária	[MPa]
$T$	Tração na solda	[N]

## Lista de Siglas

ABNT	Associação Brasileira de Normas Técnicas
AISI	American Iron and Steel Institute
ASTM	American Society for Testing Materials
AWS	American Welding Society
DCL	Diagrama de CorpoLivre
EMA	Empoderamento, Mobilidade e Acessibilidade
EPSX	Deformação normal na direção X
EPSY	Deformação normal na direção Y
EPSZ	Deformação normal na direção Z
ESAB	Elektriska Svetsnings Aktie Bolaget
ESSS	Engineering Simulation and Scientific Software
ESTRN	Deformação equivalente
FCA	Fato, Causa e Ação
FES	Funcinoal Electrical Stimulation
FS	Fator de Segurança
FT	Faculdade de Tecnologia
GMXY	Deformação de cisalhamento na direção Y agindo no plano YZ
GMXZ	Deformação de cisalhamento na direção Z agindo no plano YZ
GMYZ	Deformação de cisalhamento na direção Z agindo no plano XZ
GUT	Gravidade, Urgência e Tendência
LMT	Lesão Traumática Medular
MEF	Método de Elementos Finitos
NBR	Norma Técnica Brasileira
NR	Norma Regulamentadora
SX	Tensão normal em X
SY	Tensão normal em Y
SZ	Tensão normal em Z
TAO	Transparent Active Orthosis
TXY	Tensão de cisalhamento na direção Y no plano normal para direção X
TXZ	Tensão de cisalhamento na direção Z no plano normal para direção X
TYZ	Tensão de cisalhamento na direção Z no plano normal para direção Y
UFRN	Universidade Federal do Rio Grande do Norte
UnB	Universidade de Brasília
UNER	Universidade Nacional de Entre Ríos
Unesp	Universidade Estadual de São Paulo

# CAPITULO 1

## INTRODUÇÃO

*No Capítulo 1 é feita uma abordagem sobre o tema de lesão medular traumática. Também explica-se a motivação do projeto e o resultado a ser alcançado, bem como as etapas da estrutura do relatório*

### 1.1 CONTEXTUALIZAÇÃO

A lesão medular é uma patologia que caracteriza-se pela resposta insuficiente do sistema nervoso devido a interrupção das vias de comunicação neural, as vias motoras e sensitivas da medula espinhal (Cerezetti, Nunes, Tedesco, 2012).

Cada nível e grau de lesão exige um tratamento específico. Quanto ao grau, as lesões podem ser classificadas como completas ou não-completas. A lesão completa é a paralisia motora e sensitiva total abaixo do nível de lesão. Já a incompleta preserva os grupos musculares e áreas sensitivas não afetadas.

As causas dessa patologia podem ser traumáticas ou não traumáticas. O primeiro caso está relacionado, com maior frequência, a acidentes automobilísticos, ferimentos por armas de fogo, mergulho em águas rasas, quedas e acidentes esportivos. No segundo caso, podem ser geradas por infecções, malformações, tumores, alterações vasculares ou processos degenerativos progressivos.

A lesão medular é capaz de provocar um vasto comprometimento motor e sensorial ao indivíduo e as complicações são dependentes do segmento da medula espinhal afetado. Em casos de lesões acima do primeiro segmento torácico ocorrerá o comprometimento do tronco e dos quatro membros, sendo caracterizado como tetraplegia. Em caso de atingimento dos segmentos abaixo deste nível, o indivíduo apresentará um quadro de paraplegia, com atingimento do tronco e dos membros inferiores (JUVENAL e SAVORDELLI, 2016).

A relação do tipo de lesão traumática com a posição das vértebras pode ser vista na Figura 1:

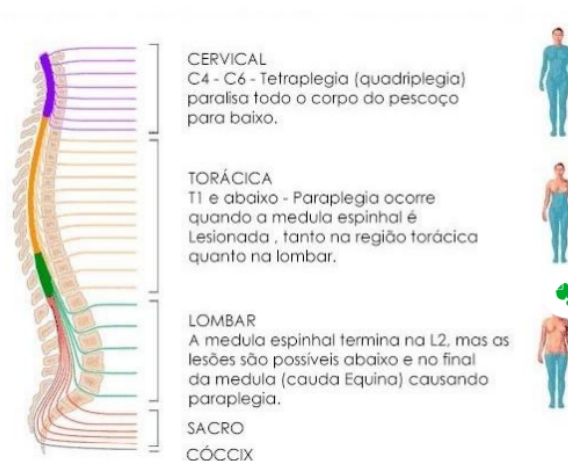


Figura 1: Relação de altura de vértebra e tipo de lesão.

Fonte: Inesul (link Inesul). Acesso em: 06/04/2021

A incidência de lesão na medula espinhal é de 15 a 40 casos por milhão de habitante, sendo que nos Estados Unidos ocorre cerca de 12 mil novos casos por ano e no Brasil estima-se aproximadamente 6 a 8 mil novos casos ao ano (MINISTÉRIO DA SAÚDE, 2015). Os fatores etiológicos podem ser classificados em origens traumáticas e não traumáticas, sendo os acidentes automobilísticos e disparos por armas de fogo os principais agentes lesivos a medula espinhal de origem traumática e as neoplasias o principal agente lesivo de origem não traumática (MINISTÉRIO DA SAÚDE, 2015).

No mundo e no Brasil, há maior incidência nos casos de lesão medular traumática - LMT, a qual já chegou a representar 8% dos leitos nos hospitais brasileiros, considerado um grande problema de saúde pública. Em dados estatísticos levantados no Serviço de Neurocirurgia do Hospital de Base do Distrito Federal, há um predomínio de pacientes na faixa etária de 20 a 40 anos e 78% sendo do sexo masculino (Tavares, Sousa, Borges, 2013).

Vale ressaltar que a maioria dos casos listados na pesquisa no DF são de queda de altura, seguido por acidentes motociclísticos e automobilísticos.

Em outros locais do país, como o Rio de Janeiro, devido ao alto índice de violência, a maior causa de lesão são ferimentos por armas de fogo, após acidentes automobilísticos (Franzoi, Baptista, Carvalho, 2009).

Com o intuito de intervir nessas alterações provocadas pela lesão na medula espinhal, (Dutra et al, 2013) recomenda-se o uso do treinamento locomotor com descarga parcial de peso na esteira ergométrica, que além de promover o aumento da amplitude de movimento dos membros inferiores, promove melhora da densidade mineral óssea, e é capaz de explorar ao máximo a ativação do potencial residual do paciente por estimular a plasticidade neural de áreas íntegras em casos de lesões incompletas, proporcionando o reaprendizado motor relacionado a tarefa específica.

Outro recurso que está sendo aplicado desde os anos de 1990 para a reabilitação de

indivíduos que sofreram lesão na medula espinhal é a robótica com uso de exoesqueleto que é um protótipo robótico projetado para auxiliar de forma mecânica os indivíduos na realização da marcha. Este equipamento foi criado nos grandes centros de estudos mundiais e tem demonstrado resultados promissores, entretanto, por ser uma tecnologia de alto custo, ainda não é condizente com a realidade da maior parte da população mundial, sendo uma ferramenta promissora para o futuro da ciência na reabilitação destes pacientes (SOUZA et al, 2013).

No estudo conduzido por Mari, (Mari, K.L.S et al 2019) ficou evidenciado a importância do processo de reabilitação física na vida dos portadores de lesão medular, uma vez que a reabilitação proporciona a estes indivíduos uma vida com maior independência funcional e autonomia, contribuindo diretamente com a saúde psicológica, recuperando a autoestima, melhorando a percepção de sua imagem corporal e, sobretudo, preparando o indivíduo para a reinserção social.

Na Universidade de Brasília – UnB, mais especificamente no Departamento de Engenharia Elétrica – ENE da Faculdade de Tecnologia – FT, existem grupos trabalhando no desenvolvimento de produtos que possam auxiliar na recuperação de pacientes acometidos de Lesão Medular Traumática - LMT. São equipes multidisciplinares que contam com a participação de pesquisadores e estudantes de diversos departamentos da UnB e de outras universidades. A nível nacional tem-se o projeto denominado de *Transparent Active Orthosis* – TAO, que é um projeto do qual participam várias universidades entre elas a UnB. No âmbito do ENE/UnB as pesquisas em andamento foram agrupadas no projeto denominado de Empoderamento, Mobilidade e Acessibilidade – EMA.

### 1.1.1 Projetos EMA e TAO

#### Projeto EMA

O projeto EMA foi criado em 2015, juntamente com a equipe de mesmo nome, no intuito de trabalhar com tecnologias de reabilitação baseadas em Sistemas de Eletroestimulação Funcional, mais conhecido como FES, do inglês: *Functional Electrical Stimulation*, para competir na primeira edição da competição internacional Cybathlon, realizada em 2016 em Zurique, na Suíça. Esta competição consiste de provas técnicas para pessoas com diversos tipos de lesões incapacitantes, visando avaliar não só o desempenho do competidor, mas também da tecnologia de reabilitação que ele está utilizando. Apesar de ser realizado a cada quatro anos e apresentar uma temática que lembra as olimpíadas, de certo modo, o Cybathlon não deixa de se assemelhar à uma prova de automobilismo, onde equipe e piloto são um elemento só, em vez de apenas o competidor (Freire, 2019).

## Projeto TAO

O projeto TAO teve seu início no ano 2016 como um projeto interdisciplinar e interinstitucional, para desenvolver, a partir do trabalho conjunto de diversas instituições, diferentes tecnologias de reabilitação e assistência dentro da área de órteses ativas. O foco maior deste projeto, como o nome já diz, é desenvolver órteses ativas que, se não literalmente transparentes, sejam menos robustas do que as órteses e exoesqueletos comerciais (FREIRE, 2019).

Neste projeto, cada instituição foi estimulada a trabalhar em sua área de expertise e, conseqüentemente, a equipe EMA, representante da UnB neste projeto, seguiu a trilha de associação de sistemas mecânicos e Eletroestimulação Funcional - FES. Desta vez aplicado para uma órtese ativa ou exoesqueleto. E, assim, a equipe EMA desenvolveu o seu primeiro protótipo de um exoesqueleto, denominado de Exosuit EMA. A Figura 2 mostra o referido protótipo.



Figura 2: Exoesqueleto com atuação direta no quadril do Projeto TAO.  
Fonte: FREIRE, 2019

O Exosuit EMA nasceu da necessidade de atuação direta na articulação do quadril, que advém da dificuldade de se estimular os músculos *gluteus maximus* e *elipsoas*, responsáveis pelos movimentos de extensão e flexão do quadril, respectivamente. Ambos os músculos possuem uma grossa camada de gordura entre eles e a pele, onde se encontram os eletrodos de estimulação, fazendo com que sejam necessárias correntes maiores para uma ativação razoável do músculo. Porém, além do desgaste maior do tecido transpassado com correntes de maior magnitude, os resultados de estimulação não são consistentes (FREIRE, 2019).

Este primeiro protótipo foi aperfeiçoado com a participação de professores e alunos do

Departamento de Engenharia Mecânica da UnB (FREIRE, 2019).

Pesquisas com pacientes com LMT demonstram que o uso do treinamento locomotor com descarga parcial de peso na esteira ergométrica, além de promover o aumento da amplitude de movimento dos membros inferiores, promove melhora da densidade mineral óssea e é capaz de explorar ao máximo a ativação do potencial residual do paciente por estimular a plasticidade neural de áreas íntegras em casos de lesões incompletas, proporcionando o reaprendizado motor relacionado a tarefa específica. Mais ainda, o treino locomotor com suporte de peso corporal mostra-se viável na reabilitação de pacientes que sofrem de uma patologia neurológica como a lesão medular. Independentemente do protocolo de treino utilizado, os benefícios referentes ao aumento da força muscular, manutenção ou aumento da densidade óssea, diminuição da frequência cardíaca e aumento do condicionamento físico estão presentes. (DUTRA et al, 2013)

Com o avanço nas pesquisas por parte da equipe EMA percebeu-se a necessidade de se desenvolver um equipamento de elevação para suspensão de pacientes através de dispositivos mecânicos que possibilitasse, de forma controlada, a descarga parcial de peso na esteira ergométrica. Neste sentido, o paciente é elevado por meio de um colete, o qual envolve as pernas e as grandes dorsais. Assim, o peso do Exosuit EMA e do próprio paciente são aliviados ou acrescentados conforme a necessidade do tratamento. Desta forma, no âmbito do projeto EMA, surgiu o projeto denominado de Projeto Grua, o qual é a razão do presente trabalho.

### 1.1.2 Projeto Grua

Com a realização do projeto mecânico para aprimoramento do Exosuit EMA, surgiu a necessidade de realizar um novo projeto que pudesse atuar de forma complementar na recuperação de pacientes paraplégicos.

O projeto consiste no desenvolvimento de uma máquina de elevação para suspensão de pacientes através de dispositivos mecânicos. Contando com a adaptabilidade de um colete envolvendo o paciente pelas pernas e dorsal, o qual será escolhido pela equipe. Dessa forma, o peso do Exosuit e do próprio paciente são aliviados ou acrescentados conforme a necessidade do tratamento.

## 1.2 OBJETIVO

O presente trabalho tem como objetivo o desenvolvimento do projeto mecânico de um equipamento para a elevação de pacientes com LMT por meio de dispositivos mecânicos que permita, de forma controlada, a descarga parcial de peso elevado na esteira ergométrica. O equipamento projetado permite o deslocamento entre diferentes ambientes, por ser suportado



por quatro rodízios e por ter colunas e bases extensíveis.

A metodologia para alcançar o objetivo proposto foi primeiramente levantar os requisitos e as condições de contorno que o equipamento deveria atender. Em seguida, foi realizada uma revisão bibliográfica no sentido de buscar equipamentos semelhantes desenvolvidos comercialmente e no âmbito da academia.

Posteriormente, analisou-se a aplicação da norma NBR 8400 que estabelece os critérios mínimos para o dimensionamento de equipamentos para transporte e elevação de cargas publicada pela Associação Brasileira de Normas Técnicas – ABNT. E, após isso, foram levantadas as possíveis soluções e uma delas foi selecionada para ser desenvolvida. O projeto foi executado utilizando os conhecimentos adquiridos ao longo do curso de Engenharia Mecânica. E, como produto final, foram elaborados os desenhos de fabricação.

### 1.3 ESTRUTURA DO RELATÓRIO

Este trabalho está estruturado em capítulos da seguinte forma:

O capítulo 1 apresenta esta introdução.

O capítulo 2 aborda uma revisão bibliográfica sobre o tema. São apresentados equipamentos comercialmente disponíveis e equipamentos desenvolvidos no meio acadêmico.

O capítulo 3 apresenta as necessidades e os requisitos a serem atendidos pelo equipamento de elevação, as soluções estudadas para a estrutura, para o mecanismo de elevação e para o sistema de controle e mensuração da carga que está sendo elevada.

O capítulo 4 apresenta o projeto mecânico da solução escolhida no capítulo 3, levando-se em conta as orientações da norma NBR 8400 que estabelece os critérios mínimos para o dimensionamento de equipamentos para transporte e elevação de cargas. São analisados os esforços atuando sobre a estrutura bem como a sua estabilidade quanto ao tombamento. São também projetados os parafusos, as soldas e os pinos que fazem parte da estrutura.

O capítulo 5 apresenta as conclusões obtidas no desenvolvimento deste trabalho.

Em Referências Bibliográficas contém todas as referências utilizadas neste projeto.

No Apêndice contém todos os cálculos e desenhos para fabricação realizados pelo autor.

Em Anexos contém o catálogo dos tubos utilizados neste projeto.

## CAPITULO 2

### REQUISITOS E PROJETOS SEMELHANTES

*No Capítulo 2 são abordadas todas as máquinas encontradas e projetos desenvolvidos em âmbito acadêmico com função semelhante a desejada no presente projeto. Além das condições de contorno para sua realização*

#### 2.1 PROJETOS ACADÊMICOS E MODELOS COMERCIAIS SEMELHANTES

Foram utilizados métodos de pesquisa avançada em 3 sites, o Google Acadêmico, Scielo e o Google. Com isso e as palavras-chaves corretas, foram encontrados dois tipos de modelos comerciais, porém, por interesse econômico, os projetos não são revelados. Além disso, foram encontrados dois projetos acadêmicos nacionais e dois internacionais com o mesmo fim de alívio de peso no processo de marcha de reabilitação.

Na Figura 3, vê -se um modelo que além da reabilitação sobre esteira, possui também uma barra para suspensão sobre o equipamento de ciclismo *indoor*. O levantamento e abaixamento do corpo do paciente é feito através de painel eletrônico instalado na estrutura, provavelmente através de um conjunto motor/redutor.



Figura 3: Máquina comercial yeecon.  
Fonte: (link yeecon), Acesso em: 03/02/2021

Segue a ficha técnica da máquina Yeecon na Tabela 2:

Tabela 2: Ficha técnica Yeecon

<b>Modelo</b>	YK-7000
<b>Material</b>	Liga de alumínio
<b>Intervalo de suspensão</b>	0-60 cm
<b>Modo de suspensão</b>	Dinâmico, estático, balanceado
<b>Massa do paciente</b>	Menos de 250 kg
<b>Tensão</b>	200 V
<b>Acessórios</b>	Esteira ergométrica e exercício de ciclismo

Na Figura 4, vê-se que o suporte difere da grua anterior por sua estrutura, ao invés de ser utilizado um portal, foi concebido um braço metálico fixo com passagem para os cabos guiados pelas roldanas.



Figura 4: Máquina comercial woodway.

Fonte: (link woodway), Acesso em: 03/02/2021

Segue a ficha técnica da Woodway na Tabela 3:

Tabela 3: Ficha técnica woodway

<b>Modelo</b>	WW-LS55
<b>Inclinação</b>	até 23%
<b>Suporte</b>	Dinâmico, estático
<b>Massa do paciente</b>	Menos de 160 kg
<b>Dimensões (CxLxA)</b>	3530 x 1490 x 2780mm

Em conjunto ao departamento de fisioterapia, os alunos da engenharia eletrônica da Universidade de Valência desenvolveram um sistema de portal parafusado no chão, como na Figura 5. O seu maior intuito é proporcionar o maior conforto e segurança possível para o paciente. No módulo eletrônico, foi implementado um sistema para alterar a variação de comprimento do cabo de aço e medir a atuação do peso do paciente sobre a esteira. Dessa

forma, é feito o reconhecimento de quanto de peso é aplicado pelo paciente de forma variável, conseguindo avaliar melhor seu rendimento (Sanchis, Martos, Blasco, 2003).



Figura 5: Grúa aparafusada Valência.

Fonte: (link Universidade de Valência), Acesso em: 03/02/2021

Segue a ficha técnica do projeto da Universidade de Valência na Tabela 4:

Tabela 4: Ficha técnica Valência

<b>Intervalo de massa do paciente</b>	40 kg 128 kg
<b>Resolução da massa</b>	0.25 kg
<b>Movimento vertical</b>	>2 m
<b>Máxima velocidade vertical</b>	0.2 m/s
<b>Massa aproximada da estrutura</b>	150 kg
<b>Dimensões L x A x C</b>	1400 x 2643 x 1590 mm
<b>Consumo máximo 600 W</b>	600 W
<b>Alimentação elétrica</b>	Monofásica 210-260 Vac

O próximo projeto, como visto na Figura 6, possui dois aspectos muito interessantes. O primeiro deles é o método de alívio de peso, o qual é o contrapeso com vários blocos empilhados. Dessa forma, os fisioterapeutas já sabem exatamente o peso que o paciente está movendo sem necessitar de um mecanismo auxiliar para medição. O segundo aspecto é a divisão do sistema de contrapeso em duas partes, o que adequa a grua a um cenário em que o paciente não tem o mesmo desempenho em um lado do corpo, em caso de lesões unilaterais, hemiplegia e até membros amputados.

Além disso, ainda possui um sistema de redução no guincho para reduzir o esforço do fisioterapeuta e um sistema de freio automático.



Figura 6: Grua com contrapeso.

Fonte: (link FI-UNER - Argentina), Acesso em: 03/02/2021.

Segue a ficha técnica da UNER na Tabela 5

Tabela 5: Ficha técnica UNER

<b>Massa do paciente</b>	150 kg
<b>Material</b>	ASTM A36
<b>Altura máxima do paciente</b>	2 m
<b>Dimensões L x C</b>	630 x 1000 mm

Na Figura 7, vê-se a modelagem de um projeto que utiliza um conjunto de mecanismos para fazer o alívio de peso. Seu principal diferencial é o dispositivo de mola, pois ao tracioná-la pelo guincho manual, utiliza-se apenas um esforço parcial relativo ao peso do paciente.

Neste projeto, tanto o cabo, o dispositivo de mola e a estrutura são dimensionados para uma carga máxima de 80kg.

Sobre cada parte projetada:

- O cálculo para o diâmetro mínimo do cabo de aço foi baseado na norma NBR 6327, tabela de cabos da CIMAF e o fator de segurança na tabela da Cable Max.
- Já o dimensionamento da mola foi feito com base no livro do Norton, livro de Projeto de Máquinas.
- E, por fim, a análise da estrutura foi feita na ferramenta de simulação de elementos finitos do SolidWorks.

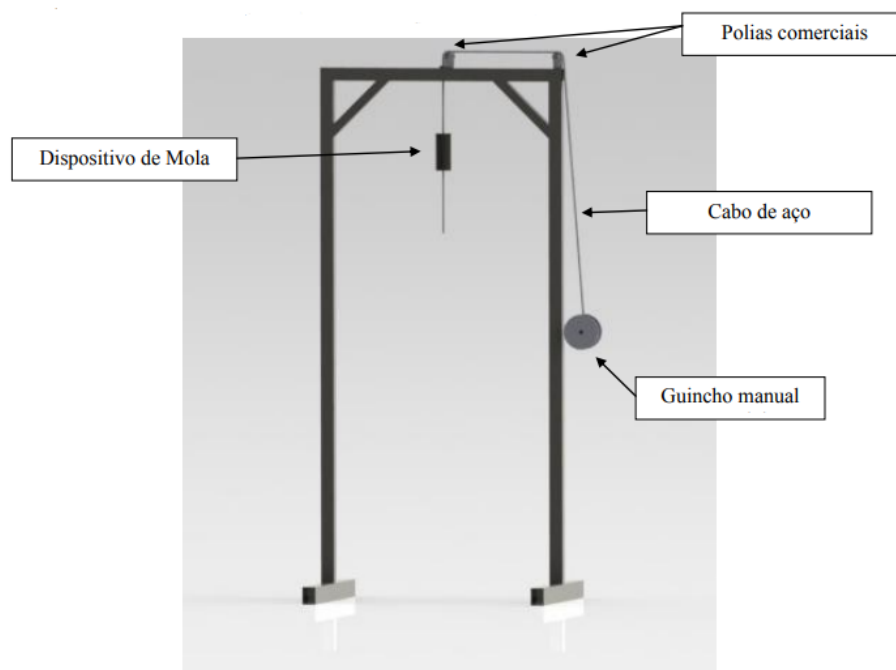


Figura 7: Projeto Unesp.

Fonte: (link Unesp). Acesso em: 03/02/2021

Vale ressaltar que não houve uma preocupação quanto a descrição de dados técnicos e suporte da força transferida nos componentes que não são projetados.

Na Figura 8, vê-se a modelagem do projeto mecânico da UFRN e seu protótipo. Nesse projeto foi selecionada uma talha elétrica para cumprir o papel de alívio do peso do paciente. Além da talha elétrica, outro elemento selecionado foi o rodízio, escolhidos apenas de acordo com a capacidade de carga. Já a estrutura foi simulada por elementos finitos no SolidWorks.

Um aspecto interessante desse projeto foram as conexões desenvolvidas por placas soldadas nos tubos, a fim de garantir uma maior superfície de contato.



Figura 8: Projeto UFRN.

Fonte: (link UFRN), Acesso em: 03/02/2021

Além disso, tem outra parte que também foi projetada e fabricada, um dinamômetro para suportar o peso de até 80 kg. Como pode ser visto na Figura 9:



Figura 9: Projeto UFRN.

Fonte: (link UFRN), Acesso em: 03/02/2021

Embora exista uma grande quantidade de artigos e pesquisas com relação aos pontos positivos da reabilitação em esteira, são poucos os projetos mecânicos de grua ou guinchos voltados a reabilitação.

Observa-se que não tem-se uma metodologia clara para a execução desse tipo de projeto nas publicações encontradas, principalmente se tratando da parte conceitual do projeto.

Dessa forma, é utilizado o método conhecido como Matriz de Decisão para a escolha do sistema de elevação, de mensuração do peso do paciente e da geometria de tubo mais adequada para este trabalho.



## CAPITULO 3

### REQUISITOS E MATRIZES DE DECISÃO

*No Capítulo 3 serão mostradas as limitações e requisitos do projeto, bem como a análise e seleção do sistema de elevação e do sistema de mensuração do peso*

#### 3.1 Requisitos e necessidades

A máquina a qual refere-se este projeto é designada como equipamento auxiliar para elevação de paciente paraplégico em marcha de reabilitação.

A esteira e espaço que serão utilizados como base são da Equipe Ema no SG-11 (Laboratório de Engenharia Elétrica).

Para entrar na sala, há duas portas, uma delas é menor a qual servirá como fator limitante.

O modelo da esteira é a MT 200 da Spirit Medical Systems. Na Figura 10 é possível visualizar sua disposição na sala, as mesas ao lado serão realocadas com a grua.



Figura 10: Esteira MT 200  
Fonte: Autor

Todos as dimensões necessárias para projetar a grua constam na Tabela 6, a qual possui dimensões da esteira, dimensões da sala e posicionamento da esteira na sala:

Tabela 6: Requisitos de projeto

<b>Dimensões da esteira</b>	<b>Valor (mm)</b>
Largura	1016
Comprimento	2286
Altura	1397
Base da esteira ao chão	280
Corrimão na altura mínima ao piso da esteira	600
Intervalo de ajuste da altura do corrimão	270
Distância de um corrimão para outro	520
<b>Posição da esteira</b>	<b>Valor (mm)</b>
Lateral da esteira a parede lateral	850
Posterior da esteira a parede de trás	1600
<b>Dimensões da sala</b>	<b>Valor (mm)</b>
Chão ao teto	2800
Chão até viga de sustentação do teto	2570
Altura da porta	2120
Largura da porta	850

A capacidade nominal da esteira é de 200kg, portanto, servirá como requisito para a massa a ser elevada pela grua. Como o exoesqueleto possui 10kg, o máximo que o paciente pode ter são 190 kg.

Além da massa do paciente, há o aspecto da velocidade de elevação a fim de não comprometer a saúde do indivíduo, por isso foi estabelecido, em conjunto com a equipe, a velocidade de elevação em torno de 0,25 m/s.

Fora as condições de contorno do projeto, tem-se seus requisitos gerais para atingir o seu objetivo: conforto, utilização com ou sem esteira elétrica, baixo custo, alívio de peso variável e altura regulável. Como visto na Figura 11:

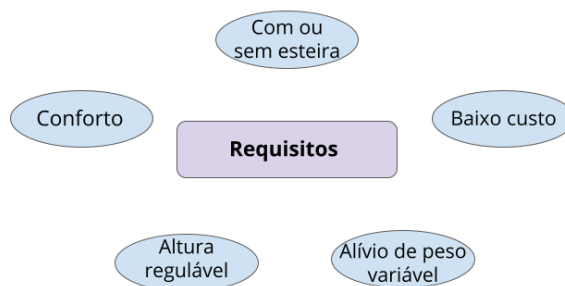


Figura 11: Mapa de requisitos do projeto

Fonte: Autor

O conforto é um requisito totalmente inegociável, a estrutura e todos os mecanismos devem garantir que o paciente não sofra nenhum tipo de lesão e, além disso, nenhum tipo de incômodo.

No caso da utilização com ou sem esteira, deve-se garantir a mobilidade da estrutura para diferentes tipos de reabilitação. O que também se torna vantajoso para a utilização da grua em diversos locais.

O baixo custo é um aspecto relevante para facilitar o fornecimento de recursos financeiros pela Universidade de Brasília para a construção da máquina.

O alívio de peso variável é essencial para a adaptação do peso para cada caso particular de lesão.

A altura regulável é necessária para a passagem da grua por portas e corredores mais baixos.

## **3.2 SISTEMA DE ELEVAÇÃO**

As possíveis soluções serão definidas com base no principal sistema da máquina, o de elevação, pois cumpre a principal parte do objetivo que é o alívio variável de peso do paciente.

E as opções que passarão pela Matriz de Decisão, têm como base os projetos acadêmicos demonstrados neste trabalho.

### **3.2.1 Solução 1 - Guincho manual com mola**

A escolha desse sistema se deve como base o projeto da Unesp. No qual se torna uma alternativa muito barata com relação às outras opções, levando em conta apenas o guincho, no entanto, para se obter uma mola para o caso específico deste trabalho com uma mola personalizada, elevaria muito o custo, tornando-se improvável ter o melhor custo benefício.

Na Figura 12 é visto um exemplo de um guincho manual semelhante no mercado:



Figura 12: Guincho manual.

Fonte: ([link acasadosmacacos](#)), Acesso em: 03/02/2021

### 3.2.2 Solução 2 - Talha elétrica

A segunda opção para a elevação do paciente é a talha elétrica, a qual é composta por um motor elétrico, acompanhado de uma caixa de redução e um tambor para enrolamento do cabo de aço. É uma alternativa bem completa pois a maioria dessas talhas para capacidades entre 100 kg e 200 kg possui velocidade de elevação muito próximas da requisitada neste trabalho.

Na Figura 13 é possível identificar uma talha elétrica que se adequa ao cenário do projeto.



Figura 13: Talha elétrica.

Fonte: ([link dutra máquinas](#)), Acesso em: 03/02/2021

### 3.2.3 Solução 3 - Contrapeso

A terceira opção consta no projeto da FI-UNER, como visto na Figura 14, no qual se utiliza de várias placas de pesos para atingir o alívio desejado. A vantagem desse sistema está na simplicidade em saber quanto de carga está sendo utilizada sem a necessidade de um dinamômetro, porém, a cada aumento ou alívio de carga é necessário retirar o peso do paciente para poder mudar a quantidade dos blocos, o que torna o trabalho do fisioterapeuta um tanto oneroso caso seja necessária a variação de alívio do peso.



Figura 14: Contrapesos

Fonte: (link outra máquinas), Acesso em: 03/02/2021

### 3.2.4 Solução 4 - Talha mecânica

A quarta e última opção, é a talha mecânica, a qual não foi utilizada em nenhum dos projetos acadêmicos de grua, no entanto, foi citado como opção no projeto da UFRN, o qual representa independência da rede elétrica e uma elevação gradual manual sem depender de mola como o guincho carretilha.

Na Figura 15 tem-se um exemplo desse tipo de talha, a qual possui um valor bem mais elevado do que a própria talha elétrica.



Figura 15: Talha mecânica ou talha manual  
Fonte: (link duotra máquinas), Acesso em: 03/02/2021

### 3.2.5 MATRIZ DE DECISÃO

Existem diversos tipos de ferramentas para auxiliar a tomada de decisão, algumas são a própria Matriz de Decisão, Matriz GUT(Gravidade, Urgência e Tendência), Análise de Pareto, Matriz de Eisenhower e o Método FCA(Fato, Causa e Ação). Não cabe a esse trabalho discorrer sobre cada um desses métodos, no entanto, vale notar que a Matriz de Decisão é o método mais personalizável dentre esses mais conhecidos, pois pode-se analisar os diferentes objetivos intrínsecos a cada projeto em particular. Levantando os pontos fortes e fracos de cada solução proposta para análise (Siteware, 2019).

Para se utilizar o método da Matriz de Decisão procede-se da seguinte forma: Na primeira coluna da matriz irá constar as possíveis soluções para análise, enquanto na primeira linha situam-se os critérios de avaliação e, no encontro das linhas com as colunas serão dadas as respectivas notas para cada solução em seu devido critério. Sendo que cada solução terá uma pontuação a ser avaliada nessa seção. Um exemplo de matriz de decisão pode ser observado na Figura 16.

	<i>Custo</i>	<i>Segurança</i>	<i>Desempenho</i>	<i>Confiabilidade</i>	<i>RANK</i>
<i>Peso</i>	.35	.30	.15	.20	1.0
Design 1	3 1.05	6 1.80	4 .60	9 1.80	5.3
Design 2	4 1.40	2 .60	7 1.05	2 .40	3.5
Design 3	1 .35	9 2.70	4 .60	5 1.00	4.7
Design 4	9 3.15	1 .30	6 .90	7 1.40	5.8
Design 5	7 2.45	4 1.20	2 .30	6 1.20	5.2

Figura 16: Matriz de Decisão de Exemplo  
Fonte: COLLINS, 2011

Nas revisões bibliográficas dos projetos de grua para reabilitação ou projetos semelhantes, não foi possível encontrar avaliações por meio de ferramentas de tomada de decisão, logo será feita uma análise para os critérios para esse projeto de forma particular.

Nesse tipo de matriz cada critério é avaliado com notas de 1 a 5. Estes critérios serão definidos com base nos requisitos gerais do projeto, sendo que a segurança da máquina é uma restrição a ser garantida e não será utilizada como critério.

- Velocidade de elevação - 0,4;
- Facilidade de manuseio - 0,25;
- Controle de precisão na elevação e descida - 0,20;
- Custo - 0,15.

Sendo os pesos distribuídos de forma decrescente e com soma igual a 1.

No presente projeto, o custo não possui peso maior pois apesar de ser relevante, os outros critérios superam sua importância a fim de garantir o conforto e desenvolvimento do paciente com o auxílio dos profissionais da área de saúde.

A velocidade de elevação está intrinsecamente ligada ao conforto do paciente, pois é o critério que assegura o não ocorrência de trancos, gerando lesões piores, logo é o critério com maior pontuação. E, em seguida, a facilidade de manuseio a fim de ser uma máquina que facilite os procedimentos dos fisioterapeutas. Após isso, a terceira maior pontuação se deve ao critério de controle de precisão, pois com essa definição é possível obter pequenas evoluções diárias ao paciente, além de permitir diferentes tipos de estímulos, como alternar o alívio de peso do paciente.

Em questão ao cálculo da matriz, em cada coluna, o valor do peso do critério é multiplicado por coluna sobre as notas dadas as soluções. Os valores das notas, já multiplicados pelos pesos, são somados em linha e revelados na pontuação final.

A Matriz de decisão pode ser vista na Tabela 7:

Tabela 7: Matriz de Decisão do mecanismo de elevação

	Velocidade de elevação	Facilidade de manuseio	Controle de precisão na subida e descida	Custo	Pontuação Final
Peso	0.4	0.25	0.20	0.15	1 (soma dos pesos)
<b>Solução 1</b>	5	3	3	1	3.3
<b>Solução 2</b>	5	5	5	4	<b>4.85</b>
<b>Solução 3</b>	5	3	3	3	3.6
<b>Solução 4</b>	5	3	3	3	3.6

Vale notar que a solução 2 possui uma pontuação melhor na facilidade de manuseio, pois o seu acionamento é mais simples para o usuário final, basta apertar um botão, no caso das outras opções já envolve um certo esforço do fisioterapeuta ao acionar as alavancas, ou até mesmo suspender o paciente, no caso dos contrapesos.

No caso do controle de precisão, quanto maior o número de diferentes tipos de estímulos melhor será para o seu desenvolvimento, logo, como o controle preciso da talha elétrica é mais simples, permite uma variação de frações de peso menores, proporcionando diferentes tipos de estímulos, o que é possível com os outros equipamentos porém torna-se uma tarefa muito onerosa.

No critério de custo a solução 2 também se destaca pois é a alternativa mais barata, levando em consideração que a mola personalizada da segunda opção tenha um custo mínimo de 2 mil reais e improvável conseguir a fabricação de uma única peça. E cada peso de 5kg do sistema de contrapesos custa em torno de 60 reais.

### 3.3 SISTEMA DE MENSURAÇÃO DO PESO

As opções que passarão pela Matriz de Decisão têm como base o projeto acadêmico da UFRN e da FI-UNER, o dinamômetro e contrapesos e, ainda, células de carga e balança digital.

#### 3.3.1 Solução 1 - Dinamômetro analógico

A escolha desse sistema se deve como base o projeto da UFRN. É um dos sistemas mais simples do ponto de vista tecnológico, não exige pilhas ou conexão com a rede elétrica e



possui fácil visualização. No entanto, é algo que não está amplamente disponível no mercado para a carga de 200 kg, ou seja, precisa ser projetada e fabricada.

É possível observar na Figura 9 no capítulo Capítulo 2.

### 3.3.2 Solução 2 - Contrapesos

Como visto no projeto da FI-UNER, é o sistema mais simples do ponto de vista tecnológico, não exige alimentação elétrica, assim como a solução 1. No entanto, há uma restrição quanto a precisão da medição que é de acordo com o menor valor da placa dos pesos. E, uma quantidade muito elevada de peças com valores baixos de peso, torna a alternativa inviável.

É possível observar na Figura 14 no capítulo Subseção 3.2.3.

### 3.3.3 Solução 3 - Células de carga

A célula de carga ou transdutor eletromecânico, como visto na Figura 17 é um componente amplamente utilizado em balanças digitais. Para colher dados da forma correta seria necessário colocar as células de carga no exoesqueleto, logo abaixo dos pés do paciente. É um método preciso, no entanto, oneroso pois exigiria uma modificação no exoesqueleto.



Figura 17: Célula de carga 200 kg  
Fonte: (link SIMOKIT), Acesso em: 20/02/2021

### 3.3.4 Solução 4 - Dinamômetro digital

Com o mesmo princípio da célula de carga, porém a deformação de material se dá por tração. Possui a vantagem de ter capacidade de cargas mais elevadas disponíveis no mercado,

diferentemente do dinamômetro mecânico. Na Figura 18 é possível ver o equipamento:



Figura 18: Dinamômetro digital 300 kg  
Disponível em: (link Brasil Magnets), Fonte: 20/02/2021

### 3.3.5 MATRIZ DE DECISÃO

Os critérios para a matriz dos equipamentos de mensuração são:

- Facilidade em obter o dado - 0,4;
- Facilidade de adaptação ao sistema de elevação - 0,25;
- Facilidade de manuseio - 0,20;
- Custo - 0,15.

Assim como o sistema anterior, o custo não é o critério mais relevante, apesar de importante. A principal função do mecanismo de mensuração é mostrar o valor do peso, logo a facilidade da leitura e obtenção desse dado é fundamental. Logo em seguida, vêm a adaptação ao sistema de elevação, o que dificulta a inserção da célula de carga e do sistema de contrapesos com a talha elétrica escolhida. E, em penúltimo, o critério de manuseio que deve permitir fácil retirada e inserção do sistema de mensuração.

Tabela 8: Matriz de Decisão do mecanismo de mensuração do peso

	<b>Obtenção do dado</b>	<b>Adaptação a elevação</b>	<b>Facilidade de manuseio</b>	<b>Custo</b>	<b>Pontuação Final</b>
Peso	0.4	0.25	0.20	0.15	1 (soma dos pesos)
<b>Solução 1</b>	4	5	5	5	4.6
<b>Solução 2</b>	3	1	3	2	2.35
<b>Solução 3</b>	5	1	5	5	4
<b>Solução 4</b>	5	5	5	5	<b>5</b>

Por ser um dispositivo extremamente versátil para medidas de tração e com vasta disponibilidade no mercado, foi escolhido o dinamômetro digital de acordo com a Tabela 8 e na Tabela 9 consta sua ficha técnica.

Tabela 9: Ficha técnica do dinamômetro digital da Brasil Magnets - até 300 kg

<b>Marca</b>	Brasil Magnets
<b>Modelo</b>	OSC S3
<b>Capacidade de elevação de carga</b>	300 kg
<b>Tensão</b>	110V/220V
<b>Certificação</b>	IP65
<b>Escala de divisão</b>	0,2 kg

## CAPITULO 4

### PROJETO MECÂNICO DA GRUA

Neste capítulo, primeiramente foi feita a seleção do modelo de talha elétrica com base na Norma NBR 8400. Em seguida, foi realizada uma análise de estabilidade da estrutura. Foram serão dimensionados e selecionados todos os componentes estruturais e de fixação da grua de forma analítica com a aplicação da NBR 8400. São apresentados também, o dimensionamento dos cordões de solda. A determinação de ajuste e tolerâncias. A seleção dos mecanismos de apoio e por último, as simulações numéricas, com a seleção da barra de estabilização e as principais vistas da grua.

#### 4.1 PRIMEIROS MODELOS CONCEITUAIS

A seguir são apresentados os requisitos necessários que o equipamento deve atender. São eles:

- Inserção de sapatas para contribuir na estabilidade, como exigência da NBR 8400;
- Separação da estrutura em duas partes principais a fim de promover a regulagem de altura;
- Desenvolvimento de um sistema de trava com pinos ou parafusos para a regulagem de altura;
- Desenvolvimento de um sistema de recolhimento das sapatas para deslocamento da grua.

##### 4.1.1 Modelo de base

Na Figura 19 é possível ver como é a ideia da estrutura da grua e a separação da parte superior e inferior com furos para o encaixe com pinos:



Figura 19: Partes separadas da grua  
Fonte: Autor

Para a definição da altura máxima da grua é necessário levar em consideração um paciente de 2 metros de altura, somado a altura da base da esteira de 280 mm, 150 mm da talha e pelos menos 300 mm de folga para inserção de peças para estabilização. Logo, a grua precisa ter uma altura máxima de 2750 mm. E, além disso, a altura máxima do teto é de 2800 mm.

Na Figura 20, vê-se a disposição de altura mínima e máxima da grua, com intervalo de 1860 a 2750 mm de altura. Além disso, possui 1200 mm de largura e 710 mm de profundidade, que é o comprimento da base das rodas.

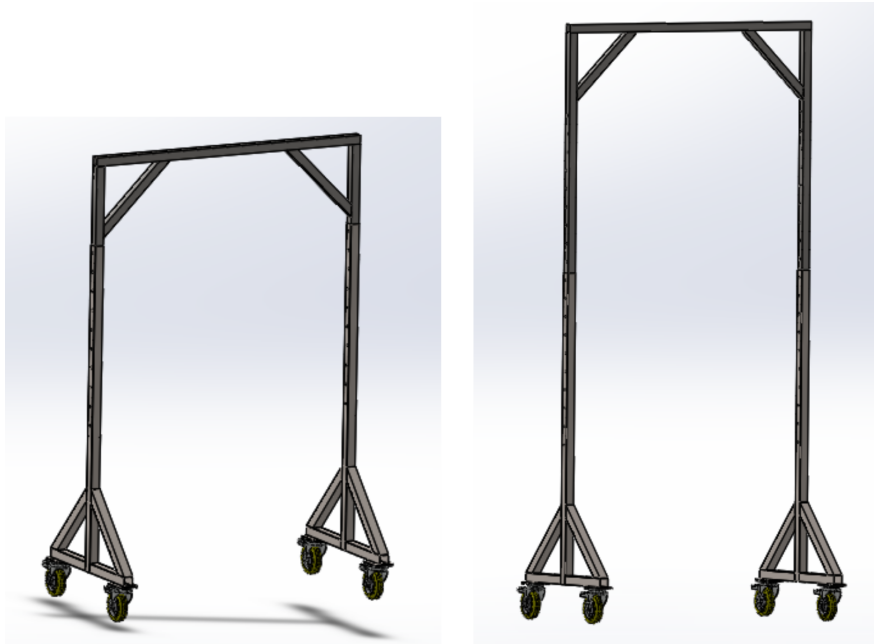


Figura 20: Alturas mínima e máxima da grua  
Fonte: Autor

Em resumo, as dimensões globais da grua são:

- Altura: 1860 mm a 2750 mm;
- Lagura: 1216 mm;
- Profundidade: 710 mm.

#### 4.1.2 Modelo de base com sapatas

Essa sapata foi desenvolvida de forma a aproveitar o espaço que a própria estrutura. A peça que faz a conexão do pé com a estrutura e presa com pino e contra-pino na estrutura. O pé da sapata possui uma barra roscada, presa na peça intermediária por uma borboleta parafuso para aperto.

Com isso, foi feita a concepção do seguinte mecanismo na Figura 21:

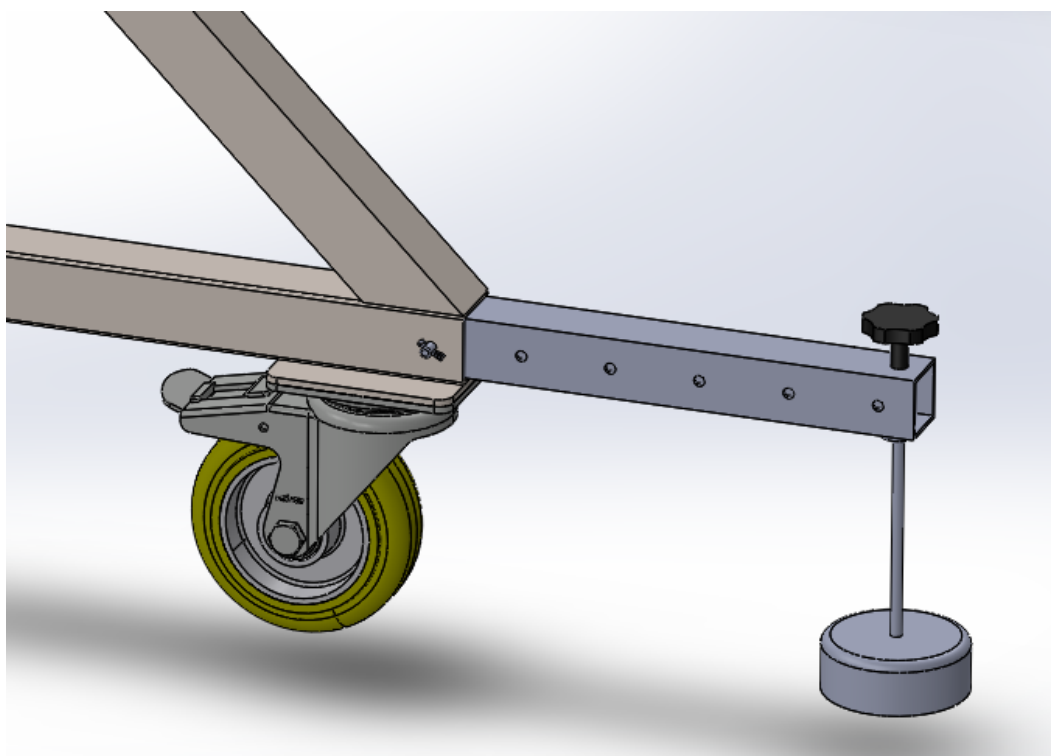


Figura 21: Mecanismo da sapata  
Fonte: Autor

Na Figura 22 essa vista permite ver os componentes separadamente:

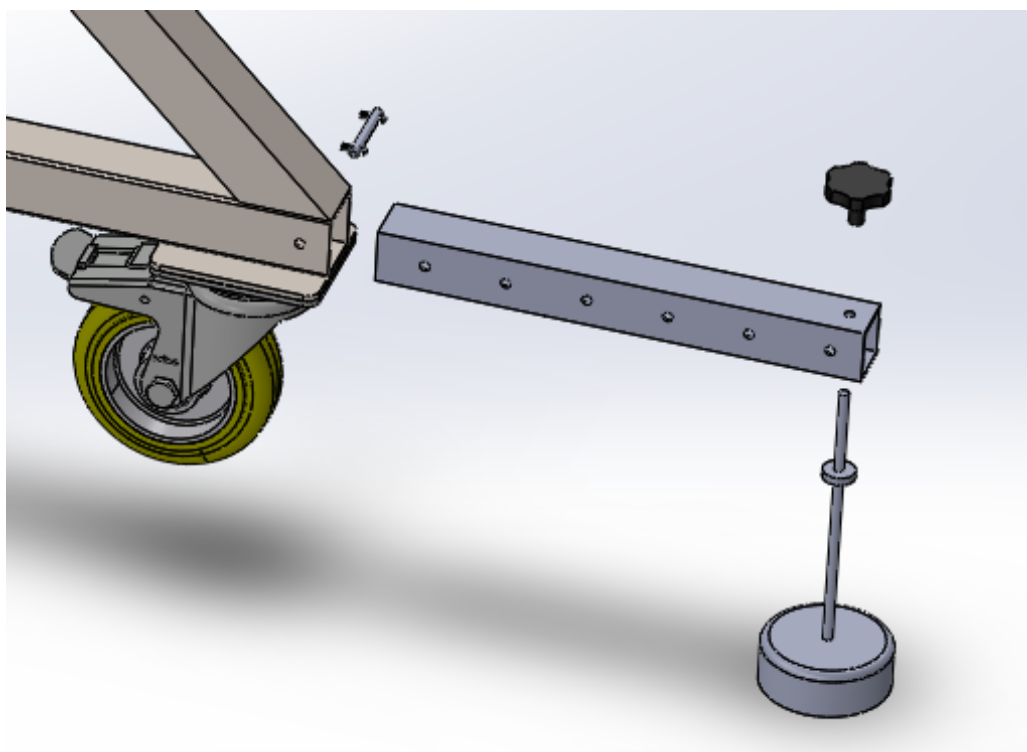


Figura 22: Sapata vista explodida  
Fonte: Autor

O tubo da sapata é guardado dentro da base da estrutura e também é preso com um pino, como é visto na Figura 23:

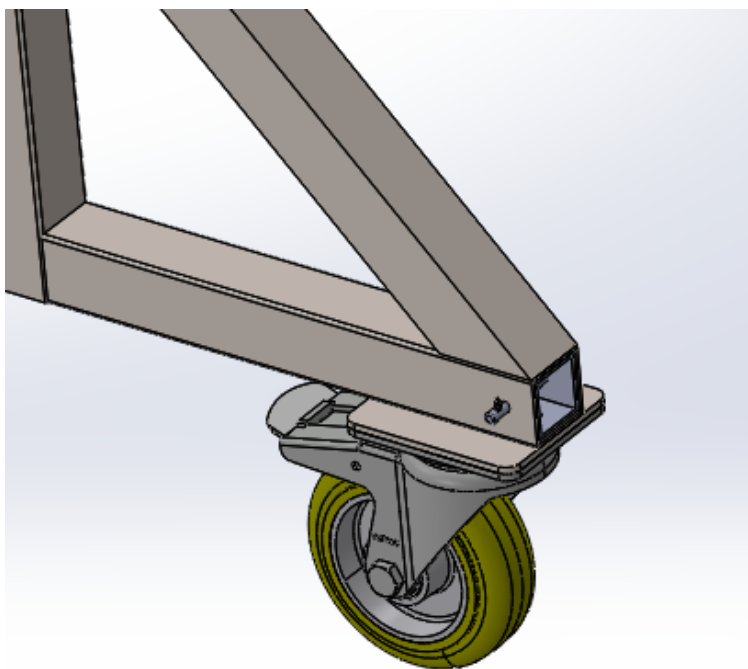


Figura 23: Sapata guardada  
Fonte: Autor

## 4.2 Seleção da talha e cálculos envolvidos

Com o conjunto de solução, ou *design*, definido, após colheita de alguns dados com a equipe a receber a máquina e algumas estimativas, em primeira instância, tem-se a seleção do conjunto de talha elétrica com o seu devido cálculo de redução representado, isso inclui a relação de suas velocidades de entrada e saída, além da potência necessária para a elevação das cargas.

As estimativas e dados estão descritos na Tabela 10:

Tabela 10: Dados para seleção da talha

Dados	Valores
Peso do paciente	2000 N
Peso dos equipamentos em suspensão	100 N
Velocidade de elevação máxima	0,25 m/s

O peso do paciente é relativo a capacidade máxima de 200 kg da esteira e o peso dos equipamentos consiste no peso de um colete de tecido e uma barra de estabilização acima da cabeça do paciente em que a massa não ultrapassará 10 kg.

A velocidade máxima foi definida de acordo com a equipe Ema, com trabalho de pessoas experientes na área de fisioterapia e recuperação de pacientes paraplégicos.

Com isso, pode-se estimar o diâmetro do cabo, o diâmetro do tambor de enrolamento



e, assim, a velocidade angular e o torque mínimo necessário para a elevação da carga.

Segundo a norma NBR 8400, pode-se estimar um diâmetro inicial de cabo através da Equação 1:

$$d_c = Q\sqrt{T} \quad (1)$$

Sendo que  $T$  é a tração máxima exercida pela carga, que seria a soma dos dois pesos descritos na tabela e  $Q$  que é um fator utilizado de acordo com o grupo em que se enquadra a máquina de elevação. Como visto na Tabela 11, supondo que a máquina trabalhe em sessões seguidas uma da outra, apenas com uma pequena pausa para a alocação do próximo paciente, determina-se a classe do cabo como V2, devido a estimativa da duração total de horas do equipamento de 8 horas diárias por 10 anos em dias úteis, totalizando 4,17 mil horas.

Tabela 11: Classe de funcionamento do mecanismo

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

Fonte: NBR 8400, 2019

E, define-se o estado de carga como 2, segundo a Tabela 12.

Tabela 12: Estado de solicitação dos mecanismos

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

Fonte: NBR 8400, 2019

Dessa forma, com a classe e o estado de carga definidos, infere-se que o cabo encontra-se no grupo 2m, segundo a Tabela 13.

Tabela 13: Grupos dos mecanismos

Estado de solicitação	Classe de funcionamento						
	V0,25	V0,5	V1	V2	V3	V4	V5
1	1Bm	1 Bm	1Bm	1Am	2m	3m	4m
2	1 Bm	1 Bm	1Am	2m	3m	4m	5m
3	1 Bm	1Am	2m	3m	4m	5m	5m

Fonte: NBR 8400, 2019

Em que  $Q$ , na NBR 8400 corresponderá a 0.300, como cabo normal, segundo a Tabela 14

Tabela 14: Valores mínimos de  $Q$ 

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

Fonte: NBR 8400, 2019

Assim, tem-se o diâmetro do cabo como  $d_c = 4,4$  mm. Para ficar mais próximo de parâmetros comerciais, utiliza-se 5 mm.

Agora, consegue-se calcular o diâmetro mínimo de enrolamento para o tambor da talha através da equação 2, disposto na NBR 8400.

$$D_e = (H_1)(H_2)(d_c) \quad (2)$$

Utilizando a Tabela 15, grupo de mecanismo 2m e cabo normal, tem-se o valor de 18 para  $H_1$  :

Tabela 15: Valores de  $H_1$ 

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

Fonte: NBR 8400, 2019

Segundo a NBR 8400,  $H_2$  equivale a 1 para tambores. Então, tem-se o valor de  $D_e = 90$  mm. Podendo arredondar o valor do  $D_e$  para um valor mais usual de 100 mm.

Assim, pode-se calcular a velocidade angular  $\omega$  e, conseqüentemente em rpm  $n$ , torque  $T_t$  e Potência  $Pot$ .

Através da equação 3, sendo  $v$  a velocidade da Tabela 10, obtém-se  $n$ .

$$\omega = \frac{(v)}{\left(\frac{D_e}{2}\right)} \quad (3)$$

Sendo, então,  $\omega = 5$  rad/s, e com a equação 3, tem-se o valor de rotação em rpm:

$$n = \frac{(\omega)(60)}{2\pi} \quad (4)$$

Tem-se que  $n = 47,7$  rpm. Utiliza-se 48 rpm.

Calcula-se, então, o torque pela equação 5, sendo P a soma dos pesos na tabela Tabela 10:

$$T_t = (P) \left(\frac{D_e}{2}\right) \quad (5)$$

Tem-se, então o torque mínimo como  $T_t = 105$  N.m.

Em seguida, tem-se a potência através da equação 6:

$$Pot = (T)(\omega) \quad (6)$$

Então, a potência mínima do motor para elevar as cargas é de  $Pot = 525$  W, sendo em *Horse-Power*; 0,7 hp.

Organizando os dados na Tabela 16:

Tabela 16: Valores para seleção de talha

Dados	Valores
$d_c$	0,005 m
$D_e$	0,100 m
$\omega$	5 rad/s
$n$	48 rpm
$Pot$	525 W (0,7 hp)

Tendo, então, as seguintes alternativas de talhas elétricas na Tabela 17:

Tabela 17: Talhas elétricas disponíveis no mercado

Valor (R\$)	Capacidade máxima de carga (kg)	Velocidade de elevação (m/s)	Endereço eletrônico
764,10	400 ou 800	0,17 ou 0,083	link Nagano
699,99	300 ou 600	0,17 ou 0,083	link Kelter Kte300
625,9	150 ou 300	0,17 ou 0,083	link tubrax TAP300-220
619,9	150 ou 300	0,17 ou 0,083	link Menegotti PRIME-V2
539,99	150 ou 300	0,17 ou 0,083	link Menegotti 40230320

As marcas Menegotti e Kelter são as mais reconhecidas no mercado pelo seu maquinário, logo, são mais confiáveis e, por estar dentro da capacidade e apresentar o valor mais baixo, a talha elétrica selecionada é a Menegotti 40230320, como visto na Figura 24 e na Tabela 18 suas especificações técnicas. Sendo que a velocidade de elevação será menor do que a estimada inicialmente.

Vale notar que a talha possui uma capacidade nominal sem polia um pouco acima da necessária de 200 kg para 300 kg, pois as talhas com carga nominal de 200 kg possuem a alternativa de 100 kg, fator que com um erro humano pode vir a causar algum problema na talha e queda do paciente.



Figura 24: Talha elétrica selecionada.  
Fonte: (link Menegotti), Acesso em: 03/02/2021

Tabela 18: Ficha técnica da talha Menegotti PRIME-V2

<b>Código</b>	40230612
<b>Modelo</b>	Prime V2
<b>Capacidade de elevação de carga</b>	300/600 kg
<b>Velocidade de elevação</b>	10 m - 5 min
<b>Altura de elevação</b>	12 m - 300 kg   6m - 600 kg
<b>Ângulo de giro</b>	180°
<b>Potência</b>	1500W
<b>Tensão</b>	220V
<b>Massa</b>	15 kg
<b>Garantia</b>	6 meses

### 4.3 Diagrama de corpo livre

Após cálculos preliminares para seleção da talha e o desenvolvimento conceitual da máquina, desenvolveu-se o seu diagrama, com a divisão em dois corpos, o primeiro onde o peso atua diretamente, a Estrutura A (parte superior) e, onde a Estrutura A fica apoiada, a Estrutura B (parte inferior).

Vale notar que a marcha do paciente gera um deslocamento do tronco, que resulta em uma força resultante na direção x, como é visto na Figura 25:

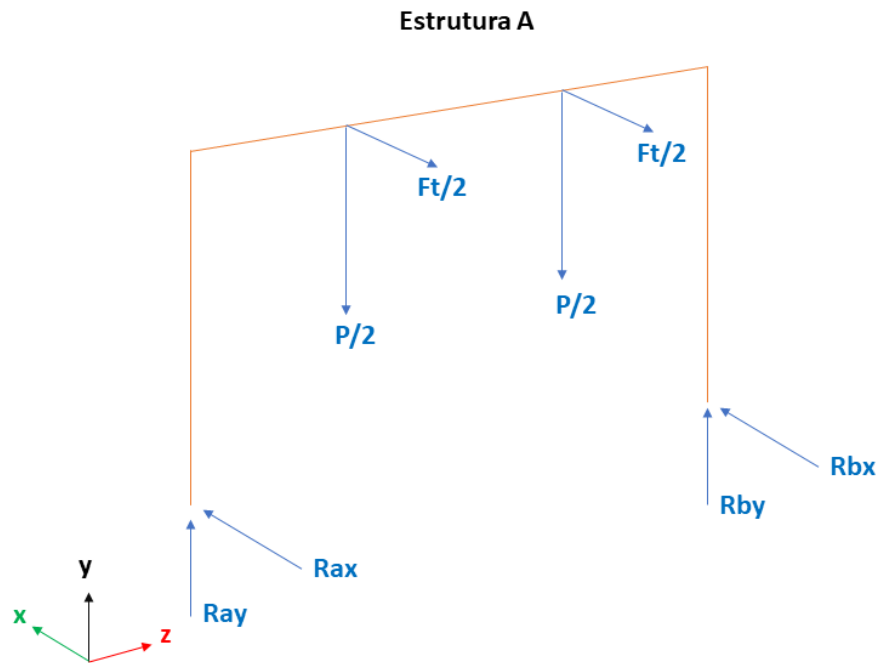


Figura 25: DCL Estrutura A  
Fonte: Autor

Descrição das forças e reações na Estrutura A:

- $P$  é a soma do peso do paciente e dos equipamentos;
- $Ft$  é a força gerada pela movimentação do tronco do paciente;
- $Rax$  é a reação na direção  $x$  no pino  $a$ ;
- $Ray$  é a reação na direção  $y$  no pino  $a$ ;
- $Rbx$  é a reação na direção  $x$  no pino  $b$ ;
- $Rby$  é a reação na direção  $y$  no pino  $b$ ;

Em seguida, a Estrutura B, a qual suporta a Estrutura A, na Figura 26:

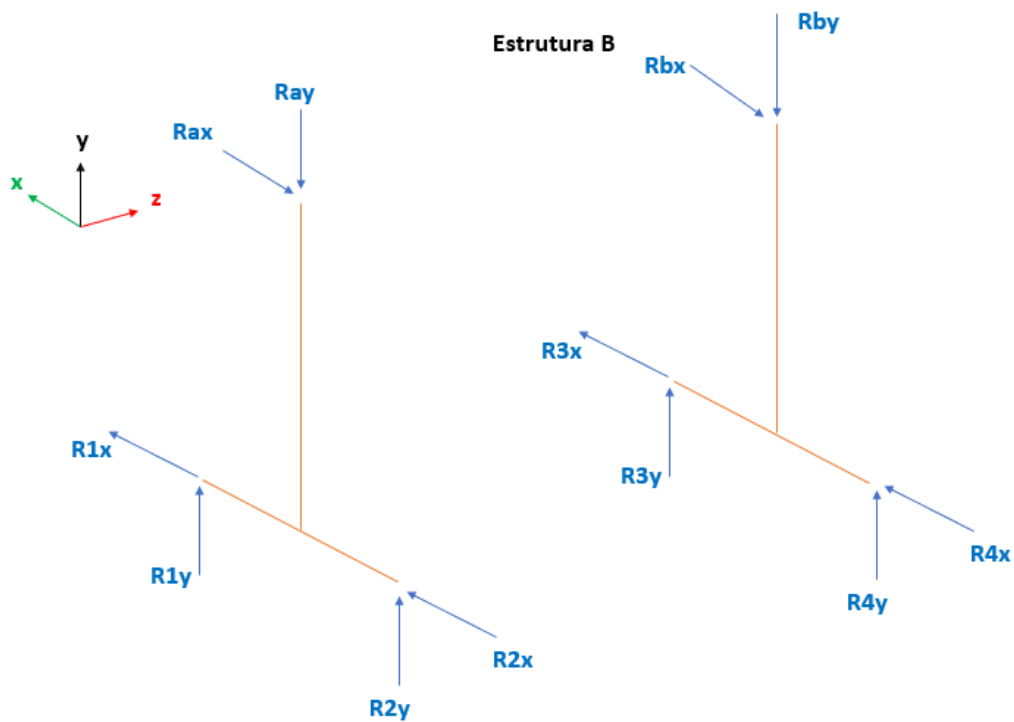


Figura 26: DCL Estrutura B  
Fonte: Autor

Descrição das reações na Estrutura B:

- $R_{1x}$ ,  $R_{2x}$ ,  $R_{3x}$ ,  $R_{4x}$  são as reações na direção  $x$  em cada uma das 4 rodas;
- $R_{1y}$ ,  $R_{2y}$ ,  $R_{3y}$ ,  $R_{4y}$  são as reações na direção  $y$  em cada uma das 4 rodas.

E, por último, já com as sapatas posicionadas, o diagrama pode ser visto na Figura 27:

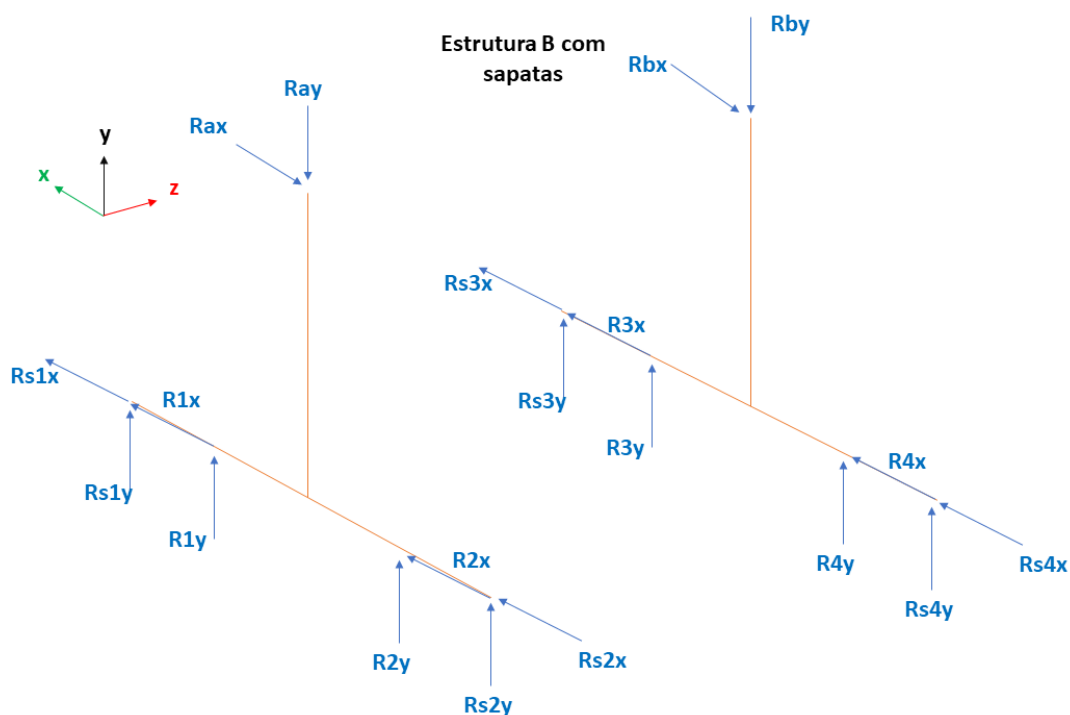


Figura 27: DCL Estrutura B com sapatas  
Fonte: Autor

Descrição das reações na Estrutura B com as sapatas colocadas:

- $R_{s1x}$ ,  $R_{s2x}$ ,  $R_{s3x}$  e  $R_{s4x}$  são as reações na direção x em cada uma das sapatas;
- $R_{s1y}$  e  $R_{s2y}$ ,  $R_{s3y}$  e  $R_{s4y}$  são as reações na direção y em cada uma das sapatas.

## 4.4 ANÁLISE DE ESTABILIDADE E ESFORÇOS SOBRE A ESTRUTURA

### 4.4.1 Estabilidade da estrutura

Há duas formas que pode-se verificar a resistência da grua quanto ao movimento de tombamento. Uma forma é a verificação da força  $F_t$  necessária para fazer a estrutura girar em torno do apoio  $R_2$  e  $R_4$ , sem utilizar as sapatas, e em torno de  $R_{s2}$  e  $R_{s4}$ , caso se utilize as sapatas. E, a outra forma é o deslocamento do centro de massa com relação aos apoios citados anteriormente, que pode ocorrer por utilização da grua em terreno inclinado ou mudança do centro de gravidade devido ao balanço do paciente em uma queda.



#### 4.4.1.1 Tombamento devido a força aplicada

Para esta análise, foi feita uma esquemática segundo a Figura 28, de acordo com as primeiras dimensões estipuladas:

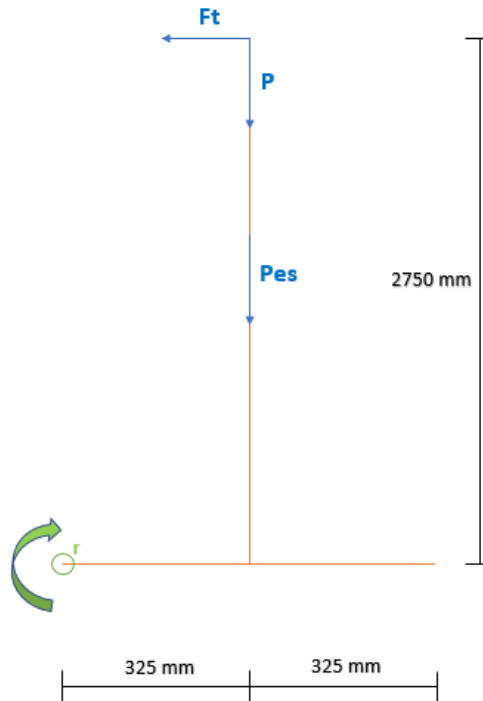


Figura 28: Esquemático para cálculo da força  $F_t$

Fonte: Autor

Vale notar que a grua foi colocada em apenas duas dimensões pois o tombamento será um risco apenas na direção em que é feita a marcha, a qual é a direção da força  $F_t$ . Vale notar que na extremidade oposta ao ponto  $r$  não é colocada uma força de reação, pois a medida em que é aplicada uma força  $F_t$  maior, essa extremidade fica em eminência de descolamento sem sapata, que é o caso representado no esquema Figura 28.

Representando o somatório de momentos com relação ao ponto  $r$ , tem-se:

$$\Sigma M_r = 0 \quad (7)$$

Sendo  $P_{es}$  o peso estimado de 600 N da estrutura com a talha com base no projeto da UFRN (Bezerra et al). E  $P$ , sendo 2000N Tem-se a Equação 8 de somatório de momentos em torno do ponto  $r$ :

$$(F_t)(2.75) - (P)(0.325) - (P_{es})(0.325) = 0 \quad (8)$$

Dessa forma, a força de  $F_t$  necessária para tombar a grua corresponde a 307,3 N.

No caso da utilização das sapatas tem-se um aumento da distância da aplicação das forças peso em relação ao ponto  $r$ , como visto na Figura 29:

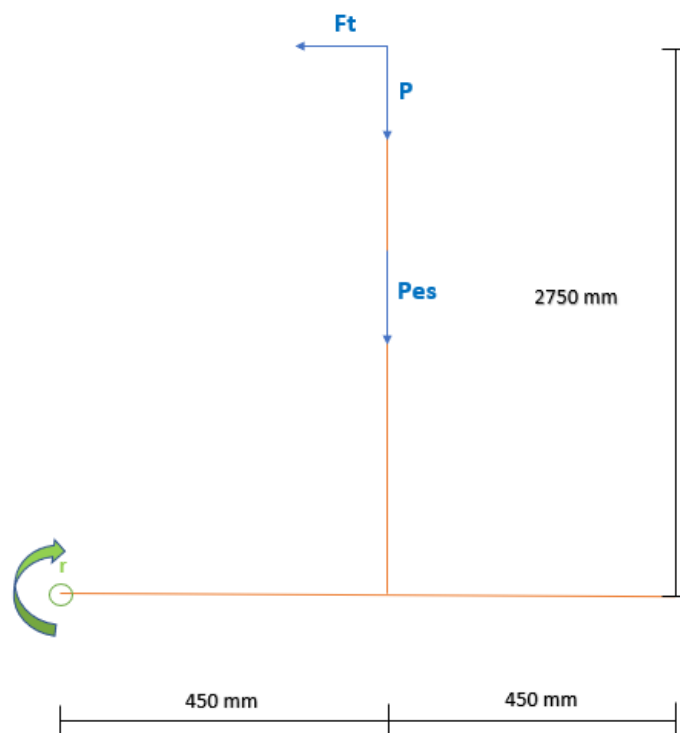


Figura 29: Esquemático para cálculo da força  $F_t$  com sapata

Fonte: Autor

Com isso a nova  $F_t$  corresponde a 425,5 N, o que equivale a uma necessidade de aumento de 38% da força para o tombamento da estrutura.

Agora, o próximo passo a ser demonstrado é a maior força possível a ser gerada pelo deslocamento do paciente em queda, com o fim de comparação com as forças  $F_t$  calculadas. Esse caso ocorre no momento em que o paciente é acelerado pela esteira. O tempo de aceleração da esteira de 0 a 0,3 m/s considerado é de 0,5 m/s<sup>2</sup>.

Há uma variação de momento linear devido a mudança de velocidade do paciente, gerando um impulso calculado pela Equação 9:

$$I = \Delta Q_m \quad (9)$$

Em  $Q_m$  é a quantidade de movimento e  $I$  o impulso. Em que existe um momento linear inicial com velocidade inicial igual a zero e um momento linear final como visto na Equação 11:

$$\vec{I} = Q_{mf} - Q_{mi} \quad (10)$$

$$\vec{I} = m(\vec{v}_f) - m(\vec{v}_i) \quad (11)$$

Como  $v_i = 0$ , tem-se:

$$I = m(v_f) \quad (12)$$

Sendo  $m = 200$  kg e  $v_f = 0,3$  m/s, tem-se  $I = 60 \frac{\text{kg.m}}{\text{s}}$ .

Com a equação de impulso devido a aplicação da sua força geradora  $F_i$  em um determinado intervalo de tempo, tem-se:

$$\vec{I} = \vec{F}_i(\Delta t) \quad (13)$$

Sendo  $\Delta t = 0,5$  s tem-se  $F_i = 120$  N. A variação de tempo de 0,5 segundos corresponde ao tempo estimado entre o acionamento do motor da esteira até atingir a velocidade máxima de 0,3 m/s.

A força  $F_t$  que gera o tombamento da estrutura é justamente  $F_i$  gerada pela variação de momento linear. Nota-se que  $F_i$  é 39% do valor necessário para tombamento sem sapatas e 28% com as sapatas.

Para o tombamento em uma situação de queda do paciente, seria necessário uma variação de velocidade de 0 a 0,71 m/s sem as sapatas e de 0 a 1 m/s com as sapatas, dentro do mesmo intervalo de 0,5 segundos.

#### 4.4.1.2 Tombamento devido a deslocamento do centro de massa

Para conferir esse tipo de tombamento é necessário analisar se o centro de massa ultrapassa a posição do último apoio disponível. Então, será necessário calcular o centro de massa da estrutura e do paciente em uma possível queda.

Em primeira instância, seria necessário o corpo do paciente ultrapassar o último ponto de apoio, por isso, será calculado o ângulo de inclinação em uma possível queda para avaliar essa questão. O ângulo  $\theta$  a ser calculado é visto na Figura 30:

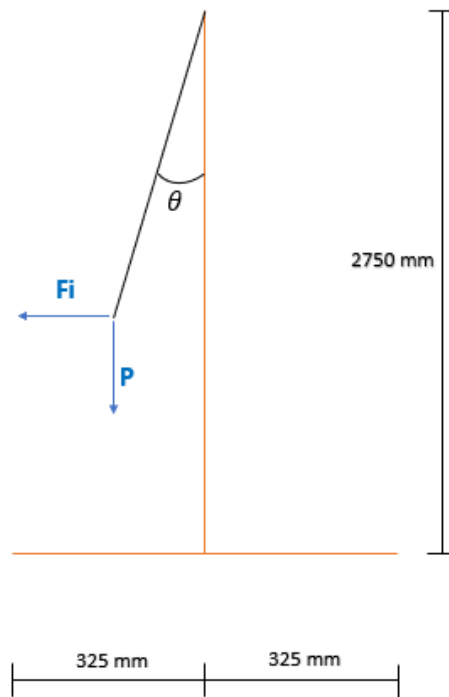


Figura 30: Ângulo de inclinação do cabo de aço  
Fonte: Autor

Para encontrar o valor do ângulo  $\theta$  será utilizada uma relação de cosseno a partir da variação de altura gerada pelo pêndulo na queda do paciente, como visto na Figura 31:

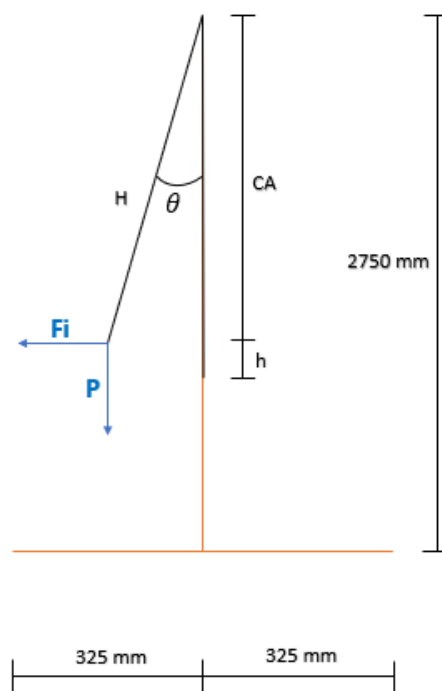


Figura 31: Ângulo de inclinação e variação de altura  $h$   
Fonte: Autor

$H$  é a hipotenusa do triângulo retângulo formado e  $CA$  seu cateto adjacente. Para en-

contrar o valor de  $h$  e, posteriormente, o ângulo  $\theta$  é definido um comprimento do cabo de aço máximo de 2 metros e a utilização do balanço de energia potencial gravitacional com energia cinética como visto na Equação 14:

$$\vec{E}_c = E_{pg} \quad (14)$$

A qual torna-se:

$$\frac{(m)(\vec{v})}{2} = (m)(\vec{g})(h) \quad (15)$$

Para o cálculo de  $h$ , tem-se:

$$h = \frac{v^2}{2g} \quad (16)$$

Com velocidade  $v = 0,3$  m/s e  $g = 9,8$  m/s<sup>2</sup> tem-se  $h = 0,0046$  m ou 4,6 mm.

Dessa forma, é possível obter o valo de CA:

$$CA = H - h \quad (17)$$

Logo,  $CA = 1,9954$  m. Isso, considerando um valor de  $H$  de 2 metros, que seria atingido apenas por uma pessoa com menos de 1 metro de altura. E, com a relação de arccosseno, encontra-se um ângulo  $\theta = 4^\circ$  e um deslocamento com relação ao centro da estrutura de 0,14 m ou 140 mm, insuficiente para gerar o tombamento pois não chega nem próximo de ultrapassar o apoio a 325 mm do centro da estrutura.

No entanto, aqui também será avaliado o cenário crítico, com a velocidade necessária para gerar o tombamento. Para isso, é necessário estipular o centro de massa do paciente no qual a soma com o centro de massa da estrutura atinja uma posição logo acima do apoio.

Calcula-se, então o centro de massa da estrutura com base no perfil quadrado de 60mm e 1,5 mm de espessura.

Para isso, nomeia-se as barras da estrutura em vista lateral na Figura 32

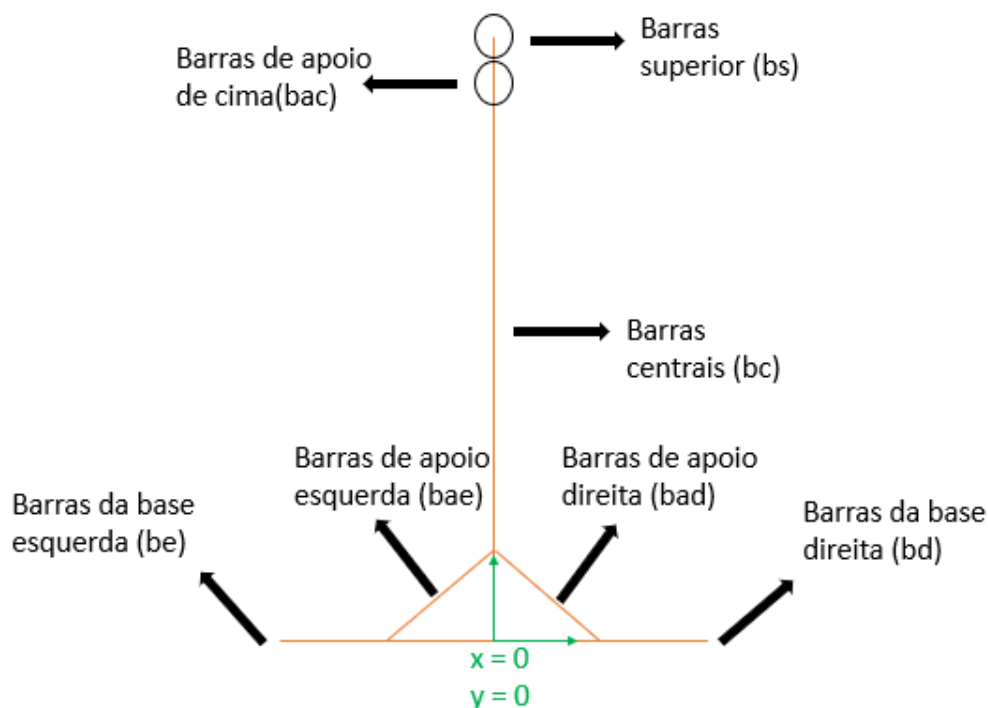


Figura 32: Indicação das barras na estrutura

Fonte: Autor

Agora, serão listadas as posições dos centros geométricos de cada barra com relação a origem ( $x = 0$ ,  $y = 0$ ) na Tabela 19:

Tabela 19: Informações para cálculo de centro de massa da grua

Componente	x (m)	y (m)	massa (kg)	Quantidade
bs	0	2,72	2,2	1
bac	0	2,6	0,71	2
bc	0	1,375	5	2
bae	-0,168	0,168	0,72	2
bad	0,168	0,168	0,72	2
be	-0,655	0	1,2	2
bd	0,655	0	1,2	2
talha	0	2,6	11,5	1

A massa de cada uma das barras foi calculada com base em um perfil quadrado de  $L = 60$  mm com  $e = 1,5$  mm de espessura e uma equação fornecida pelos dados técnicos da Aladim Metais (link Aladim Metais, Acesso em: 10/02/2021):

$$\frac{Massa}{comprimento} = 0,0246615(1,27L - e) \frac{kg}{m} \quad (18)$$

Com isso, tem-se uma relação de  $1,84 \frac{kg}{m}$ .

As fórmulas para o cálculo do centro de massa são a Equação 22 e Equação 20:

$$X_{cm} = \sum_{i=1}^n \frac{x_i m_i + \dots + x_n m_n}{m_i + \dots + m_n} \quad (19)$$

$$Y_{cm} = \sum_{i=1}^n \frac{y_i m_i + \dots + y_n m_n}{m_i + \dots + m_n} \quad (20)$$

Aplicando a Equação 22 e a Equação 20 para o caso da Tabela 19:

$$X_{cm} = \frac{x_{bae}m_{bae} + x_{bad}m_{bad} + x_{be}m_{be} + x_{bd}m_{bd}}{m_{bs} + (2)m_{bac} + (2)m_{bc} + m_{bae} + m_{bad} + m_{be} + m_{bd}} \quad (21)$$

$$Y_{cm} = \frac{y_{bs}m_{bs} + (2)y_{bac}m_{bac} + (2)y_{bc}m_{bc} + y_{bae}m_{bae} + y_{bad}m_{bad} + y_{talha}m_{talha}}{m_{bs} + (2)m_{bac} + (2)m_{bc} + m_{be} + m_{bd} + m_{bae} + m_{bad} + m_{talha}} \quad (22)$$

Tem-se, então o valor de  $X_{cm} = 0$  m e  $Y_{cm} = 1,64$  m.

Para ocorrer o tombamento da estrutura por deslocamento do centro de massa, é necessário que o conjunto do centro de massa paciente-estrutura passe pelo último ponto de apoio com  $x = -0,655$ , então, será utilizada a seguinte equação para encontrar o valor do  $x_{cm}$  do paciente. levando em conta a massa de 200 kg.

$$-0,655 = \frac{x_{estrutura}m_{estrutura} + x_{paciente}m_{paciente}}{m_{estrutura} + m_{paciente}} \quad (23)$$

Isolando o  $x_{paciente}$  e com o valor total massa da estrutura de 37 kg, tem-se:

$$x_{paciente} = \frac{(-0,655)(m_{estrutura} + m_{paciente}) - x_{estrutura}m_{estrutura}}{m_{paciente}} \quad (24)$$

Assim, o valor do  $x_{cm}$  do paciente é de  $x_{paciente} = -0,77$  m. Utilizando as mesmas equações, Equação 16 e Equação 17, calcula-se uma velocidade para o deslocamento do centro de massa do paciente de  $v = 1,77$  m/s, aproximadamente 6,38 km/h.

## 4.5 NBR 8400 APLICADA A ESTRUTURA

Há 3 características previstas por norma que devem ser definidas para um bom projeto de uma máquina de elevação e transporte:

1. Classe de utilização;
2. Estado de carga;

## 3. Estado de tensão de um elemento.

A classe de utilização é definida pelos ciclos de levantamento da máquina, como visto na Tabela 20, em que a classe escolhida é a C pela máquina ser utilizada durante todo o dia em vários pacientes em seguida.

Tabela 20: Classe de utilização

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

Fonte: NBR 8400, 2019

Na Tabela 21, o estado de carga é definido pela frequência e fração da carga de levantamento. Devido a boa parte dos pacientes possuírem os músculos atrofiados devido a falta ou a baixa resposta do sistema nervoso para membros inferiores, será considerada a média de massa do homem brasileiro, cerca de 70 kg. Juntamente com a massa do exoesqueleto e acessórios, o estado da carga é médio, equivalente ao número 2.

Tabela 21: Estados de cargas

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

Fonte: NBR 8400, 2019

Com a definição do estado de carga e a classe de utilização do equipamento, é definido o grupo 5, visto na Tabela 22. O qual é utilizado para a ponderação correta das solicitações durante o cálculo de majoração.



Tabela 22: Classificação dos equipamentos em grupos

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

Fonte: NBR 8400, 2019

### 4.5.1 Solicitações

Após a configuração geral do equipamento, são listadas todas as solicitações que podem estar envolvidas no projeto:

- Solicitações principais
  - Peso dos elementos -  $S_G$
  - Carga de serviço -  $S_L$
- Solicitações verticais e horizontais -  $S_H$ 
  - Levantamento brusco e impacto da carga
  - Efeitos de inércia
  - Força centrífuga
  - Reações transversais
  - Efeitos de choque
- Solicitações por efeitos climáticas
  - Vento
  - Temperatura
  - Solicitações diversas
    - \* 3000 N para acessos e passadiços destinados a manutenção
    - \* 1500 N para acessos e passadiços destinados a passagem de pessoas
    - \* 300 N de esforço horizontal nos guarda-copos e corrimãos

Agora, há a necessidade de definição dos casos de solicitação para saber o ideal a ser utilizado no trabalho. Têm-se 3 casos de solicitação de serviço:

- caso I - serviço normal sem vento;
- caso II - serviço normal com vento limite de serviço;
- caso III - solicitações excepcionais

O caso do presente projeto é o I, o qual utiliza-se da equação:

$$S_T = M_x(S_G + \psi S_L + S_H) \quad (25)$$

O  $S_T$  corresponde a solicitação total a ser utilizada na análise das tensões sobre o equipamento, nesse caso I os efeitos de choque são desconsiderados em  $S_H$ . Pois, nenhum dos efeitos de  $S_H$  ocorrem nesse projeto.

A carga de serviço definida no início deste trabalho é  $S_G = 2000\text{N}$  e a carga dos elementos se soma o peso da talha elétrica, a qual corresponde a  $S_L = 115\text{ N}$ .

Já o  $\psi$ , corresponde ao coeficiente dinâmico e  $M_x$  o coeficiente de majoração.

O coeficiente dinâmico é o responsável por caracterizar as oscilações provocadas pelo levantamento ou abaixamento brusco da carga e é escolhido conforme o tipo de equipamento e a faixa de velocidade de elevação da carga e, como visto na figura Tabela 23, o coeficiente dinâmico é  $\psi = 1,15$ ; por conta da condição de velocidade máxima de  $0,25\text{ m/s}$  citada no capítulo de introdução.

Tabela 23: Valores do coeficiente dinâmico

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

Fonte: NBR 8400, 2019

E, o coeficiente de majoração, como induz seu próprio significado de majorar, ou seja, aumentar os valores das cargas solicitantes a fim de prevenir eventuais erros humanos na definição das solicitações e gerar uma margem de segurança das próprias cargas.

O valor do coeficiente de majoração é obtido através do grupo em que o equipamento é designado e, como visto na Tabela 24, por ser do grupo 5 o coeficiente de majoração do projeto é  $M_x = 1,12$ .

Tabela 24: Coeficientes de majoração para equipamentos industriais

<b>Grupos</b>	1	2	3	4	5	6
$M_x$	1	1	1	1,06	1,12	1,20

Fonte: NBR 8400, 2019

Tem-se, então, pela Equação 25 que  $S_T = 2388,12$  N.

## 4.5.2 Tensões

A fim de examinar as tensões nos elementos da estrutura e junções para verificar a existência de um coeficiente de segurança páreo para as tensões críticas, desenvolve-se um método de cálculo na norma NBR 8400, o qual leva em consideração as seguintes possíveis causas de falha:

- ultrapassar o limite de escoamento;
- ultrapassar as cargas críticas de flambagem;
- ultrapassar o limite de resistência a fadiga.

Primeiramente, deve-se obter a tensão admissível, tendo duas alternativas. Para aços com  $\sigma_e/\sigma_r > 0,7$ , tem-se a equação abaixo:

$$\sigma_a = \frac{\sigma_e + \sigma_r}{\sigma_{e52} + \sigma_{r52}} \sigma_{a52} \quad (26)$$

$\sigma_{a52}$  é definido pela Tabela 25 e  $\sigma_{e52}$  e  $\sigma_{r52}$  correspondem a 52 daN/mm<sup>2</sup> segundo a norma.

Caso a relação entre o limite de escoamento e ruptura do material seja menor que 0,7 deve-se utilizar a relação de acordo com o caso de solitação, conforme visto na Tabela 25.

Tabela 25: Tensões admissíveis à tração (ou compressão) simples

<b>Casos de solitação</b>	Caso I	Caso II	Caso III
<b>Tensão admissível</b>	$\sigma_e/1,5$	$\sigma_e/1,33$	$\sigma_e/1,1$
$\sigma_a$			

Fonte: NBR 8400, 2019

Como o material a ser utilizado é o aço AISI 1020, pela sua excelente soldabilidade e disponibilidade no mercado sua relação de tensão de escoamento e ruptura é maior que 0,7; logo, será utilizada a Equação 26, sendo  $\sigma_e = 330$  MPa e  $\sigma_r = 450$  MPa, segundo LGSTEEL (link lgsteel), Acesso em 11/03/2021. Então, tem-se que  $\sigma_a = 165$  MPa.

Utilizando a equação Equação 27, obtém-se o fator de segurança com relação a resistência ao escoamento:

$$FS_{esc} = \frac{\sigma_e}{\sigma_a} \quad (27)$$

Tem-se, então,  $FS_{esc} = 2$ . E, além disso, com base na tabela 1-3 do livro NORTON, Projeto de Máquinas o fator de segurança do projeto também é 2, pois se enquadra nas 3 qualidades respectivas a pontuação 2. As quais são: Dados representativos de testes do material estão disponíveis, condição ambiente essencialmente igual ao ambiente de um laboratório comum e os modelos analíticos representam precisamente o sistema.

## 4.6 NBR 8400 APLICADA AOS FUROS, PARAFUSOS E PINOS DA ESTRUTURA

A estrutura tem apenas dois tipos de parafuso e um tipo de pino (a talha selecionada já possui seus respectivos parafusos):

- Parafuso de conexão da parte superior e inferior(atua apenas cisalhamento puro);
- Parafuso que prende as rodas na estrutura(atua compressão e tração);
- Pino que restringe o deslocamento da sapata(atua apenas cisalhamento puro).

Em rebites e pinos em que houver cisalhamento puro, a tensão admissível ao cisalhamento é dada por:

$$\tau_a = \frac{\sigma_a}{\sqrt{3}} \quad (28)$$

Levando em consideração o mesmo material da estrutura, aço 1020 e a tensão admissível de 165 MPa, a tensão de cisalhamento admissível é  $\tau_a = 95,26$  MPa.

A pressão diametral na parede dos furos deve seguir a relação abaixo para cisalhamento simples:

$$P_d \leq 1,5\sigma_a \quad (29)$$

Com isso, tem-se  $P_d \leq 247,5$  MPa.

Agora serão tratadas as tensões em parafusos. Em tração, no fundo do filete não deverá ultrapassar a relação:

$$\sigma = 0,65\sigma_a \quad (30)$$

Ou seja,  $\sigma = 107,25$  MPa.

No caso dos parafusos trabalhando a cisalhamento, na seção de parte não rosqueada não deve ultrapassar os valores determinados na equação Equação 28.

No caso de pressão diametral a Equação 29 pode ser utilizada.

## 4.7 NBR 8400 APLICADA AOS CORDÕES DE SOLDA

Para as juntas soldadas, no caso de compressão ou tração a tensão sobre o cordão não deve-se ultrapassar a descrição da Figura 8 ou da equação (8).

No caso de cisalhamento da solda a tensão admissível é de acordo com a seguinte equação:

$$\tau_a = \frac{\sigma_a}{\sqrt{2}} \quad (31)$$

Tem-se, então,  $\tau_a = 116,67$  MPa.

No caso de tensões transversais no cordão de solda, deve-se utilizar as informações na Tabela 26:

Tabela 26: Tensões de comparação máximas admissíveis em cordões de solda

Tensão de ruptura aço daN/mm <sup>2</sup>	37			42			52		
	I	II	III	I	II	III	I	II	III
Tensões de comparação longitudinais para qualquer tipo de cordão de solda	16,0	18,0	21,5	17,5	19,5	24,0	24,0	27,0	32,5
Tensões transversais em tração:	16,0	18,0	21,5	17,5	19,5	24,0	24,0	27,0	32,5
a) solda topo a topo e solda em K	14,0	15,8	18,5	15,3	17,0	21,0	21,0	23,6	28,5
b) solda em K, qualidade comum	11,3	12,7	15,2	12,4	13,8	17,0	17,0	19,1	24,0
c) solda em ângulo	11,3	12,7	15,2	12,4	13,8	17,0	17,0	19,1	24,0
Tensões transversais em compressão:	16,0	18,0	21,5	17,5	19,5	24,0	24,0	27,0	32,5
a) solda topo a topo e solda em K	13,0	14,6	17,5	14,2	15,8	19,5	19,5	22,0	26,5
b) solda em ângulo	13,0	14,6	17,5	14,2	15,8	19,5	19,5	22,0	26,5
Cisalhamento em todos os tipos de solda	11,3	12,7	15,2	12,4	13,8	17,0	17,0	19,1	24,0

Fonte: NBR 8400, 2019

Por se tratarem de processos mais complexos, a falha por flambagem e falha por fadiga devem ser analisadas por meio de cálculos das literaturas disponíveis especializadas.

As regras de cálculo relativas a segurança de estruturas dos equipamentos contra o escoamento, instabilidade e ruptura a fadiga não fornecem segurança contra ruptura frágil, para isso, deve-se escolher o tipo adequado de aço em função dessa ruptura.

Para isso, serão trabalhadas 3 influências em que a soma de todas elas irá corresponder a um determinado grupo de qualidade de aço.

Na primeira influência têm-se 3 casos. O caso I tem-se a combinação de tensões devido ao peso próprio e tensões devido a carga, apenas se:

$$\sigma_G \geq 0,5\sigma_a \quad (32)$$

e, não há cordão de solda ou somente um transversal  $\sigma_G \geq 82,5$  MPa.

Em sequência, têm-se as influências:

$$Z_a = \frac{\sigma_G}{0,5\sigma_a} \quad (33)$$

No caso II, sendo o cordão de solda longitudinal, tem-se:

$$Z_a = \frac{\sigma_G}{0,5\sigma_a} \quad (34)$$

No caso III, quando há cruzamento dos cordões de solda, tem-se:

$$Z_a = \frac{\sigma_G}{0,5\sigma_a} + 1 \quad (35)$$

No caso da grua, tem-se soldas transversais e longitudinais, portanto a Equação 33 e Equação 34 serão utilizadas. Sendo  $Z_{a1} = 0,25$  e  $Z_{a2} = 0,25$ .

Para a segunda influência tem-se a relação de espessura da peça. Entre 5 mm menor ou igual e  $< 20$  mm , tem-se:

$$Z_b = \frac{9}{2500}e^2 \quad (36)$$

Com  $e = 1,5$  mm, tem-se  $Z_b = 0,018225$ .

A influência de temperatura é utilizada apenas para temperaturas negativas, que não é o caso:

$$Z_c = 0,4 \quad (37)$$

Antes da soma total das influências, deve-se levar em consideração os seguintes fatores:

- aços efervescentes no grupo I apenas podem ser utilizados em peças de estruturas principais, no caso de perfis laminados, até espessura de 6 mm;
- elementos de construção com espessura maior que 50 mm somente podem ser utilizados em estruturas principais soldadas apenas se o fabricante tiver grande experiência em soldagem de chapas grossas;
- caso uma peça foi dobrada a frio e a razão entre o raio e a espessura da chapa for  $< 10$ , deve-se utilizar o aço na qualidade adequada para o dobramento.

Agora, pode-se somar as influências:

$$\Sigma Z = Z_a + Z_b + Z_c \quad (38)$$

Tem-se  $\Sigma Z = 0,29$ .

Com isso, define-se o grupo de qualidade do aço na Tabela 27:

Tabela 27: Classificação dos grupos de qualidade em função da soma dos índices de avaliação

<b>Soma dos índices de avaliação</b> $\Sigma = Z_a + Z_b + Z_c$	<b>Grupo de qualidade</b>
$\leq 1$	1
$\leq 4$	2
$\leq 8$	3
$\leq 10$	4

Fonte: NBR 8400, 2019

E, finalmente, o grupo de qualidade a qual o aço se encaixe está no 1.

Após definido o grupo de qualidade de aço para ruptura frágil, pode-se selecionar um tipo de aço específico pela Tabela 28 e a sua continuação na Tabela 29.

Tabela 28: Grupos de qualidade dos aços

Grupo de qualidade	Resiliência (daNm/cm <sup>2</sup> )	Temperaturas de teste (°C)	Designação do aço	
			Tipo	Norma
1	-	-	CG-26 A-36 RSt 37-1 RSt 42-1	NBR 6648 ASTM DIN DIN
2	3,5	+20	CG-24 CG-26 Tipo II A-283 C/D A-36 A-440 RSt 37-2 RSt 42-2	NBR 6648 NBR 6648 NBR 5008 ASTM ASTM ASTM DIN DIN

Fonte: NBR 8400, 2019

Tabela 29: Continuação grupos de qualidade de aços

Grupo de qualidade	Resiliência (daNm/cm <sup>2</sup> )	Temperaturas de teste (°C)	Designação do aço	
			Tipo	Norma
3	3,5	0	CG-26 Tipo II A-284 D A-36 A-441 St 37-3u St 42-3u St 52-3u	NBR 6648 NBR 5008 ASTM ASTM ASTM DIN DIN DIN
4	3,5	-20	BM-19 BT-21 Tipo II A-285-B A-516-55 A-441 St 37-3N St 42-3N St 52-3N	NBR 5006 NBR 5001 NBR 5008 ASTM ASTM ASTM DIN DIN DIN

Fonte: NBR 8400, 2019

Define-se, então, com base no aço A36 o aço 1020 por possuírem características extremamente semelhantes.

## 4.8 NORMA REGULAMENTADORA NR 11

Essa é a norma regulamentadora que define os requisitos de segurança a serem observados nos locais de trabalho, no que se refere ao transporte, à movimentação, à armazenagem e ao



manuseio de materiais. Deve-se ter uma constância nos treinamentos para a utilização do equipamento além do plano de manutenção preventiva.

As inspeções periódicas devem ser feitas com especial atenção à verificação da sustentação da estrutura da grua, lubrificação e ajuste dos freios.

Dos pontos críticos de inspeção tem-se:

- Dispositivos para evitar que a carga entre em contato com o equipamento;
- Freios para os controles dos acessórios de içar;
- Ganchos com travas para que o olhal ou laço do cabo não escorregue.

O operador do equipamento deverá ter treinamento específico para a utilização do equipamento.

Como cuidados adicionais citados pela NR 11, no caso do presente trabalho vê-se importante:

- A utilização de um assento confortável para o paciente;
- Controles de fácil alcance e entendimento;
- Extintor de incêndio;
- Identificação do limite de carga a ser transportada.

Com isso, termina-se a revisão referentes as normas utilizadas no atual projeto.

## 4.9 ANÁLISE DE TENSÕES E FLAMBAGEM DA ESTRUTURA E SELEÇÃO DOS TUBOS

Há 3 fenômenos de falha mecânica a serem avaliados para a escolha da melhor geometria de seção de tubo: flambagem, cisalhamento e flexão.

Como dados de entrada para os cálculos, foram utilizados os catálogos de tubo quadrado e tubo circular da GRAVIA, lojas 2020. No projeto da UFRN foi utilizado uma medida de 60 mm para tubo quadrado, porém, a carga máxima deste projeto é 2,5 vezes maior, então será utilizado o próximo perfil disponível de 80 mm com 1,5 mm de espessura e, também será feita uma análise para o tubo redondo de 88,9 mm e 1,5 mm de espessura.

Além disso, a análise será dividida para os dois elementos críticos para os fenômenos: as colunas(barra central) e a viga(barra superior). Sendo que no caso das colunas, têm-se a coluna superior e a inferior, a qual será utilizado o tamanho de 100m de lado e 1,5mm de espessura (tubo quadrado) enquanto no outro é de 101,6 mm e 1,5 mm (tubo redondo).

### 4.9.1 VIGA

No caso da viga, a qual é referida como barra superior na Figura 32, sofre apenas flexão e cisalhamento devido a esforço cortante.

#### 4.9.1.1 Análise de flexão

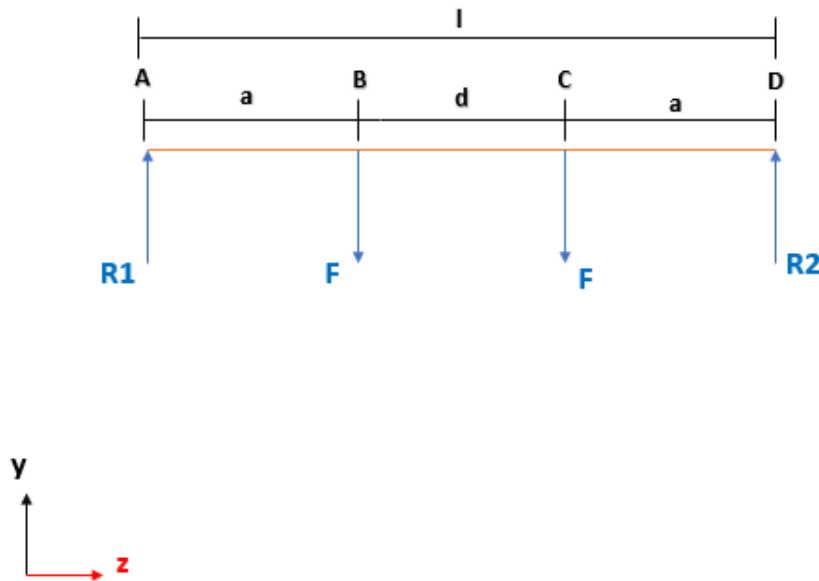


Figura 33: DCL para análise de flexão com os respectivos segmentos  
Fonte: Autor

Com base na Figura 33, calcula-se os momentos flexões gerados ao longo da barra pelas forças  $F$ 's e pela força peso da própria barra. Têm-se que  $l = 1196mm$ ,  $a = 492mm$ ,  $d = 212mm$  e  $F = 1169,06N$ , sendo  $F$  metade do valor da carga total  $S_T$  calculada em Seção 4.5. De acordo com MEUREN, Alexandre têm-se as respectivas equações para o cálculo dos momentos gerados pela força externa:

$$M_{AB} = Fz \quad (39)$$

$$M_{BC} = Fa \quad (40)$$

$$M_{CD} = F(l - z) \quad (41)$$

Para o valor máximo da Equação 39 ser atingido utiliza-se  $z = a$  e para a Equação 41 utiliza-se  $z = a + d$ .

Assim,  $M_{AB} = 575,17 \text{ N.m}$ ,  $M_{BC} = 575,17 \text{ N.m}$  e  $M_{CD} = 575,17 \text{ N.m}$ . Após observar

o mesmo resultado por convergência dos limites em que o momento atua, será utilizado o valor de 575,17 N.m.

Em seguida, calcula-se o momento gerado pelo peso da barra através da Equação 42:

$$M_{dist} = \frac{\omega z}{2}(l - z) \quad (42)$$

O maior valor do  $M_{dist}$  se encontra no centro da barra por ser o ponto mais distante dos apoios, logo, utiliza-se  $z = a + d/2$ . Sendo  $\omega = 3,6974 \frac{kgf}{m}$  ou  $36,26 \frac{N}{m}$ , para o tubo quadrado. No caso do tubo redondo  $\omega = 32,33 \frac{N}{m}$ . Com isso,  $M_{dist} = 6,5$  N.m para o tubo quadrado e 5,8 para o redondo. Como a diferença é de um dígito com relação aos 3 dígitos do momento gerado pela força F, será utilizado o momento distribuído do tubo quadrado.

E, com a Equação 43:

$$M_{total} = M_{dist} + M_{BC} \quad (43)$$

Com isso, tem-se  $M_{total} = 582$  N.m.

E, estabelecendo o fator de segurança  $FS = 2$ , através da Equação 47, obtém-se a tensão admissível para encontrar o momento de inércia de área do tubo pela Equação 45, sendo  $y$  a distância do ponto em flexão analisado, quanto mais distante da linha neutra maior será a tensão, então, utiliza-se  $y$  como metade do diâmetro do tubo, ou seja, 40 mm para o tubo quadrado e 44,45 mm para o tubo redondo.

$$\sigma_{adm} = \frac{S_y}{FS} \quad (44)$$

$$I_{zz} = \frac{M_{total} y}{\sigma_{adm}} \quad (45)$$

Com isso, para o limite de escoamento de 330 MPa, a tensão admissível é de 165 MPa. O que permite um  $I_{zz} > 14,01,03 \text{ cm}^4$  para o tubo quadrado e  $I_{zz} > 15,68 \text{ cm}^4$  para o tubo redondo.

Como  $I_{zz}$  para o tubo quadrado é 48,3912  $\text{cm}^4$  e para o tubo redondo 39,3371  $\text{cm}^4$  a condição exigida pelo fator de segurança é satisfeita.

Agora, para verificação do atual fator de segurança com os tubos já selecionados, utiliza-se a Equação 46, para o cálculo da tensão de flexão  $\sigma_{flex}$  gerada pelo momento fletor:

$$\sigma_{flex} = \frac{M_{total} y}{I_{zz}} \quad (46)$$

Tem-se, então, que para o tubo quadrado e tubo redondo  $\sigma_{flex}$  é 48,11 MPa e 65,76

MPa, respectivamente.

$$FS = \frac{S_y}{\sigma_{flex}} \quad (47)$$

E, pela Equação 47, obtêm-se seus fatores de segurança 3,4 para o tubo quadrado e 2,5 para o tubo redondo. logo, a melhor opção contra o fenômeno da flexão é o tubo de geometria quadrada.

Também foi analisado o valor do FS para o tubo menor em seguida de 80 mm, o de 50 mm com maior momento de inércia de área de  $14,7712 \text{ cm}^4$ , obteve  $FS = 2,6$ . No entanto, é um tubo com maior  $\frac{kgf}{m}$  pela espessura e, ainda, passará pela análise de elementos finitos, sendo necessário um fator de segurança um pouco mais elevado.

#### 4.9.1.2 Análise de cisalhamento

A barra a qual está sujeita ao maior esforço cortante na estrutura é a barra superior, onde a talha é fixada. Na Figura 34 é vista a relação das forças transmitidas ao longo da barra pela talha e as respectivas reações verticais:

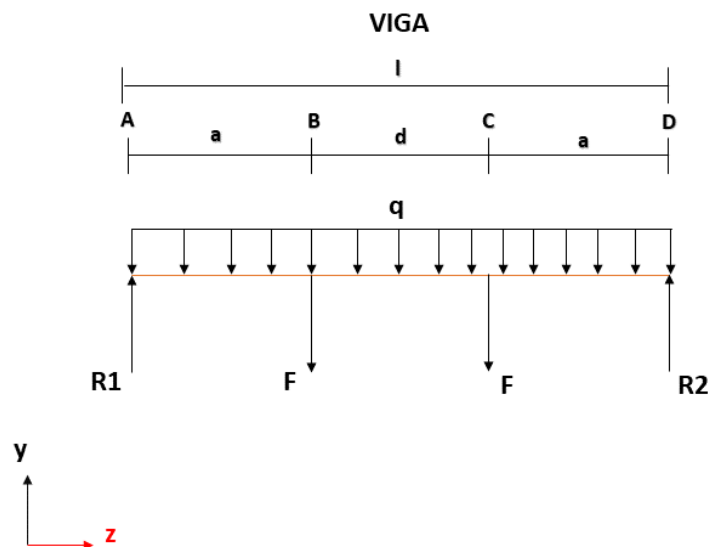


Figura 34: DCL para análise de cisalhamento e flexão

Fonte: Autor

Lembrando que  $F$  corresponde a metade do peso total erguido de 2388,12 N pois é onde

há fixação da talha elétrica, ou seja,  $F = 1169,06$  N. E os valores das medidas são  $l = 1196$  mm,  $a = 492$  mm e  $d = 212$  mm.

De acordo com MEUREN, Alexandre, p.1020, tem-se a Equação 48 para esforço cortante para carga distribuída em apoio simples:

$$V_{dist} = \frac{\omega l}{2} - \omega z \quad (48)$$

Será utilizado o maior valor do esforço cortante, o qual corresponde a  $z = 0$ . com isso, será utilizada a Equação 49:

$$V_{dist} = \frac{\omega l}{2} \quad (49)$$

Para o tubo quadrado tem-se  $\omega = 36,26$  N/m e para o tubo redondo tem-se  $\omega = 32,33$  N/m (GRAVIA, lojas, 2017).

Dessa forma, para o tubo quadrado tem-se  $V_{dist} = 21,7$  N e para o tubo redondo  $V_{dist} = 19,33$  N.

O esforço cortante máximo devido a carga na talha corresponde a força  $F$  de 1169,06 N, logo o valor máximo de esforço cortante nos tubos é expresso pela Equação 50:

$$V_{total} = V_{dist} + F \quad (50)$$

Então, tem-se um esforço cortante total de 1190,76 N para o tubo quadrado e 1188,39 N para o tubo redondo.

Como na Subsubseção 4.9.1.1 o  $\tau_{adm}$  será igual ao  $\sigma_{adm}$ , ou seja,  $\tau_{adm} = 165$  MPa.

Logo, com a Equação 51 e Equação 52, encontra-se o valor de área mínimo da seção do tubo para resistir ao cisalhamento na viga.

$$A = \frac{3V_{total}}{2\tau_{adm}} \quad (51)$$

$$A = \frac{4V_{total}}{3\tau_{adm}} \quad (52)$$

Tem-se,  $A = 0,108$  cm<sup>2</sup>, no caso do tubo quadrado e 0,096 no caso do redondo. Logo, essa condição é satisfeita pois possuem 4,71 cm<sup>2</sup> e 4,1185 cm<sup>2</sup>, respectivamente.

Partindo-se da tensão para encontrar o fator de segurança contra cisalhamento, utiliza-se

a Equação 53 e Equação 54:

$$\tau = \frac{3V_{total}}{2A} \quad (53)$$

$$\tau = \frac{4V_{total}}{3A} \quad (54)$$

Com isso, tem-se os valores de tensão cisalhante de 2,79 MPa para o tubo quadrado 80 x 80 mm e de 3,84 MPa para o tubo redondo de 88,9 mm.

E, pela Equação 55, tem-se  $FS = 87$  para o tubo quadrado e  $FS = 86$  para o tubo redondo:

$$FS = \frac{S_y}{\tau} \quad (55)$$

Logo, conclui-se que o efeito de cisalhamento para a viga não é tão crítico quanto o efeito da flexão.

## 4.9.2 COLUNAS

Têm-se duas colunas que compõem as barras centrais citadas na Figura 32. A coluna superior de 1115 mm e a coluna inferior de 1345 mm, devido a separação da estrutura para obter altura regulável.

As colunas sofrem flexão devido ao momento fletor gerado pelo peso do paciente e flambagem por compressão em corpo esbelto.

### 4.9.2.1 Análise de flexão

Na Figura 35, é possível ver a disposição das forças gerando um momento fletor na coluna. Isso ocorre devido a uma pequena deflexão no ponto central da coluna no eixo z. A qual pode-se chamar de  $\delta$ .

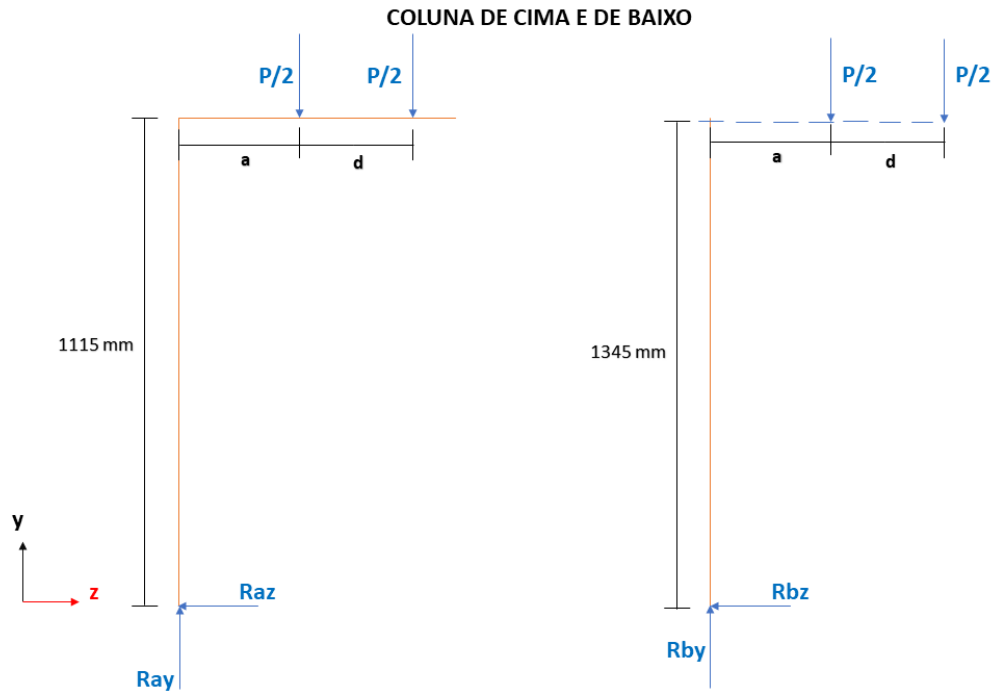


Figura 35: DCL para análise de flexão e flambagem das colunas  
Fonte: Autor

Neste caso, o momento flexor máximo também ocorre no meio da coluna. A partir da Figura 35 e com base no subcapítulo de carregamento excêntrico sobre colunas p.202 MEUREN, Alexandre; obtém-se o valor do momento de flexão máximo na Equação 56:

$$M_{max} = -P(\delta + e) \quad (56)$$

E, de acordo com a Figura 36:

## DEFLEXÃO COLUNA

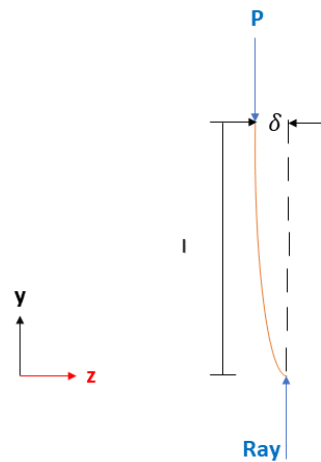


Figura 36: Deflexão na coluna

Fonte: Autor

$e$  será utilizado como a maior distância de força aplicada, ou seja,  $a + d$ . Então,  $\delta$  é dada pela Equação 57:

$$\delta = e \left[ \sec \left( \sqrt{\frac{P l}{EI}} \frac{l}{2} \right) - 1 \right] \quad (57)$$

Sendo  $e = 704$  mm,  $E = 205$  GPa,  $I_{quad} = 48,3912$  cm<sup>4</sup> e  $I_{redo} = 39,3371$  cm<sup>4</sup>. Tem-se que  $\delta_{quad} = 352$  mm e  $\delta_{redo} = 345$  mm.

Logo, o momento  $M_{max}$  para o tubo quadrado será de -1234,5 N.m e para o tubo redondo de -1226,34 N.m.

E, através da equação Equação 58, encontra-se os valores máximos da tensão na compressão gerada pela flambagem excêntrica:

$$\sigma_c = \frac{P}{A} - \frac{M_{max}}{I} \quad (58)$$

Tanto para a coluna superior quanto inferior será utilizada a área dos menores diâmetros, 80 e 88,9 mm, pois são diâmetros mais críticos a flambagem, logo o diâmetro de 100 e 101,6 mm garantem o projeto contra falha:  $A_{quad} = 471$ mm<sup>2</sup> e  $A_{redo} = 411,85$ mm<sup>2</sup>.

Têm-se, então, para as colunas de 1345 mm de comprimento  $\sigma_c = 2,48$  MPa, o que remete a um fator de segurança de 132 com relação ao limite de escoamento para o tubo



quadrado e  $\sigma_c = 2,84$  MPa, sendo o FS de 116. Já para as de comprimento 1115 mm têm-se  $M_{max} = -1242,95$  para tubo quadrado e  $-1237,5$  para o redondo.  $\sigma_c = 2,48$  MPa no tubo quadrado e  $2,84$  MPa para o tubo redondo, logo, os FS são os mesmos.

#### 4.9.2.2 Análise de flambagem

A Figura 37 representa o fenômeno na barra central:



Figura 37: Partes separadas da grua.  
Fonte: MEUREN, Alexandre

De acordo com o modo de flambagem devido a solda e o segundo tubo dentro do outro, de acordo com p. 200 do MEUREN, Alexandre, 2017 tem-se  $C = 4$ . O aço utilizado é o 1020, com módulo de elasticidade de 205 GPa e tensão de escoamento de 330 MPa.

Calcula-se, primeiramente, a razão de esbeltez para os tubos quadrados e redondos por meio da Equação 59:

$$\lambda = \frac{l}{k} \quad (59)$$

Sendo  $l$  o comprimento do tubo e  $k$  o raio de giração.

Para os tubos quadrados têm-se:

- tubo de 1345 mm e 100x100 mm:  $k = 4,0217$  cm;
- tubo de 1115 mm e 80x80 mm:  $k = 3,2053$  cm;

Para os tubos redondos têm-se:

- tubo de 1345 mm e 101,6 mm:  $k = 3,5395$ ;
- tubo de 1115 mm e 88,9 mm:  $k = 3,0905$ .

Com a utilização da Equação 59 têm-se os resultados na Tabela 30:

Tabela 30: Valores calculados da razão de esbeltez

Tipo de tubo	Diâmetro do tubo (mm)	Razão de esbeltez calculada
Quadrado	100	33,44356864
Quadrado	80	34,78613546
Redondo	101,6	37,99971747
Redondo	88,9	36,07830448

Com isso, é utilizada a menor razão de área com razão de esbeltez para o tubo quadrado e redondo a fim de efeitos de comparação na Equação 60 de carga crítica para flambagem:

$$P_{cr} = \frac{1,2\pi^2 EA}{(l/k)^2} \quad (60)$$

Sendo  $E$  o módulo de elasticidade e  $A$  a área da seção transversal presente no catálogo da GRAVIA, lojas, 2017.

Têm-se, então, que para o tubo quadrado a carga crítica  $P_{cr}$  é de 944,97 kN e para o redondo de 768,17 kN. Logo, para resistência ao fenômeno de flambagem a geometria quadrada apresenta um melhor desempenho. Sendo assim, a razão de carga com relação a metade da carga total do paciente mais o equipamento que o suspende é de 808 para o tubo quadrado e 657 para o tubo redondo. Foi utilizada a menor relação de  $A/(l/k^2)$  dentre o tubo maior e menor de cada comprimento, dessa forma obteve-se a carga mais crítica possível, ou seja, a menor carga para o efeito de flambagem.

### 4.9.3 MATRIZ DE DECISÃO

Os critérios das matriz de decisão da seção geométrica da estrutura para viga e coluna são:

- Resistência a flambagem;
- Resistência a flexão;
- Resistência a cisalhamento;
- Custo.

Os 3 primeiros critérios foram analisados analiticamente nas subseções anteriores, conferindo uma comparação sobre os fenômenos mecânicos sobre os quais a estrutura está sujeita.

O custo do tubo redondo é 20% menor, de acordo com os valores disponíveis pela USIMINAS(link Usiminas, Acesso em: 01/03/2021).

Utilizando a razão entre os fatores de segurança, tem-se a Tabela 31

Tabela 31: Matriz de Decisão do perfil geométrico da viga

	<b>Resistência a flambagem</b>	<b>Resistência a flexão</b>	<b>Resistência a cisalhamento</b>	<b>Custo</b>	<b>Pontuação Final</b>
Peso	-	0,4	0,4	0,2	1 (soma dos pesos)
<b>Quadrado</b>	-	5	5	4	4,8
<b>Redondo</b>	-	3,7	4,4	5	4,24

E, agora, a Tabela 32 correspondente a coluna:

Tabela 32: Matriz de Decisão do perfil geométrico da viga

	<b>Resistência a flambagem</b>	<b>Resistência a flexão</b>	<b>Resistência a cisalhamento</b>	<b>Custo</b>	<b>Pontuação Final</b>
Peso	0,4	0,4	-	0,2	1 (soma dos pesos)
<b>Quadrado</b>	5	5	-	4	4,8
<b>Redondo</b>	4	4	-	5	4,2

Com isso, forma-se um conjunto final após a avaliação das 3 matrizes de decisão, o qual consta 3 escolhas definitivas quanto ao sistema de elevação, sistema de mensuração e geometria de seção do tubo:

- Talha elétrica;
- Dinamômetro digital;
- Tubo quadrado.

## 4.10 ANÁLISE DE TENSÃO NOS PARAFUSOS, PINOS E SELEÇÃO DELES

Com base na Seção 4.6, a tensão de tração e cisalhamento dos parafusos não deve ultrapassar 107,25 MPa e 95,26 MPa, respectivamente. No caso dos furos, não se deve ultrapassar 247,5 MPa. E para os pinos será o mesmo valor dos parafusos.

### 4.10.1 Parafuso da base conectado as rodas

Através da Equação 61, calcula-se o diâmetro menor do parafuso:

$$d_{menor} = \sqrt{\frac{4F}{\sigma\pi}} \quad (61)$$

Em que  $F$  é  $1/4$  da carga total de trabalho, mais  $1/4$  do peso da estrutura superior, mais  $1/2$  do peso da estrutura inferior. Logo, tem-se  $F = 828$  N.

Então,  $d_{menor}$  tem que ser no mínimo 3,13 mm.

#### 4.10.2 Parafuso de apoio da parte superior da grua sobre a inferior

E, com base na tensão cisalhante, calcula-se o diâmetro mínimo menor pela Equação 62:

$$d_{menor} = \sqrt{\frac{4V}{\pi\tau}} \quad (62)$$

$V$  corresponde ao mesmo valor de  $F$  na subseção anterior. Então,  $V = 828$  N.

Logo,  $d_{menor}$  corresponde a 3,3 mm.

#### 4.10.3 Pinos das sapatas

O pino sofre esforços muito pequenos, pois as tensões são distribuídas entre o contato de um tubo com outro. No entanto, por questões de assegurar um diâmetro mínimo para o pino, será utilizado o mesmo procedimento da Subseção 4.10.2.

$V$  do pino corresponde a 828 N também. E, pela Equação 62 seu diâmetro mínimo corresponde a 3,3 mm.

#### 4.10.4 Seleção de parafusos e pinos

##### Parafuso de apoio

Para manter um padrão de furos na estrutura a fim de facilitar a fabricação, fornecer maior segurança e disponibilidade de parafusos de 120 mm de comprimento para atravessar o tubo será utilizado o parafuso de diâmetro MA8 e 8mm para o pino.

A alternativa mais barata, como visto na Figura 38 encontrada em Brasília foi de R\$ 1,56 por parafuso na BRAFER (link Parafuso Fácil. Acesso: 30/03/2021).



Figura 38: Parafuso de apoio para parte superior da grua  
Fonte: ([link Parafuso Fácil](#)). Acesso: 30/03/2021

E, para o apertado do parafuso sem utilização de ferramentas, utiliza-se a porca manipulador MA8, como na Figura 39, encontrada na loja Parafuso Fácil ([link Parafuso Fácil](#)).



Figura 39: Porca manipulador  
Fonte: ([link Parafuso Fácil](#)). Acesso: 30/03/2021

### Parafusos da base

Devido a uma restrição de espaço para utilização de ferramentas de aperto, opta-se pelo parafuso tipo *allen*. Mantendo o diâmetro de 8mm MA, tem-se então o parafuso mais barato no comprimento adequado de 20 mm. A alternativa mais barata, como visto na Figura 40 encontrada em Brasília foi de R\$ 1,56, parafuso inox AISI 304 na BRAFER (link BRAFER. Acesso: 30/03/2021).



Figura 40: Parafuso dos rodízios  
Fonte: (link BRAFER). Acesso: 30/03/2021

Como a tensão de escoamento deste aço é menor do que a do AISI 1020, é necessário refatorar o cálculo através da Equação 61 e da nova tensão admissível de 107,5 MPa que corresponde a metade da sua resistência ao escoamento de 215 MPa.

Com isso tem-se o valor de diâmetro menor de 2,5 mm, ou seja, este caso é satisfeito.

Para este parafuso selecionou-se a porca M8 da BRAFER, em que 20 unidades custam R\$ 10,64 (link BRAFER. Acesso: 30/03/2021). A porca é vista na Figura 41. E, também foi selecionada uma arruela para este parafuso com 100 unidades por R\$ 11,50 na BRAFER. (link BRAFER. Acesso: 30/03/2021).

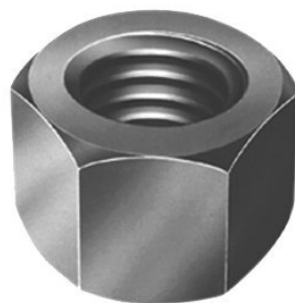


Figura 41: Porca dos parafusos dos rodízios  
Fonte: (link BRAFER). Acesso: 30/03/2021

### Pino

Após algumas pesquisas foi encontrado um pino que facilita muito a montagem dos fisioterapeutas na utilização da sapata: o pino de liberação rápida, o qual possui uma pequena esfera comprimida por mola.

No entanto, o valor de 6mm para 8mm de diâmetro vai de 30 para 70 reais, então a opção de 6 mm será utilizada para as sapatas, tendo a necessidade da utilização de apenas um pino por sapata.

Foi encontrado o menor preço no Mercado livre(link Mercado Livre. Acesso: 30/03/2021). Como visto na Figura 42.



Figura 42: Pino de liberação rápida  
Fonte: (link Mercado Livre). Acesso: 30/03/2021

Como o material do pino encontrado é de um aço diferente do calculado, para verificar seu diâmetro mínimo, utiliza-se a tensão de escoamento do aço 316L o qual corresponde a 290 MPa.

De acordo com a Equação 28 tem-se o novo valor de tensão admissível para cisalhamento de 83,71 MPa. E, em sequência pela Equação 61, o diâmetro mínimo do pino para o aço 316L é de 2,85 mm. Logo, a diâmetro do pino selecionado é satisfatório.

## 4.11 ANÁLISE DAS SOLDAS

Será feita a análise de solda em duas partes, primeiramente a estrutura superior e, depois, a estrutura inferior.

Para realizar a análise é necessário definir o material da solda e o tipo de solda. A fim de utilizar o tipo de processo mais acessível no mercado, tanto em valor quanto disponibilidade foi escolhida a solda por eletrodo revestido.

E, além disso, de acordo com a tabela 8 da Norma NBR 8800, para o aço A36, o qual é equivalente ao aço AISI 1020, pode-se utilizar um eletrodo da categoria AWS E60XX ou AWS E70XX.

Como recomendação na Apostila de Eletrodos Revestidos da multinacional ESAB(Elektriska Svetsnings Aktie Bolaget), será utilizada a solda de baixa penetração AWS E6013, o que permite a soldagem de chapas finas sem furar o metal.

### 4.11.1 Soldas na estrutura superior

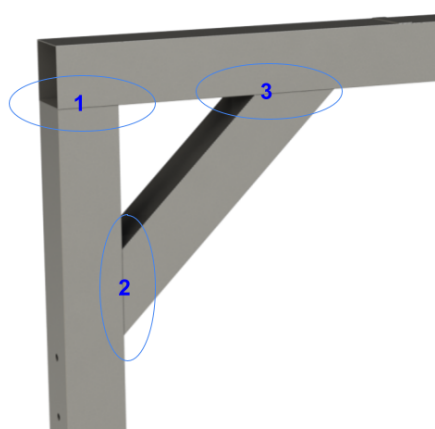


Figura 43: Conexões de solda na parte superior  
Fonte: Autor

Na Figura 43 é possível ver a localização de todos os cordões de solda da montagem superior da estrutura e a enumeração dos 3 tipos presentes.

O cálculo analítico para os conjuntos de solda de cada conexão torna o processo muito complexo, consta em poucas bibliografias em relação a análise bidimensional de um cordão de solda único, por isso, será garantido pelo menos um fator de segurança 2 analisando apenas nas soldas mais simples. No entanto, onde há propagação de tangente, terá continuidade do cordão de solda no momento da fabricação.

#### 4.11.1.1 Conexão 1

Na conexão 1, o cordão de solda escolhido pode ser visto na Figura 44 . Com isso, há a necessidade de calcular a tensão cisalhante primária e secundária para obter a tensão máxima sobre a solda.



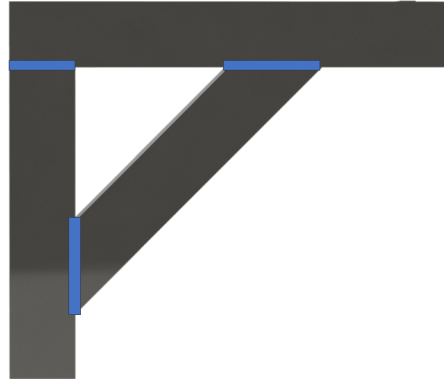


Figura 44: Cordão de solda analisado na conexão 1  
Fonte: Autor

A partir da seção 9-3 de MEUREN, Alexandre, tem-se que a tensão primária é dada por:

$$\tau' = \frac{V}{A} \quad (63)$$

Em que  $V$  é considerado o valor superestimado de 500N, pois não há força cortante atuando diretamente no cordão. Esse valor é metade do que cada coluna suporta por haver outro cordão de solda do lado oposto do tubo. E, a área corresponde é calculada por:

$$A = 0,7hd \quad (64)$$

De acordo com MEUREN, Alexandre;  $h$  é a garganta da solda e  $d$  o comprimento da solda. Com  $h = 2 \text{ mm}$  e  $d = 80 \text{ mm}$  tem-se  $A = 112 \text{ mm}^2$ .

Com isso, o valor da tensão primária corresponde a  $\tau' = 5,85 \text{ MPa}$ .

E, no caso da tensão secundária, utiliza-se:

$$\tau'' = \frac{Mr}{0,707hJ_u} \quad (65)$$

De acordo com a Equação 39, o momento gerado pela flexão da viga que implica na torção da solda aproxima-se de zero, no entanto, como base para o cálculo será utilizado o total calculado de 582 N.m.  $r$  corresponde a distância de do centróide da solda a aplicação das forças em suas extremidades, ou seja, neste caso a metade de seu comprimento: 40 mm. E,  $J_u$  corresponde a  $\frac{d^3}{12}$  de acordo com a tabela 9-1 em MEUREN, Alexandre, em que  $d$  é o comprimento da solda de 80 mm.

Tem-se, então, que  $\tau'' = 387,86 \text{ MPa}$ .

A magnitude de cisalhamento  $\tau$  é a combinação de pitágoras na Equação 66, segundo MEUREN:

$$\tau = \sqrt{\tau'^2 + \tau''^2} \quad (66)$$

Tem-se, então,  $\tau = 388$  MPa. Segundo a Equação 67, pelo critério da energia de distorção, com resistência a escoamento do material de base em 330 MPa, o fator de segurança corresponde a 0,49.

$$n = \frac{0,577(330)}{\tau} \quad (67)$$

Como foi a única solda que apresentou fator de segurança menor que o da própria estrutura, menor que 1 inclusive, será adicionado o cálculo de outro cordão de solda da mesma conexão.

A qual é a solda conectada a ponta esquerda da solda da conexão 1 representada na Figura 44.

Essa solda sofre tração, a qual a força é calculada através do equilíbrio de momento da Equação 68:

$$-M_{total} + (T)(d) = 0 \quad (68)$$

Isolando T, tem-se na Equação 69:

$$T = \frac{M_{total}}{d} \quad (69)$$

Em que T é a força de tração da solda e d a distância de 80 mm da aplicação da força com relação ao apoio no tubo central superior. Com isso,  $T = 7275$  N.

Com isso, pela Equação 70, obtém-se a tensão de tração:

$$\sigma = \frac{T}{hl} \quad (70)$$

Sendo  $l = 80$  mm e  $h = 2$  mm tem-se,  $\sigma = 45,47$  MPa. E, a tensão de tração admissível  $\sigma_{all}$  corresponde a 60% do limite de escoamento do material de base, de acordo com a Equação 71:

$$\sigma_{all} = 0,6S_y \quad (71)$$

Representando um fator de segurança de 4,35.

#### 4.11.1.2 Conexão 2

Já na conexão 2, como visto na Figura 44, tem-se a aplicação de cisalhamento direto na solda. De acordo com a tabela 9 da norma NBR 8800, a solda de filete precisa da utilização de um fator de redução do comprimento do cordão para o cálculo da tensão apenas no cisalhamento direto.

O fator de redução é dado por  $\beta$  na Equação 72:

$$\beta = 1,2 - 0,002 \left( \frac{l_w}{d_w} \right) \quad (72)$$

Sendo  $l_w$  o comprimento total da solda e  $d_w$  a garganta da solda. Neste caso  $l_w = 110$  mm e  $d_w = 2$  mm. Logo,  $\beta = 1,09$ . Pela norma,  $0,6 \leq \beta \leq 1,0$ . Neste, caso o comprimento efetivo para o cordão de solda será o mesmo que o total.

O que permite a utilização da Equação 73:

$$\tau = \frac{F}{hl} \quad (73)$$

Em que F corresponde a 1169,06 N, l é o comprimento do cordão de solda de 110 mm e h = 2 mm.

Com isso,  $\tau = 5,31$  MPa. Sendo que  $\tau_{all} \geq \sigma_{all}$ . O que resulta em um fator de segurança de 37,3.

#### 4.11.1.3 Conexão 3

A conexão 3 também tem uma solda em que é analisada a torção com o mesmo procedimento da conexão 1, no entanto, o comprimento do cordão é de 110 mm. O que resulta em uma  $\tau' = 4,25$  MPa,  $\tau'' = 204,1$  MPa e  $\tau = 204,14$  MPa. Baseado na relação de  $\tau_{all}$ , obtém-se, então, um fator de segurança de 0,93.

Com isso, também vê-se a necessidade de utilizar outro cordão da mesma forma que a conexão 1.

$d = 110$  mm neste caso, resultando em  $T = 5291$  N, segundo a Equação 69 e  $\sigma = 24,05$  MPa, segundo a Equação 70. Assim, com base na Equação 71 e na relação com a tensão calculada, tem-se o fator de segurança de 8,2.

### 4.11.2 Soldas na estrutura inferior

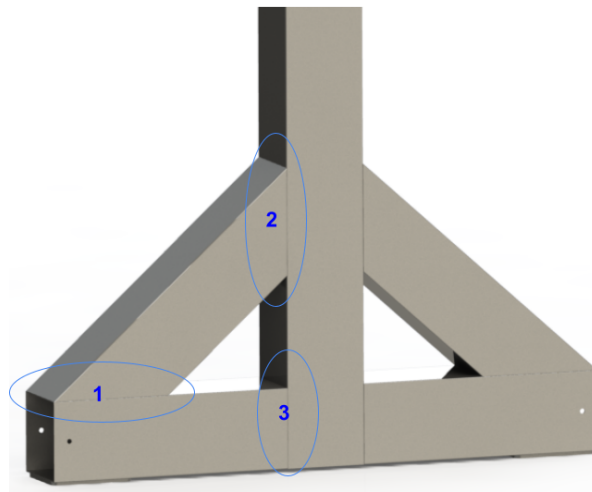


Figura 45: Soldas na parte inferior  
Fonte: Autor

Na Figura 45 é possível ver a localização de todos os cordões de solda da montagem inferior da estrutura e a enumeração dos 3 tipos presentes.

Levando em consideração o mesmo princípio da estrutura superior para a análise das soldas da estrutura inferior, tem-se na Figura 44 cada uma delas.

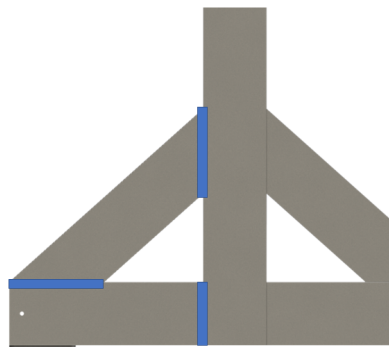


Figura 46: Soldas na parte inferior

#### 4.11.2.1 Conexão 1

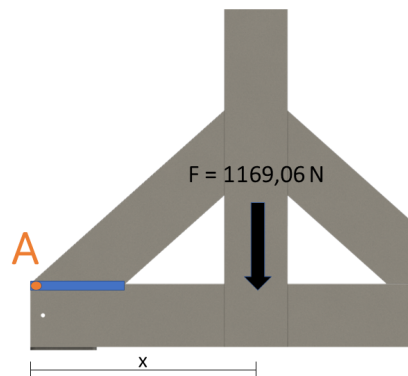


Figura 47: Momento gerado por F  
Fonte: Autor

Nessa conexão, tem-se torção assim como na estrutura superior. Porém, será utilizado um momento diferente, com base na Figura 47, consegue-se calcular o momento máximo no ponto A por:

$$M = Fx \quad (74)$$

Logo,  $M = 403,33 \text{ N.m}$ .

Com isso, já é possível calcular as tensões primária e secundária.

Com  $d = 147,1 \text{ mm}$  e  $h = 2 \text{ mm}$ , através da Equação 64 obtém-se  $A = 208 \text{ mm}^2$ . Com  $F = 1169,06 \text{ N}$ , através da Equação 63 tem-se  $\tau' = 5,62 \text{ MPa}$ .

Para a tensão de cisalhamento secundária, tem-se que  $r$  é metade de  $d$  e  $J_u = 265.250,84 \text{ mm}^3$ . Com o mesmo valor de  $h$  tem-se  $\tau'' = 79,1 \text{ MPa}$  e  $\tau = 79,3$ . Assim, garante-se um fator de segurança de 2,4.

#### 4.11.2.2 Conexão 2

No caso desse cordão de solda, segue-se o mesmo procedimento da conexão 2 da parte superior. Neste caso  $\beta$  também é maior que 1, logo, o valor do comprimento efetivo é de 131 mm. E, pela Equação 73 tem-se  $\tau = 4,46 \text{ MPa}$ , sendo o fator de segurança de 44,4.

#### 4.11.2.3 Conexão 3

Para o cordão dessa conexão, ocorre o mesmo procedimento da Conexão 2 e utiliza-se a mesma Equação 73, sendo  $l = 100 \text{ mm}$ .  $\tau = 5,85 \text{ MPa}$ , sendo o fator de segurança de 33,8.

Nesta seção foi analisado que 2 mm de garganta de solda é mais do que suficiente para este projeto, no entanto, para facilitar o processo de fabricação, será indicado nos desenhos mecânicos o valor de 3 mm.

## 4.12 TOLERÂNCIAS E AJUSTE DESLIZANTE

Para ocorrer a livre movimentação da estrutura superior sobre a inferior, é necessário que seja utilizada o tipo de ajuste com folga, assim como no caso das sapatas dentro dos tubos da base.

Segundo, MEUREN, Alexandre, p.411, o ajuste deslizante é recomendado em casos em que as peças não correm livremente, porém devem ser movidas livremente e posicionadas de forma acurada.

Com isso, a simbologia utilizada para a designação do **ajuste deslizante** é a **H7/g6** em que o H representa a tolerância do furo e g a do eixo que entrará no furo.

De acordo com a norma NBR 6158, para o furo, em sua tabela 15, para H7 em 80 mm a tolerância fica entre 0 e  $+30 \mu\text{m}$ . E, para o tubo que vai entrar no furo em sua tabela 30, para g6 em 80 mm a tolerância fica entre -10 e  $-29 \mu\text{m}$ .

No caso dos furos de pinos e parafusos, para facilitar o encaixe e retirada, não será utilizada uma tolerância específica, apenas 1 mm a mais de diâmetro no respectivo furo.

Na Figura 48, vê-se a disposição do poliestireno das sapatas com os tubos da base e na Figura 49 onde ocorre o ajuste deslizante.

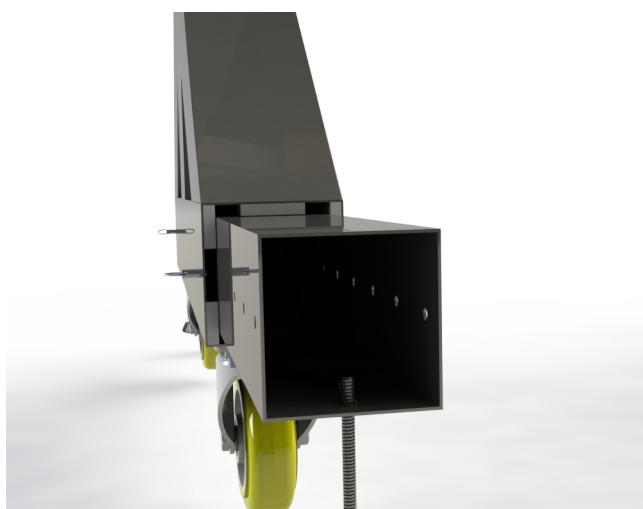


Figura 48: Chapas de poliestireno para deslizamento das sapatas  
Fonte: Autor

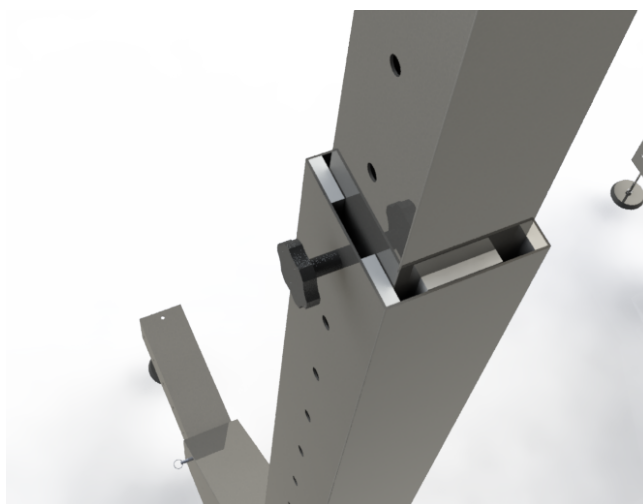


Figura 49: Chapas de poliestireno para deslizamento da partes superior

Fonte: Autor

São utilizadas uma chapa de 4 mm sobre a outra para conseguir o diâmetro para o ajuste deslizante. Foi selecionada a chapa com o custo de R\$ 288,00 por metro quadrado no Mercado Livre (link Mercado Livre). Para todas as partes, será necessário utilizar 5 chapas 0,6 x 0,4 metros, então, o valor gasto será de R\$ 360,00 em poliestireno.

Para a colagem das chapas entre elas mesmas e sobre a estrutura de aço, optou-se por utilizar uma cola própria para aço, com excelente resistência, a cola epóxi. Cada bisnaga está no valor de 44 reais. Como serão muitas chapas, um total de 0,77 m<sup>2</sup> de superfície para colagem, levando em consideração uma camada de 0,25 mm, o mínimo de cola são 193 mL. Então, optou-se por selecionar uma lata de 1 kg de cola epóxi com o custo de 40 reais no Distribuidor Sikadur (link Sikadur). Aproveitando a seleção da cola, foi selecionada a proteção anticorrosiva a frio, Galvalum, da Quimatic (link Quimatic) no valor de 173 reais.

## 4.13 MECANISMOS DE APOIO

### 4.13.1 Rodas

Com base no peso total do paciente, exoesqueleto, barra de estabilização (200 kg), talha mecânica (11,5 kg) e da estrutura da grua (47 kg), tem-se a massa total máxima de 258,5 kg.

Como são 4 rodízios a carga a ser suportada por cada uma delas é de no máximo 65 kg. Com essa informação selecionou-se 4 rodas de poliuretano pois são poucas as rodas de nylon e as de borracha que possuem especificação de carga e a de borracha não garante tanta estabilidade quanto de poliuretano.

A carga máxima suportada é de 300 kg por rodízio, logo, a condição é satisfeita. O rodízio pode ser visto na Figura 51:



Figura 50: Rodízio

Fonte: (link Loja do Mecânico). Acesso: 23/04/2021

Cada rodízio custa R\$ 135,49; então o custo total fica em R\$ 542,00 reais.

#### 4.13.2 Sapatas

No caso das sapatas, também foi considerado o caso de carga máxima de 258,5 kg, no entanto, verificou-se que o maior impeditivo, na realidade é o comprimento das sapatas que suportam uma carga abaixo de 100 kg. Então, optou-se por utilizar uma que atingisse o comprimento mínimo de 150 mm, a qual é a distância do chão ao tubo da base ocasionada pelo rodízio.

Tendo, então, a primeira opção mais barata na Bakelit Sul após 150 mm de comprimento, optou-se pela opção de 181 mm, com peso máximo suportada de 750 kgf. Cada sapata tem o custo de 250 reais, então o custo total fica em 1000 reais. A rosca é M16 de passo 2. A sapata pode ser vista na Figura 21:





Figura 51: Sapata.

Fonte:([link Bakelit Sul](#)). Acesso: 23/04/2021

## 4.14 SIMULAÇÕES POR ELEMENTOS FINITOS

Nesta seção será utilizado o Método de Elementos Finitos (MEF) para analisar tensão, deformação, deslocamento e o fator de segurança resultante da estrutura para Von Mises e Tresca. Isso, após a seleção de todos os elementos de fixação e a análise de tensão na coluna central e na viga superior para utilizar a estrutura com modelagem completa pré-processada.

De acordo com o ESSL, a análise, ou o processo de simulação a ser aplicado é um método que propõe a substituição de um número infinito de variáveis desconhecidas por elementos de comportamento bem definido como, a forma triangular e quadrilateral. Esses elementos são conectados por pontos, os quais são nomeados como nós e, o conjunto dos elementos e os nós formam a malha. Diferentemente do método analítico utilizado para o cálculo de tensões na coluna central e na viga superior, este método utiliza equações que regem um comportamento físico de forma não exata, porém aproximada.

Pode-se realizar diversos tipos de simulações, as estáticas, as dinâmicas, as térmicas. No entanto, a grua não necessita da análise de fadiga por ter um número de ciclos pequeno

e, não necessita de análise térmica por não ter grandes gradientes térmicos por trabalhar na temperatura ambiente.

O processo da simulação se dá de acordo com a ordem das subções seguintes.

#### 4.14.1 Conexões da geometria da estrutura e conectores

As conexões da estrutura são uma forma de colar/soldar as faces de cada um dos tubos que compõem a estrutura superior e estrutura inferior. E, além disso, configura todas as peças da estrutura superior, inferior e suporte das sapatas em um mesmo volume de controle.

Já no caso dos conectores, podem ser componentes como, pinos, rolamentos ou soldas.

Para esta análise os conectores serão pinos para os furos em que é regulada a altura da grua. O caso mais extremo é a maior altura, devido aos efeitos de flambagem excêntrica, logo, será onde o pino vai ser colocado, como visto na Figura 52. A fim de garantir toda a transmissão de esforços da estrutura superior para a inferior o pino a será rígido e com restrição de movimento em todas as direções com relação a coluna central.

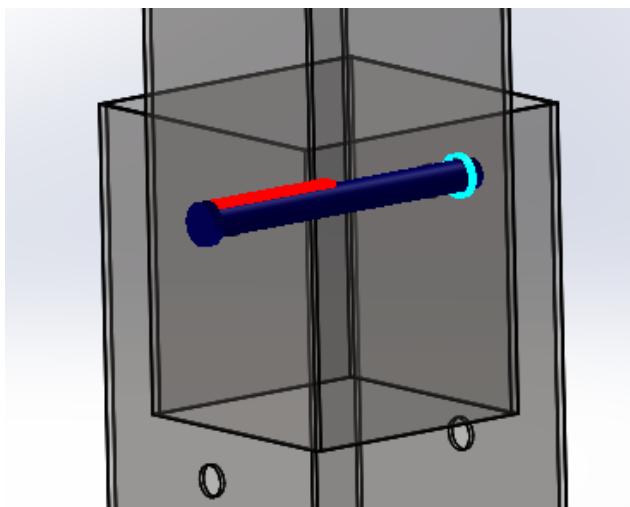


Figura 52: Componente pino rígido para suporte da estrutura superior

Fonte: Autor

Isso ocorre da mesma forma onde são utilizados pinos para prender os suportes das sapatas.

#### 4.14.2 Fixações

São utilizados dois tipos de fixação, o apoio móvel e o engaste. O apoio móvel é o tipo de fixação que permite a movimentação em um plano mas impede que a estrutura desça, o qual é o caso das rodas da grua. O engaste é a parte da estrutura está designada a não mover em nenhum sentido ou grau de liberdade, ou seja, permanece imóvel. Apesar de a ponta da sapata possuir um coeficiente de atrito elevado, não garante o engaste, mas para fins de

simulação numérica é necessário estabelecer essa condição de contorno para a simulação estática convergir. É possível ver as fixações na Figura 53.

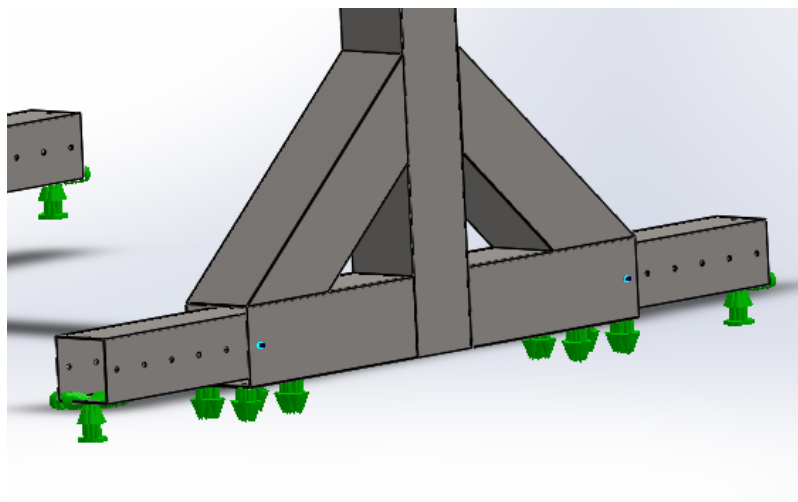


Figura 53: Fixações de apoio móvel e engaste  
Fonte: Autor

### 4.14.3 Carregamento

O único carregamento que atua sobre a estrutura é o peso atuante sobre a viga superior. O qual corresponde a carga máxima de 2338,12 N. Como talha possui duas alças, a carga é distribuída em duas superfícies com o respectivo comprimento e largura das alças, como pode ser visto na Figura 54.

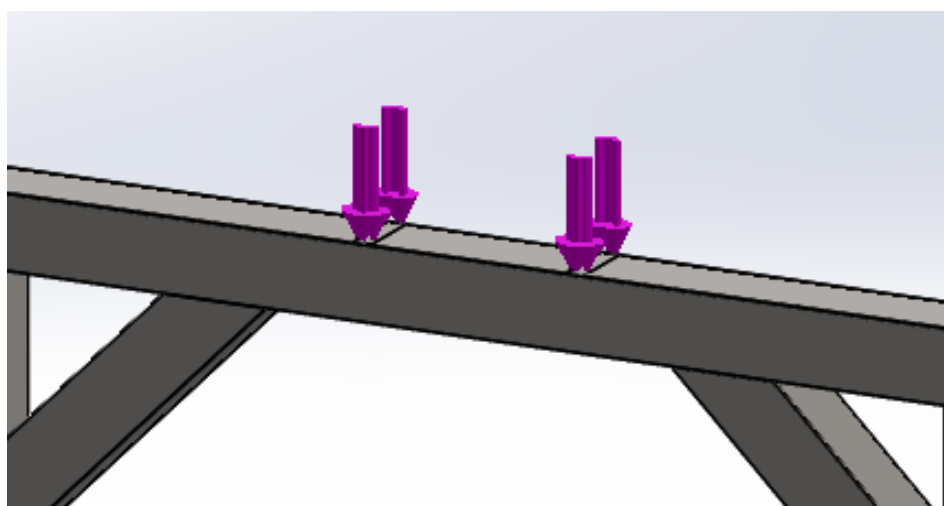


Figura 54: Carregamento sobre viga superior  
Fonte: Autor

### 4.14.4 Malha

A malha foi criada a partir da configuração *blended-curvature* devido a interação de formas arredondadas e retangulares dos tubos. O elemento com menor tamanho possui

12 mm e o maior 61 mm e é um elemento de casca triangular parabólico. O elemento de casca é utilizado no cenário em que as chapas são consideradas placas finas, ou seja, a superfície média é indeformável. E, o elemento também é parabólico a fim de garantir 6 graus de liberdade em cada nó, 3 translações e 3 rotações, sendo os graus de liberdade as movimentações nos 3 eixos globais X, Y e Z. Os detalhes da malha podem ser vistos na Figura 55.

Mesh Details	
Study name	Static 1 (-Default-)
Mesh type	Solid Mesh
Mesher Used	Blended curvature-based mesh
Jacobian points for High quality mesh	16 points
Max Element Size	61,0732 mm
Min Element Size	12,2146 mm
Mesh quality	High
Total nodes	205265
Total elements	100637
Maximum Aspect Ratio	60.490
Percentage of elements with Aspect Ratio < 3	0,122
Percentage of elements with Aspect Ratio > 10	39,5
% of distorted elements (Jacobian)	0
Number of distorted elements	0
Remesh failed parts with incompatible mesh	Off
Time to complete mesh(hh:mm:ss)	00:03:27

Figura 55: Carregamento sobre viga superior

Fonte: Autor

Com mais de 100 mil elementos e nenhum deles com distorção sobre qualquer elemento da malha, a configuração da malha é considerada satisfatória para este caso. Na Figura 56, pode-se ver a disposição da malha sobre a base da estrutura.

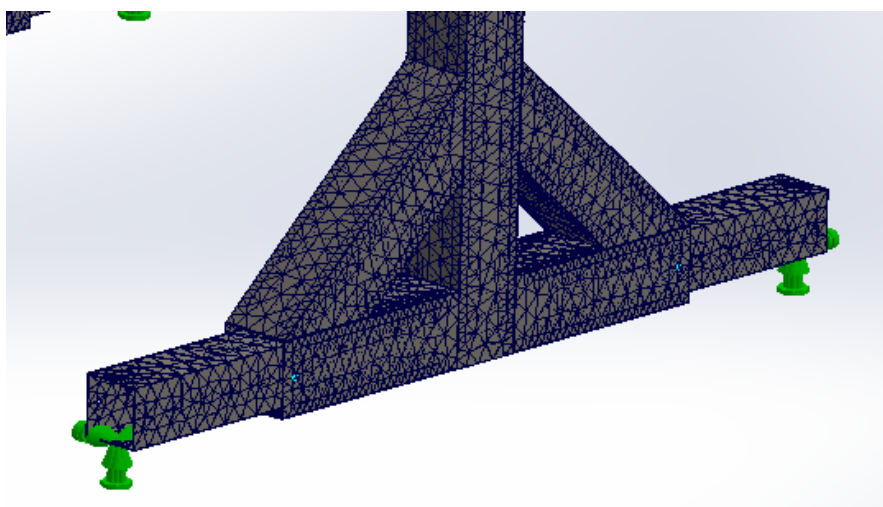


Figura 56: Malha

Fonte: Autor

### 4.14.5 Resultados

Foram selecionados a análise de tensão, deformação, deslocamento e plotados os fatores de segurança por tensão de Von Mises e Tresca. No fator de segurança o gráfico possui ordem de grandeza de 10 nas partes em vermelho e  $10^4$  nas partes azuis escuras.

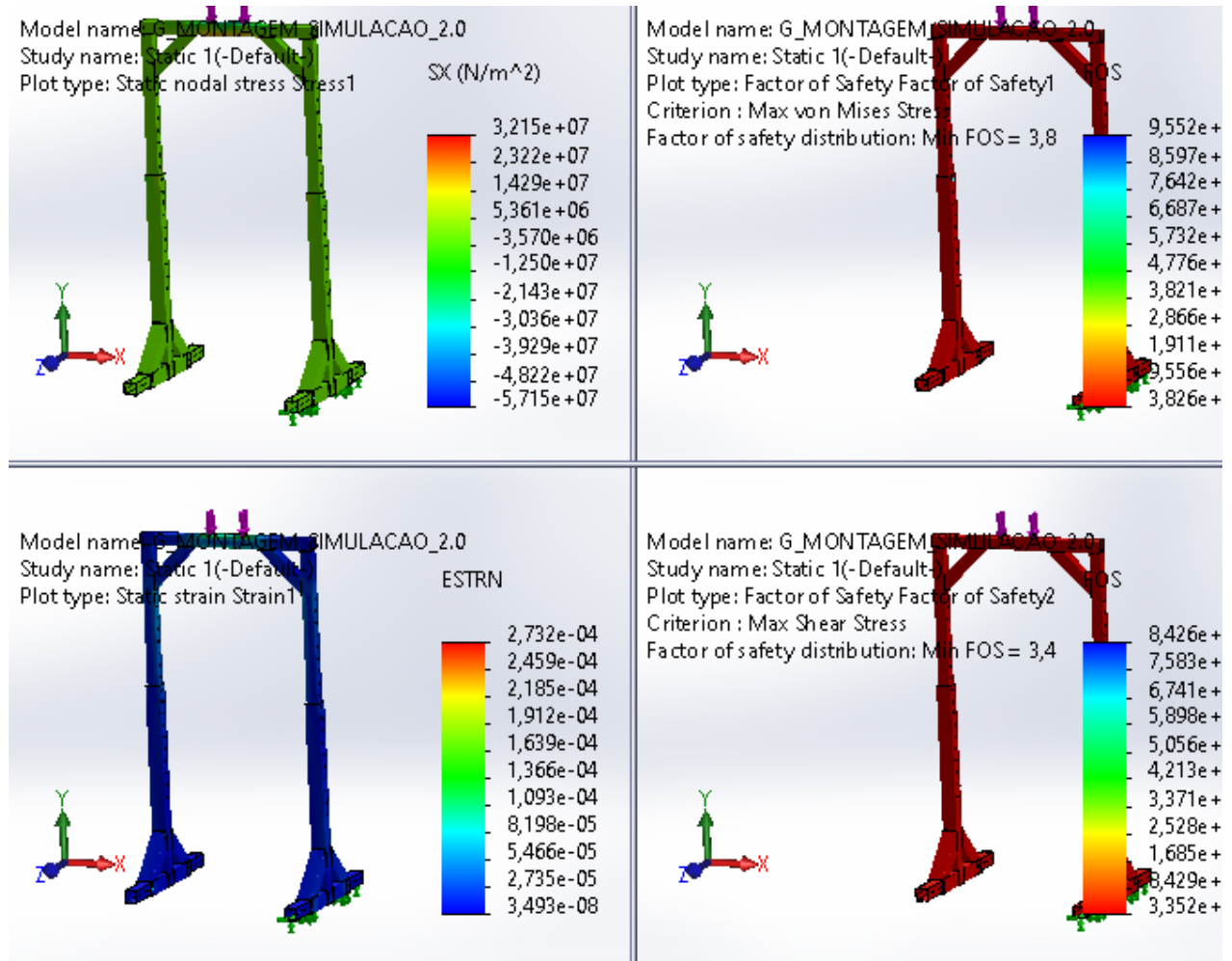


Figura 57: Resultados da simulação

Fonte: Autor

Na Figura 57 vê-se todos os resultados exceto o deslocamento. Fator de Segurança para Von Mises de 3,8 e para Tresca de 3,4.

Para melhor compreensão das tensões, deformações e deslocamentos, são postas as respectivas imagens na Figura 58, Figura 59 e Figura 60.

#### 4.14.5.1 Tensões

Como a estrutura sofre com o fenômeno de flexão e flambagem excêntrica, há atuação de tensão em diferentes direções. O que culmina na utilização de uma tensão tratativa equivalente para comparar com a tensão de escoamento, que neste caso é a tensão de Von Mises. A qual

é calculada através da Equação 75, de acordo com SOLIDWORKS Help:

$$\sigma_v = 0.5[(SX - SY)^2 + (SX - SZ)^2 + (SY - SZ)^2] + 3(TXY^2 + TXZ^2 + TYZ^2)^{1/2} \quad (75)$$

Percebe-se que na Figura 58, as maiores tensões atuando na estrutura estão na viga superior, geradas por sua flexão. A região azulada é onde ocorre compressão da viga com tensão máxima de 57,15 MPa e a região avermelhada tem a tração atuando com tensão máxima de 32,15 MPa. Tais tensões ainda se distanciam bastante da tensão de escoamento do material de 330 MPa, garantindo sua integridade. Tresca é outro critério que foi utilizado para a plotagem do fator de segurança citado anteriormente, a sua tensão equivalente corresponde a 87% da tensão de Von Mises, segundo SolidWorks Help.

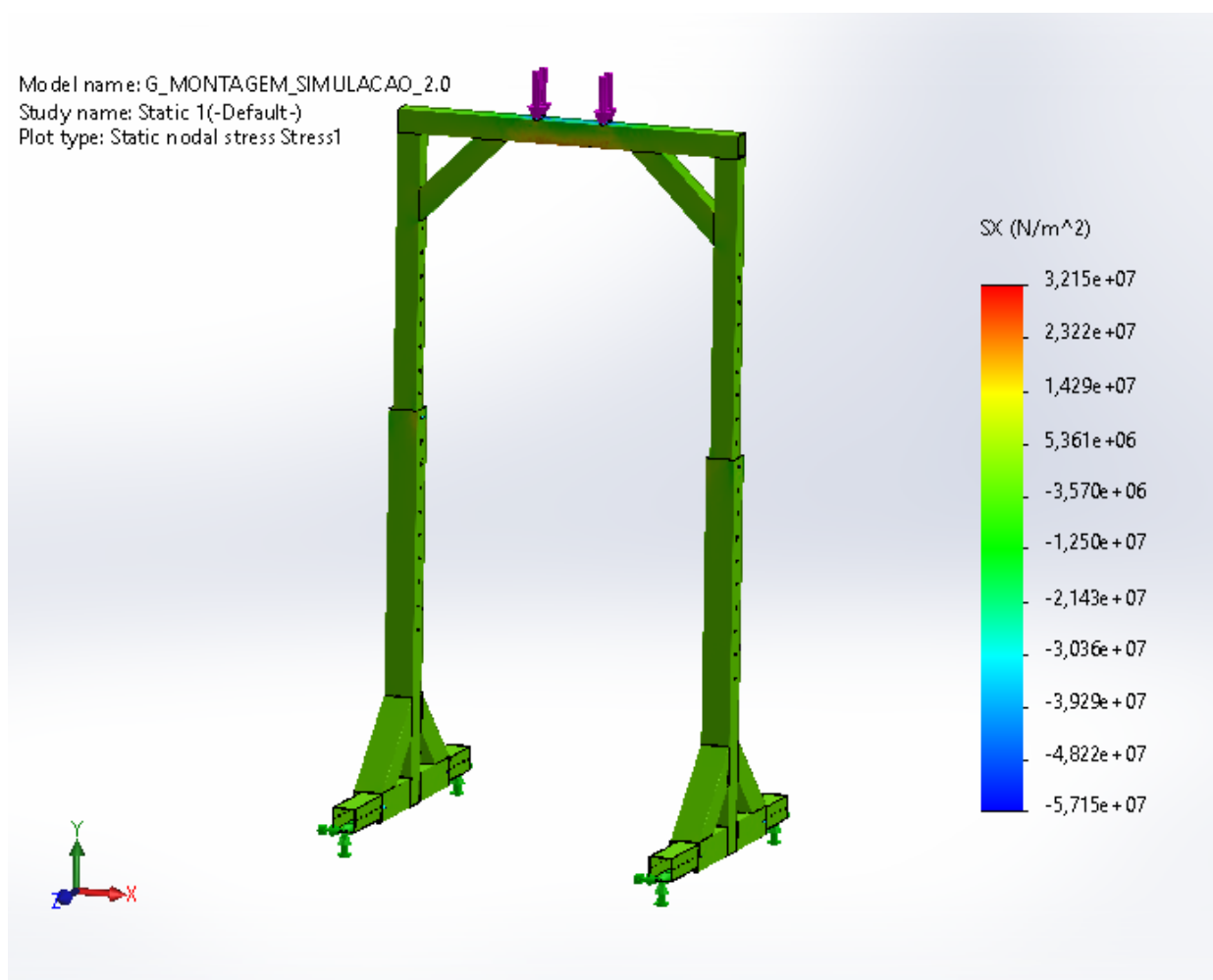


Figura 58: Resultado da simulação para tensões  
Fonte: Autor

### 4.14.5.2 Deformações

Na Figura 59 é utilizada a escala com relação a deformação equivalente (ESTRN), a qual corresponde a deformação de cada elemento e nó.

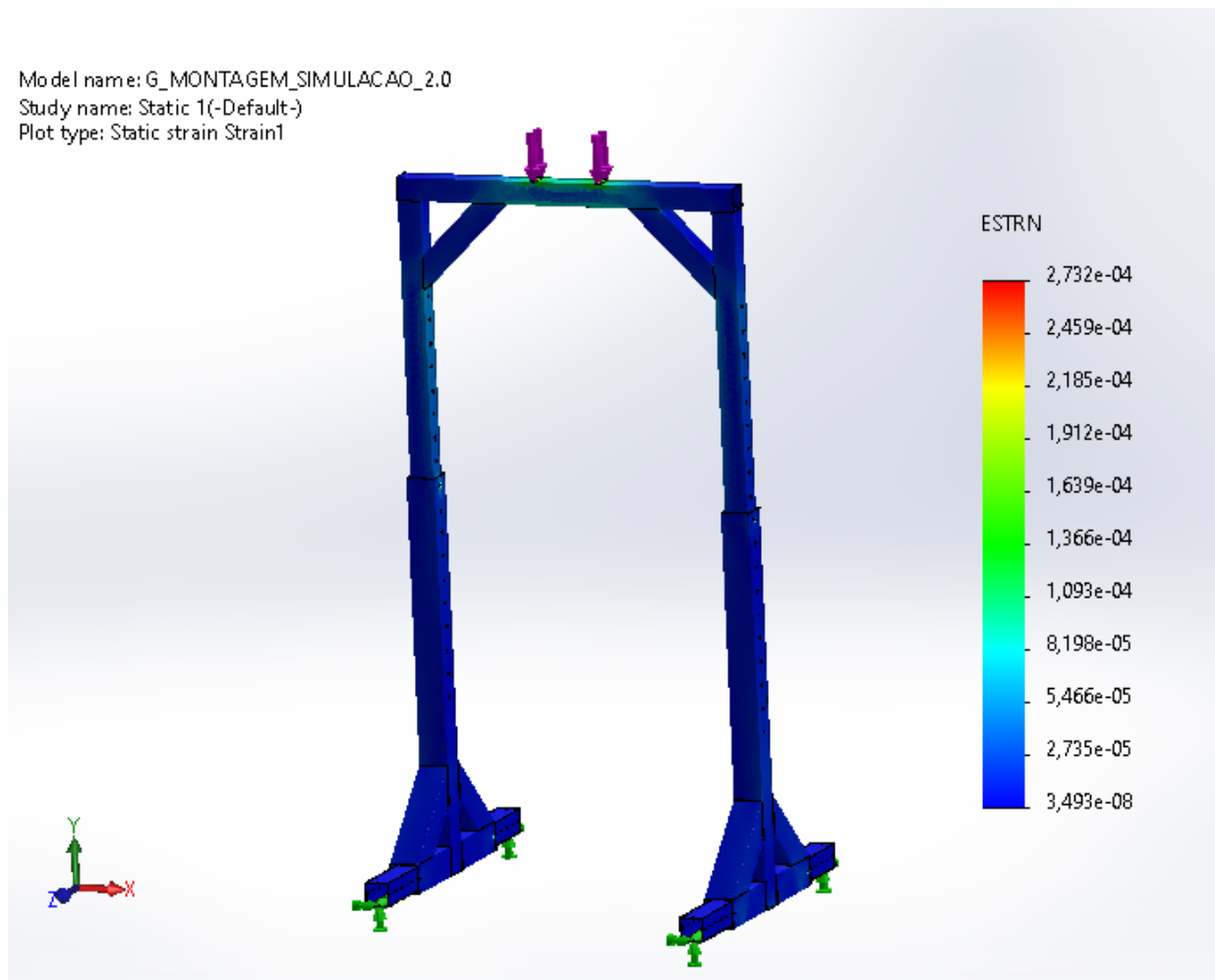


Figura 59: Resultado da simulações para deformações  
 Fonte: Autor

Nesse caso, é feita uma combinação da deformação normal em todas as 3 direções X, Y e Z e, da deformação de cisalhamento nas direções Y, Z, Z em seus respectivos planos YZ, YZ e ZX. ESTRN é expresso pela Equação 76, segundo SolidWorks Help:

$$ESTRN = 2[(\varepsilon_1 + \varepsilon_2)/3]^{1/2} \quad (76)$$

Em que  $\varepsilon_1$  corresponde a Equação 77 e a  $\varepsilon_2$  a Equação 78.

$$\varepsilon_1 = 0.5[(EPSX - \varepsilon^*)^2 + (EPSY - \varepsilon^*)^2 + (EPSZ - \varepsilon^*)^2] \quad (77)$$

$$\varepsilon_2 = [(GMXY)^2 + (GMXZ)^2 + (GMYZ)^2]/4 \quad (78)$$

E,  $\varepsilon^*$  corresponde a Equação 79:

$$\varepsilon^* = (EPSX + EPSY + EPSZ)/3 \quad (79)$$

Dessa forma, é possível ver que a maior deformação, ou seja, razão entre a variação do comprimento após a aplicação da força e o seu comprimento original está na região de compressão da viga. O valor adimensional da maior deformação corresponde a 0,002732. Então, uma parte central da viga com 10 mm, por exemplo, seria reduzida a 9,97 mm. Garantindo o funcionamento normal da estrutura.

#### 4.14.5.3 Deslocamentos

O deslocamento resultante  $u$  de cada nó da malha é calculado através do módulo do deslocamento nas 3 direções globais. Isso é feito de acordo com a Equação 80:

Na Figura 60 é possível ver que os maiores deslocamentos são onde há um maior momento flexor atuando gerado pela flexão da viga e pela flambagem excêntricas das colunas. O maior deslocamento foi de 0,5 mm, o qual não compromete o funcionamento da máquina nem o material da estrutura.

$$|\vec{u}| = \sqrt{u_x^2 + u_y^2 + u_z^2} \quad (80)$$



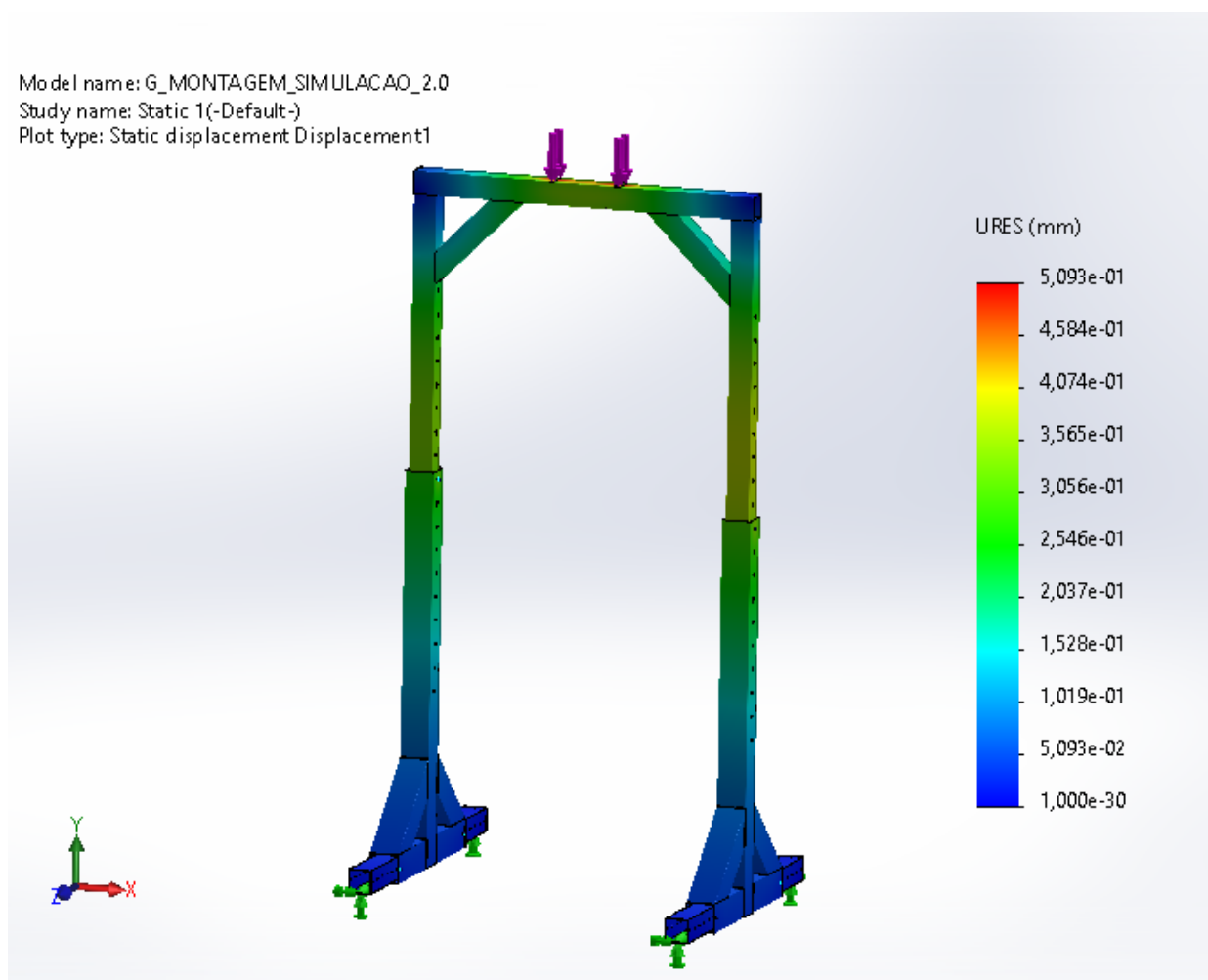


Figura 60: Resultados de deslocamento da simulação

Fonte: Autor

## 4.15 BARRA DE ESTABILIZAÇÃO

Para reduzir o balanço do peso do paciente de um lado para o outro, será utilizada uma barra estabilizadora, a qual será composta por um tarugo de aço 1045 de 30 mm de diâmetro e 500 mm de comprimento, o metro custa 169 reais no fornecedor encontrado no Mercado Livre (link Mercado Livre. Acesso em: 23/04/2021). Foi feita a análise por elementos finitos considerando engaste onde prende-se o colete por meio de parafusos em cada uma das extremidades e no centro é preso por uma cinta de elevação de carga. Na Figura 61 é possível ver o resultado da análise para tensões, deformações, fator de segurança contra tensão de Von Mises e Tresca. Os fatores de segurança são de 4 e 3,8; satisfazendo as condições do projeto.

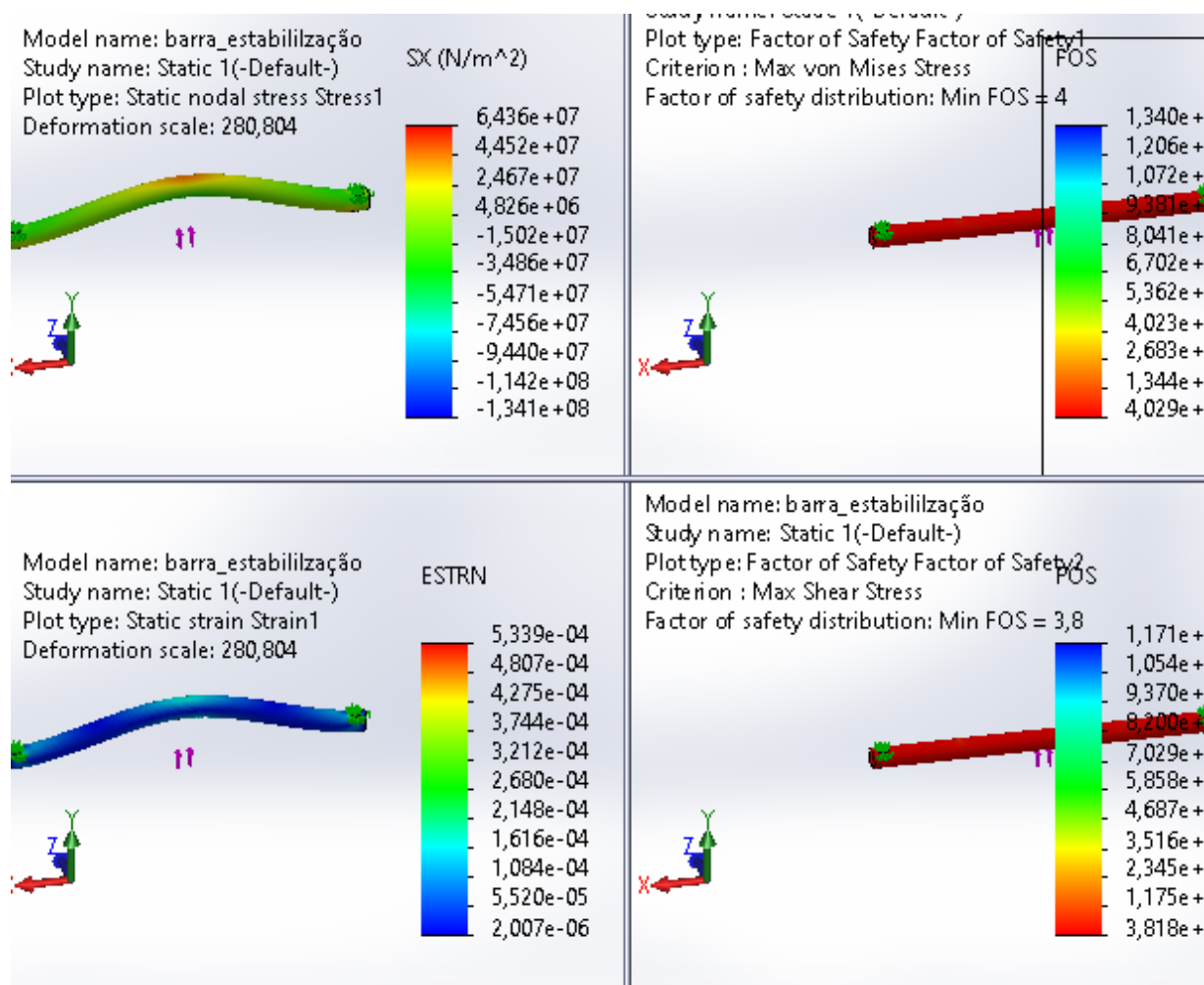


Figura 61: Resultados da simulação da barra de estabilização  
Fonte: Autor

A cinta selecionada possui 1 metro de comprimento, como vai ser dobrada o comprimento reduz pela metade na grua. Sendo 0,5 metros de comprimento útil na elevação. Este equipamento serve para formar uma geometria triangular entre o gancho da talha e a barra conectada ao colete do paciente, garantindo maior estabilidade. A cinta mais barata que atende a carga foi a da Ferramac por 19 reais, como na Figura 62. (link Ferramac. Acesso em: 23/04/2021)



Figura 62: Cinta para elevação de carga - capacidade de até 1 tonelada.

Fonte: (link Ferramac). Acesso em: 23/04/2021

Tanto a cinta quanto a barra de estabilização não serão mostrados em desenho de fabricação pois dependem do colete a ser escolhido pela equipe EMA. Após isso, pode ser feito o ajuste na modelagem da barra para a inclusão do desenho de fabricação.

## 4.16 MONTAGEM FINAL DA ESTRUTURA

Nesta seção, serão mostradas algumas vistas da grua completa.

### 4.16.1 Vistas Globais



Figura 63: Vista de frente em perspectiva  
Fonte: Autor



Figura 64: Vista de lado em perspectiva

Fonte: Autor

### 4.16.2 Vistas de encaixes e fixações

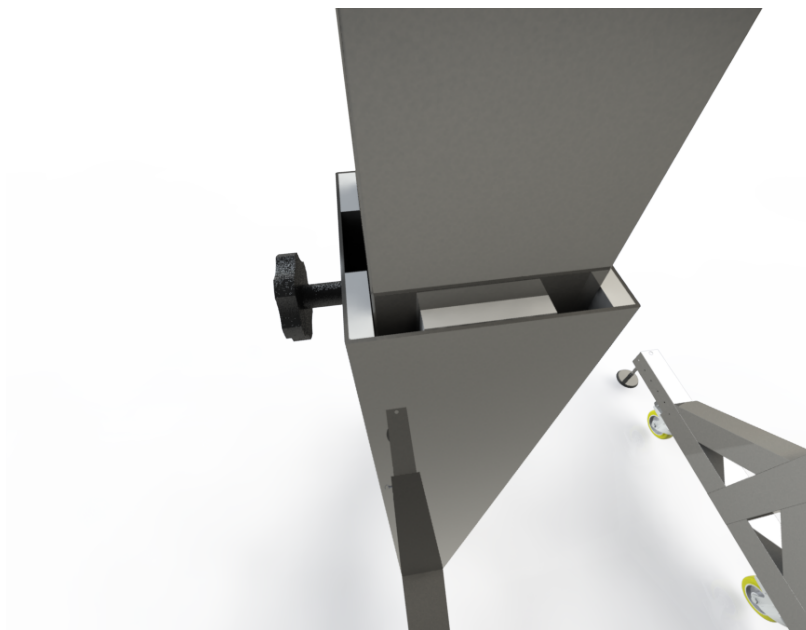


Figura 65: Vista conexão parte superior com inferior  
Fonte: Autor

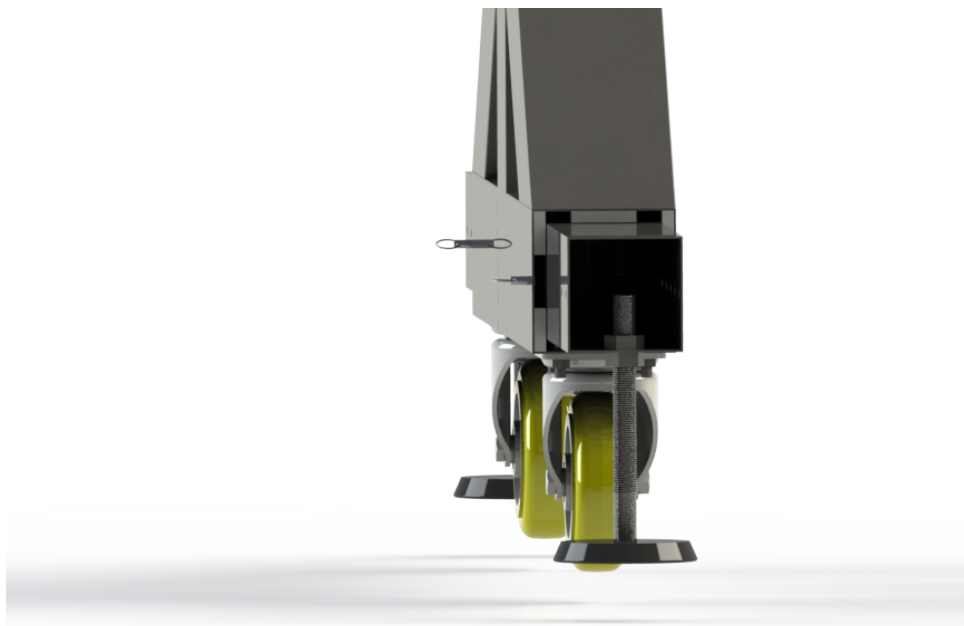


Figura 66: Vista da conexão tubo da base com tubo de suporte da sapata  
Fonte: Autor

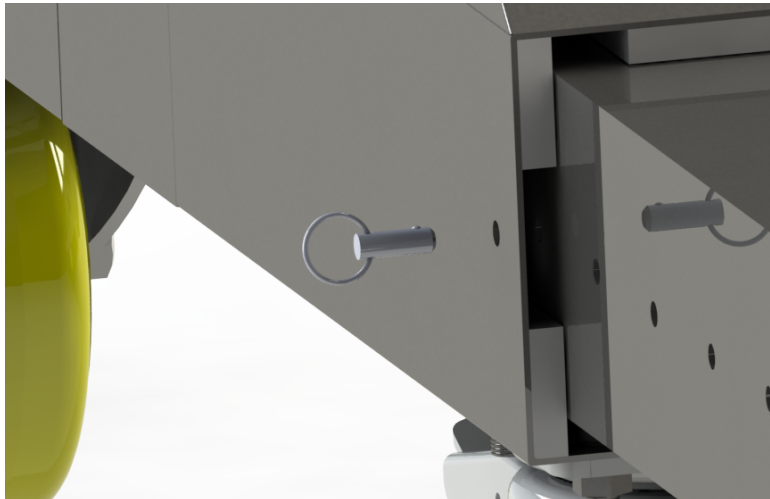


Figura 67: Vista do pino do tubo da base com tubo de suporte da sapata  
Fonte: Autor

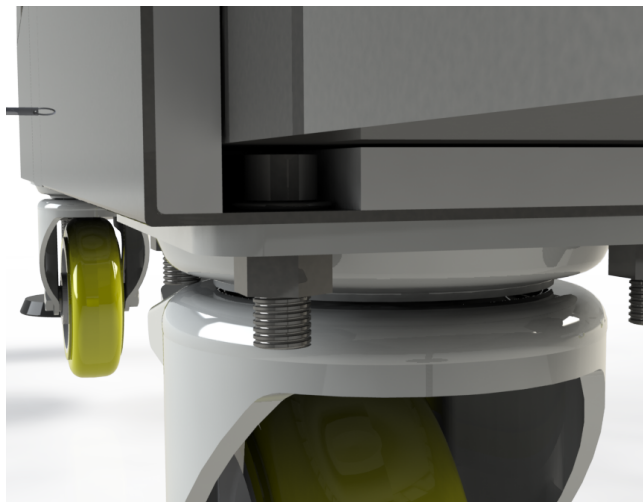


Figura 68: Vista dos parafusos das rodas  
Fonte: Autor

### 4.16.3 Vistas explodidas



Figura 69: Vista explodida conexão parte superior com inferior  
Fonte: Autor



Figura 70: Vista explodida conexão tubo da base com tubo de suporte da sapata  
Fonte: Autor



## CAPITULO 5

### CONCLUSÕES

*No Capítulo 5, serão retomados os pontos citados no objetivo de forma mais detalhada, juntamente com algumas considerações e sugestões de projetos complementares para a grua de reabilitação*

#### 5.1 Considerações finais

O sistema de sustentação de peso corporal é um equipamento importante para reabilitação físico-funcional. Através dos índices do peso sustentado pelo cabo e o tempo decorrente entre duas ações sequenciais como dois ciclos da marcha, o efeito da fisioterapia pode ser monitorado e avaliado quantitativamente.

O presente trabalho mostrou como foi desenvolvida a grua para elevação de pacientes com LMT, com base na análise de 2 máquinas de mercado e 4 projetos acadêmicos. Também foram feitas as análises por meio de matriz de decisão, análises de falha mecânicas de forma analítica para os elementos de viga e coluna e por elementos finitos da estrutura completa para melhoria da análise e incorporação de todos os componentes da estrutura. Além da estrutura, foram projetadas as soldas e os parafusos, bem como selecionados, os rodízios, o sistema de elevação e de monitoramento da carga elevada. Ao final do projeto chegou-se a um equipamento que atendeu aos objetivos inicialmente traçados.

O sistema de elevação projetado permite que pacientes com até 200 kg, incluindo o exoesqueleto, possam ser elevados com segurança e controle do esforço que está atuando sobre a esteira. Permite ainda, o deslocamento entre diferentes ambientes, por ser suportado por quatro rodízios e por ter colunas e bases extensíveis.

O custo de fabricação da estrutura do equipamento somado ao custo de aquisição dos acessórios ficou em cerca de R\$ 6.000,00 (seis mil reais), abaixo do custo dos equipamentos disponíveis no mercado que giram em torno de R\$ 16.000,00 no caso dos nacionais e U\$ 6.000,00, ou seja, R\$ 31.260,00 na cotação do dólar de 5,21 (11/05/2021 - 12h30) (Apêndice A.10)

Em caso de prototipagem, ainda deve-se verificar se há alguma deformação aparente na estrutura ou falha nas soldas por meio de um teste experimental com 200 kg, assegurando

a integridade da estrutura em um caso real, a fim de garantir a segurança e conforto dos fisioterapeutas e do paciente.

Ao final do trabalho são apresentados o orçamento e os desenhos de fabricação, os quais possibilitam a fabricação do equipamento projetado a partir dos recursos financeiros. Pelo exposto, pode-se concluir que os objetivos inicialmente traçados foram atingidos com a conclusão deste trabalho, o que possibilita ao projeto EMA ampliar as pesquisas que atualmente estão sendo desenvolvidas

## 5.2 Sugestão de projetos futuros

Este projeto sempre poderá ser melhorado com relação a facilidade de utilização da máquina para os fisioterapeutas e a versatilidade de deslocamento da grua, como torná-la mais compacta. Como aprimoramento da grua, sugere-se:

- Desenvolvimento de mecanismo de recolhimento das sapatas dentro dos tubos de suporte;
- Desenvolvimento de dobradiça e trava para tornar a grua compacta a ponto de caber em um porta-malas de um carro com pelo menos 350L (engloba hatchs médios e sedans compactos);
- Desenvolvimento de mecanismo para acionamento de subida e descida da altura da grua por motores elétricos;
- Sistema de leitura de peso, velocidade da esteira e plotagem de gráficos de forma automática.

## REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

*Em Referências Bibliográficas, são citadas todas as referências utilizadas no projeto, tanto normas, quanto sites, livros, apostilas e outros projetos acadêmicos. Vale ressaltar que algumas bibliografias possuem um link implícito para acesso via web*

Apostila de Eletrodos Revestidos. **ESAB(Elektriska Svetsnings Aktie Bolaget)**. Acesso em 23/04/2021

Ariel A. A. Braidot, Guillermo L. Aleman. **Design of a mechanical system in gait rehabilitation with progressive addition of weight**. Oro Verde, Entre Ríos, Argentina, 2011.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **NBR 8400**: resumos. Rio de Janeiro, 1984. Atualização 2019.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **NBR 8800**: resumos. Rio de Janeiro, 2006. Atualização 2008.

BEZERRA, João Victor Alves Pinto. **PROJETO E FABRICAÇÃO DE UM SUPORTE PARCIAL DE PESO DE BAIXO CUSTO COM PROTÓTIPO DE UM INSTRUMENTO PARA MEDIÇÃO DE MASSA**. UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO NORTE - Natal - RN - 2018. Acesso em 30/02/2021.

Blog ESSS. **Método dos Elementos Finitos: O que é?** Acesso em 23/04/2021

CEREZETTI, Christina Ribeiro Neder; NUNES, Gilvane Rodrigues; CORDEIRO, Diana Rosa Cavaglieri Liuthevicene; TEDESCO, Solange. **Lesão Medular Traumática e estratégias de enfrentamento: revisão crítica**. O Mundo da Saúde, São Paulo - 2012;36(2):318-326. Acesso em 30/02/2021.

COLLINS, J. **PROJETO MECÂNICO DE ELEMENTOS DE MÁQUINAS**. Rio de Janeiro: LTC, 2006-2011.

DUTRA, C.M.R; MOSER, A.D.L; MANFFRA, E.F. **Treino locomotor com suporte parcial de peso corporal na reabilitação da lesão medular: revisão da literatura**. Fisioter Mov., 2013.

FRANZOI, Ana Cristina; BAPTISTA, Ana Luiza; CARVALHO, Ana Maria; GONÇALVES, Wagner; ROSA, Anna Christina Boari; PINTO, Alexandre; CARVALHO, Kátia Regina. **Perfil funcional de locomoção em um grupo de pacientes com lesão medular atendidos em um centro de reabilitação**. Rio de Janeiro - 2009. Acesso em 30/02/2021.

FREIRE, J.P.C.D. **PROJETO MECÂNICO DE UM EXOESQUELETO COM ATUAÇÃO NO QUADRIL**. FACULDADE DE TECNOLOGIA DE PARTAMENTO DE ENGENHARIA MECANICA - Universidade de Brasília - 2019.

GRAVIA, lojas. **TUBOS PRETOS OU GALVANIZADOS**. Brasília - DF - 2020. Acesso em 20/02/2021.

JUVENAL, E.A.O; SAVORDELLI, C.L. **A eficácia do cicloergômetro no condicionamento cardiovascular em pacientes com lesão medular**. Rev Soc Bras Clin Med, 2016.

MARI, K.L.S; SIQUEIRA, T.C.S.; MOURA, M.C; SALICIO, M. A; SALICIO, V.M.M. **Técnicas fisioterapêuticas utilizadas na reabilitação de pacientes com lesão medular – estudo de revisão**. Revista eletrônica do Centro Universitário de Várzea Grande-MT – UNIVAG. CONNECTIONLINE n.º. 20 – 2019. ISSN 1980-7341.

MEUREN, Alexandre. **Elementos de Máquinas de Shigley** 8 edição portugues. March 19, 2017.

MINISTÉRIO DA SAÚDE. Secretaria de Atenção à Saúde Departamento de Ações Programáticas Estratégicas. **Diretrizes de Atenção à Pessoa com Lesão Medular**. 2ª edição. Brasília – DF. 2015.

NORMA REGULAMENTADORA 11 - **NR 11**. TRANSPORTE, MOVIMENTAÇÃO, ARMAZENAGEM E MANUSEIO DE MATERIAIS.

SANCHIS, Enrique; MARTOS, Julio; BLASCO, José María. **An assisted walking system for rehabilitation of patients with spinal cord injury**. Department of Physiotherapy, \*Department of Electronic Engineering, University of Valencia, Spain - Valência, Espanha - 2003. Acesso em 30/02/2021.

SITWARE. **FERRAMENTAS DE TOMADA DE DECISÃO**. Belo Horizonte - Minas Gerais - 11 de Abril de 2019. Acesso em 07/11/2020

SolidWorks Help. **SolidWorks Simulation Studies**. Acesso em 23/04/2021

SOUZA, F.B.V; CASTRO P.C.G; AYRES D.V.M; MOREIRA M.C.S; BATTISTELLA L.R. **Benefícios da marcha com assistência robótica na lesão medular: uma revisão sistemática**. Acta Fisiatr., 2016.

TAGUTI, Érika Mari. **DISPOSITIVO PARA AUXILIAR NA RECUPERAÇÃO DA MARCHA**. UNIVERSIDADE ESTADUAL PAULISTA - "JÚLIO MESQUITA

FILHO" - CAMPUS Guaratinguetá - SP - 2016. Acesso em 30/02/2021.

TAVARES, Cléciton Braga; SOUSA, Emerson Brandão Sousa; BORGES, Igor Brenno Campbell Borges; JÚNIOR, Amauri Araújo Godinho; NETO, Nelson Geraldo Freire. **Perfil epidemiológico dos pacientes com fraturas torácicas e lombares tratadas cirurgicamente no Serviço de Neurocirurgia do Hospital de Base do Distrito Federal (Brasília-Brasil)**. Unidade de Neurocirurgia do Hospital de Base do Distrito Federal, Brasília, DF, Brasil - 2013. Acesso em 30/02/2021.

# A

## APÊNDICE

*No Apêndice, são explicitados todos os cálculos realizados pelo autor com base em suas respectivas referências. Além disso, também consta o orçamento final do projeto e os desenhos para fabricação*

### A.1 Memorial de cálculo da talha elétrica

#### A.1.1 Cálculo de estimativa de diâmetro do cabo

$$d = 0.3\sqrt{210}$$

$$d = 4,35mm$$

#### A.1.2 Cálculo de diâmetro de enrolamento

$$D_e = (18)(1)(5)$$

$$D_e = 90mm$$

#### A.1.3 Cálculo de velocidade angular e rotações por minuto

$$\omega = \frac{0,25}{\left(\frac{0,1}{2}\right)}$$

$$\omega = 5 \text{ rad/s}$$

$$n = \frac{(5)(60)}{2\pi}$$

$$n = 47,7 \text{ rpm}$$

#### A.1.4 Cálculo de torque e potência

$$T_t = (2100) \left(\frac{0,1}{2}\right)$$

$$T_t = 105 \text{ N.m}$$

$$Pot = (105)(5)$$

$$Pot = 525 \text{ W}$$

## A.2 Memorial de cálculo da análise de estabilidade

### A.2.1 Cálculo estimado da força de tombamento da grua sem sapata e com sapata

Sem sapata:

$$F_t = \frac{(2000)(0,325) + (600)(0,325)}{2,75}$$

$$F_t = \frac{(2600)(0,325)}{2,75}$$

$$F_t = 307,27 \text{ N}$$

Com sapata:

$$F_t = \frac{(2000)(0,450) + (600)(0,450)}{2,75}$$

$$F_t = \frac{(2600)(0,450)}{2,75}$$

$$F_t = 425,45 \text{ N}$$

### A.2.2 Cálculo da força de tombamento devido ao impulso

$$I = (200)(0,3)$$

$$I = 60 \frac{\text{kg}\cdot\text{m}}{\text{s}}$$

$$F_i = \frac{60}{0,5}$$

$$F_i = 120 \text{ N}$$

### A.2.3 Cálculo do deslocamento do centro de massa para tombamento

#### A.2.3.1 Deslocamento lateral real

$$h = \frac{(0,3)^2}{(2)(9,8)}$$

$$h = 0,0046 \text{ m}$$

$$CA = 1,9954 \text{ m}$$

$$\theta = \arccos(1,9954)$$

$$\theta = 4^\circ$$

Deslocamento lateral  $x$ :

$$x = \sqrt{H^2 - CA^2}$$

$$x = \sqrt{2^2 - 1,9954^2}$$

$$x = 0,135 \text{ m}$$

### A.2.3.2 Velocidade necessária para queda em um cenário crítico hipotético

**Relação de massa e comprimento dos tubos:**

$$\frac{Massa}{comprimento} = 0,0246615(1,27(60) - 1,5)$$

$$\frac{Massa}{comprimento} = 1,84 \frac{kg}{m}$$

$$bs = 1,84(1,196) = 2,2 \text{ kg}$$

$$bac = 1,84(0,385) = 0,71 \text{ kg}$$

$$bc = 1,84(2,72) = 5 \text{ kg}$$

$$bae = 1,84(0,39) = 0,72 \text{ kg}$$

$$bad = 1,84(0,39) = 0,72 \text{ kg}$$

$$be = 1,84(1,53) = 1,2 \text{ kg}$$

$$bd = 1,84(1,53) = 1,2 \text{ kg}$$

**Centro de massa da grua em X:**

$$X_{cm} = \frac{(0,168)(0,72) + (-0,168)(0,72) + (-0,655)(1,2) + (0,655)(1,2)}{2,2 + (2)0,71 + (2)5 + 0,72 + 0,72 + 1,2 + 1,2}$$

$$X_{cm} = 0 \text{ m}$$

**Centro de massa da grua em Y:**

$$Y_{cm} = \frac{2,72(2,2) + (2)2,6(0,71) + (2)1,375(5) + 0,168(0,72) + 0,168(0,72) + 2,6(11,5)}{2,2 + (2)0,71 + (2)5 + 1,2 + 1,2 + 0,72 + 0,72 + 11,5}$$

$$Y_{cm} = 1,64 \text{ m}$$

**Centro de massa do paciente para tombamento**

$$x_{paciente} = \frac{(-0,655)(37+200) - (0)(37)}{200}$$

$$x_{paciente} = -0,776 \text{ m}$$

**Velocidade necessária para atingir centro de massa de tombamento**

$$CA = \sqrt{(2)^2 - (-0,776)^2}$$

$$CA = 1,84$$

$$h = 0,16 \text{ m}$$

$$v = \sqrt{2(9,8)(0,16)}$$

$$v = 1,77 \text{ m } \frac{m}{s}$$



**A.3 Cálculos da NBR 8400 aplicada a estrutura****A.3.1 Solicitação total para análise de tensões**

$$S_T = 1,12(2000 + 1,15(115) + 0)$$

$$S_T = 2388,12 \text{ N}$$

**A.3.2 Tensão admissível e fator de segurança do projeto**

$$\sigma_a = \frac{330+450}{520+520}$$

$$\sigma_a = 165 \text{ MPa}$$

$$FS = \frac{330}{165} = 2$$

**A.4 Cálculos da NBR 8400 aplicada a furos parafusos e pinos**

$$\tau_a = \frac{165}{\sqrt{3}} = 95,26 \text{ MPa}$$

$$P_d \leq 247,5 \text{ MPa}$$

$$\sigma = 0,65(165) = 107,25 \text{ MPa}$$

**A.5 Cálculos da NBR 8400 aplicada aos cordões de solda****A.5.1 Tensão de cisalhamento admissível**

$$\tau_a = \frac{165}{\sqrt{2}} = 116,67 \text{ MPa}$$

**A.5.2 Qualidade do aço para a estrutura**

$$\sigma_G \leq 0,5(165)$$

$$\sigma_G \leq 82,5 \text{ MPa}$$

$$Z_{a1} = \frac{107,25}{0,165} = 0,25$$

$$Z_{a2} = Z_{a1} = 0,25$$

$$Z_b = \frac{9}{2500}(1,5)^2 = 0,018225$$

$$\Sigma Z = 0,25 + 0,018225 = 0,29$$

## A.6 Cálculos da análise de tensões e flambagem da estrutura

### A.6.1 Cálculos de dimensionamento da viga ou tubo superior

#### A.6.1.1 Cálculos de flexão

$$M_{AB} = 1169,06(0,492) = 575,17 \text{ N.m}$$

$$M_{BC} = 1169,06(0,492) = 575,17 \text{ N.m}$$

$$M_{CD} = 1169,06(1,196 - 0,704) = 575,17 \text{ N.m}$$

$$\sigma_a = \frac{330}{2} = 165 \text{ MPa}$$

##### Tubo quadrado:

$$M_{dist} = \frac{36,26(0,598)}{2}(1,196 - 0,598) = 6,5 \text{ N.m}$$

$$M_{total} = 582 \text{ N.m}$$

$$I_{zz} = \frac{582}{165000000} = 14,1 \text{ cm}^4$$

$$\sigma_{flex} = \frac{582}{14,01} = 48,11 \text{ MPa}$$

$$FS = \frac{330}{48,11} = 6,85$$

##### Tubo redondo:

$$M_{dist} = \frac{33,22(0,598)}{2}(1,196 - 0,598) = 5,8 \text{ N.m}$$

$$M_{total} = 581,3 \text{ N.m}$$

$$I_{zz} = \frac{582}{165000000} = 15,68 \text{ cm}^4$$

$$\sigma_{flex} = \frac{582}{15,68} = 65,76 \text{ MPa}$$

$$FS = \frac{330}{48,11} = 5$$

#### A.6.1.2 Cálculos de cisalhamento

##### Tubo quadrado:

$$V_{dist} = \frac{36,26(1,196)}{2} = 21,7 \text{ N}$$

$$V_{total} = 21,7 + 1169,06 = 1190,76 \text{ N}$$

$$A = \frac{3(1190,76)}{2(165)} = 0,108 \text{ cm}^2$$

$$FS = \frac{330}{3,79} = 87$$

##### Tubo redondo: $V_{dist} = \frac{33,22(1,196)}{2} = 19,33 \text{ N}$

$$V_{total} = 19,33 + 1169,06 = 1188,39 \text{ N}$$

$$A = \frac{4(1188,39)}{3(165)} = 0,096 \text{ cm}^2$$

$$FS = \frac{330}{3,84} = 86$$

## A.7 Cálculos de dimensionamento das colunas

### A.7.0.1 Cálculo de flexão na coluna

#### Tubo quadrado 1345:

$$\delta = 0,704 \left[ \sec \left( \sqrt{\frac{1169,06}{205000(48,39.10^4)} \frac{1345}{2}} \right) \right] = 352 \text{ mm}$$

$$M_{max} = -(1169,06)(0,352 + 0,704) = -1234,5 \text{ N.m}$$

$$\sigma_c = \frac{1169,06}{471} - \frac{-1234,5}{483912} = 2,48$$

$$FS = \frac{330}{2,48} = 132$$

#### Tubo redondo 1345:

$$\delta = 0,704 \left[ \sec \left( \sqrt{\frac{1169,06}{205000(39,3371.10^4)} \frac{1345}{2}} \right) \right] = 345 \text{ mm}$$

$$M_{max} = -(1169,06)(0,345 + 0,704) = -1226,34 \text{ N.m}$$

$$\sigma_c = \frac{1169,06}{411,85} - \frac{-1234,5}{483912} = 2,84$$

$$FS = \frac{330}{2,84} = 116$$

#### Tubo quadrado 1115:

$$\delta = 0,704 \left[ \sec \left( \sqrt{\frac{1169,06}{205000(48,39.10^4)} \frac{1115}{2}} \right) \right] = 359 \text{ mm}$$

$$M_{max} = -(1169,06)(0,359 + 0,704) = -1242,95 \text{ N.m}$$

$$\sigma_c = \frac{1169,06}{471} - \frac{-1242,95}{483912} = 2,48$$

$$FS = \frac{330}{2,48} = 132$$

#### Tubo redondo 1115:

$$\delta = 0,704 \left[ \sec \left( \sqrt{\frac{1169,06}{205000(39,3371.10^4)} \frac{1345}{2}} \right) \right] = 355 \text{ mm}$$

$$M_{max} = -(1169,06)(0,355 + 0,704) = -1237,5 \text{ N.m}$$

$$\sigma_c = \frac{1169,06}{411,85} - \frac{-1237,5}{483912} = 2,84$$

$$FS = \frac{330}{2,84} = 116$$

### A.7.0.2 Cálculos da análise de flambagem

$$\text{Tubos quadrados: } \lambda_{1345} = \frac{134,5}{4,0217} = 33,44356864$$

$$\lambda_{1115} = \frac{111,5}{3,2053} = 34,78613546$$

$$P_{cr} = \frac{1,2\pi^2(205000)(471)}{34,78613546} = 944,97 \text{ kN}$$

$$\text{Tubos redondos: } \lambda_{1345} = \frac{134,5}{3,5395} = 37,99971747$$

$$\lambda_{1115} = \frac{111,5}{3,0905} = 36,07830448$$

$$P_{cr} = \frac{1,2\pi^2(205000)(411,85)}{36,07830448} = 768,17 \text{ kN}$$

## A.8 Cálculos de diâmetros dos parafusos e pinos

### A.8.1 Cálculo do diâmetro do parafuso dos rodízios

$$F = 559,53 + 150 + 118 = 827,53 \text{ N}$$

$$d_{menor} = \sqrt{\frac{4(827,53)}{(107,25)\pi}} = 3,13 \text{ mm}$$

### A.8.2 Cálculo do diâmetro do parafuso de apoio

$$d_{menor} = \sqrt{\frac{4(827,53)}{(95,26)\pi}} = 3,3 \text{ mm}$$

### A.8.3 Cálculo do diâmetro do pino

$$d_{pino} = \sqrt{\frac{4(827,53)}{(95,26)\pi}} = 3,3 \text{ mm}$$

## A.9 Cálculos dos cordões de solda

### A.9.1 Cálculo dos cordões de solda da estrutura superior

#### A.9.2 Conexão.1

$$\tau' = \frac{655,58}{0,7(2)(80)} = 5,85 \text{ MPa}$$

$$\tau'' = \frac{(582)(40)}{0,707(2)\left(\frac{80^3}{12}\right)} = 387,86 \text{ MPa}$$

$$\tau = \sqrt{(5,85)^2 + (387,86)^2} = 388 \text{ MPa}$$

$$n = \frac{0,577(330)}{388} = 0,49$$

**Solda substituta para o cálculo**

$$T = \frac{582}{80} = 7275 \text{ N}$$

$$\sigma = \frac{7275}{(2)(80)} = 45,47 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{all} = 0,6(330) = 198 \text{ MPa}$$

$$FS = 4,35$$

**A.9.3 Conexão.2**

$$\beta = 1,2 - 0,002 \left( \frac{110}{2} \right)$$

$$\tau = \frac{1169,06}{(2)(110)} = 5,31 \text{ MPa}$$

$$\tau_{all} \geq 198 \text{ MPa}$$

$$FS = 37,3$$

**A.9.4 Conexão.3**

$$\tau' = \frac{655,58}{0,7(2)(110)} = 4,25 \text{ MPa}$$

$$\tau'' = \frac{(582000)(55)}{0,707(2)\left(\frac{110^3}{12}\right)} = 204,1 \text{ MPa}$$

$$\tau = \sqrt{(4,25)^2 + (204,1)^2} = 204,14 \text{ MPa}$$

$$n = \frac{0,577(330)}{204,14} = 0,93$$

**Solda substituta para o cálculo**

$$T = \frac{582}{110} = 5291 \text{ N}$$

$$\sigma = \frac{7275}{(2)(110)} = 24,05 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{all} = 0,6(330) = 198 \text{ MPa}$$

$$FS = 8,2$$

**A.9.5 Cálculo dos cordões de solda da estrutura inferior****A.9.6 Conexão.1**

$$\tau' = \frac{1169,066}{0,7(2)(147,1)} = 5,62 \text{ MPa}$$

$$J_u = \frac{147,1^3}{12} = 165250,84 \text{ mm}^3$$

$$\tau'' = \frac{(582)(73,55)}{0,707(2)\left(\frac{147,1^3}{12}\right)} = 79,1 \text{ MPa}$$

$$\tau = \sqrt{(5,62)^2 + (79,1)^2} = 79,3 \text{ MPa}$$

$$n = \frac{0,577(330)}{79,3} = 2,4$$

**A.9.7 Conexão.2**

$$\beta = 1,2 - 0,002 \left( \frac{131}{2} \right) = 1,069$$

$$\tau = \frac{1169,06}{(2)(131)} = 4,46 \text{ MPa}$$

$$\tau \geq 198 \text{ MPa}$$

$$\text{FS} = 44,4$$

### A.9.8 Conexão.3

$$\beta = 1,2 - 0,002 \left( \frac{100}{2} \right) = 1$$

$$\tau = \frac{1169,06}{(2)(131)} = 5,85 \text{ MPa}$$

$$\tau \geq 198 \text{ MPa}$$

$$\text{FS} = 33,8$$

## **A.10 ORÇAMENTO DE MATERIAIS, FABRICAÇÃO e MÁ- QUINAS DE MERCADO**

Estes orçamentos foram realizados pelo autor.

O modelo internacional YK-7000A3, foi cotado diretamente com o fabricante Yeecon por U\$ 6.000,00 (link YK-7000A3).

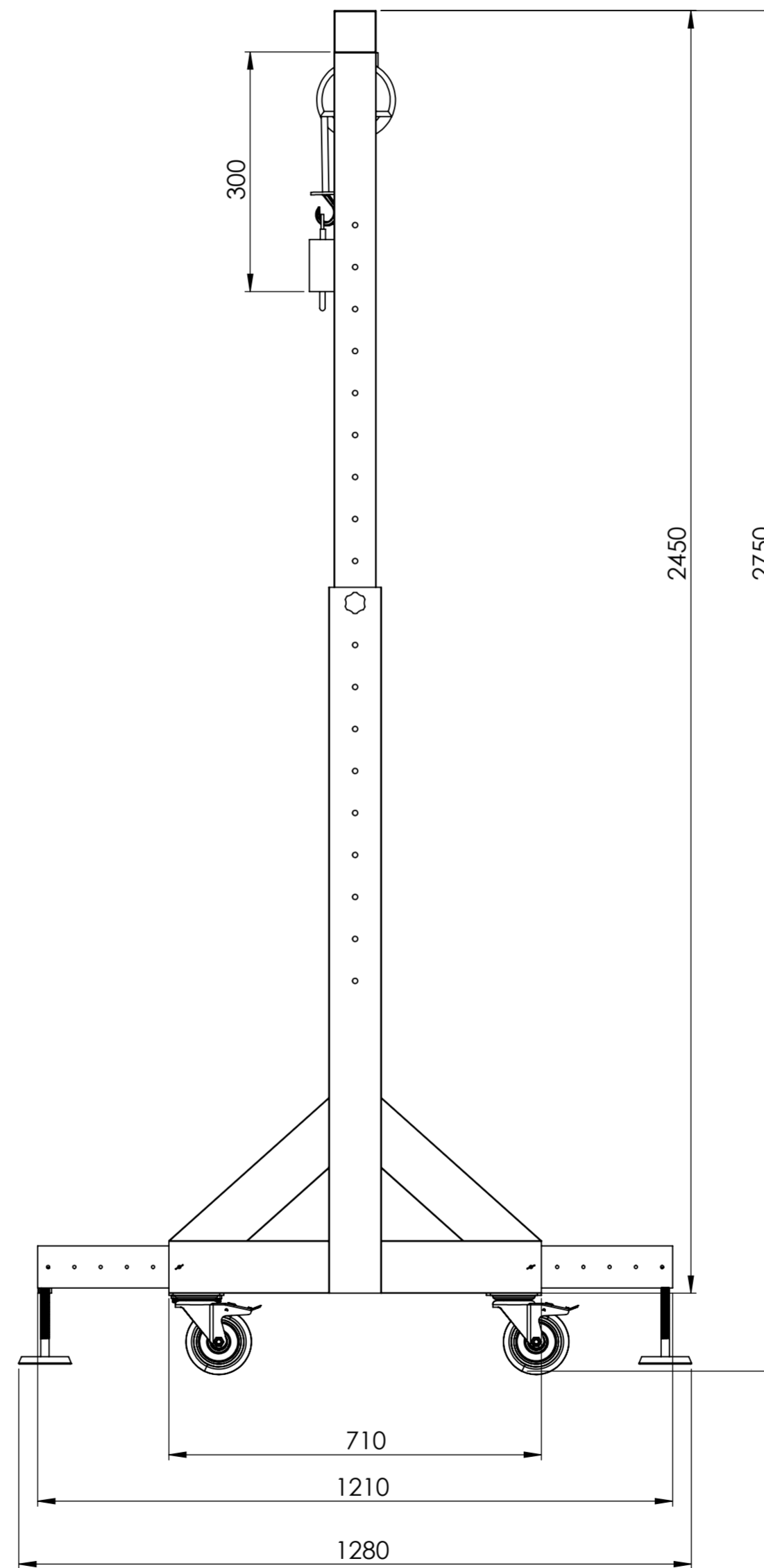
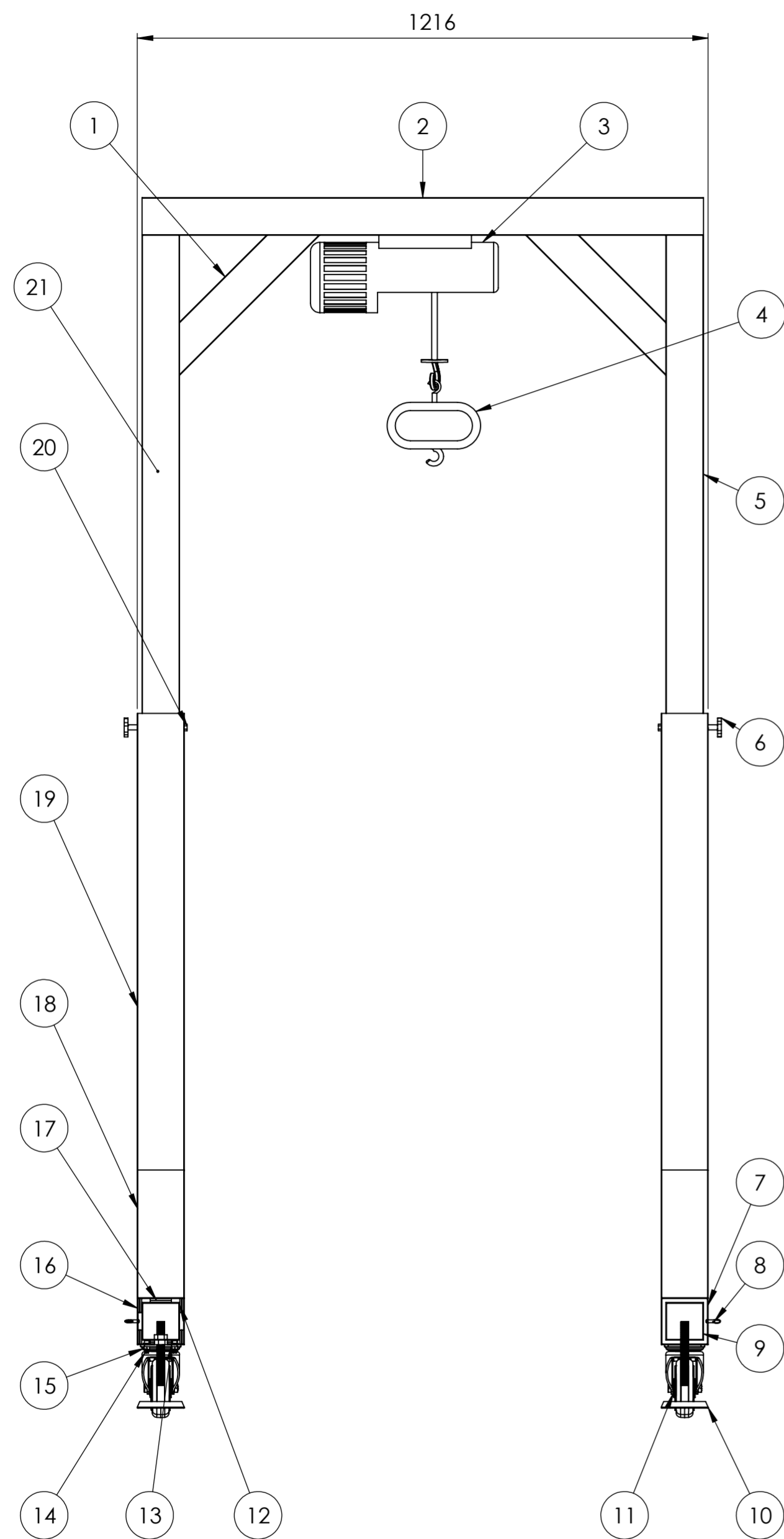
O modelo nacional foi cotado com a empresa Strgroup no valor de R\$ 16.480,00 (link Strgroup).

nº DT	Peça	Quantidade	Material	Loja ou empresa	link	Contato	Valor	Frete	Valor com frete
3-5	Tubo 80 mm x 6m	1	Aço AISI 1020	Aladin Metais	<a href="#">adrado-</a>	(11) 5613-5777	R\$ 422,51	R\$ 0,00	R\$ 422,51
7-9	Tubo 100 mm x 6m	1	Aço AISI 1020	Aladin Metais	<a href="#">o-quadra</a>	(11) 5613-5777	R\$ 334,37	R\$ 0,00	R\$ 334,37
11-12	Chapa 4 mm	5	Poliestireno	Mercado Livre	<a href="#">-40cm-</a>	-	R\$ 360,00	R\$ 22,90	R\$ 382,90
1	Talha elétrica	1	-	Menegotti	<a href="#">P_PLA&amp;</a>	-	R\$ 542,96	R\$ 61,94	R\$ 604,90
1	Parafuso MA8x120mm de suporte da parte superior	2	Aço carbono	Parafuso fácil	<a href="#">parafuso</a>	-	R\$ 8,42	R\$ 24,90	R\$ 33,32
1	Manipulo MA8X20mm	2	-	Parafuso fácil	<a href="#">afusofac</a>	-	R\$ 8,06	R\$ 0,00	R\$ 8,06
13	Pino liberação rápida	4	316L	Mercado Livre	<a href="#">o-rapida</a>	-	R\$ 120,00	R\$ 0,00	R\$ 120,00
13	Rodízio	4	Poliuretano	Loja do mecânico	<a href="#">zio-girato</a>	-	R\$ 542,00	R\$ 75,61	R\$ 617,61
13	Parafuso do rodízio	16	Aço AISI 304	Parafuso fácil	<a href="#">8-x-20-in</a>	-	R\$ 26,40	R\$ 20,73	R\$ 47,13
13	Arruela do rodízio	16	zincada	Parafuso fácil	<a href="#">a-m8-mili</a>	-	R\$ 12,00	R\$ 0,00	R\$ 12,00
13	Porca do rodízio	16	Aço AISI 304	Parafuso fácil	<a href="#">extavada</a>	-	R\$ 10,64	R\$ 0,00	R\$ 10,64
1	Sapata	4	-	Bakelit	<a href="#">pres/nv-n</a>	-	R\$ 1.000,00	R\$ 0,00	R\$ 1.000,00
	Tarugo 30mmx500mm	1	Aço 1045	Mercado Livre	<a href="#">aco-104</a>	-	R\$ 169,00	R\$ 0,00	R\$ 169,00
	Cinta	1	-	Ferramac	<a href="#">nCGARIs</a>	-	R\$ 19,00	R\$ 18,29	R\$ 37,29
1	Dinamômetro digital	1	-	Brasil Magnets	<a href="#">vord=&amp;m</a>	-	R\$ 379,64	R\$ 0,00	R\$ 379,64
1	Proteção anticorrosiva	1	Zinco, resinas, solventes, alumínio	Quimatic Tapmatic	<a href="https://w">https://w</a>	-	R\$ 173,05	R\$ 0,00	R\$ 173,05
								<b>SUBTOTAL</b>	R\$ 4.352,42
<b>Fabricação e Montagem</b>									
Custo para so	Serralheria Varjão						R\$ 500,00		
Pintura	Pintor Varjão						R\$ 200,00		
Montagem e ajustes	Serralheria Varjão						R\$ 300,00		
<b>TOTAL</b>							R\$ 5.352,42		



**A.11 DESENHOS PARA FABRICAÇÃO****LISTA DE DESENHOS:**

1. Desenho de conjunto completo
2. Submontagem das soldas da parte superior
3. Tubo superior
4. Tubo de apoio superior
5. Tubo central superior
6. Submontagem das soldas da parte inferior
7. Tubo central inferior
8. Tubo de apoio da base
9. Tudo da base
10. Submontagem do tubo central inferior com chapas de poliestireno
11. Chapa dupla 30 mm
12. Chapa dupla 45 mm
13. Subconjunto do tubo da base
14. Submontagem do tubo da base com as chapas de poliestireno
15. Subconjunto do suporte da sapata
16. Tubo de suporte da sapata



Escala 1:20

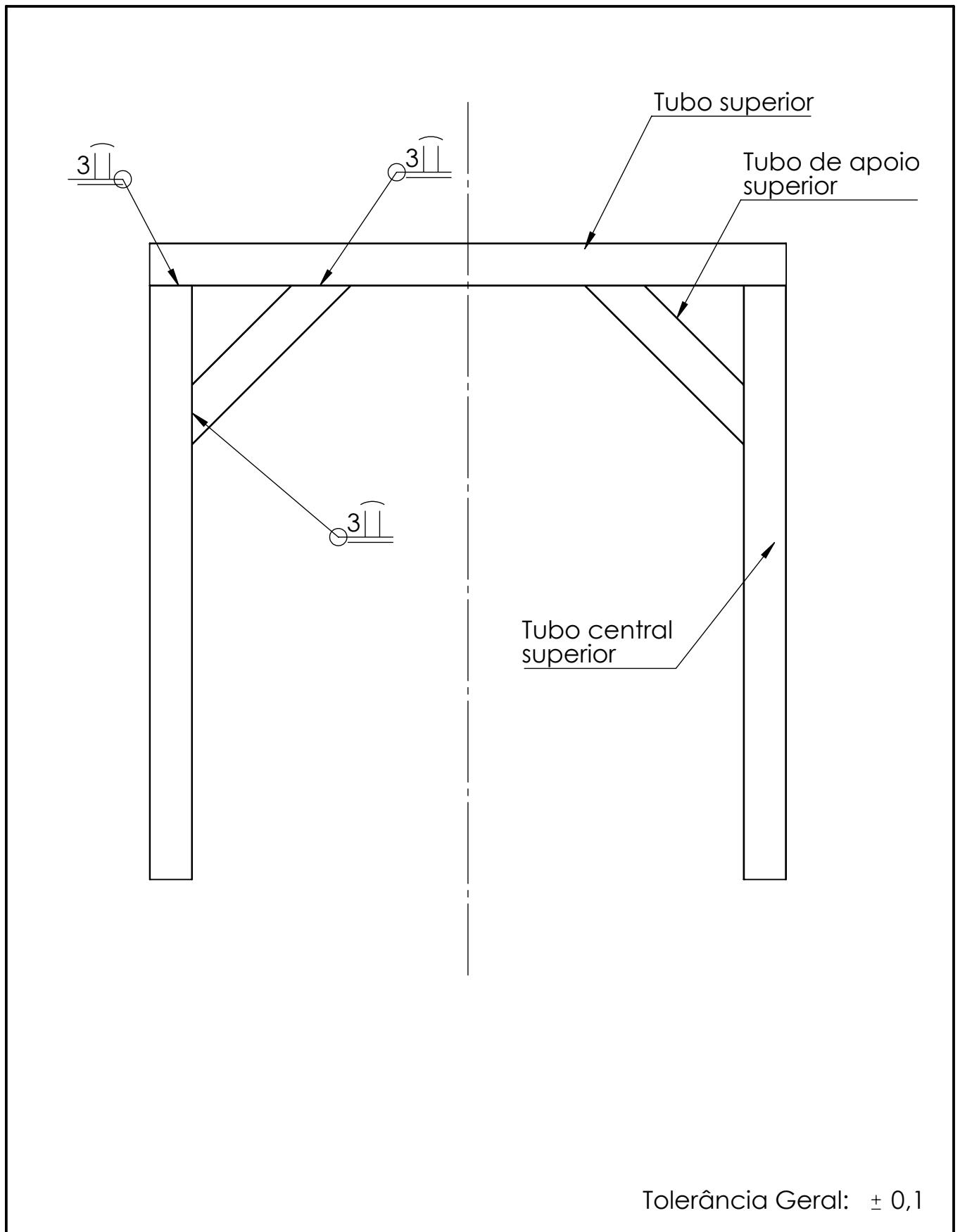



Nº	Nome da peça	Quantidade	Material
21	Proteção anticorrosiva	1	Zn, resinas, solventes, Al e epóxi monocomponente
20	Parafuso MA8X120mm	2	-
19	Tubo central inferior	2	Aço AISI 1020
18	Tubo de apoio inferior	4	Aço AISI 1020
17	Chapa 4mm 45x305 mm	24	Poliestireno
16	Cola epóxi	1 litro	-
15	Porca MA8 do parafuso Allen	16	Aço AISI 304L
14	Parafuso Allen MA8x20mm	16	Aço AISI 304L
13	Arruela MA8 do parafuso Allen	16	Aço-Zincado
12	Chapa 4mm 30x305 mm	42	Poliestireno
11	Rodízio 150 mm	4	Poliuretano
10	Sapata Ø60mm - MA16X181mm	4	-
9	Tubo suporte sapata	4	Aço AISI 1020
8	Pino de liberação rápida M6	4	Aço AISI 316L
7	Tubo base	4	Aço AISI 1020
6	Manipulo MA8x20mm	2	-
5	Tubo central superior	2	Aço AISI 1020
4	Dinamômetro digital	1	-
3	Talha elétrica	1	-
2	Tubo superior	1	Aço AISI 1020
1	Tubo de apoio superior	2	Aço AISI 1020

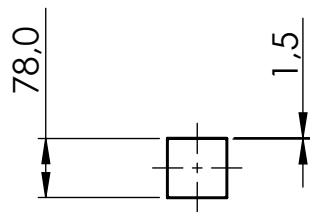
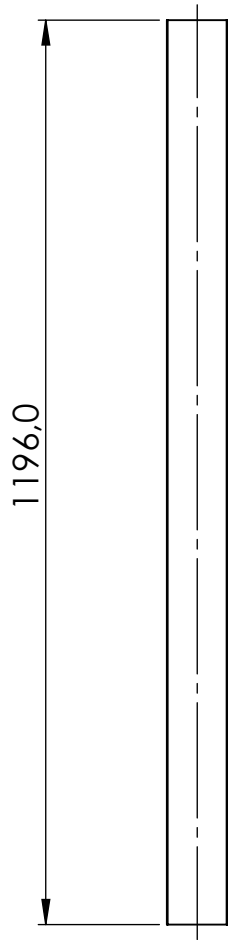
UnB	Faculdade de Tecnologia - Departamento de Engenharia Mecânica	
	Projeto de graduação - Grua para elevação de pacientes paraplégicos	
Orientador: Antônio Manoel Dias Henriques		
Desenhista: Gabriel Grande Almeida		
Montagem:	Conjunto total	Quantidade: 1
	Data: 05/05/2021	Unidade: mm
	Escala: 1:10	FOLHA 1 DE 16

OBS1: Locais de compra e valores encontram-se na subseção de orçamento do relatório do projeto


OBS2: A proteção anticorrosiva deve ser aplicada em toda superfície externa dos tubos após furação e soldagem.

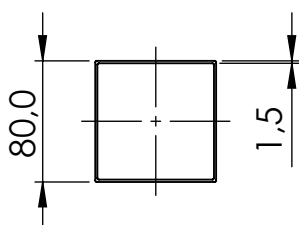
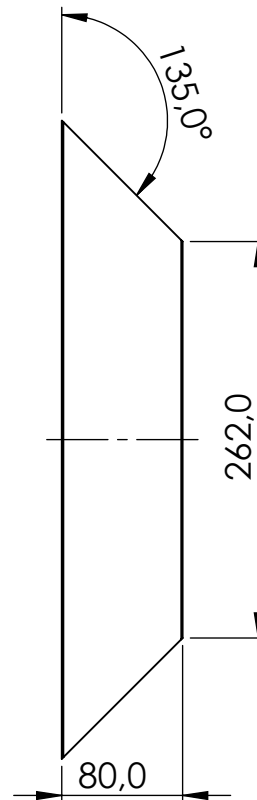
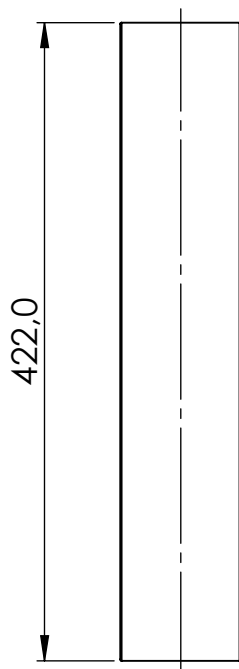


UnB	Faculdade de Tecnologia - Departamento de Engenharia Mecânica		
	Projeto de graduação - Grua para elevação de pacientes paraplégicos		
Orientador:	Antônio Manoel Dias Henriques	Data:	Unidade: mm
Desenhista:	Gabriel Grande Almeida	26/04/2021	
Quantidade:	1	A4 - Escala: 1:10	
	Material da solda: Eletrodo AWS E6013		FOLHA 2 de 16
	Submontagem - soldas parte superior		



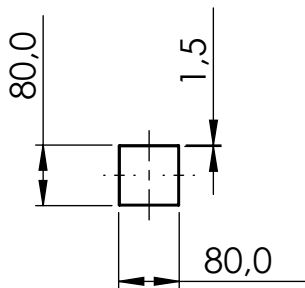
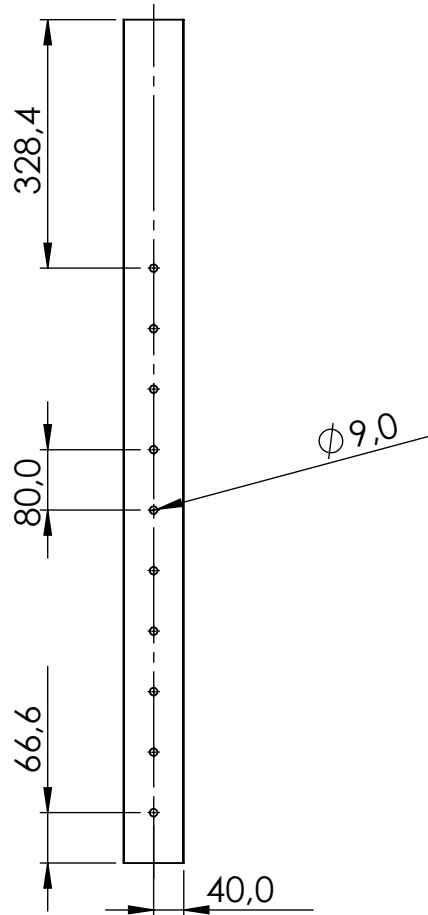
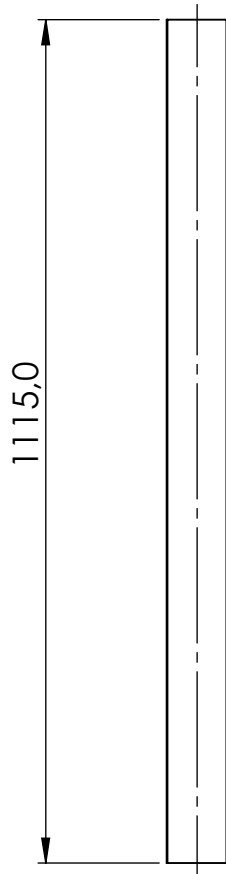
Tolerância Geral:  $\pm 0,1$

UnB	Faculdade de Tecnologia - Departamento de Engenharia Mecânica		
	Projeto de graduação - Grua para elevação de pacientes paraplégicos		
Orientador:	Antônio Manoel Dias Henriques	Data:	Unidade: mm
Desenhista:	Gabriel Grande Almeida	26/04/2021	
Quantidade:	1		A4 - Escala: 1:10
	Material: Aço AISI 1020		FOLHA 3 de 16
	Viga ou tubo superior		



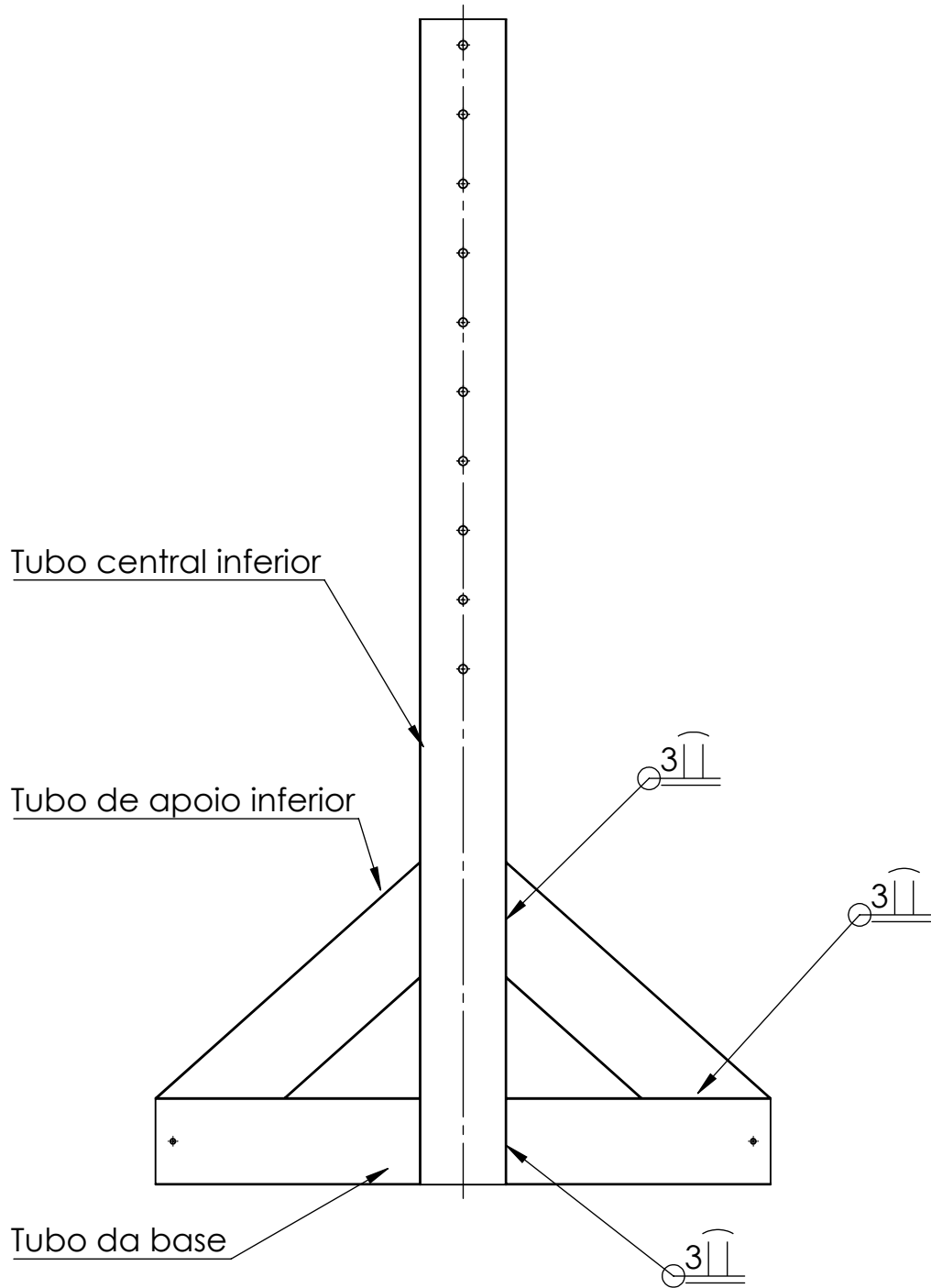
Tolerância Geral:  $\pm 0,1$

UnB	Faculdade de Tecnologia - Departamento de Engenharia Mecânica		
	Projeto de graduação - Grua para elevação de pacientes paraplégicos		
Orientador:	Antônio Manoel Dias Henriques	Data:	Unidade: mm
Desenhista:	Gabriel Grande Almeida	26/04/2021	
Quantidade:	2	A4 - Escala: 1:5	
	Material: Aço AISI 1020	FOLHA 4 de 16	
	Tubo de apoio superior		



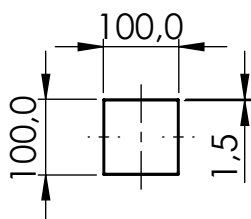
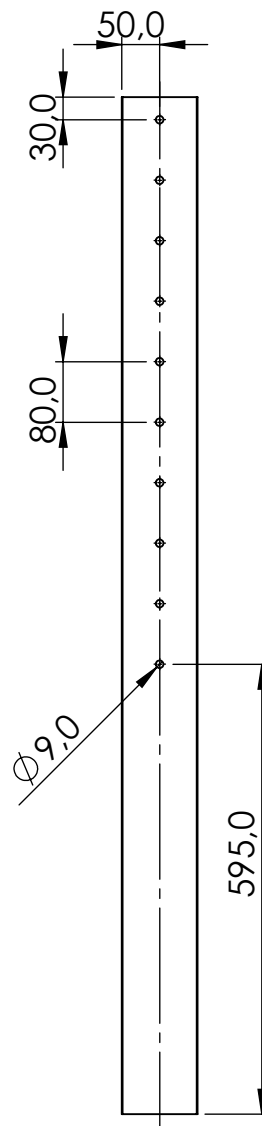
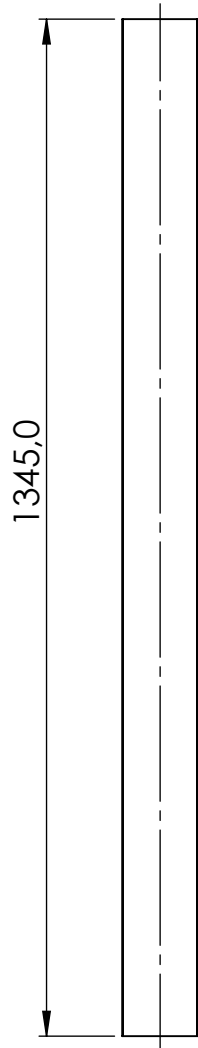
Tolerância Geral:  $\pm 0,1$

UnB	Faculdade de Tecnologia - Departamento de Engenharia Mecânica		
	Projeto de graduação - Grua para elevação de pacientes paraplégicos		
Orientador:	Antônio Manoel Dias Henriques	Data:	Unidade: mm
Desenhista:	Gabriel Grande Almeida	26/04/2021	
Quantidade:	2		A4 - Escala: 1:10
	Material: Aço AISI 1020		FOLHA 5 de 16
	Coluna superior ou tubo central superior		



Tolerância Geral:  $\pm 0,1$

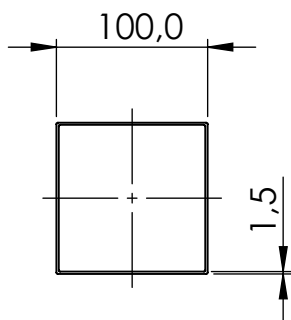
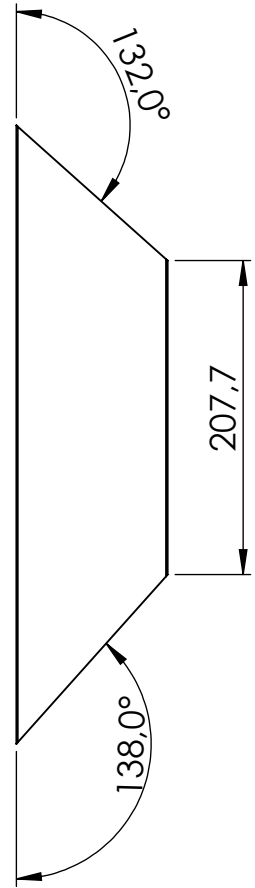
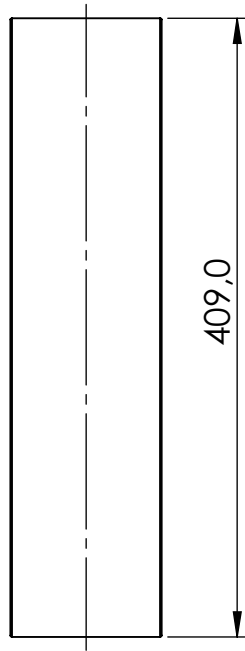
UnB	Faculdade de Tecnologia - Departamento de Engenharia Mecânica		
	Projeto de graduação - Grua para elevação de pacientes paraplégicos		
Orientador:	Antônio Manoel Dias Henriques	Data:	Unidade: mm
Desenhista:	Gabriel Grande Almeida	26/04/2021	
Quantidade:	2	A4 - Escala: 1:8	
	Material da solda: Eletrodo AWS E6013		FOLHA 6 de 16
	Submontagem - soldas parte inferior		



Tolerância Geral:  $\pm 0,1$

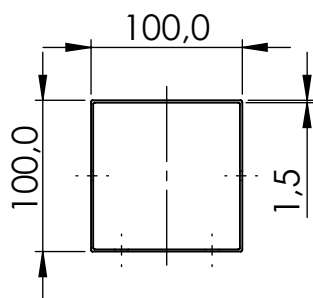
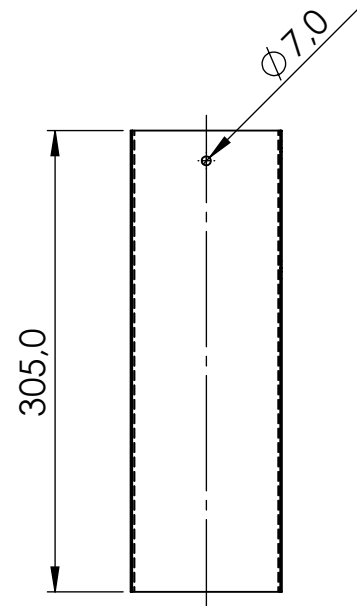
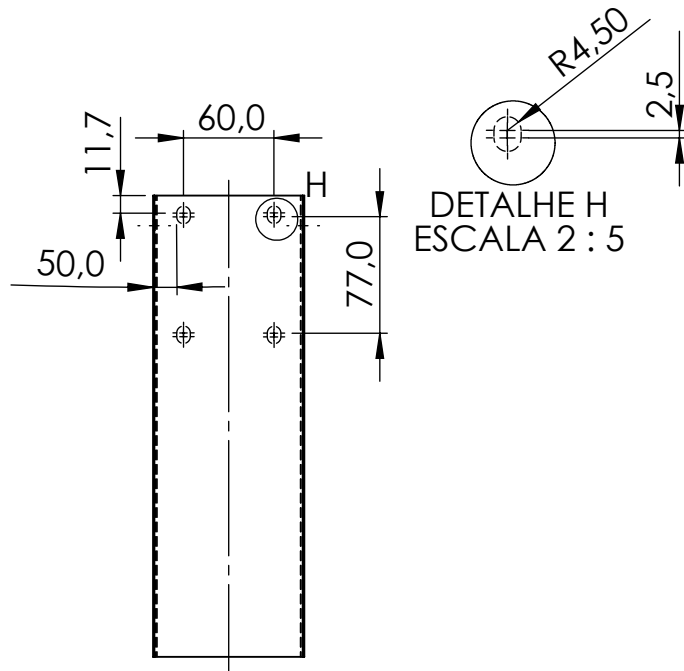
UnB	Faculdade de Tecnologia - Departamento de Engenharia Mecânica		
	Projeto de graduação - Grua para elevação de pacientes paraplégicos		
Orientador:	Antônio Manoel	Data:	Unidade: mm
Desenhista:	Gabriel Grande Almeida	26/04/2021	
Quantidade:	2	A4 - Escala: 1:10	
	Material: Aço AISI 1020		FOLHA 7 de 16
	Coluna inferior ou tubo central inferior		






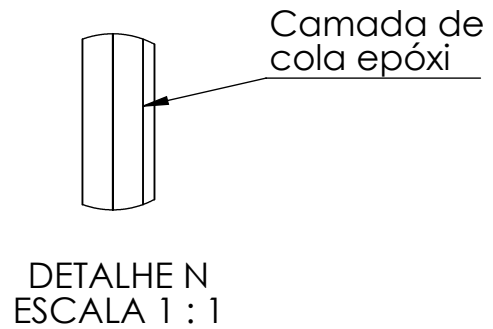
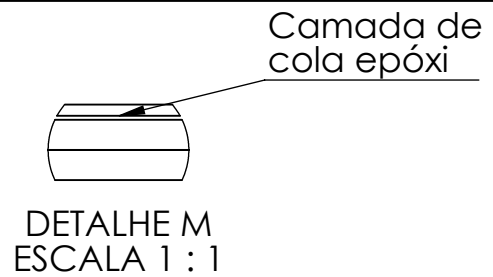
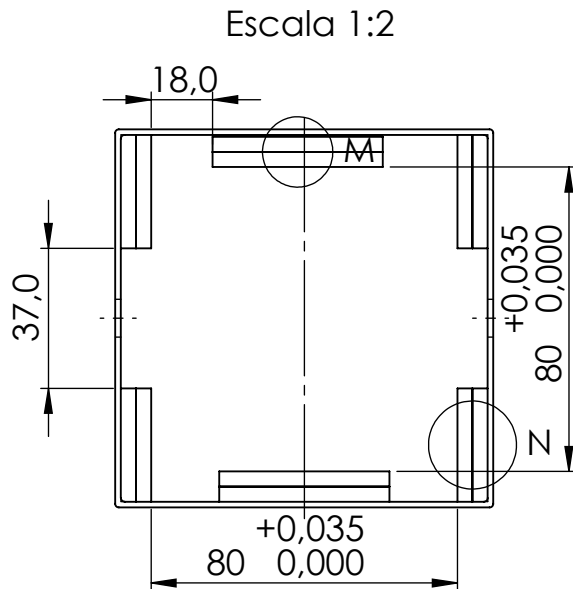
Tolerância Geral:  $\pm 0,1$

UnB	Faculdade de Tecnologia - Departamento de Engenharia Mecânica		
	Projeto de graduação - Grua para elevação de pacientes paraplégicos		
Orientador:	Antônio Manoel Dias Henriques	Data:	Unidade: mm
Desenhista:	Gabriel Grande Almeida	26/04/2021	
Quantidade:	4	A4 - Escala: 1:5	
	Material: Aço 1020	FOLHA 8 de 16	
	Tubo de apoio da base		

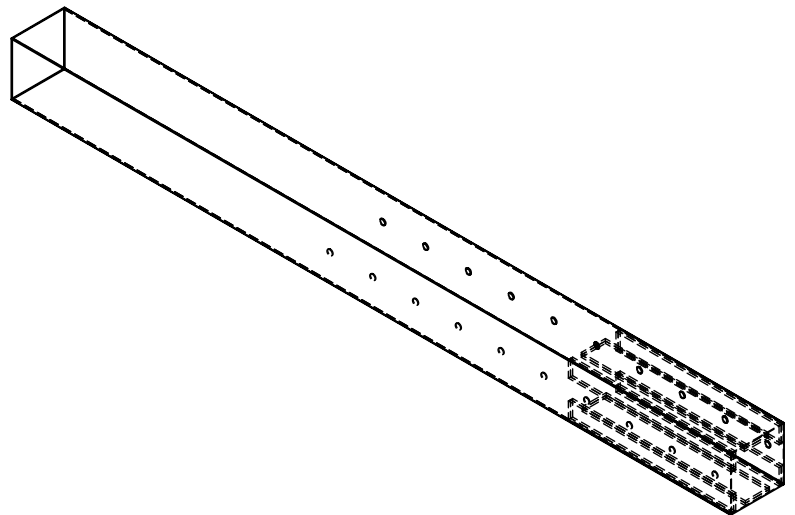


Tolerância Geral:  $\pm 0,1$

UnB	Faculdade de Tecnologia - Departamento de Engenharia Mecânica		
	Projeto de graduação - Grua para elevação de pacientes paraplégicos		
Orientador:	Antônio Manoel Dias Henriques	Data:	Unidade: mm
Desenhista:	Gabriel Grande Almeida	26/04/2021	
Quantidade:	4	A4 - Escala: 1:5	
	Material: Aço 1020		FOLHA 9 de 16
	Tubo da base		

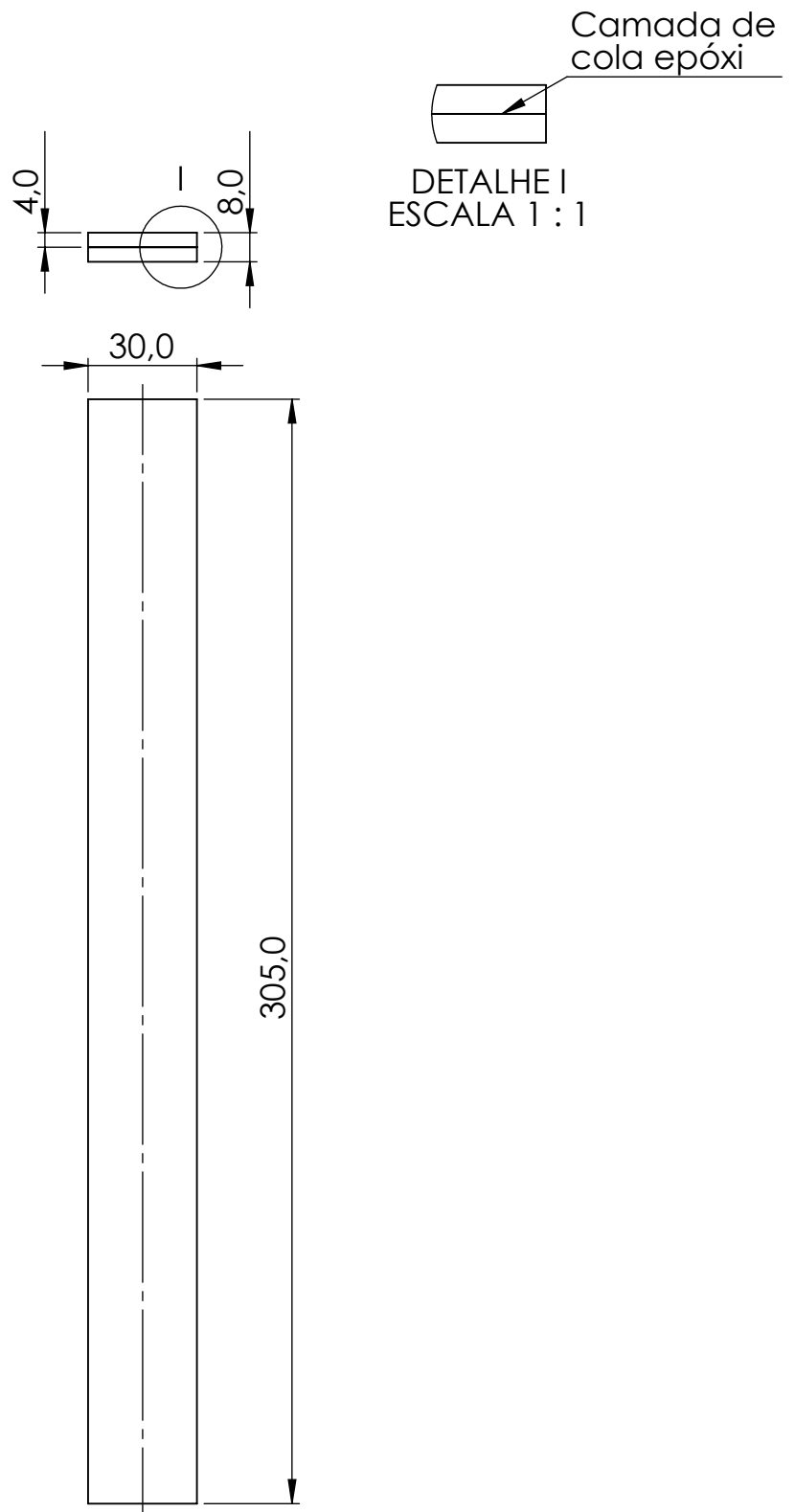


Escala 1:10




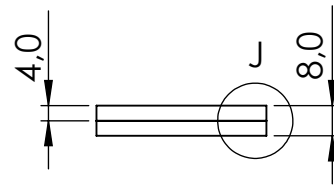
Tolerância Geral:  $\pm 0,1$

UnB	Faculdade de Tecnologia - Departamento de Engenharia Mecânica		
	Projeto de graduação - Grua para elevação de pacientes paraplégicos		
Orientador:	Antônio Manoel Dias Henriques	Data:	Unidade: mm
Desenhista:	Gabriel Grande Almeida	26/04/2021	
Quantidade:	2	A4 - Escala: 1:2	
	Material: Poliestireno	FOLHA 10 de 16	
	Submontagem - coluna inferior e chapas		



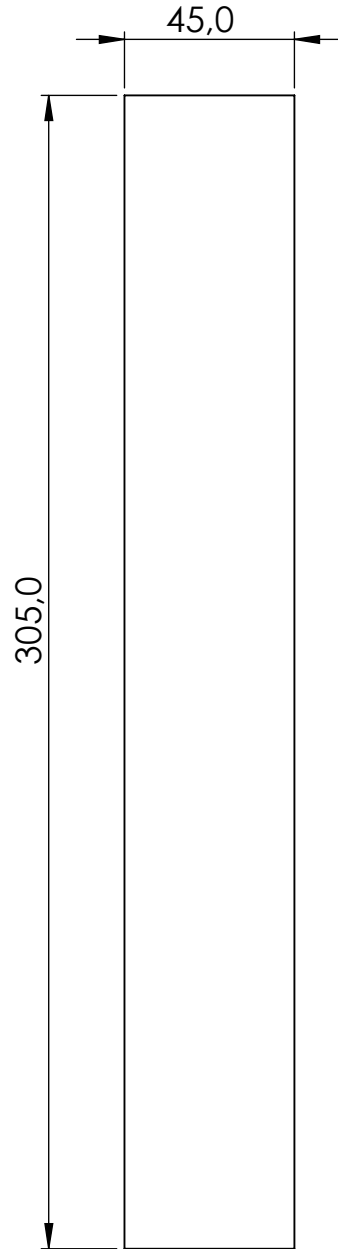
Tolerância Geral:  $\pm 0,1$

UnB	Faculdade de Tecnologia - Departamento de Engenharia Mecânica		
	Projeto de graduação - Grua para elevação de pacientes paraplégicos		
Orientador:	Antônio Manoel Dias Henriques	Data:	Unidade: mm
Desenhista:	Gabriel Grande Almeida	26/04/2021	
Quantidade:	24	A4 - Escala: 1:2	
	Material: Poliestireno	FOLHA 11 de 16	
	Chapa dupla 30 mm - Poliestireno		



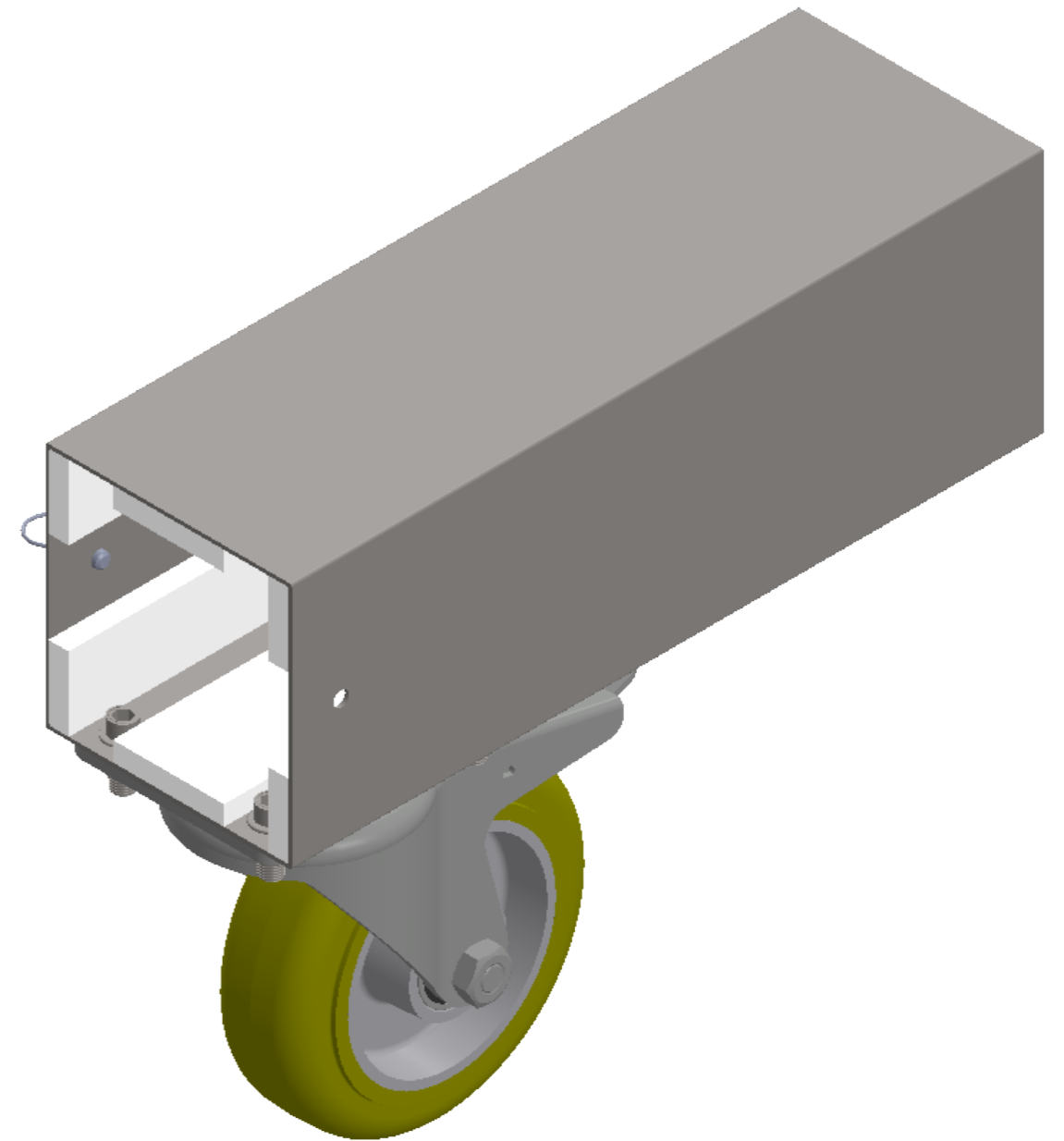
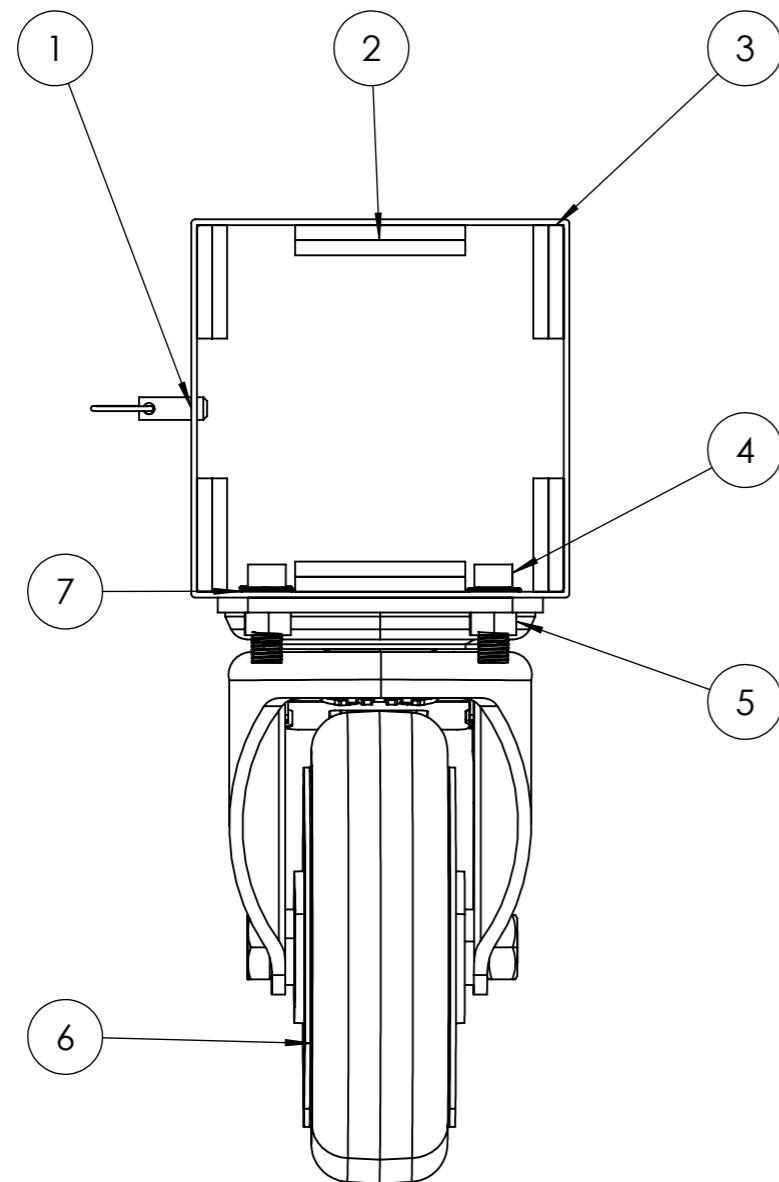
Camada de cola epóxi

DETALHE J  
ESCALA 1 : 1



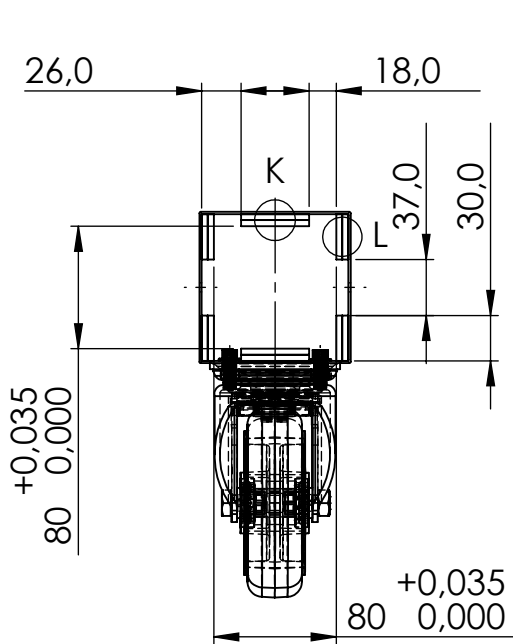
Tolerância Geral:  $\pm 0,1$

UnB	Faculdade de Tecnologia - Departamento de Engenharia Mecânica		
	Projeto de graduação - Grua para elevação de pacientes paraplégicos		
Orientador:	Antônio Manoel Dias Henriques	Data:	Unidade: mm
Desenhista:	Gabriel Grande Almeida	26/04/2021	
Quantidade:	12	A4 - Escala: 1:2	
	Material: Poliestireno	FOLHA 12 de 16	
	Chapa dupla 45 mm - Poliestireno		



Nº	Nome da peça	Quantidade	Material
7	Arruela MA8 do parafuso Allen	4	Aço-Zincado
6	Rodízio	1	Poliuretano
5	Porca MA8 do parafuso Allen	4	Aço AISI 304L
4	Parafuso Allen MA8x20mm	4	Aço AISI 304L
3	Chapa dupla 30 mm	4	Poliestireno
2	Chapa dupla 45mm	2	Poliestireno
1	Tudo da base	1	Aço AISI 1020

UnB	Faculdade de Tecnologia - Departamento de Engenharia Mecânica	
	Projeto de graduação - Grua para elevação de pacientes paraplégicos	
Orientador: Antônio Manoel Dias Henriques		
Desenhista: Gabriel Grande Almeida		
Montagem:	Conjunto tubo da base	Quantidade: 4
	Data: 28/04/2021	Unidade: mm
	Escala: 1:2	FOLHA 13 de 16

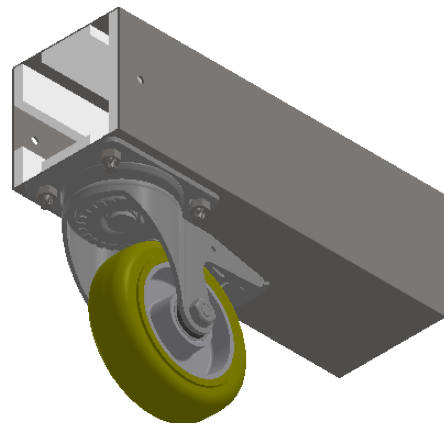
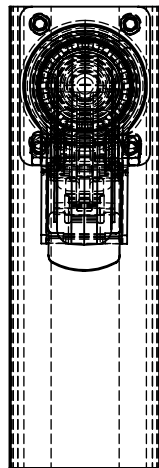


Camada de cola epóxi



DETALHE K  
ESCALA 2 : 5

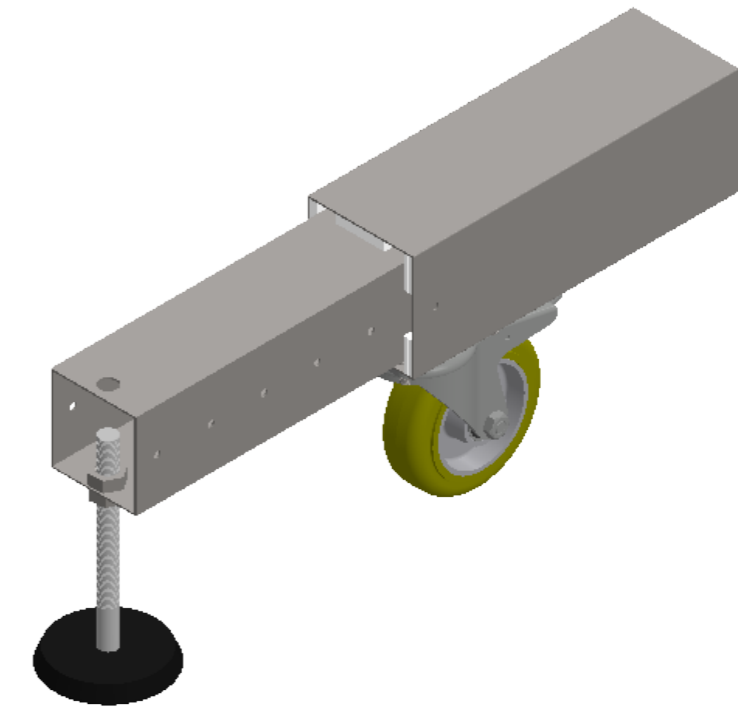
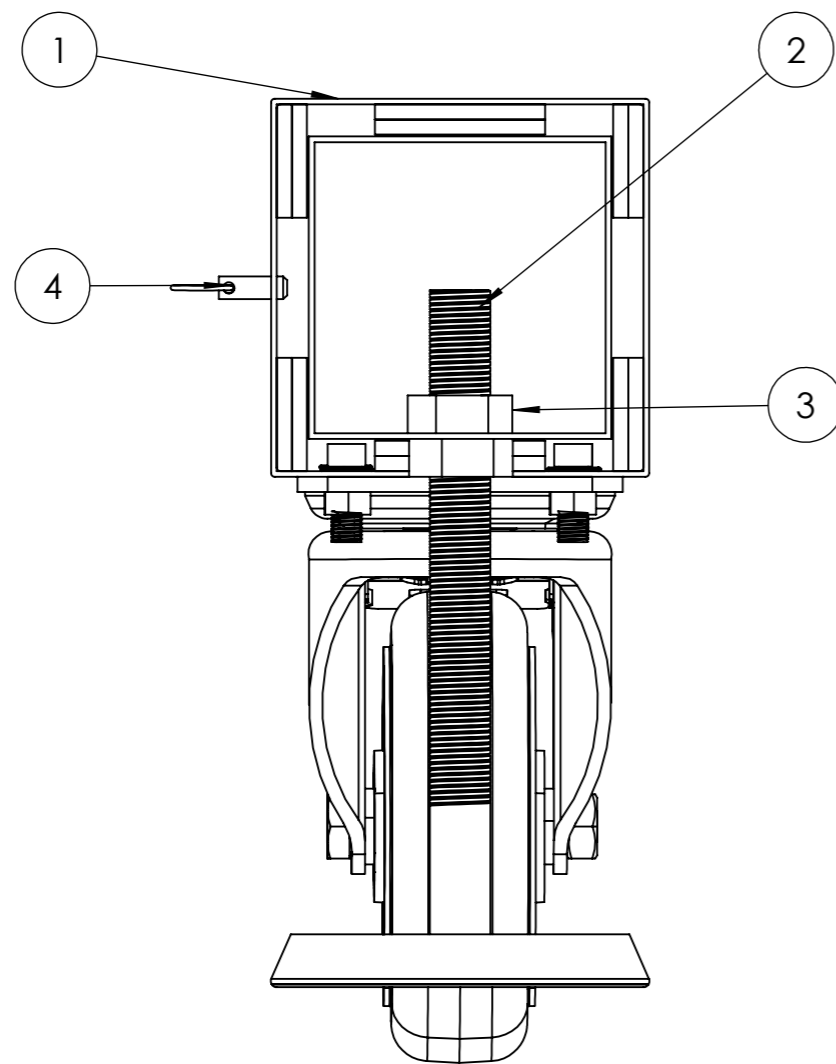
Camada de cola epóxi

DETALHE L  
ESCALA 2 : 5



Tolerância Geral:  $\pm 0,1$

UnB	Faculdade de Tecnologia - Departamento de Engenharia Mecânica		
	Projeto de graduação - Grua para elevação de pacientes paraplégicos		
Orientador:	Antônio Manoel Dias Henriques	Data:	Unidade: mm
Desenhista:	Gabriel Grande Almeida	26/04/2021	
Quantidade:	4	A4 - Escala: 1:5	
 	Material: Poliestireno		FOLHA 14 de 16
	Submontagem - tubo base e chapas		

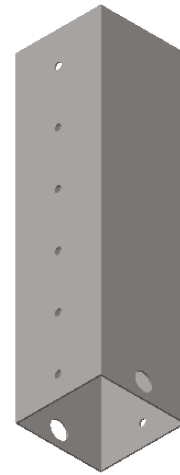
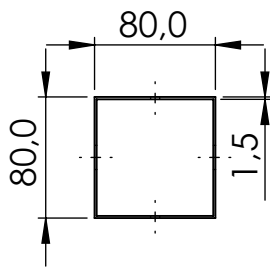
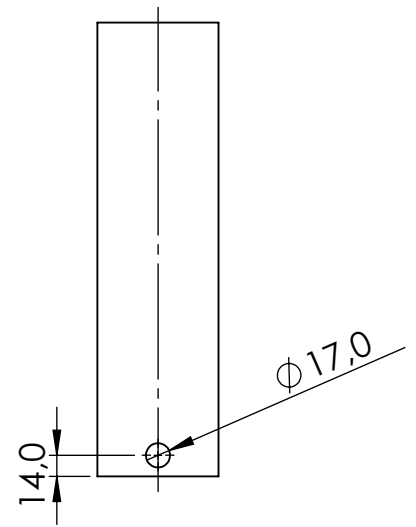
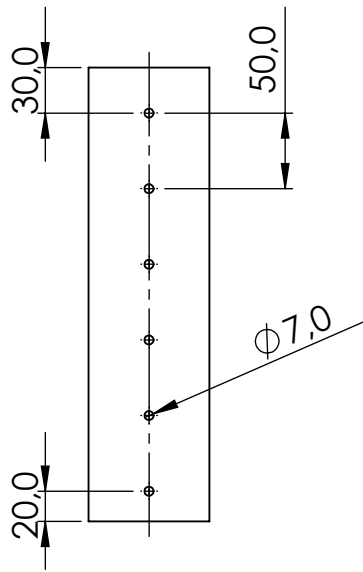


Escala 1:5


Nº	Nome da peça	Quantidade	Material
4	Pino de liberação rápida M6	1	Aço AISI 316L
3	Porca MA16 da sapata	2	Aço AISI 304L
2	Sapata $\varnothing$ 60mm - MA16X181mm	1	-
1	Conjunto tubo da base	1	-

UnB	Faculdade de Tecnologia - Departamento de Engenharia Mecânica	
	Projeto de graduação - Grua para elevação de pacientes paraplégicos	
Orientador: Antônio Manoel Dias Henriques		
Desenhista: Gabriel Grande Almeida		
Montagem:	Conjunto suporte sapata	Quantidade: 4
	Data: 28/04/2021	Unidade: mm
	Escala: 1:2	FOLHA 15 de 16





Tolerância Geral:  $\pm 0,1$

UnB	Faculdade de Tecnologia - Departamento de Engenharia Mecânica		
	Projeto de graduação - Grua para elevação de pacientes paraplégicos		
Orientador:	Antônio Manoel Dias Henriques	Data:	Unidade: mm
Desenhista:	Gabriel Grande Almeida	26/04/2021	
Quantidade:	4	A4 - Escala: 1:5	
	Material: Aço AISI 1020		FOLHA 16 de 16
	Tubo de suporte da sapata		

## B

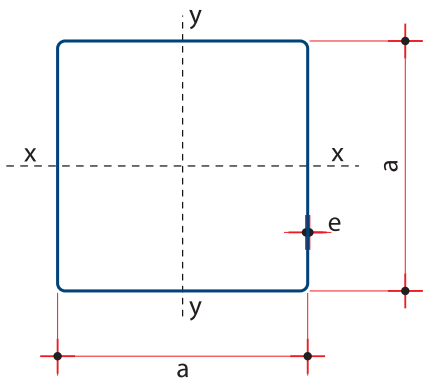
### ANEXOS

*Em Anexos, serão anexados os catálogos dos tubos utilizados para os cálculos analíticos e simulações numéricas*

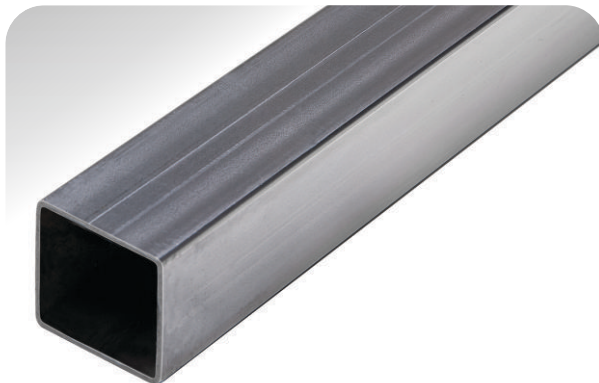
#### **B.1 Catálogo tubo quadrado GRAVIA**

As seguintes variáveis do projeto que estão presentes no catálogo são:

1. Diâmetro
2. Espessura
3. Peso
4. Momento de inércia
5. Raio de giração



Raio não considerado



Dimensões	esp.	peso	peso	área	Mom Inércia	raio giração	módulo resistente
mm	mm	kgf/m	kgf/6m	cm <sup>2</sup>	$j_x=j_y$ (cm <sup>4</sup> )	$i_x=i_y$ (cm)	$w_x=w_y$ (cm <sup>3</sup> )
16 x 16	* 0,75	0,3591	2,1548	0,4575	0,1778	0,6233	0,2222
	0,90	0,4267	2,5604	0,5436	0,2073	0,6175	0,2591
	1,06	0,4973	2,9836	0,6335	0,2368	0,6115	0,2960
	1,20	0,5577	3,3460	0,7104	0,2610	0,6062	0,3263
	* 1,50	0,6830	4,0977	0,8700	0,3081	0,5951	0,3852
20 x 20	0,75	0,4533	2,7200	0,5775	0,3572	0,7865	0,3572
	0,90	0,5398	3,2386	0,6876	0,4190	0,7806	0,4190
	* 1,06	0,6304	3,7824	0,8031	0,4816	0,7744	0,4816
	1,20	0,7084	4,2503	0,9024	0,5337	0,7691	0,5337
	* 1,50	0,8714	5,2281	1,1100	0,6373	0,7577	0,6373
25 x 25	* 0,75	0,5711	3,4265	0,7275	0,7137	0,9905	0,5710
	0,90	0,6811	4,0864	0,8676	0,8410	0,9846	0,6728
	* 1,06	0,7968	4,7809	1,0151	0,9715	0,9783	0,7772
	1,20	0,8968	5,3807	1,1424	1,0812	0,9729	0,8650
	* 1,50	1,1069	6,6411	1,4100	1,3031	0,9613	1,0425
30 x 30	* 0,75	0,6888	4,1330	0,8775	1,2521	1,1945	0,8347
	0,90	0,8224	4,9342	1,0476	1,4799	1,1886	0,9866
	* 1,06	0,9632	5,7794	1,2271	1,7151	1,1823	1,1434
	1,20	1,0852	6,5111	1,3824	1,9143	1,1768	1,2762
	1,50	1,3424	8,0541	1,7100	2,3213	1,1651	1,5476
35 x 35	0,90	0,9637	5,7820	1,2276	2,3808	1,3926	1,3604
	* 1,06	1,1297	6,7780	1,4391	2,7655	1,3863	1,5803
	1,20	1,2736	7,6415	1,6224	3,0931	1,3807	1,7675
	1,50	1,5779	9,4671	2,0100	3,7671	1,3690	2,1526

\* Sob encomenda

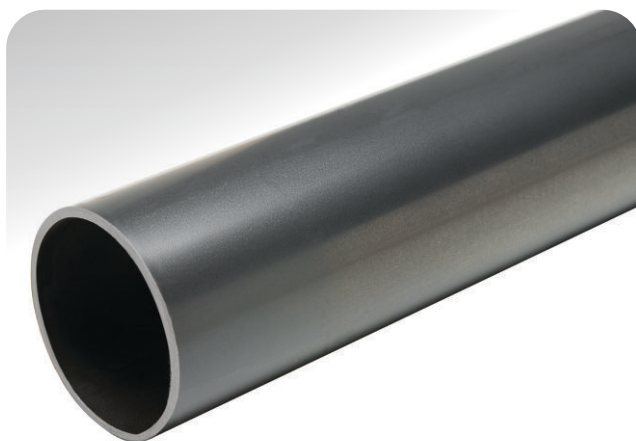
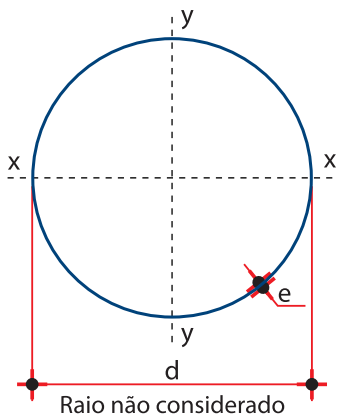
Dimensões	esp.	peso	peso	área	Mom Inércia	raio giração	módulo resistente
mm	mm	kgf/m	kgf/6m	cm <sup>2</sup>	$j_x=j_y$ (cm <sup>4</sup> )	$i_x=i_y$ (cm)	$w_x=w_y$ (cm <sup>3</sup> )
40 x 40	0,90	1,1050	6,6298	1,4076	3,5885	1,5967	1,7942
	* 1,06	1,2961	7,7765	1,6511	4,1757	1,5903	2,0878
	1,20	1,4620	8,7719	1,8624	4,6774	1,5848	2,3387
	1,50	1,8134	10,8801	2,3100	5,7153	1,5729	2,8577
	2,00	2,3864	14,3184	3,0400	7,3365	1,5535	3,6683
50 x 50	1,20	1,8388	11,0327	2,3424	9,3028	1,9929	3,7211
	1,50	2,2844	13,7061	2,9100	11,4193	1,9810	4,5677
	2,00	3,0144	18,0864	3,8400	14,7712	1,9613	5,9085
80 x 80	* 1,50	3,6974	22,1841	4,7100	48,3913	3,2053	12,0978
	* 2,00	4,8984	29,3904	6,2400	63,3152	3,1854	15,8288
	* 2,25	5,4930	32,9582	6,9975	70,5596	3,1755	17,6399
	* 2,65	6,4363	38,6178	8,1991	81,8550	3,1597	20,4637
	* 3,00	7,2534	43,5204	9,2400	91,4452	3,1459	22,8613
	* 3,35	8,0628	48,3769	10,2711	100,7671	3,1322	25,1918
100 x 100	* 1,50	4,6394	27,8361	5,9100	95,5893	4,0217	19,1179
	* 2,00	6,1544	36,9264	7,8400	125,5445	4,0017	25,1089
	* 2,25	6,9060	41,4362	8,7975	140,1753	3,9917	28,0351
	* 2,65	8,1005	48,6030	10,3191	163,1113	3,9758	32,6223
	* 3,00	9,1374	54,8244	11,6400	182,7092	3,9619	36,5418
	* 3,35	10,1666	60,9997	12,9511	201,8741	3,9481	40,3748
120 x 120	* 2,00	7,4104	44,4624	9,4400	219,1339	4,8180	36,5223
	* 2,25	8,3190	49,9142	10,5975	244,9811	4,8080	40,8302
	* 2,65	9,7647	58,5882	12,4391	285,6441	4,7920	47,6074
	* 3,00	11,0214	66,1284	14,0400	320,5332	4,7781	53,4222
	* 3,35	12,2704	73,6225	15,6311	354,7855	4,7642	59,1309
150 x 150	* 2,00	9,2944	55,7664	11,8400	432,3179	6,0426	57,6424
	* 2,25	10,4385	62,6312	13,2975	483,9210	6,0326	64,5228
	* 2,65	12,2610	73,5660	15,6191	565,3866	6,0165	75,3849
	* 3,00	13,8474	83,0844	17,6400	635,5692	6,0025	84,7426
	* 3,35	15,4261	92,5567	19,6511	704,7358	5,9885	93,9648

\* Sob encomenda

**B.2 Catálogo tubo redondo GRAVIA**

As seguintes variáveis do projeto que estão presentes no catálogo são:

1. Diâmetro
2. Espessura
3. Peso
4. Momento de inércia
5. Raio de giração



Diâmetro		esp.	peso	peso	área	Mom Inércia	raio giração	módulo resistente
pol	mm	mm	kgf/m	kgf/6m	cm <sup>2</sup>	$J_x=J_y$ (cm <sup>4</sup> )	$i_x=i_y$ (cm)	$w_x=w_y$ (cm <sup>3</sup> )
1/2"	12,70	* 0,90	0,2619	1,5714	0,3336	0,0584	0,4184	0,0920
		* 1,06	0,3043	1,8257	0,3876	0,0662	0,4132	0,1042
		* 1,20	0,3403	2,0419	0,4335	0,0724	0,4088	0,1141
5/8"	15,87	0,75	0,2797	1,6779	0,3562	0,1021	0,5352	0,1286
		* 0,90	0,3323	1,9935	0,4233	0,1190	0,5302	0,1500
		* 1,06	0,3871	2,3228	0,4932	0,1359	0,5250	0,1713
		* 1,20	0,4341	2,6048	0,5530	0,1498	0,5204	0,1887
		* 1,50	0,5316	3,1894	0,6772	0,1767	0,5108	0,2227
3/4"	19,05	0,75	0,3385	2,0308	0,4312	0,1808	0,6475	0,1898
		* 0,90	0,4028	2,4170	0,5132	0,2118	0,6425	0,2224
		* 1,06	0,4703	2,8216	0,5991	0,2432	0,6371	0,2553
		* 1,20	0,5282	3,1694	0,6729	0,2692	0,6325	0,2826
7/8"	22,2	* 1,50	0,6492	3,8952	0,8270	0,3207	0,6227	0,3367
		0,75	0,3967	2,3804	0,5054	0,2910	0,7588	0,2622
		* 0,90	0,4727	2,8365	0,6022	0,3421	0,7537	0,3082
		* 1,06	0,5526	3,3157	0,7040	0,3942	0,7484	0,3552
		* 1,20	0,6215	3,7287	0,7917	0,4378	0,7437	0,3944
1"	25,4	1,50	0,7657	4,5943	0,9754	0,5252	0,7338	0,4732
		0,75	0,4559	2,7355	0,5808	0,4415	0,8719	0,3477
		* 0,90	0,5438	3,2626	0,6927	0,5204	0,8668	0,4098
		* 1,06	0,6363	3,8176	0,8105	0,6014	0,8614	0,4735
		* 1,20	0,7162	4,2969	0,9123	0,6695	0,8567	0,5272
		* 1,50	0,8841	5,3046	1,1262	0,8073	0,8467	0,6357
		* 1,90	1,1011	6,6067	1,4027	0,9746	0,8336	0,7674
		* 2,00	1,1541	6,9248	1,4702	1,0136	0,8303	0,7981
		* 2,25	1,2845	7,7071	1,6363	1,1065	0,8223	0,8713
		* 2,65	1,4867	8,9205	1,8939	1,2419	0,8098	0,9779
* 3,00	1,6572	9,9433	2,1111	1,3478	0,7990	1,0613		

\* Sob encomenda

Diâmetro		esp.	peso	peso	área	Mom Inércia	raio giração	módulo resistente
pol	mm	mm	kgf/m	kgf/6m	cm <sup>2</sup>	$j_x=j_y$ (cm <sup>4</sup> )	$i_x=i_y$ (cm)	$w_x=w_y$ (cm <sup>3</sup> )
** RIR	26,9	* 0,90	0,5771	3,4624	0,7351	0,6219	0,9198	0,4624
		* 1,06	0,6755	4,0528	0,8605	0,7194	0,9144	0,5349
		* 1,20	0,7605	4,5633	0,9688	0,8016	0,9096	0,5960
		* 1,50	0,9396	5,6375	1,1969	0,9686	0,8996	0,7202
		* 1,90	1,1714	7,0284	1,4922	1,1725	0,8864	0,8718
		* 2,00	1,2281	7,3687	1,5645	1,2203	0,8832	0,9073
		* 2,25	1,3678	8,2065	1,7424	1,3344	0,8751	0,9921
		* 2,65	1,5848	9,5086	2,0188	1,5017	0,8625	1,1165
		* 3,00	1,7682	10,6091	2,2525	1,6336	0,8516	1,2146
		* 3,35	1,9456	11,6734	2,4784	1,7529	0,8410	1,3033
		* 3,75	2,1409	12,8452	2,7272	1,8749	0,8291	1,3940
1.1/8"	28,6	* 0,90	0,6148	3,6888	0,7832	0,7520	0,9799	0,5258
		* 1,06	0,7199	4,3195	0,9171	0,8707	0,9744	0,6089
		* 1,20	0,8109	4,8651	1,0329	0,9712	0,9697	0,6792
		* 1,50	1,0025	6,0148	1,2770	1,1759	0,9596	0,8223
		* 1,90	1,2510	7,5063	1,5937	1,4273	0,9464	0,9981
		* 2,00	1,3120	7,8718	1,6713	1,4865	0,9431	1,0395
		* 2,25	1,4621	8,7725	1,8625	1,6283	0,9350	1,1387
		* 2,65	1,6959	10,1752	2,1603	1,8374	0,9222	1,2849
		* 3,00	1,8940	11,3637	2,4127	2,0036	0,9113	1,4011
		* 3,35	2,0860	12,5160	2,6573	2,1550	0,9005	1,5070
		* 3,75	2,2981	13,7885	2,9275	2,3112	0,8885	1,6162
1.1/4"	31,75	* 0,75	0,5734	3,4402	0,7304	0,8779	1,0963	0,5530
		* 0,90	0,6847	4,1083	0,8722	1,0385	1,0912	0,6542
		* 1,06	0,8023	4,8135	1,0220	1,2047	1,0857	0,7588
		* 1,20	0,9041	5,4244	1,1517	1,3457	1,0809	0,8477
		* 1,50	1,1190	6,7139	1,4255	1,6345	1,0708	1,0296
		* 1,90	1,3986	8,3919	1,7817	1,9925	1,0575	1,2551
		* 2,00	1,4673	8,8039	1,8692	2,0773	1,0542	1,3085
		* 2,25	1,6369	9,8212	2,0852	2,2815	1,0460	1,4372
		* 2,65	1,9017	11,4104	2,4226	2,5856	1,0331	1,6287
		* 3,00	2,1270	12,7620	2,7096	2,8300	1,0220	1,7827
		* 3,35	2,3462	14,0774	2,9888	3,0553	1,0111	1,9246
* 3,75	2,5894	15,5364	3,2986	3,2906	0,9988	2,0728		
1.5/16" ** RIR	33,4	* 0,90	0,7213	4,3280	0,9189	1,2142	1,1495	0,7270
		* 1,06	0,8454	5,0723	1,0769	1,4094	1,1440	0,8440
		* 1,20	0,9529	5,7174	1,2139	1,5754	1,1392	0,9434
		* 1,50	1,1800	7,0801	1,5032	1,9163	1,1291	1,1475
		* 1,90	1,4760	8,8557	1,8802	2,3405	1,1157	1,4015
		* 2,00	1,5487	9,2922	1,9729	2,4413	1,1124	1,4619
		* 2,25	1,7284	10,3705	2,2018	2,6845	1,1042	1,6075
		* 2,65	2,0096	12,0573	2,5599	3,0482	1,0912	1,8253
		* 3,00	2,2491	13,4944	2,8651	3,3420	1,0800	2,0012
		* 3,35	2,4826	14,8953	3,1625	3,6140	1,0690	2,1641
		* 3,75	2,7420	16,4519	3,4930	3,8998	1,0566	2,3352

\* Sob encomenda

\*\* RIR - Rebarba Interna Removida