



**UNIVERSIDADE EDUARDO MONDLANE**  
**FACULDADE DE ENGENHARIA**  
**DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA**  
**ENGENHARIA MECÂNICA**

Estágio Profissional

*Projecção de Carrinho de Transporte de Tambor de Concentrado*

(caso da Refrigerantes Spar, 2021)

**Supervisor:** Prof. Doutor Eng. Inácio Arnaldo Lhate

**Discente:** ONIVA, Xavier José

**Maputo, Março de 2022**

# Projectão de Carrinho de Transporte de Tambor de Concentrado

## **Índice**

Dedicatória.....	iii
Índice de Tabelas .....	iv
Índice de Figuras.....	iv
Lista de Símbolos.....	v
1. Introdução.....	6
2. Objectivo Geral.....	6
2.1. Objectivos Específicos.....	6
3. Metodologia.....	7
4. Apresentação Empresa Refrigerante Spar Lda.....	7
5. Dados de Partida do Projecto.....	7
6. Estudo das Possíveis Soluções .....	8
6.1. Análise das Alternativas .....	8
6.2. Escolha da Alternativa Ideal.....	9
7. Esboço do Produto .....	10
8. Descrição do Produto .....	10
9. Esquema Cinemático.....	11
10. Escolha do Materiais de Construção .....	11
11. Cálculo Projectivo .....	11
11.1. Cálculo Projectivo do Dispositivo de Sujeição .....	12
Força Actuante .....	12
Diagrama do Corpo Livre .....	14
Resultado das Reacções.....	14
Diagrama dos Esforços Internos do Dispositivo de Sujeição .....	15
Cálculo Projectivo do Elemento 5 .....	15
Cálculo Projectivo do Elemento 4 .....	16
Cálculo Projectivo do Elemento 2 inferior .....	16
Cálculo Projectivo do Elemento 2 Superior .....	17
Cálculo Projectivo do Elemento 1 .....	17
Cálculo Projectivo do Elemento 3 .....	17
Dimensões Projectadas do Dispositivo de Sujeição.....	19
11.2. Cálculo Projectivo do Mecanismo de Elevação.....	20
Dimensões e Parâmetros de Funcionamento do Mecanismo de Elevação.....	20
Reacções dos Esforços no Mecanismo de Elevação .....	21
Diagrama de Momentos Flectores Internos do Mecanismo de Elevação .....	23

## Projeção de Carrinho de Transporte de Tambor de Concentrado

Calculo Projectivo do Pino Superior.....	24
Calculo Projectivo do Membro Superior.....	24
Dimensionamento do Fuso.....	26
Dimensionamento das Juntas.....	31
Junta Roscada.....	32
Junta Não Roscada.....	33
Dimensões Calculadas do Mecanismo de Elevação.....	34
11.3. Calculo Projectivo da Estrutura.....	35
Parâmetros Geométricos do Elementos da Estrutura.....	36
Dimensões da Estrutura.....	37
Diagrama do Corpo Livre da Estrutura.....	39
Diagrama de Esforços Internos da Estrutura.....	40
Cálculo Projectivo dos Elementos da Estrutura.....	40
Pilar.....	40
Viga.....	41
Membro Horizontal.....	41
Dimensões Projectadas da Estrutura.....	41
11.4. Cálculo Projectivo dos Acessórios de Accionamento.....	43
Cálculo do Acoplamento.....	43
Cálculo Projecto da Manivela.....	44
12. Calculo Testador.....	44
Teste das Tensões do Carrinho de Transporte de Tambor de Concentrado por FEA.....	45
Resultados do FEA.....	47
12.1. Análise de Tensão das Zonas Sobrecarregadas.....	48
Dispositivo de sujeição.....	48
Estrutura.....	49
12.2. Análise da Deformação do Carinho Mediante o Carregamento.....	51
Deformação do Garfo.....	51
Deformação do Membro Horizontal da Estrutura.....	52
12.3. Resultados de Diagramas Recalculados.....	52
Diagrama de Tensões Equivalente Recalculado.....	52
Diagrama de Deformação Recalculado.....	53
13. Conclusão e Recomendações.....	54
14. Bibliografia.....	55
15. Anexos.....	56
16. Apêndice.....	57

## **Dedicatória**

Em primeiro lugar dedico essa obra de conclusão do curso de Licenciatura em Engenharia Mecânica a minha *amada mãe Zaida Raúl Monteiro*, em representação a toda a minha família consanguínea, que me obrigou a ir a escola, acreditou em mim e em nenhum momento desistiu de mim mesmo eu sendo relutante, usou de todas as suas forças para me sustentar nessa longa jornada estudantil; em segundo lugar dedico a minha família na fé em Cristo Jesus, representada na pessoa da pastor Maria do Carmo Cruz, que me acolheu, suportou e até hoje continua suportando, em todos os sentidos, destacando emocionalmente, espiritualmente e financeiramente na jornada da faculdade; em terceiro lugar dedico aos meus amigos e companheiros da jornada acadêmica, representados por Engenheiro Pires Manuel João Gimo e Abel Benjamim Macarrão, que como irmãos, dividiram tudo o que tinham, até mesmo calçados, sem de mim esperar nada em troca não mediram esforços para cooperar comigo em todos sentidos; e em quarto e último lugar e igualmente importante dedico ao corpo docente da Faculdade de Engenharia da UEM e em especial do Departamento de Engenharia Mecânica (DEMA), representados por Engenheiro Inácio António Lhate, o meu supervisor nesta obra, e Engenheiro Júlio Domingos Mocomoque, chefe do Departamento de Engenharia Mecânica que com disciplina e postura, não só nos capacitaram, eu e os demais colegas, na parte técnica como também nos ensinaram a postura de um engenheiro.

## Projeção de Carrinho de Transporte de Tambor de Concentrado

### **Índice de Tabelas**

Tabela 1: Parâmetros de projecto da carga.....	7
Tabela 2; Parâmetros de projecto do armazém do produto .....	8
Tabela 3: Parâmetros de projecto do local de descarga do produto.....	8
Tabela 4: Propriedades físicas e mecânicas do Aço SAE 1020 .....	11
Tabela 5: Resultado das reacções de apoio do diagrama de corpo livre do dispositivo de sujeição.....	14
Tabela 6: Parâmetros de algumas roscas trapezoidais de uma entrada segundo GOST 9484-60 .....	27

### **Índice de Figuras**

Figura 1: Esboço do projecto.....	10
Figura 2: Esquema Cinemático do Carrinho de Transporte de Tambor de Concentrado .....	11
Figura 3: Esboço do dispositivo de sujeição .....	13
Figura 4: Diagrama de corpo livre do dispositivo de sujeição .....	14
Figura 5: Diagrama de momentos internos no dispositivo de sujeição.....	15
Figura 6: Dimensões dos elementos projectados do dispositivo de sujeição .....	19
Figura 7: Enumeração do mecanismo de elevação.....	20
Figura 8: Diagrama do corpo livre do mecanismo de elevação .....	22
Figura 9: Diagrama de momentos internos do mecanismo de Elevação (factor de escala $Mx = 2\text{ Nmm/mm}$ e $Mx = 42,5\text{ Nmm/mm}$ ). Para os outros membros o diagrama de carregamento é igual, exceptuando o membro 5 que não sofre flexão. ....	23
Figura 10: Esquema de carregamento do pino .....	24
Figura 11: Parâmetros geométricos do fuso, da junta não roscada e da roscada.....	26
Figura 12: Diagrama de carregamento e de corpo livre da junta roscada .....	31
Figura 13: Esboço da junta roscada para demonstração de $\delta$ .....	32
Figura 14: Parâmetros da junta não roscada.....	33
Figura 15: Dimensões do membro superior .....	35
Figura 16: Esboço da estrutura do carrinho.....	36
Figura 17: Diagrama do corpo livre da estrutura.....	39
Figura 18: Diagrama de momentos flectores internos da estrutura .....	40
Figura 19: dimensões projectadas do dispositivo de sujeição .....	42
Figura 20: Arranjo esquemático do conjunto manivela e acoplamento ilustrando os principais parâmetros .....	43
Figura 21: visualização de dados de entrada do FEA .....	46
Figura 22: diagrama de tensões de von Mises do carrinho .....	47
Figura 23: Diagrama de tensões equivalente de von Mises do dispositivo de sujeição.....	48
Figura 24: Diagrama de tensões de von Mises da estrutura .....	49
Figura 25: Perfil C original a esquerda e perfil C obtido por dois perfis de abas iguais através da soldadura a direita .....	50
Figura 26: Diagrama de deformação do carrinho de transporte de concentrado.....	51
Figura 27: Diagrama de tensões equivalentes recalculado do Carrinho de Transporte de Concentrado.....	52
Figura 28: Diagrama de deformação recalculado do Carrinho de Transporte de Concentrado .....	53

## Projecção de Carrinho de Transporte de Tambor de Concentrado

### Lista de Símbolos

Nº	Grandeza - legenda	Unidade
1	$\sigma$ – a tensão de flexão	MPa
2	$[\sigma_{adm}]$ – a tensão admissível a flexão	MPa
3	$\sigma_e$ – a tensão limite máxima de escoamento mediante a tracção pura	MPa
4	$W$ – momento de resistência a flexão da secção	mm <sup>3</sup>
5	$[S]$ – o coeficiente de segurança	–
6	$Q$ – massa da carga;	kg
7	$g$ – aceleração de gravidade	m/s <sup>2</sup>
8	$F$ – força de peso da carga	N
9	$l$ - comprimento	mm
10	$b$ - comprimento	mm
11	$R$ – reacção de força	N
12	$V$ – força de cisalhamento	N
13	$[\tau]$ – tensão admissível ao cisalhamento	MPa
14	$d$ – diâmetro	mm
15	$H$ – altura	mm
16	$\alpha$ – ângulo	° ou rad
17	$\delta$ – espessura	mm
18	$e$ – largura da borda	mm
19	$b$ – largura da alma	mm
20	$b_0$ – espessura da alma	mm
21	$h$ - altura da aba	mm
22	$h_0$ - espessura	mm
23	$v$ – distancia do centro de gravidade em $y$	mm
24	$P_{cr}$ - força crítica de compressão	N
25	$l_{cr}$ – comprimento efectivo do eixo que sofre a carga axial	mm
26	$C$ – constante de condição de carregamento da extremidade	–
27	$E$ – modulo de elasticidade	GPa
28	$p$ – passo de uma rosca	mm
29	$A$ – área da secção transversal	mm <sup>2</sup>
30	$h$ - altura do ressalto	mm
31	$T$ – momento torsor	Nmm
32	$f$ – coeficiente de atrito entre as superfícies em contacto	–
33	$R_m$ – raio médio do ressalto	mm
34	$\alpha$ – coeficiente da razão das dimensões do lado da secção	–
35	$H$ – altura da porca	mm
36	$z$ – número de espiras na porca	mm
37	$l$ – largura	mm
38	$c$ – comprimento	mm
39	$h$ - altura	mm
40	$\theta$ – ângulo de torção	rad
41	$G$ – modulo de rigidez a torção	MPa
41	$J$ – é o momento polar de inercia	mm <sup>4</sup>
42	$\sigma_{eq}$ – tensão equivalente de von Miss	MPa

## **1. Introdução**

A ideia de projectar o carrinho de transporte de concentrado para a empresa Refrigerante Spar Lda surge devido a necessidade de melhorar as condições actuais de transporte do mesmo em termos de segurança, flexibilidade e eficácia na execução dessa actividade que é realizado por um carro tartaruga hidráulico que apresenta as seguintes inconveniências observadas no local: carregamento e descarregamento para e do carro, respectivamente, feitos manualmente, impossibilidade de atravessar os degraus das salas o que exige que o transporte seja começado e concluído por força humana bruta.

Para a realização deste projecto foram colhidos dados de projecto no terreno tais como o tipo de carga, o peso da mesma, as dimensões das portas de acesso, altura dos degraus, a possibilidade de colocação sobre palete para transporte e mais que foram usados nos cálculos e tomada de decisões. O projecto foi realizado tendo em conta a disponibilidade dos materiais no mercado e os processos produtivos de que a empresa dispõe ou tem acesso de modo.

Como recurso para a projectação foi usado o programa de auxílio ao projecto (do inglês CAD) Inventor Professional 2017 na versão do estudante para desenhar e calcular (usando o método de elementos finitos), tendo os seus resultados transformados em imagens ilustrativas dos resultados de teste do modelo do carrinho.

## **2. Objectivo Geral**

Projectar carrinho de transporte de tambor de concentrado.

### **2.1. Objectivos Específicos**

- 2.1.1. Apresentação da empresa;
- 2.1.2. Concepção preliminar do carrinho;
- 2.1.3. Escolha do material para construção do carrinho;
- 2.1.4. Cálculo projectivo dos elementos não normalizados do carrinho;
- 2.1.5. Cálculo testador dos elementos projectados.

## Projeção de Carrinho de Transporte de Tambor de Concentrado

### 3. Metodologia

A metodologia usada neste trabalho é do tipo prática iterativa que consiste em usar conhecimentos do cálculo de Resistência de Materiais, Órgãos de Máquinas, Materiais e recomendações técnica de normas na tomada de decisões para cálculo projectivo e selecção de componentes que são a seguir testado para atestar a sua qualidade, caso não satisfaça a exigências corrige-se a parte que falhou e repete-se o processo até que se alcance o resultado esperado.

### 4. Apresentação Empresa Refrigerante Spar Lda

A empresa Refrigerante Spar é uma industria alimentar de classe A que se dedica a produção de refrigerantes em lata (de 330 ml) das seguintes marcas: Coca-Cola, Coca Zero, Fanta Laranja, Fanta Ananás, Fanta Uva, Sparlleta, Creem Soda, Sprite, Água Tónica e Lemon Twist. Foi fundada no ano de 1999.

**Localização:** Av. do Trabalho, no 1958, Cidade de Maputo

**Fluxo de produção:** A empresa tem como produção mensal 160 000 caixas, cada caixa contem 4 conjuntos de latas com 6 latas em cada conjunto;

**Tipo de implantação:** A empresa tem uma implantação do tipo produto, como se pode visualizar através da planta da empresa que consta do anexo de A1.

**Matéria prima para a produção:** água, açúcar, concentrado, dióxido de carbono, latas de alumínio ou aço, cápsula(tampinhas), cartão, rolos de plástico, tinta e solvente, ar comprimido, palete e outros.

O fluxo da produção é mostrado através do Gráfico de Fluxo de Tipo Material que conta do anexo de A2

**Organização administrativa:** A empresa esta organizada em 4 sectores a saber: direcção, produção, qualidade e manutenção como se pode visualizar pelo organigrama nos A3.

A empresa trabalha normalmente em dois turnos (primeiro turno das 6:00 h às 14:00 h e segundo turno das 14:00 às 22 h), no Verão em três turnos (terceiro turno das 22:00 às 06:00h);

### 5. Dados de Partida do Projecto

#### Tambor

*Tabela 1: Parâmetros de projecto da carga*

Peso [N]	Diâmetro [mm]	Altura [mm]
2500	600	970



## Projecção de Carrinho de Transporte de Tambor de Concentrado

### **Câmara de Frio**

*Tabela 2: Parâmetros de projecto do armazém do produto*

Largura da porta [mm]	Altura do degrau da porta [mm]
1170	280

### **Sala de Despejo**

*Tabela 3: Parâmetros de projecto do local de descarga do produto*

Largura da porta [mm]	Altura do degrau da porta [mm]
900	50

### **Palete**

Altura média: 150 mm.

### **Piso**

Pavimentado

## **6. Estudo das Possíveis Soluções**

Alternativa 1: Carrinho de duas rodas;

Alternativa 2: Carrinha de três rodas;

Alternativa 3: carrinho de quatro rodas;

### **6.1. Análise das Alternativas**

#### **Alternativa 1:**

Vantagem: simplicidade estrutural, o que conseqüentemente facilita a produção e reduz o custo de produção;

Desvantagem: uso de força bruta humana na colocação da carga na posição de empurrar e no equilíbrio;

#### **Alternativa 2**

Vantagem: Fácil de manipular, relativa simplicidade estrutural comparado a alternativa 3;

## Projeção de Carrinho de Transporte de Tambor de Concentrado

Desvantagem: Instabilidade durante a movimentação devido má distribuição da carga entre os apoios, dispositivo de elevação complexo;

### **Alternativa 3**

Vantagem: Boa estabilidade independentemente da distribuição da carga entre os apoios, facilidade de instalação do mecanismo de elevação;

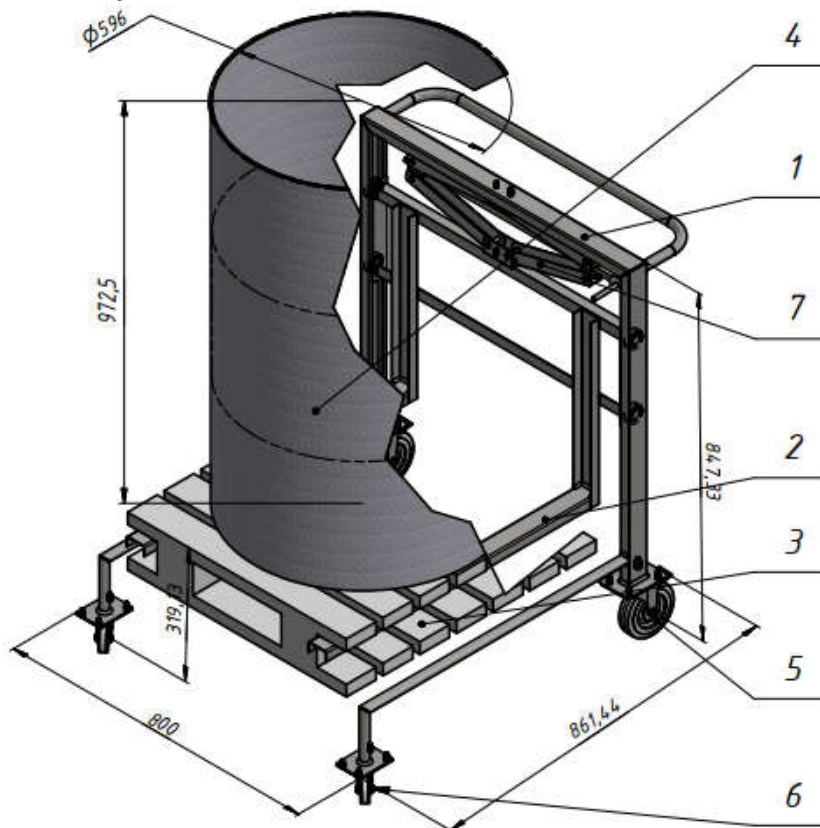
Desvantagem: dimensões de gabarito maiores em comparação com as alternativas anteriores;

## **6.2. Escolha da Alternativa Ideal**

Visto que o objectivo do projecto é reduzir o uso da força bruta humana ao nível que não crie fadiga e esgotamento físico, a alternativa 1 está automaticamente reprovada;

Olhando pela segurança e integridade física do operador do carrinho, a alternativa 2 apresenta riscos de derrubar a carga devido ao desequilíbrio criado por momentos durante a execução de curvas em movimento, sendo assim opta-se pela alternativa 3 que apesar de apresentar maiores dimensões de gabarito o que implica maior custo com os materiais, mas não necessariamente de produção e do projecto no geral.

## 7. Esboço do Produto



ITEM	PART NUMBER	DESCRIPTION	QTY	COMMENTS
1	Estrutura soldada		1	
2	Dispositivo de sujeicao		1	
3	Palete		1	
4	tambor		1	P235 kg
5	Rodizio giratorio com bloqueio		2	$\phi 125$
6	Rodizio giratorio sem bloqueio		2	$\phi 58$
7	Mecanismo de elevacao		1	

Figura 1: Esboço do projecto

## 8. Descrição do Produto

O produto é um veiculo de elevação e transporte e é constituído por estrutura soldada apoiada em rodízios, um mecanismo de elevação (macaco mecânico) e dispositivo de sujeição da carga.

## Projecção de Carrinho de Transporte de Tambor de Concentrado

### 9. Esquema Cinemático

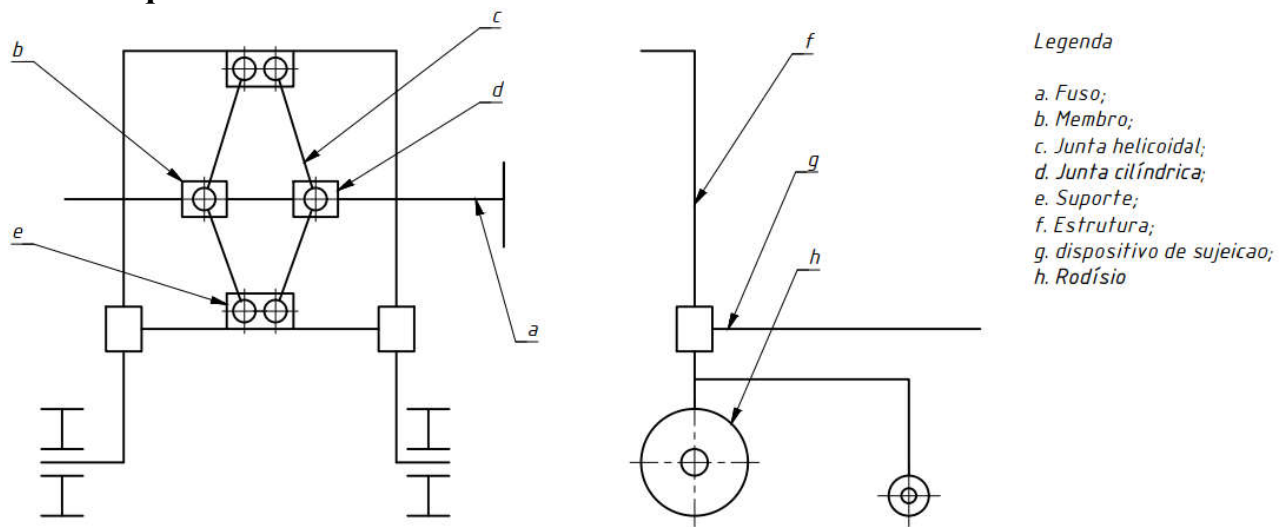


Figura 2: Esquema Cinemático do Carrinho de Transporte de Tambor de Concentrado

### 10. Escolha do Materiais de Construção

O material a usar para a construção deste projecto será aço doce SAE 1020 recozido com as seguintes características:

Tabela 4: Propriedades físicas e mecânicas do Aço SAE 1020

Parâmetro	Valor	unidade
Massa específica	7,850	$g/cm^3$
Limite de escoamento a tracção	210	$MPa$
Limite de resistência a tracção	345	$MPa$
Módulo de elasticidade	220	$GPa$
Coefficiente de Poisson	0,275	—

### 11. Cálculo Projectivo

O cálculo projectivo será realizado para elementos carregados não normalizados baseando-se na flexão para determinar a secção transversal dos elementos;

O cálculo iniciará com os elementos que estão em contacto directo com a carga de modo a facilitar o cálculo das reacções transmitidas a outros elementos.

A sequência do cálculo será a seguinte: definição do modelo matemático que mais se adequa ao carregamento, cálculo dos esforços internos e aplicação da equação de flexão para determinação das dimensões da secção transversal.

## Projecção de Carrinho de Transporte de Tambor de Concentrado

Para este calculo será usada a seguinte equação da flexão:

$$\sigma = \frac{[S] \times M}{W} \leq [\sigma_{adm}] \quad (1)$$

Onde:

- $M$ - é o momento flector, perpendicular ao eixo axial do elemento;
- $W$ - é o momento de resistência axial da secção;
- $\sigma_e$ - é o limite de escoamento;
- $[S]$  – é o coeficiente de segurança, para materiais dúcteis é recomendado  $[S] = 1,5$ .

Nota:

As dimensões longitudinais, na sua maioria, são definidas pelas características inerentes ao produto, exceptuando algumas poucas que são limitadas pelas reacções resultantes nos elementos em virtude da sua dimensão longitudinal; as tais dimensões serão calculadas e justificadas sempre.

### **11.1. Calculo Projectivo do Dispositivo de Sujeição**

De acordo com a figura 3, a carga assenta através do palete sobre o garfo horizontal (item 4), onde pode ser idealizada como uma carga distribuída superficialmente sobre pequenas áreas de contacto entre o palete e o garfo horizontal; como a largura do garfo horizontal é muito menor que o seu comprimento podemos considerar a carga como sendo linear sobre o eixo de simetria, a qual pode ser substituída por uma carga concentrada no centro;

#### **Força Actuante**

A força é o peso da carga da por:

$$\begin{aligned} F &= Q \times g \\ F &= 250 \times 9,81 = 2452,5. \end{aligned} \quad (2)$$

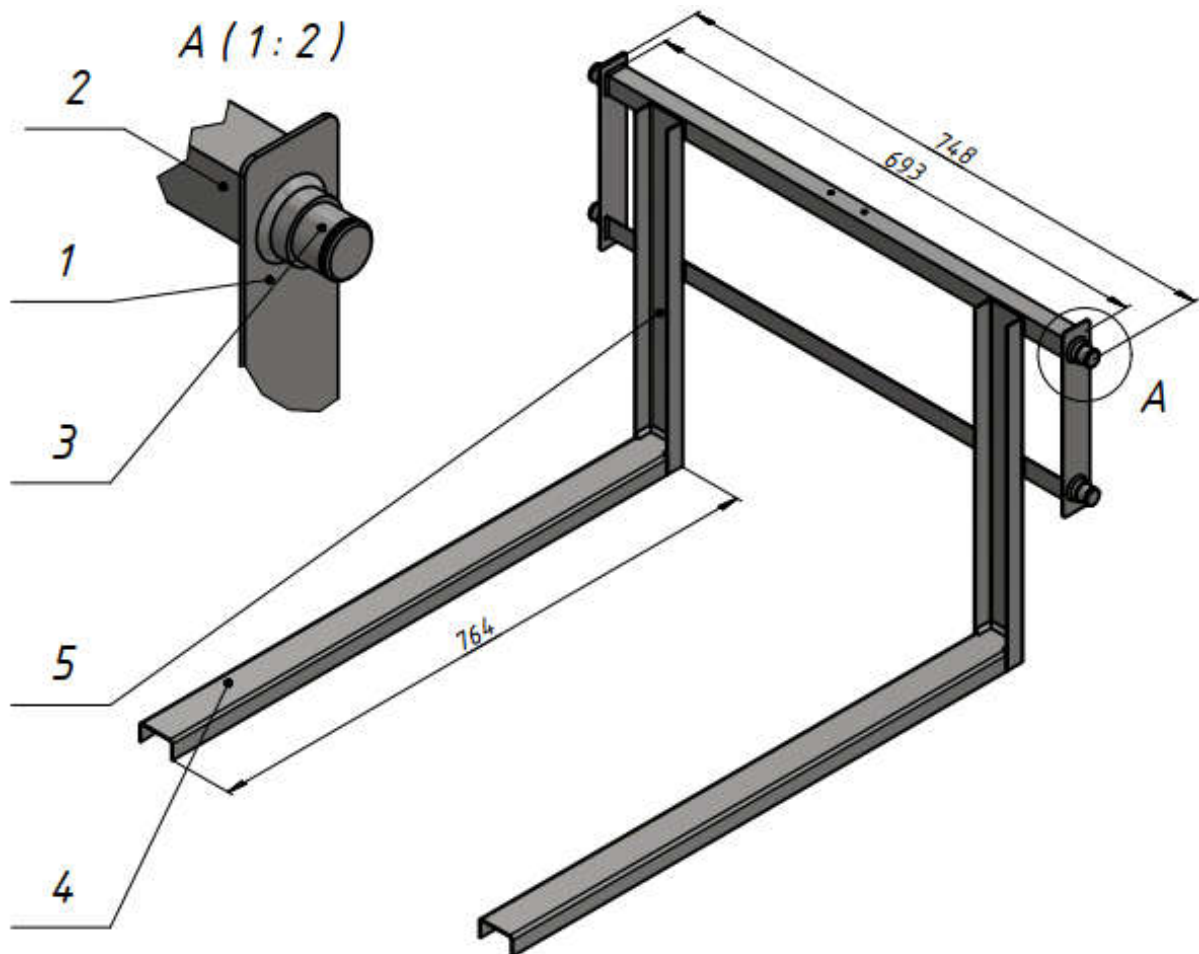
#### **Distancias entre Pontos de Aplicação de Forças e Reacções**

$l_{1-2} = 764 \text{ mm}$ , esta distancia é determinada pelas dimensões do palete que por sua vez é consequência das dimensões do tambor;

## Projeção de Carrinho de Transporte de Tambor de Concentrado

$l_{2-3} - b = 190 \text{ mm}$ , esta distância é determinada graficamente do esboço, que vai desde o piso ao apoio A quando este se encontra no ponto morto inferior;

$b = 200 \text{ mm}$ , a distância em causa é uma incógnita da qual dependem outras projecções, neste caso é tomada por conveniência o valor acima por questão prática e esta sujeita ao método iterativo.



ITEM	PART NUMBER	DESCRIPTION	QTY	COMMENTS
1	Chapa		2	
2	Cantoneira		2	
3	Assento do rolamento		4	
4	Garfo horizontal		2	
5	Garfo vertical		2	

Figura 3: Esboço do dispositivo de sujeição

## Projecção de Carrinho de Transporte de Tambor de Concentrado

### Diagrama do Corpo Livre

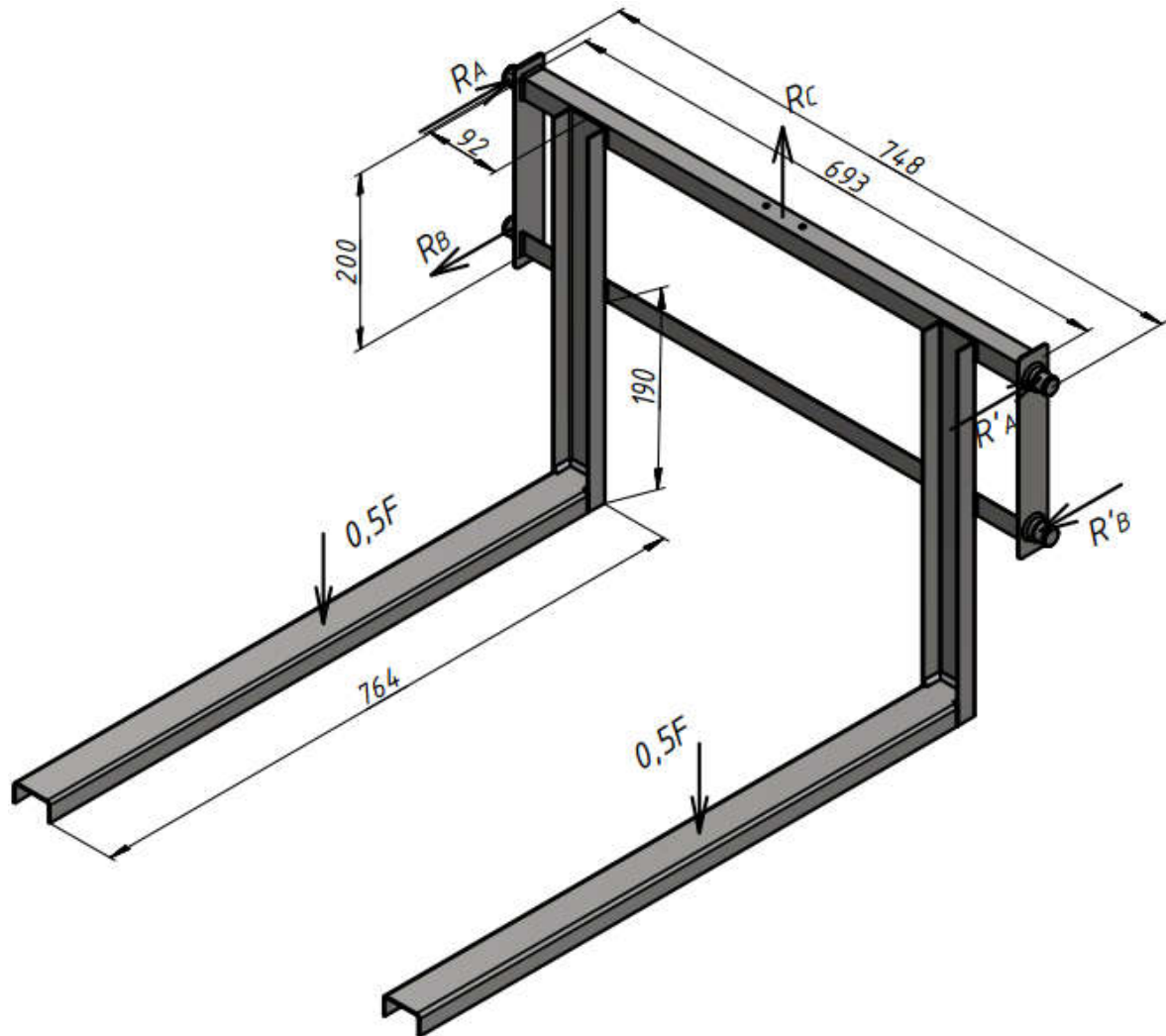


Figura 4: Diagrama de corpo livre do dispositivo de sujeição

### Resultado das Reacções

Tabela 5: Resultado das reacções de apoio do diagrama de corpo livre do dispositivo de sujeição

Reacção	$R_A$	$R_B$	$R'_A$	$R'_B$	$R_C$
Valor [N]	2075	-2075	2075	-2075	2598

## Projecção de Carrinho de Transporte de Tambor de Concentrado

### Diagrama dos Esforços Internos do Dispositivo de Sujeição

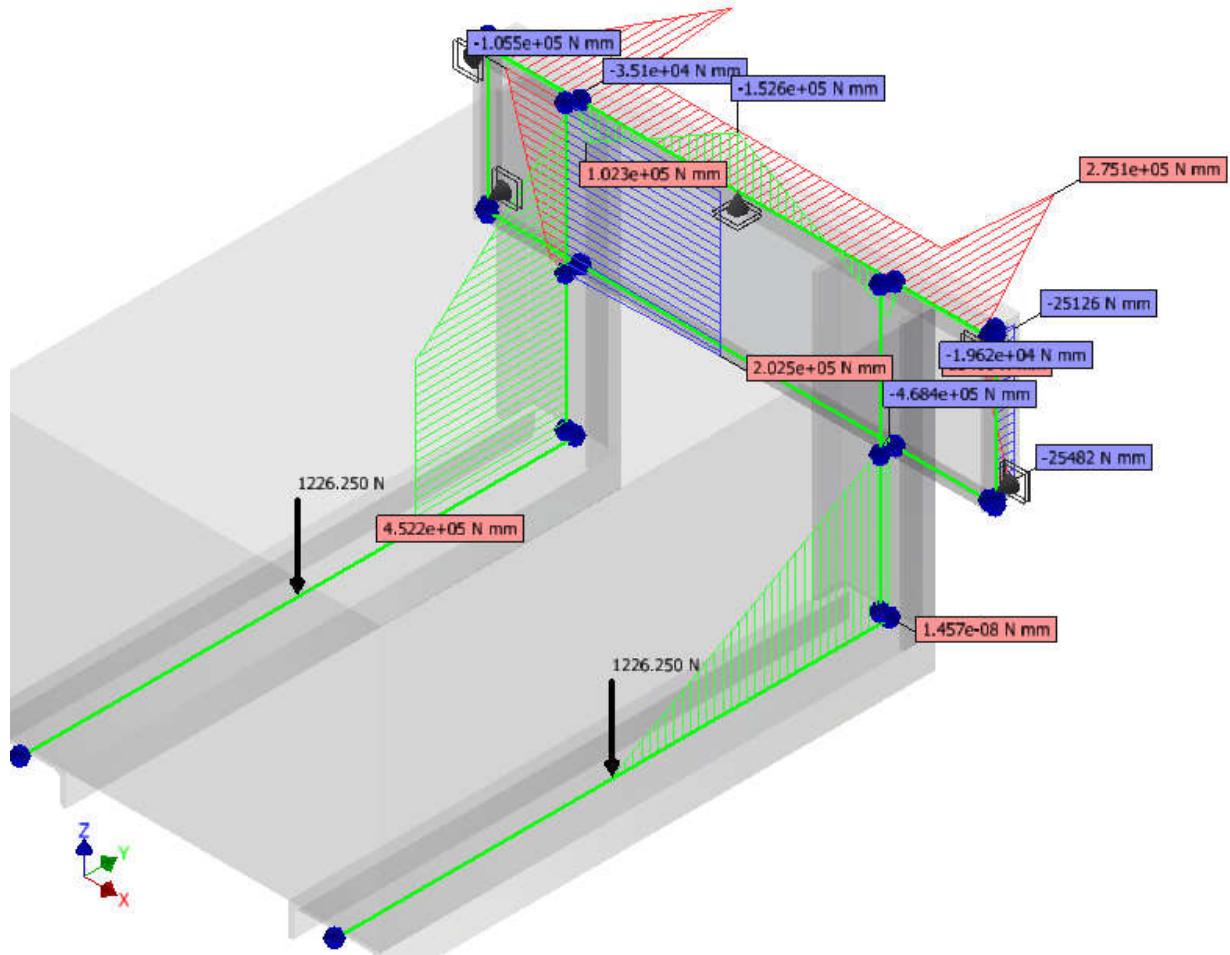


Figura 5: Diagrama de momentos internos no dispositivo de sujeição

### Cálculo Projectivo do Elemento 5

#### Dados

Da figura 5:  $M_{y_{máx}} = -468.427,5 \text{ Nmm}$

**Escolha de Perfil:** escolhe-se o perfil U devido as suas abas para resistir a flexão;

#### Cálculo do Módulo de Resistência a Flexão

Pela equação (1) temos:  $W_{cal} \geq \frac{[S] \times M_{y_{máx}}}{[\sigma_e]} = \frac{1,5 \times 468.427,5}{210} = 3346 \text{ mm}^3$ .

Escolhe-se o perfil normalizado com o modulo de flexão imediatamente maior, neste caso escolhe-se o perfil DIN U 50 com  $W_y = 3750 \text{ mm}^3$



## Projectão de Carrinho de Transporte de Tambor de Concentrado

### **Cálculo Projectivo do Elemento 4**

#### **Dados**

Da figura 5: podemos constatar que podemos efectuar uma soma algébrica entre os momentos z e x (representados pela cor azul e marom, respectivamente) e geométrica entre a resultante da soma algébrica e o momento em y; escolhe-se o ponto onde essa soma é máxima na intersecção entre o elemento 4 e 2 inferior:  $M_y = 202500 \text{ Nmm}$ ;  $M_z = 452200 \text{ Nmm}$ .

$$M_{res} = \sqrt{M_z^2 + M_y^2} \quad (3)$$
$$M_{res} = \sqrt{452200^2 + 202500^2} = 495500 \text{ Nmm}$$

**Escolha de Perfil:** escolhe-se o perfil U, a semelhança do membro 5 contíguo a este de modo a facilitar a ligação.

#### **Cálculo do Módulo de Resistência a Flexão**

Pela equação (1) temos:  $W_{cal} \geq \frac{[S] \times M_{res}}{[\sigma_e]} = \frac{1,5 \times 495500}{210} = 3539 \text{ mm}^3$ .

Escolhe-se o perfil normalizado de [1] com o modulo de flexão imediatamente maior, neste caso escolhe-se o perfil UNP U 50 com  $W_y = 3750 \text{ mm}^3$

#### **Cálculo Projectivo do Elemento 2 inferior**

O carregamento do elemento 2 inferior é igual ao da direcção z do elemento 2 superior, só não está representado na figura 5 por falta de espaço suficiente para representação de todos os momento  $M_z = 274100 \text{ Nmm}$ .

Escolha de Perfil: escolhe-se o perfil L de abas iguais, visto que agem sobre este elemento esforços transversais perpendiculares entre si, de modo que cada aba resista a cada um destes esforços.

#### **Cálculo do Módulo de Resistência a Flexão**

Pela equação (1) temos:  $W_{cal} \geq \frac{[S] \times M_{res}}{[\sigma_e]} = \frac{1,5 \times 274100}{210} = 1965 \text{ mm}^3$ .

## Projectão de Carrinho de Transporte de Tambor de Concentrado

Escolhe-se de [1] o perfil normalizado com o módulo de flexão imediatamente maior, neste caso escolhe-se o perfil L NP 45x4 com  $W_x = W_y = 1970 \text{ mm}^3$

### **Cálculo Projectivo do Elemento 2 Superior**

Da figuras 5: podemos constatar que o ponto de carregamento extremo tem:  $M_z = 275100 \text{ Nmm}$ ;  $M_y = 102300 \text{ Nmm}$ , aqui a soma dos momentos é relevante visto que o seu resultado, portanto, pela equação (3), temos:  $M_{res} = \sqrt{275100^2 + 102300^2} = 293505 \text{ Nmm}$

Escolha de Perfil: escolhe-se o perfil L de abas iguais a semelhança do membro 2 inferior.

### **Cálculo do Módulo de Resistência a Flexão**

Pela equação (1) temos:  $W_{cal} \geq \frac{[S] \times M_{x,m\acute{a}x}}{[\sigma_e]} = \frac{1,5 \times 293505}{210} = 2096 \text{ mm}^3$ .

Escolhe-se o perfil normalizado com o modulo de flexão imediatamente maior, neste caso escolhe-se o perfil L NP 45x5 com  $W_x = W_y = 2430 \text{ mm}^3$

### **Cálculo Projectivo do Elemento 1**

Da figura 4 constata-se que o ponto mais o carregado é o extremo inferior onde os momentos x e z se adicionam o  $M_{x,m\acute{a}x} = 25482 \text{ Nmm}$ ;  $M_y = 7416 \text{ Nmm}$ ;  $M_{z,m\acute{a}x} = 25126 \text{ Nmm}$ . O momento y é muito menor em relação aos outros por isso será desprezado.

$$M_{m\acute{a}x} = M_{x,m\acute{a}x} + M_{y,m\acute{a}x} = 25482 + 25126 = 50608 \text{ Nmm}$$

**Escolha de Perfil:** Barra rectangular.

### **Cálculo do Módulo de Resistência a Flexão**

Pela equação (1) temos:  $W_{cal} \geq \frac{[S] \times M_{m\acute{a}x}}{[\sigma_e]} = \frac{1,5 \times 50608}{210} = 362 \text{ mm}^3$ .

Escolhe-se de [1] o perfil normalizado com o modulo de flexão imediatamente maior, neste caso escolhe-se o perfil de barra rectangular da norma NP-338 com secção transversal 20x5 e módulo de flexão  $W_x = 333 \text{ mm}^3$ .

### **Cálculo Projectivo do Elemento 3**

## Projecção de Carrinho de Transporte de Tambor de Concentrado

### **Resistência ao cisalhamento**

Usa-se da equação (7.3) de [2] para o valor máximo de tensão de cisalhamento ( $\tau_{máx}$ ) de uma secção circular, para limitar a tensão admissível.

Pela equação (4) de cisalhamento puro, isola-se o diâmetro e obtém-se a equação (5) e a força de corte que é multiplicada pelo coeficiente de segurança como demonstra a equação (6).

$$[\tau] \geq \frac{16V}{3\pi d^2} \quad (4)$$

$$d \geq \sqrt{\frac{16V}{3\pi[\tau]}} \quad (5)$$

$$V = [S] \times R_A \quad (6)$$

Onde:

- $V$  – é o esforço interno de cisalhamento;
- $[\tau]$  – é a tensão admissível ao cisalhamento

Segundo as equações acima temos:

$$d \geq \sqrt{\frac{16 \times 3113}{3\pi \times 105}} = 7 \text{ mm} ; \text{ onde: } V = 1,5 \times 2075 = 3113 \text{ N}$$

## Projecção de Carrinho de Transporte de Tambor de Concentrado

### Dimensões Projectadas do Dispositivo de Sujeição

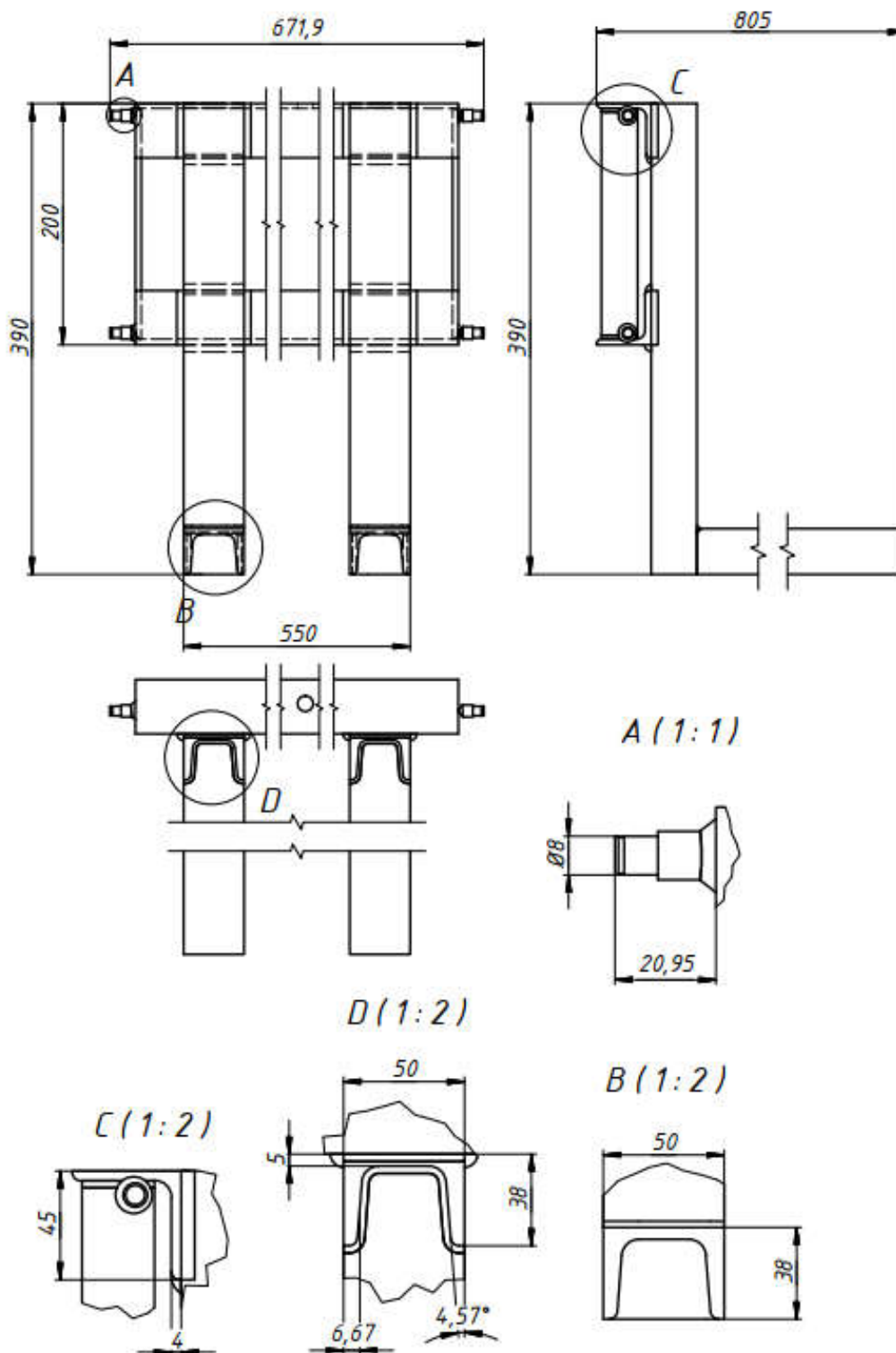


Figura 6: Dimensões dos elementos projectados do dispositivo de sujeição

### 11.2. Cálculo Projectivo do Mecanismo de Elevação

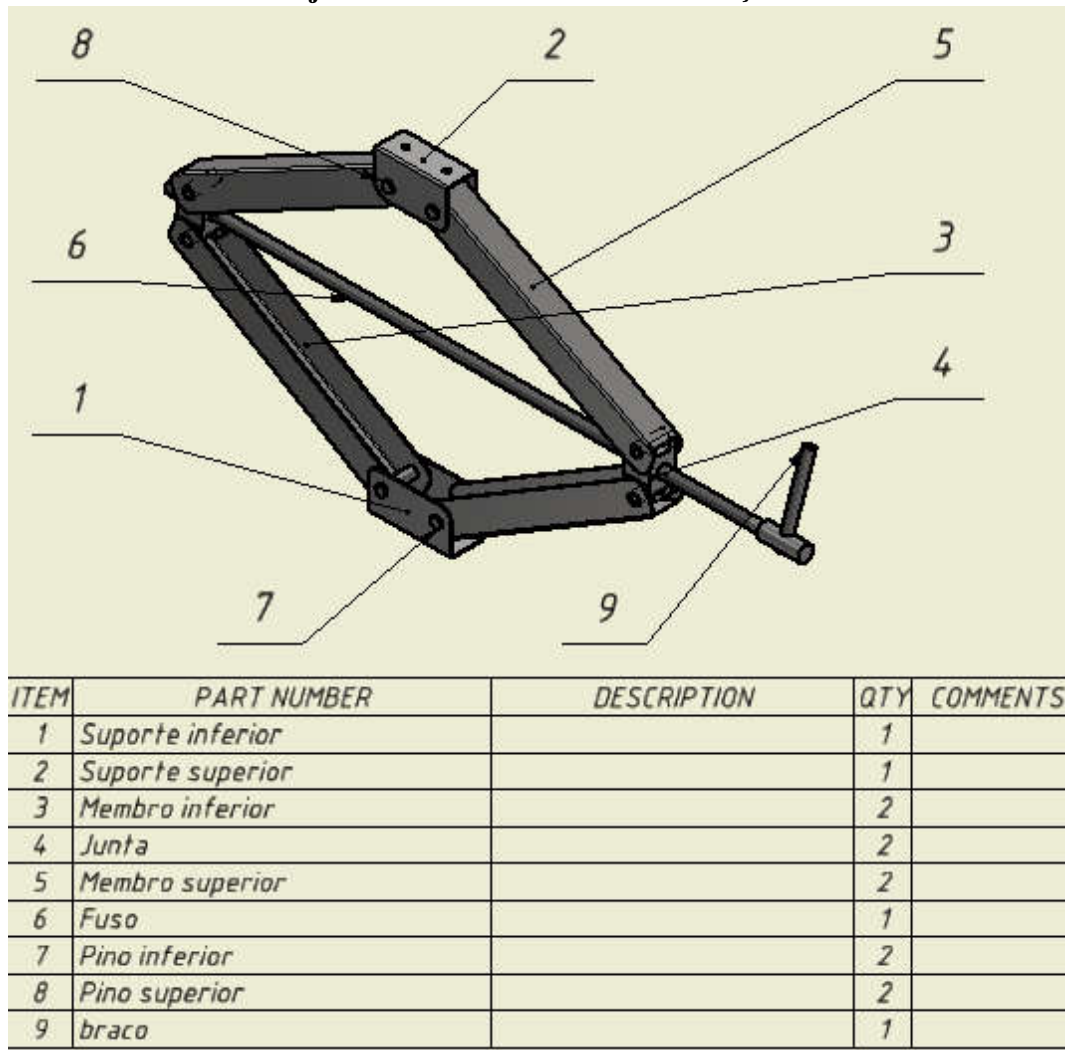


Figura 7: Enumeração do mecanismo de elevação

O cálculo projectivo será realizado para o membro superior, os pinos, o fuso e o braço; os demais elementos, as dimensões das suas secções transversais estão relacionadas com o membro superior e são maiores que as deste, por isso resistirão aos esforços máximos se este resistir.

O dimensionado dos elementos será a flexão para o membro superior, ao cisalhamento para os pinos e o braço e a tracção par o fuso.

### Dimensões e Parâmetros de Funcionamento do Mecanismo de Elevação

Altura Máxima de Elevação

## Projecção de Carrinho de Transporte de Tambor de Concentrado

$$H_{\text{elev,máx}} = 1,2 \times (H_{\text{degrau}} + H_{\text{palette}}) \quad (7)$$

Onde:

$H_{\text{degrau}}$  – é a altura do degrau da camara frigorífica (280 mm);

$H_{\text{palette}}$  é a altura da palette (150 mm);

Nota: o 20% a mais na soma corresponde a folga entre o degrau e a palette levantada.

$$H_{\text{elev,máx}} = 1,2 \times (280 + 150) = 516 \text{ mm}$$

### **Reacções dos Esforços no Mecanismo de Elevação**

Da figura 6 abaixo temos, tomando em conta que  $l_1 = l_2 = l_3 = l_4 = l$ :

$$\text{Nó A } \sum F = 0$$

$$\uparrow^+ : F + (R_1 + R_3) \sin \alpha = 0;$$

$$\rightarrow^+ : R_1 \cos \alpha - R_3 \cos \alpha = 0;$$

$$\Leftrightarrow R_1 = \frac{-F}{2 \sin \alpha}.$$

$$\text{Pela simetria no nó C temos: } R_2 = \frac{-F}{2 \sin \alpha}.$$

$$\text{Nó B } \sum F = 0$$

$$\rightarrow^+ : R_5 - (R'_1 + R'_2) \cos \alpha = 0;$$

$$R'_1 = -R_1 = \frac{F}{2 \sin \alpha}; \quad R'_2 = -R_2 = \frac{F}{2 \sin \alpha};$$

## Projecção de Carrinho de Transporte de Tambor de Concentrado

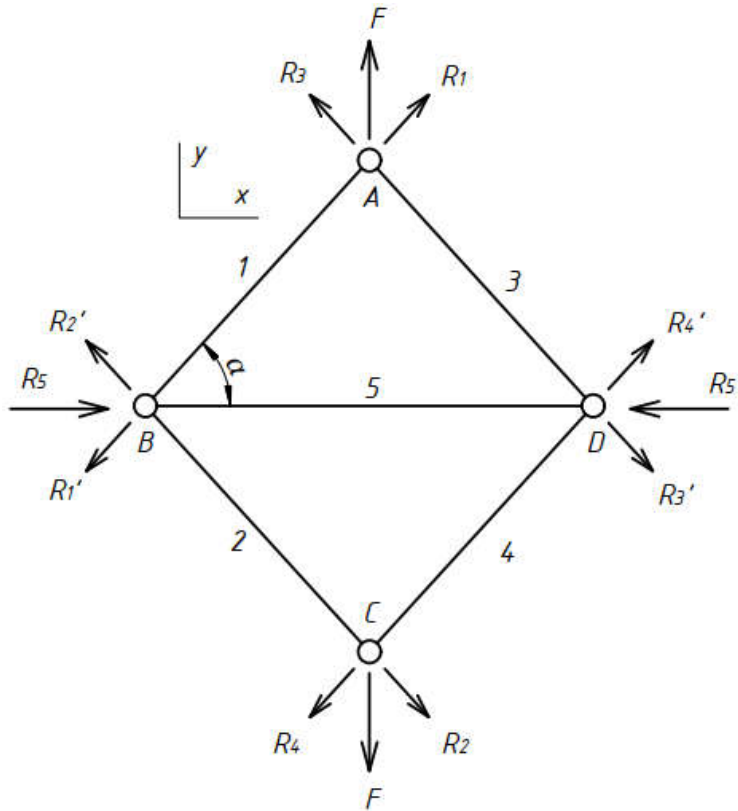


Figura 8: Diagrama do corpo livre do mecanismo de elevação

$$\leftrightarrow R_5 = \frac{2F \cos \alpha}{2 \sin \alpha} = F \cot \alpha. \quad (8)$$

Na equação (8) acima quando  $\lim_{\alpha \rightarrow 0} R_5(\alpha) = 573 \times F$ , o que faz com que haja necessidade de limitar o ângulo mínimo; para  $\alpha = 15^\circ$ ;  $\cot 15^\circ = 3,732$  que é um valor aceitável; assim a reacção de força no membro 5 será:  $R_5 = 3,732 \times F$ ;

$$\begin{aligned} R_5 &= 3,732 \times F \\ R_5 &= 3,732 \times 2452,5 = 9152,73 \text{ N}. \end{aligned} \quad (9)$$

### Comprimento dos Membros

Da figura 8 e usando as razões trigonométricas, temos:

$$H_{(\alpha)} = 2l \sin \alpha \quad (10)$$

$$l_{5(\alpha)} = 2l \cos \alpha \quad (11)$$

Nota: os limites são  $15^\circ \leq \alpha \leq 75^\circ$

## Projecção de Carrinho de Transporte de Tambor de Concentrado

Para a elevação da carga a altura máxima é necessário que  $H_{(\alpha=75^\circ)} = H_{\text{elev,máx}}$ , então teremos da equação (10):

$$l = \frac{H_{\text{elev,máx}}}{2 \sin 75^\circ} \quad (12)$$

$$l = \frac{516}{2 \sin 75^\circ} = 267,1 \cong 268 \text{ mm}$$

$$l_{5\text{máx}} = l_{5(\alpha=15^\circ)} = 2 \times 268 \times \cos 15^\circ = 517,7 \cong 518 \text{ mm}$$

### Diagrama de Momentos Flectores Internos do Mecanismo de Elevação

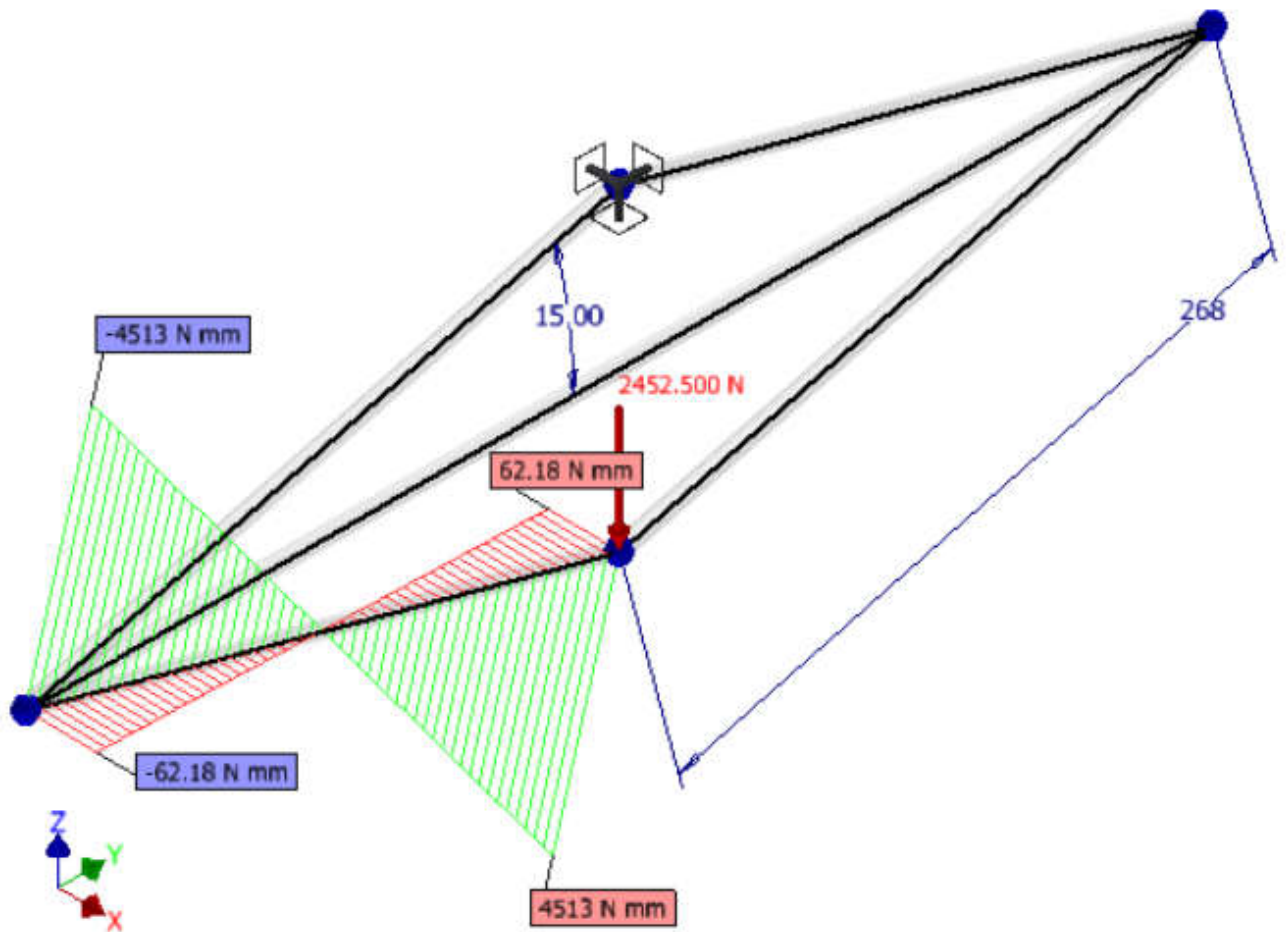


Figura 9: Diagrama de momentos internos do mecanismo de Elevação (factor de escala  $M_x = 2 \text{ Nmm/mm}$  e  $M_x = 42,5 \text{ Nmm/mm}$ ). Para os outros membros o diagrama de carregamento é igual, exceptuando o membro 5 que não sofre flexão.



## Projecção de Carrinho de Transporte de Tambor de Concentrado

### Calculo Projectivo do Pino Superior

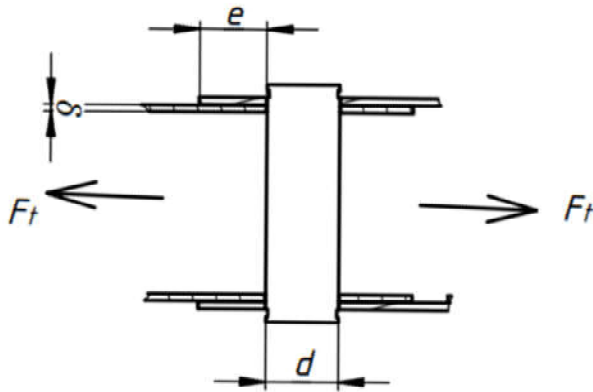


Figura 10: Esquema de carregamento do pino

Da equação (5) calcula-se o diâmetro do pino como se segue:

$$d = \sqrt{\frac{16 \times 3432,3}{3\pi \times 105}} = 7,45 \cong 7,5 \text{ mm}$$

Onde:

$V = \frac{R_5}{4} \times [s] = \frac{9152,73}{4} \times 1,5 = 3432,3 \text{ N}$ ; o cociente 4 é pelo facto de haverem dois pinos que compartilham a carga total e cada pino suporta metade da parte da carga recebida por cada extremidade.

### Calculo Projectivo do Membro Superior

Pela figura 10 onde o membro superior entra em contacto com o pino superior, extraem-se as equações para o projecto deste.

#### Espessura ( $\delta$ ) do Membro Superior

Usa-se a equação (3) de [3] seguinte para calcular a espessura mínima:

$$\sigma_{esm} = \frac{V}{\delta d} \leq [\sigma_{esm}] \quad (13)$$

$$\delta = \frac{F}{[\sigma_{esm}] \times d} \quad (14)$$

## Projecção de Carrinho de Transporte de Tambor de Concentrado

$$\delta = \frac{F}{[\sigma_{esm}] \times d} = \frac{3432,3}{210 \times 7,5} = 2,18 \text{ mm}$$

Toma-se a chapa de espessura  $\delta = 2,25 \text{ mm}$ ;

### **Borda (e) do Membro Superior**

Pela definição da tensão de cisalhamento, temos a seguinte expressão:

$$\tau = \frac{F}{ed} \leq [\tau] \quad (14)$$

$$e \geq \frac{F}{[\tau]d} \quad (15)$$

$$e \geq \frac{3432,3}{105 \times 7,5} = 4,36 \text{ mm};$$

Segundo recomendações técnicas de construção, esta tem sido tomada igual a  $1,5 \times d$ , mas para este caso será tomado igual a  $d = 7,5 \text{ mm}$ ;

### **Dimensões da Secção Transversal do Membro Superior**

Pela figura 10 temos:  $M_{m\acute{a}x} = 4513 \text{ Nmm}$

Tipo de perfil do membro: perfil C;

Cálculo do Módulo de Resistência a Flexão

$$\text{ela equacção (1) temos: } W_{cal} \geq \frac{[S] \times M_{m\acute{a}x}}{[\sigma_e]} = \frac{1,5 \times 4513}{210} = 32,2 \text{ mm}^3$$

Para secção C o modulo de resistência a flexão é dado, segundo [tabelas técnicas], por:

$$W = \frac{I_x}{h-v} = \frac{\frac{1}{3}[2b_0h^3 + (b-2b_0)h_0^3] - \left[2b_0h^3 + h_0(b-2b_0) \frac{[2b_0h^2 + (b-2b_0)h_0^2]^2}{2[2b_0h + (b-2b_0)h_0]}\right]}{h - \frac{2b_0h^2 + (b-2b_0)h_0^2}{2[2b_0h + (b-2b_0)h_0]}} \quad (16)$$

$W_{cal}$

Onde:  $b$  – é a largura da alma;

$h$  – é a altura da aba;

$b_0, h_0$  – são a espessura da alma e da aba, respectivamente;

$v$  – é a distancia do centro de gravidade em  $y$ .

Escolhe-se a relação entre a largura e altura de:

## Projecção de Carrinho de Transporte de Tambor de Concentrado

$$\frac{b}{h} = \frac{3}{5} \quad (17)$$

$b_0 = h_0 = 2,25 \text{ mm}$  para fabricar este membro;

Pela equacção (16) substituímos o  $b$ ,  $b_0$  e  $h_0$  e resolvemos em função a  $h$ , teremos:  $h = 6,6 \text{ mm}$ ;

E pela equacção (17)  $b = 3,9 \text{ mm}$ .

Nota: esta secção é infirma comparada os demais elementos, portanto as dimensões dependerão das da Junta (peça 4).

### Dimensionamento do Fuso

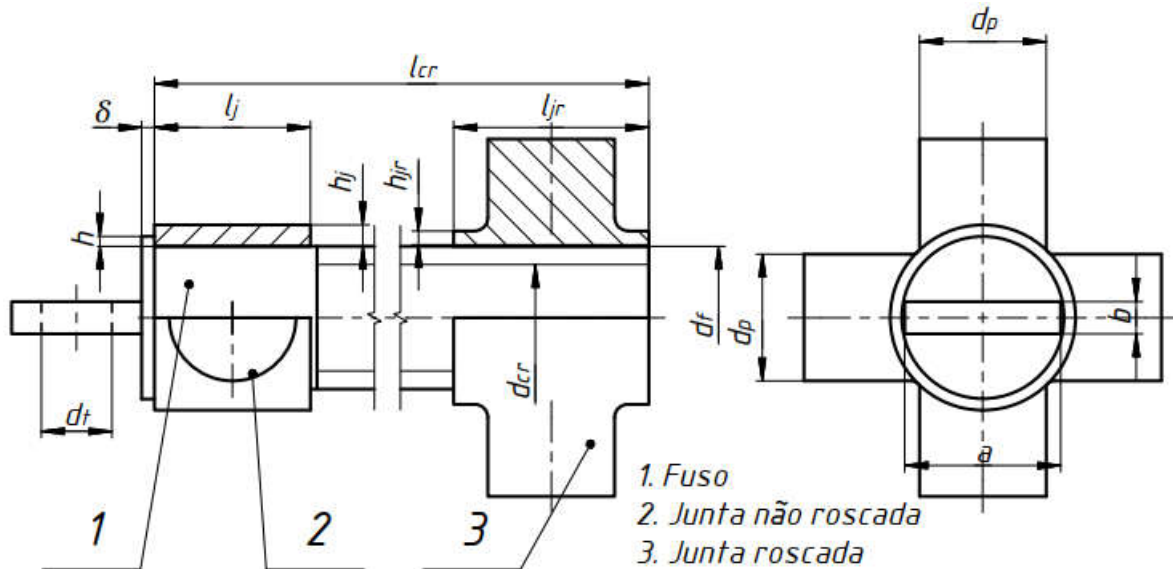


Figura 11: Parâmetros geométricos do fuso, da junta não rosçada e da rosçada

O fuso sofre tracção, compressão e torsão; tracção e torsão simultaneamente durante o içamento, compressão em repouso e compressão e torsão simultânea durante o abaixamento da carga;

### Diâmetro da Secção Carregada

O dimensionamento será feito a compressão por ser a situação mais crítica pois há risco de flambagem;

Usa-se a equação (4.50) de [4] que segue para determinar o diâmetro que pode resistir a flambagem do fuso mediante a carga aplicada:

$$d = 2 \times \sqrt{\frac{P_{cr}}{\pi \sigma_e} + \frac{\sigma_e \times l_{cr}^2}{\pi^2 CE}} \quad (18)$$

## Projecção de Carrinho de Transporte de Tambor de Concentrado

Onde:

$P_{cr}$  - é a carga crítica de compressão aplicada ao eixo do elemento (igual  $R_5$ , tendo em conta o coeficiente de segurança, claro);

$l_{cr}$  - é o comprimento efectivo do eixo que sofre a carga axial;

$C$  - é a constante de condição de extremidade, da tabela 4-2 de [4]

$E$  - é o modulo de elasticidade ( $E = 210 \text{ GPa}$ )

$$l_{cr} = l_{5máx} + 0,5(l_j + l_{jr}) \quad (19)$$

Onde:

$l_j$  - é o comprimento da junta roscada;

$l_{jr}$  - é o comprimento da junta não roscada;

$l_j$  e  $l_{jr}$  são grandezas que dependem do diâmetro do fuso que por sua vez depende também do  $l_{cr}$ ; então arbitram-se os valores de  $40 \text{ mm}$  para cada uma.

Substituindo os dados nas expressões acima temos:

$$P_{cr} = 1,5 \times 9152,73 = 13729,1 \text{ N};$$

$$l_{cr} = 518 + 0,5(40 + 40) = 558 \text{ mm}.$$

$$d_{cr} = 2 \times \sqrt{\frac{13729,1}{\pi \times 210 \times 10^6} + \frac{210 \times 10^6 \times 0,558^2}{\pi^2 \times 1,2 \times 210 \times 10^9}} = 1,428 \times 10^{-2} \text{ m} = 14,28 \text{ mm}$$

### **Seleção da Rosca**

De acordo com [4], folha 28 seleccionam-se roscas com diâmetro da raiz mais próximo de  $d_{cr}$  e imediatamente maior de acordo com a tabela 1.

Tabela 6: Parâmetros de algumas roscas trapezoidais de uma entrada segundo GOST 9484-60

Referencia	Diâmetro externo ( $d$ ), mm	Passo ( $p$ ), mm	Diâmetro da raiz ( $d_1$ ), mm
TRAP 18 × 2	18	2	15,5
TRAP 18 × 3	18	3	14,5
TRAP 20 × 4	20	4	15,5
TRAP 24 × 8	24	8	15,5

Escolhe-se a rosca TRAP 24 × 8 por ter maior passo.

### **Ressalto do Fuso**

## Projecção de Carrinho de Transporte de Tambor de Concentrado

O dimensionamento é feito à resistência ao esmagamento de modo a determinar a altura ( $h$ ) e ao cisalhamento para determinar a espessura ( $\delta$ ) do ressalto.

Altura do Ressalto ( $h$ )

$$\sigma = \frac{F}{A} \leq [\sigma_{esm}] \quad (20)$$

$$A = \frac{\pi(2d_f h + h^2)}{4} \quad (21)$$

Onde:  $A$  é a área transversal do colar;

Resolvendo a equação (24) para  $h$ , temos:

$$\frac{4 \times 13729,1}{\pi(2 \times 24 \times h + h^2)} \leq 210; \quad \leftrightarrow h \geq 1,68 \text{ mm}$$

Normalizando este valor toma-se  $h = 1,7 \text{ mm}$ ;

Onde:  $F = P_{cr} = 13729,1 \text{ N}$ .

**Espessura do Ressalto ( $\delta$ )**

$$\tau = \frac{F}{A} \leq [\tau] \quad (22)$$

$$A = \pi d_f \times \delta \quad (23)$$

Substituindo a equação (23) na (22) e resolvendo para  $\delta$ , temos:

$$\delta = \frac{13729,1}{\pi \times 24 \times 105} = 1,73 \text{ mm}$$

Normalizando este valor toma-se  $\delta = 1,8 \text{ mm}$ ;

**Elemento de Transmissão do Torque ao Fuso**

O dimensionamento deste elemento será feito ao cisalhamento, mas, por enquanto, deve se determinar o diâmetro do furo que o fragiliza.

**Diâmetro do Furo no Elemento de Transmissão de Torque**

Para o dimensionamento do furo será primeiro necessário determinar o diâmetro do braço que conjuga com este; através da fórmula de torção seguinte, determina-se o diâmetro do braço de manivela ( $d_b$ ):

## Projecção de Carrinho de Transporte de Tambor de Concentrado

$$\tau = \frac{16T}{\pi d_b^3} \geq [\tau] \quad (24)$$

$$d_b = \sqrt[3]{\frac{16T}{\pi[\tau]}} \quad (25)$$

Onde:

$T$  – é o momento torsor e determinado da seguinte maneira;

### **Determinação do Momento Torsor**

O momento torsor para elevar e abaixar a carga resulta do momento na rosca e na face do ressalto no fuso.

#### **Momento Torsor na Rosca**

Das equações (8-1) e (8-2) de [4], dadas a seguir:

$$T_R = \frac{F d_m}{2} \left( \frac{l + \pi f d_m}{\pi d_m - f l} \right) \quad (25)$$

$$T_L = \frac{F d_m}{2} \left( \frac{\pi f d_m - l}{\pi d_m + f l} \right) \quad (26)$$

Onde:

$T_R$  – é o momento torsor de levantamento da carga considerando apenas a rosca;

$T_L$  – é o momento torsor de abaixamento da carga, também, considerando apenas a rosca;

$d_m$  – é o diâmetro médio da rosca, também designado diâmetro de passo ( $d_m = 19,868 \text{ mm}$ , de tabelas de rosca trapezoidal);

$F$  – é a força axial no parafuso;

$l$  – é o avanço da rosca, igual ao passo para o caso de rosca de uma entrada, e;

$f$  – é o coeficiente de atrito entre as superfícies em contacto; para o par de contacto aço-aço com lubrificação  $f = 0,16$  (tabela 8-5 de [4]).

#### **Momento Torsor na Face do Ressalto do Fuso**

Da equação (ros 4) de [6] para o momento torsor na face do ressalto dadas a seguir:

## Projecção de Carrinho de Transporte de Tambor de Concentrado

$$T_f = F \times f \times R_m = F \times f \times \frac{d_f + h}{2} \quad (27)$$

Onde:  $R_m$  – é o raio do eixo do fuso ao ponto médio do ressalto;

Através das equações (25), (26) e (27) estabelecessem-se as equações globais do momento torsor para elevar e abaixar a carga, como se segue:

$$T_{GR} = F \left[ \frac{d_m}{2} \left( \frac{l + \pi f d_m}{\pi d_m - fl} \right) + f \times \frac{d_f + h}{2} \right] \quad (28)$$

$$T_{GL} = F \left[ \frac{d_m}{2} \left( \frac{\pi f d_m - l}{\pi d_m + fl} \right) + f \times \frac{d_f + h}{2} \right] \quad (29)$$

Resolvendo as equações (28) e (29) para momento global de elevação e abaixamento da carga, respectivamente, temos:

$$T_{GR} = 13729,1 \left[ \frac{19,868}{2} \left( \frac{8 + \pi \times 0,16 \times 19,868}{\pi \times 19,868 - 0,16 \times 8} \right) + 0,16 \times \frac{24 + 1,7}{2} \right] = 68351,9 \text{ Nmm}$$

$$T_{GL} = 13729,1 \left[ \frac{19,868}{2} \left( \frac{\pi \times 0,16 \times 19,868 - 8}{\pi \times 19,868 + 0,16 \times 8} \right) + 0,16 \times \frac{24 + 1,7}{2} \right] = 32480,9 \text{ Nmm}$$

Como se pode constatar dos resultados acima, o momento de elevação é maior que o de abaixamento da carga, por isso será usado o momento de elevação da carga para os cálculos consequentes.

Da equação (25) calcula-se o diâmetro do braço

$$d_b = \sqrt[3]{\frac{16 \times 68351,9}{\pi \times 10^5}} = 14,91 \text{ mm} \cong 15 \text{ mm}$$

### **Diâmetro do Furo**

O diâmetro do furo ( $d_t$ ) será tomado um pouco maior que o diâmetro do braço de manivela ( $d_b$ ) de modo a garantir o ajustamento livre como:

$$d_t = d_b + 0,5; [\text{mm}] \quad (30)$$

$$d_t = 15 + 0,5 = 15,5 \text{ mm}$$

### **Dimensões da Secção do Elemento de Torção**

Como o Elemento de Torção é prismático usa-se a expressão de Saint Venant dada a seguir

$$\tau_{\text{máx}} = \frac{T}{abc^2} \leq [\tau] \quad (31)$$

## Projecção de Carrinho de Transporte de Tambor de Concentrado

Onde:  $b$  – é o lado maior (correspondente a  $a$  na figura 9), aqui por causa do diâmetro do furo que o fragiliza, será tomado um valor ( $b'$ ) que toma em conta esta fragilização, como:

$$b' = b - d_t \quad (32)$$

$c$  – é o lado menor, neste caso correspondente a  $b$ , na figura 11;

$\alpha$  – é um coeficiente que é função da razão  $\frac{b}{c}$ , dado na tabela não referenciada de [4] na página 123;

A razão  $\frac{b'}{c}$  é arbitra da igual a 1 e retira-se da tabela o coeficiente  $\alpha = 0,208$ .

Substituindo a razão do paragrafo acima na equação (32) e isolando o a grandeza  $b$  e substituindo na equação (31) e resolvendo para  $c$  temos:

$$c^2(c + d_t) \geq \frac{T}{\alpha[\tau]} \quad (33)$$

$$c^2(c + 15,5) \geq \frac{68351,9}{0,208 \times 105} \leftrightarrow c \geq 10,89 \cong 11 \text{ mm}; \quad b = 11 + 15,5 = 26,5 \text{ mm};$$

### Dimensionamento das Juntas

#### Carregamento

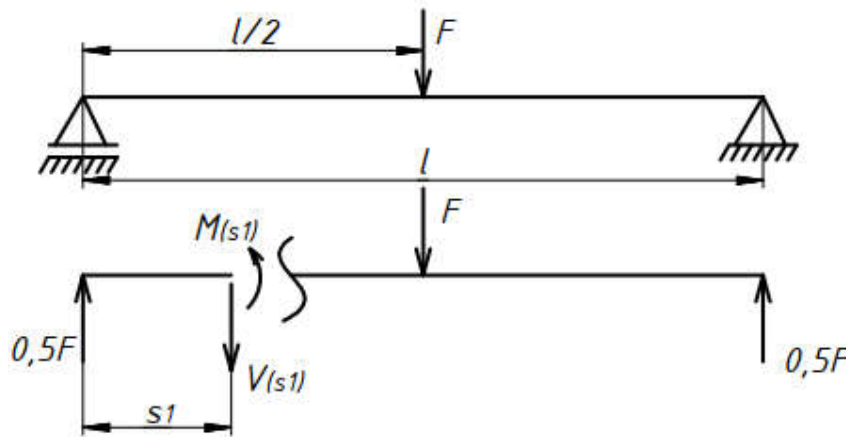


Figura 12: Diagrama de carregamento e de corpo livre da junta roscada

$$M_{(s_1)} = 0,5F \times s_1 \quad \left(0 \dots \frac{l}{2}\right) \quad (34)$$

$$V_{(s_1)} = -0,5F \quad \left(0 \dots \frac{l}{2}\right) \quad (35)$$



## Projecção de Carrinho de Transporte de Tambor de Concentrado

### Junta Roscada

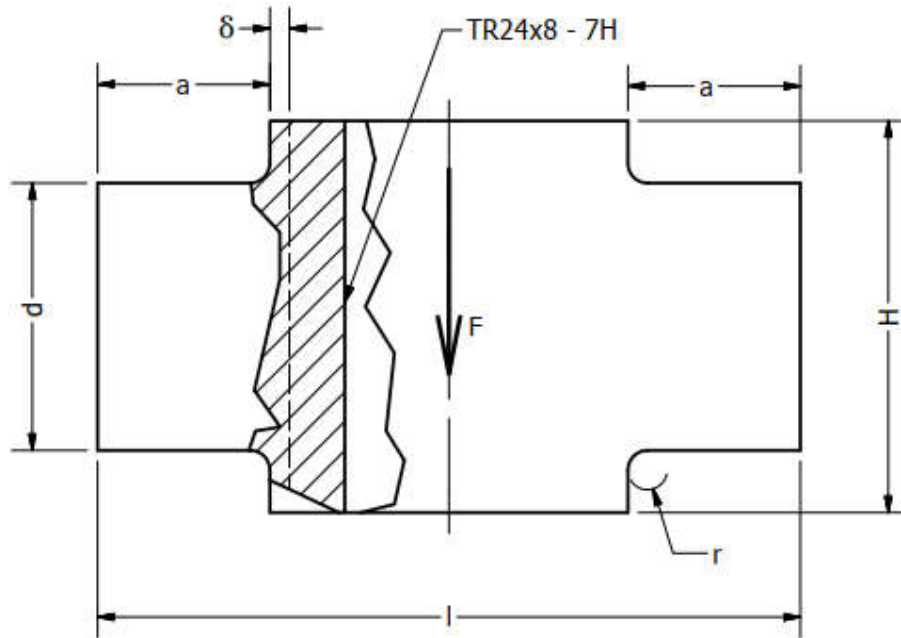


Figura 13: Esboço da junta roscada para demonstração de  $\delta$

### Altura da Porca

A altura da porca é relacionada pelo número de espiras ( $z$ ) e passo ( $p$ ) pela seguintes equações:

$$H = z \times p \quad (36)$$

O numero de espiras ( $z$ ) é tomado igual a  $z = 6$ , pois da prática tem se verificado que a sétimas espira não recebe carga;

$$H = 6 \times 8 = 48 \text{ mm};$$

### Espessura do Cilindro Roscado

Para calcular o  $\delta$  usa-se a condição de resistência ao cisalhamento da zona do centro do cilindro roscado, dada pela seguinte equação:

$$\tau = \frac{F}{2 \times A} \quad (37)$$

$$A = H \times \delta \quad (38)$$

Substituímos a equações (38) em (37) e resolvemos para  $\delta$ , como se segue:

$$\delta = \frac{F}{2 \times H \times \tau} \quad (39)$$

$$\delta = \frac{13729,1}{2 \times 48 \times 105} = 1,36 \cong 1,5 \text{ mm}$$

## Projecção de Carrinho de Transporte de Tambor de Concentrado

### **Diâmetro dos Pinos**

O diâmetro deste pino é duas vezes maior que os pinos superiores e inferiores, pelo facto de a força de cisalhamento ser metade da reacção 5.

$$d = 15 \text{ mm};$$

### **Junta Não Roscada**

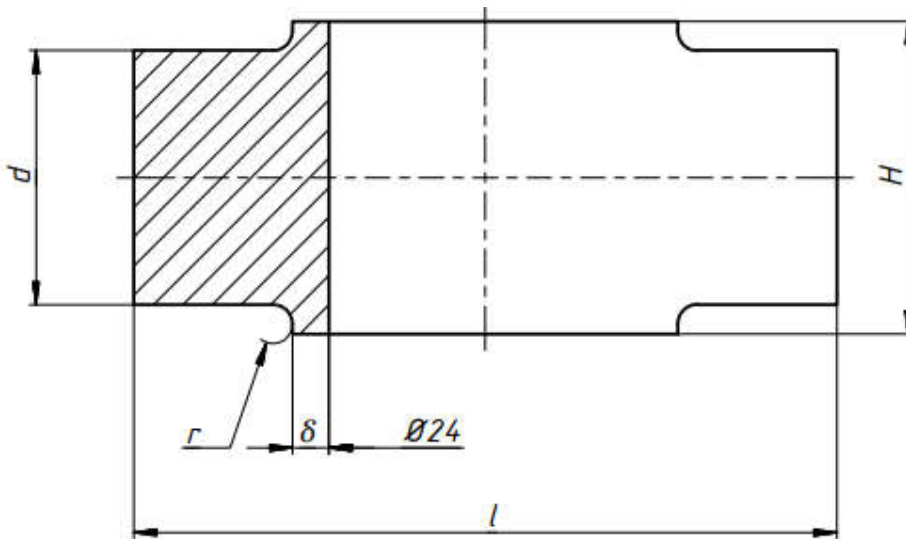


Figura 14: Parâmetros da junta não roscada

### **Altura da Junta**

A altura da junta ( $H$ ) é tomada igual ao diâmetro da superfície que conjuga com o parafuso:  
 $H = 24 \text{ mm}$ .

### **Espessura do Cilindro Roscado**

Pela equação (39) determina-se  $\delta$

$$\delta = \frac{13729,1}{2 \times 24 \times 105} = 2,72 \cong 2,8 \text{ mm}$$

### **Determinação do Diâmetro dos Pinos**

## Projeção de Carrinho de Transporte de Tambor de Concentrado

O diâmetro destes pinos é igual ao diâmetro dos pinos da junta roscada:  $d = 15 \text{ mm}$ ;

### **Comprimento do Pino**

O comprimento do pino é tomado igual ao diâmetro da maior junta mais alguns milímetros para garantir o encosto, segundo a expressão abaixo:

$$l = D + 2 \times (3\text{mm}) \quad (40)$$

O maior diâmetro é da junta não roscada, igual a:

$$D = d_{JNR} + 2\delta_{JNR} \quad (41)$$

Onde:  $d_{JNR}$ ,  $\delta_{JNR}$  – são os diâmetro e espessura da junta não roscada.

$$D = 24 + 2 \times 2,8 = 29,6 \text{ mm}$$

$$l = 29,6 + 2 \times (3\text{mm}) = 35,6 \cong 36 \text{ mm};$$

### **Dimensões Calculadas do Mecanismo de Elevação**

A dimensão de referencia é a do comprimento da junta maior (de  $36 \text{ mm}$ ) que corresponde ao comprimento interno da alma e a altura das abas é tomada metade desta dimensão.

## Projeção de Carrinho de Transporte de Tambor de Concentrado

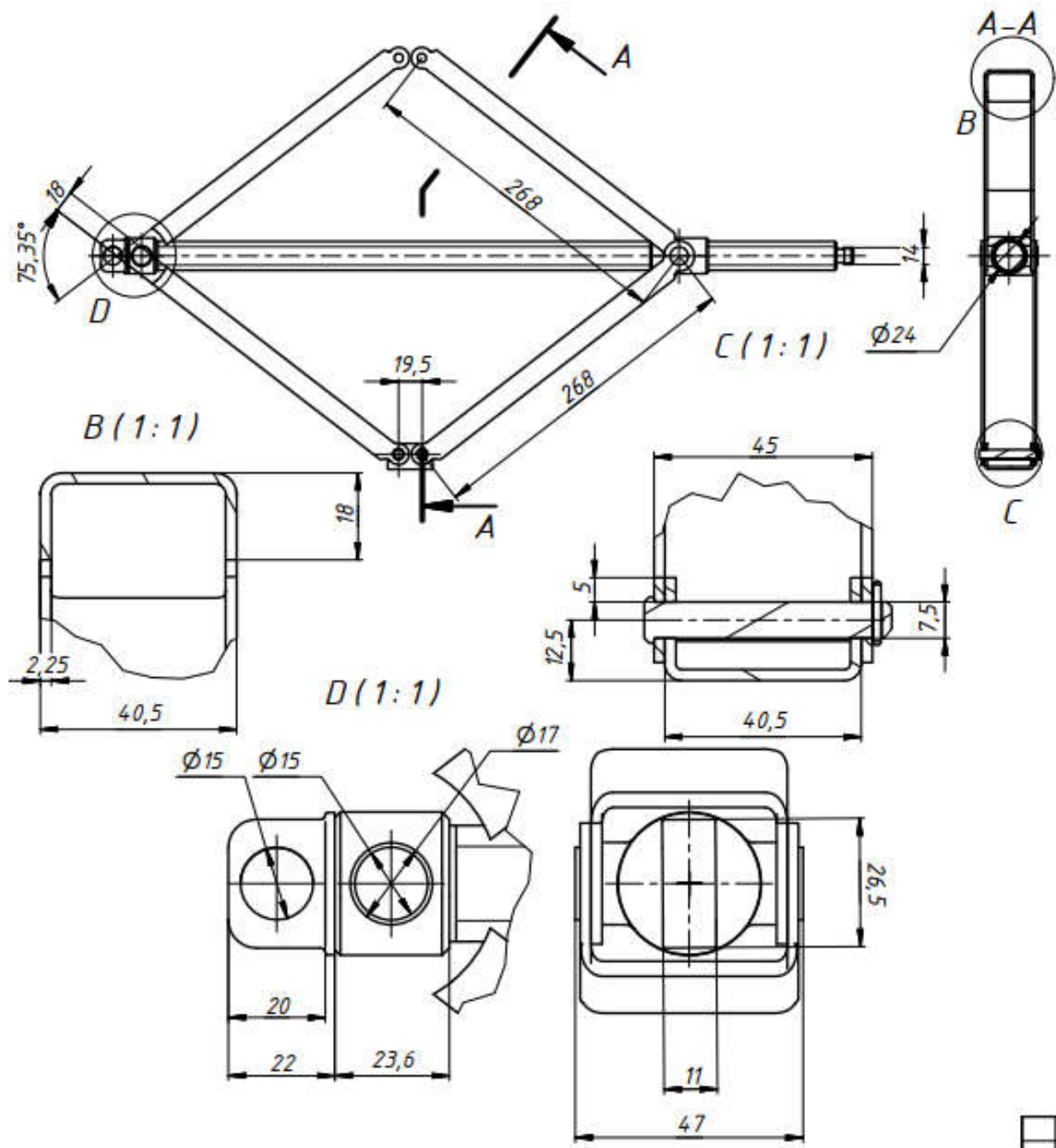
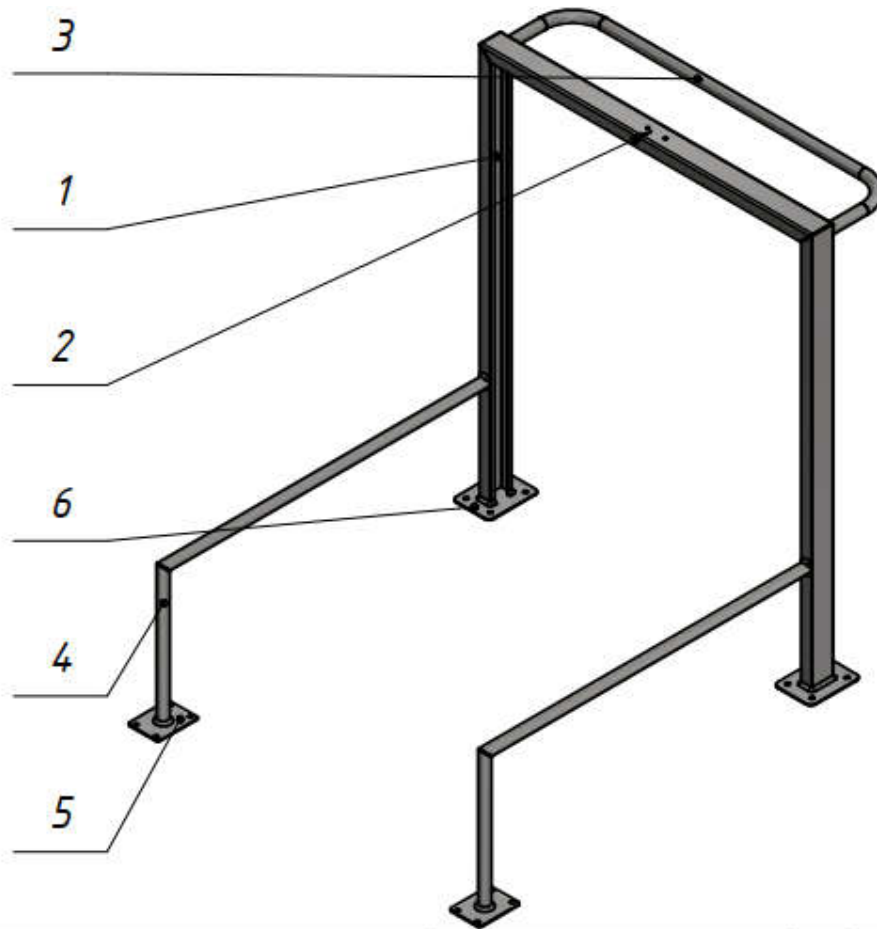


Figura 15: Dimensões do membro superior

### 11.3. Cálculo Projectivo da Estrutura

## Projeção de Carrinho de Transporte de Tambor de Concentrado



ITEM	PART NUMBER	DESCRIPTION	QTY	COMMENTS
1	Pilar		2	Perfil U
2	Viga		1	Perfil U
3	Corrima		1	
4	Membro horizontal		2	Perfil Circular
5	Placa de rodizio com bloqueio		2	
6	Placa de rodizio sem bloqueio		2	

Figura 16: Esboço da estrutura do carrinho

### **Parâmetros Geométricos do Elementos da Estrutura**

#### **Rodízios Giratórios da marca BS Rollen**

**Com bloqueio**, referencia: LS420.B63.125:

Altura: 155 mm;

Comprimento/Largura: 115 × 85 mm.

## Projecção de Carrinho de Transporte de Tambor de Concentrado

**Sem bloqueio**, referencia: L400.A90.58:

Altura: 83 mm;

Comprimento/Largura: 93 × 70 mm;

### **Dispositivo de Sujeição**

Altura: 400 mm;

Largura: 748 mm;

Comprimento: 800 mm.

### **Mecanismo de Elevação**

Altura: 586 mm.

### **Palete**

Comprimento:  $c = 700$  mm;

Largura:  $l = 614$  mm;

Altura:  $h = 140$  mm

### **Degrau da porta do frigorifico**

Altura:  $h = 280$  mm

### **Dimensões da Estrutura**

#### **Altura**

$$h = h_{Suj} + h_{Mec} - h_{Rod} \quad (35)$$

Onde:  $h_{Suj}$  – é a altura do dispositivo de sujeição;

$h_{Mec}$  – é a altura máxima do mecanismo de elevação;

$h_{Rod}$  – é a altura do rodízio.

Pela equação (35), substituindo os valores dados tem-se:

$$h = 400 + 586 - 155 = 831 \text{ mm.}$$

## Projecção de Carrinho de Transporte de Tambor de Concentrado

### **Largura**

A largura é tomada aproximadamente a do dispositivo de sujeição:  $l = 750 \text{ mm}$ ;

### **Comprimento**

$$l = l_{pal} + 0,5(l_{RB} + l_{RSB}) \quad (36)$$

Onde:  $l_{pal}$  – é o comprimento da palete;

$l_{RB}$ ,  $l_{RSB}$  – são comprimentos dos rodízios com bloqueio e sem bloqueio, respectivamente;

Substituindo os respectivos valores na equação (36) temos:  $l = 700 + 0,5(115 + 93) = 804 \text{ mm}$ .

### **Altura do membro horizontal**

$$h = h_{deg} - h_{RSB} + 50 \quad (42)$$

Onde:  $h_{deg}$  – é a altura do degrau;

$h_{RSB}$  – é a altura do rodízio sem bloqueio;

O valor numérico de 50 mm é para garantir a folga entre este membro e o degrau.

Substituído os valores na expressa da equação (37) temos:  $h = 280 - 83 + 50 = 247 \text{ mm}$ .

Projeção de Carrinho de Transporte de Tambor de Concentrado

**Diagrama do Corpo Livre da Estrutura**

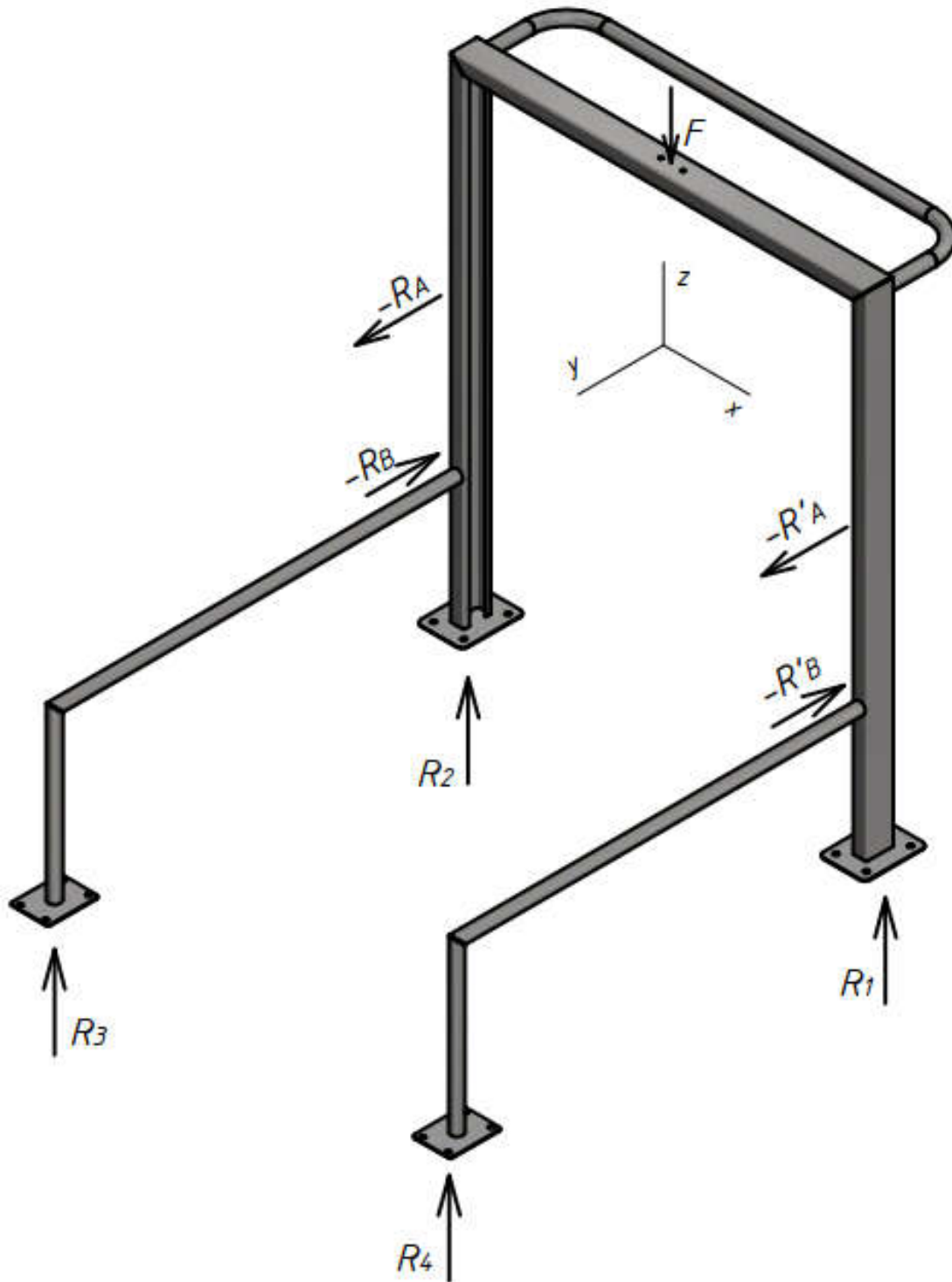


Figura 17: Diagrama do corpo livre da estrutura



## Projectão de Carrinho de Transporte de Tambor de Concentrado

### Diagrama de Esforços Internos da Estrutura

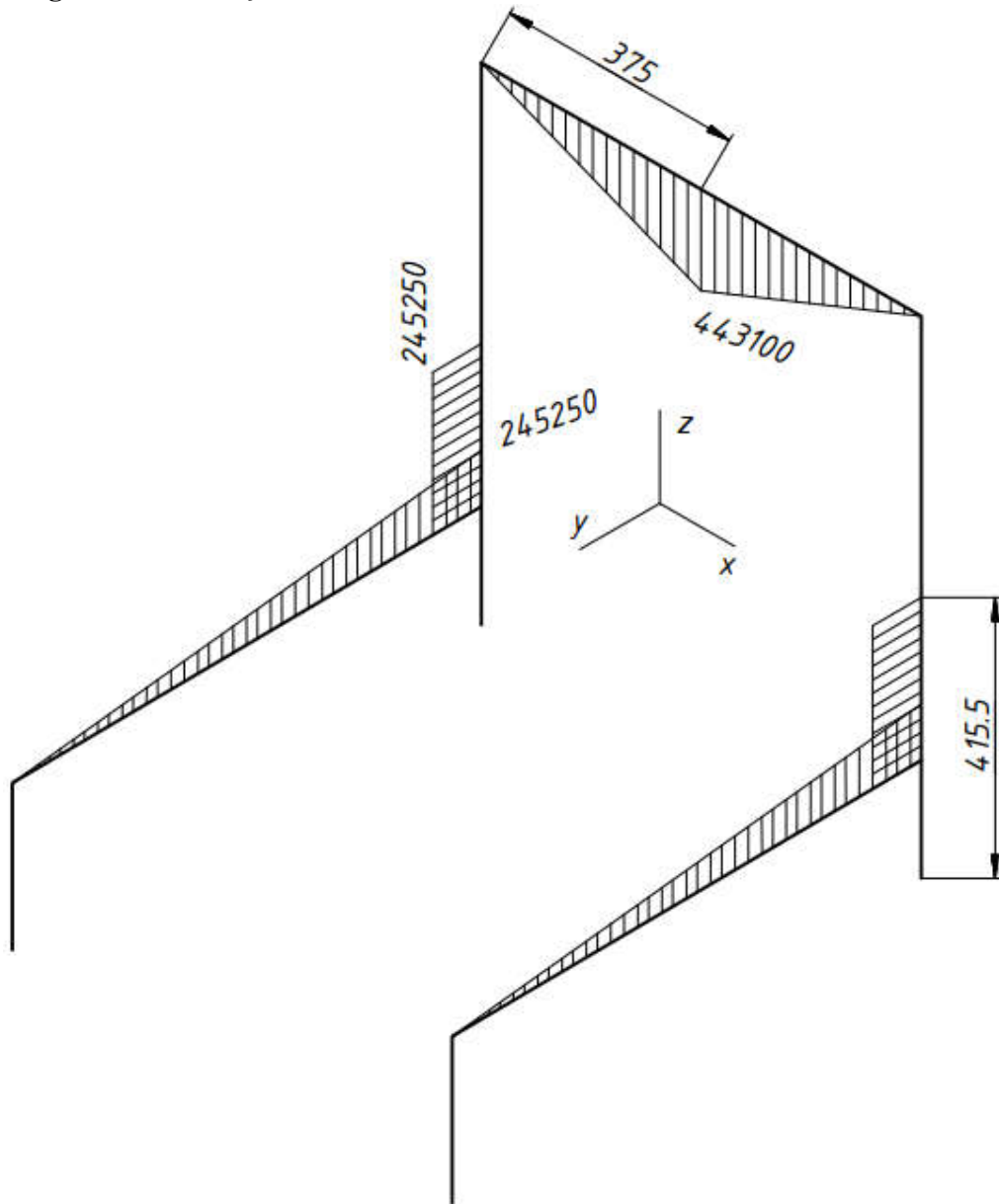


Figura 18: Diagrama de momentos flectores internos da estrutura

### Cálculo Projectivo dos Elementos da Estrutura

É usada a equação (1) para estimar o módulo de resistência a flexão e a seguir determinara a secção adequada ao elemento em causa.

#### Pilar

## Projectão de Carrinho de Transporte de Tambor de Concentrado

Tipo de perfil: perfil U laminado a quente

$W_x \geq \frac{[S] \times M}{[\sigma_{adm}]} = \frac{1,5 \times 245250}{210} = 1752 \text{ mm}^3$ , escolhe-se de [1] o perfil *UNP 40a* com modulo de resistência a flexão em  $x - x$  igual a  $3790 \text{ mm}^3$ .

### **Viga**

Tipo de perfil: perfil U laminado a quente

$W_y \geq \frac{[S] \times M}{[\sigma_{adm}]} = \frac{1,5 \times 443100}{210} = 3165 \text{ mm}^3$ , escolhe-se o perfil de [1] *UNP 50* com modulo de resistência a flexão em  $y - y$  igual a  $3750 \text{ mm}^3$ .

Nota: para questões de uniformização, este perfil (*UNP 50*) é usado também para o pilar.

### **Membro Horizontal**

Tipo de perfil: perfil oco de secção circular

$W \geq \frac{[S] \times M}{[\sigma_{adm}]} = \frac{1,5 \times 245250}{210} = 1752 \text{ mm}^3$ , escolhe-se de [1] o perfil oco de secção circular de diâmetro externo de  $\emptyset 33,7$  com modulo de resistência a flexão em igual a  $1840 \text{ mm}^3$ .

### **Dimensões Projectadas da Estrutura**

Projeção de Carrinho de Transporte de Tambor de Concentrado

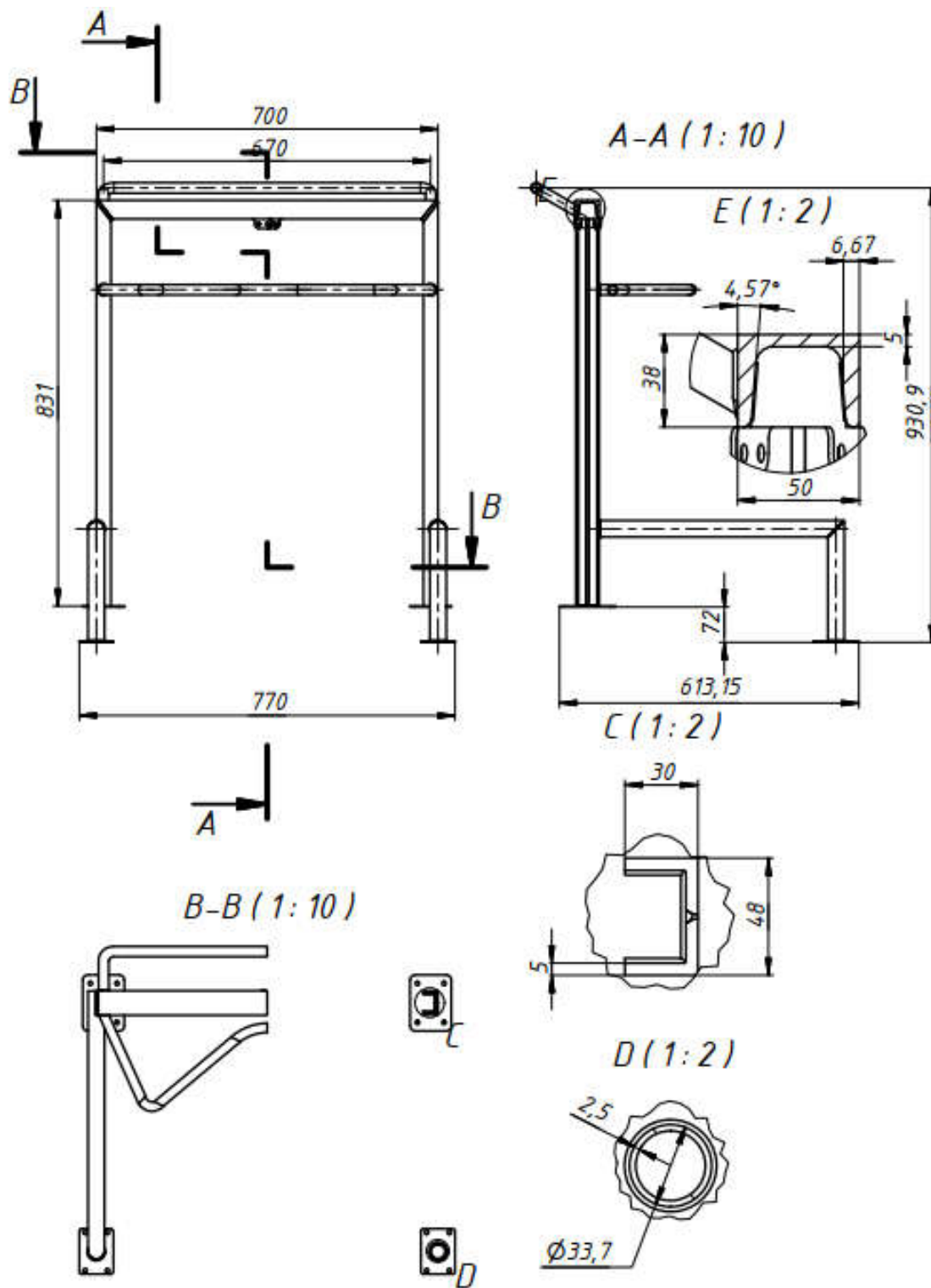


Figura 19: dimensões projectadas do dispositivo de sujeição

#### 11.4. Cálculo Projectivo dos Acessórios de Accionamento

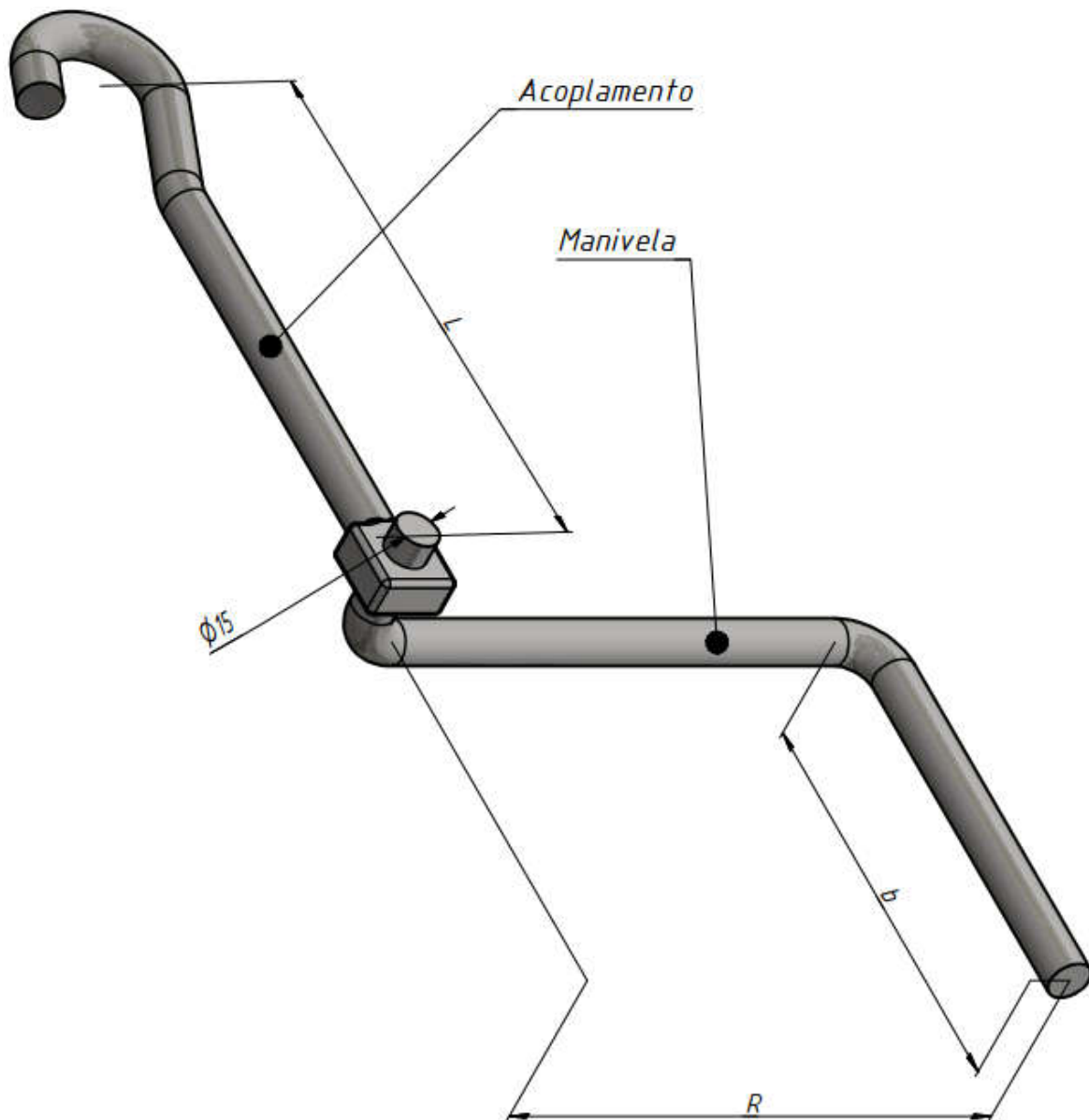


Figura 20: Arranjo esquemático do conjunto manivela e acoplamento ilustrando os principais parâmetros

#### Cálculo do Acoplamento

O diagrama de carregamento do acoplamento não é aqui mostrado por ser simples e previsível, a saber: momento torsor.

O diâmetro deste elemento já foi calculado na secção do cálculo do parafuso, aqui simplesmente busca-se encontrar o comprimento.

## Projectão de Carrinho de Transporte de Tambor de Concentrado

Para calcular o comprimento usa-se a expressão para o cálculo do ângulo de torção (em radiano) seguinte

$$\theta = \frac{TL}{GJ} \quad (43)$$

Onde:

$G$  – é o módulo de rigidez a torção e é igual a  $81700 \text{ MPa}$ , para o material em questão;

$J$  – é o momento polar de inercia;

Limitamos o ângulo de torção para  $2^\circ$  ( $\frac{2\pi}{180} \text{ rad}$ ) e calculamos o comprimento pela expressão dada acima:

$$L = \frac{GJ\theta}{T} = \frac{81700 \times \pi \times 15^4 \times 2\pi}{68352 \times 32 \times 180} = 207,4 \text{ mm}$$

### **Cálculo Projecto da Manivela**

Restringe-se a força bruta a ser exercida a  $20 \text{ kgf}$ , calcula-se o braço da manivela: através do torque;

$$R = \frac{T}{F} \quad (44)$$

$$R = \frac{68352}{196.2} = 348,4 \text{ mm};$$

## **12.Cálculo Testador**

O cálculo testador consiste em calcular as reacções internas da estrutura já projectada em seguida comparar as tensões resultantes com a do material, usando uma teoria de falha adequada;

O elemento é considerado apto quando as tensões nele forem menores que as do material, considerando também, um coeficiente de segurança para eventuais sobrecargas não previstas.

Neste presente trabalho usar-se-á a teoria de falha para materiais dúcteis de Máxima Energia de Distorção, também designada de teoria de von Mises ou von Mises-Henky, teoria da energia de cisalhamento e teoria da tensão de cisalhamento octaédrica que preconiza que "o escoamento num material ocorre quando a energia de deformação por distorção em uma unidade de volume excede a energia de deformação por distorção por unidade de volume no escoamento sobre tracção ou compressão simples do mesmo material". (BUDYNAS e NISBETT 2011, 239)

Essa teoria é expressa pela seguinte equação, para um dado sistema de coordenadas  $xyz$  do tensor tridimensional de tensões:

## Projecção de Carrinho de Transporte de Tambor de Concentrado

$$\sqrt{\frac{(\sigma_x - \sigma_y)^2}{2} + \frac{(\sigma_y - \sigma_z)^2}{2} + \frac{(\sigma_z - \sigma_x)^2}{2} + 3(\tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2 + \tau_{zx}^2)} \geq \sigma_e \quad (45)$$

Onde:

O lado esquerdo da equação é tida como uma única tensão equivalente, também designada de tensão de von Mises ( $\sigma_{eq}$ ) em homenagem ao dr. R. von Mises que contribuiu para essa teoria;

Considerando que o objectivo é prevenir falha, neste caso a falha seria o material alcançar o limite de escoamento, a inequação acima deve ser contrária; e observando um coeficiente de segurança obtemos a equação a seguir para o calculo testador:

$$\sigma_{eq} \leq \frac{\sigma_e}{n} \quad (46)$$

Aplicando a equação (46) para o material do carrinho aço SAE 1020 com  $\sigma_e = 210 \text{ MPa}$  e coeficiente de segurança  $n = 1,5$ , para materiais dúcteis, temos o limite admissível para as tenções:

$$\sigma_{eq} \leq \frac{210}{1,5} = 140 \text{ MPa}.$$

### **Teste das Tensões do Carrinho de Transporte de Tambor de Concentrado por FEA**

#### **Dados de Entrada:**

- ✓ Tipo de apoios: 1 fixo e 3 móveis;
- ✓ Tipo de elemento usado: sólido tetraédrico de 4 nós;
- ✓ Número total de elementos: 1 684 088;
- ✓ Número total de nós: 2 609 828;
- ✓ Dimensão média dos elementos (fracção da mínima dimensão do modelo): 0,1;
- ✓ Mínima dimensão do elemento (fracção da dimensão média dos elementos): 0,2;
- ✓ Factor geométrico dos elementos: 1,5;
- ✓ Máximo ângulo entre os elementos: 60°.

## Projeção de Carrinho de Transporte de Tambor de Concentrado

Nodes: 2609828  
Elements: 1684088

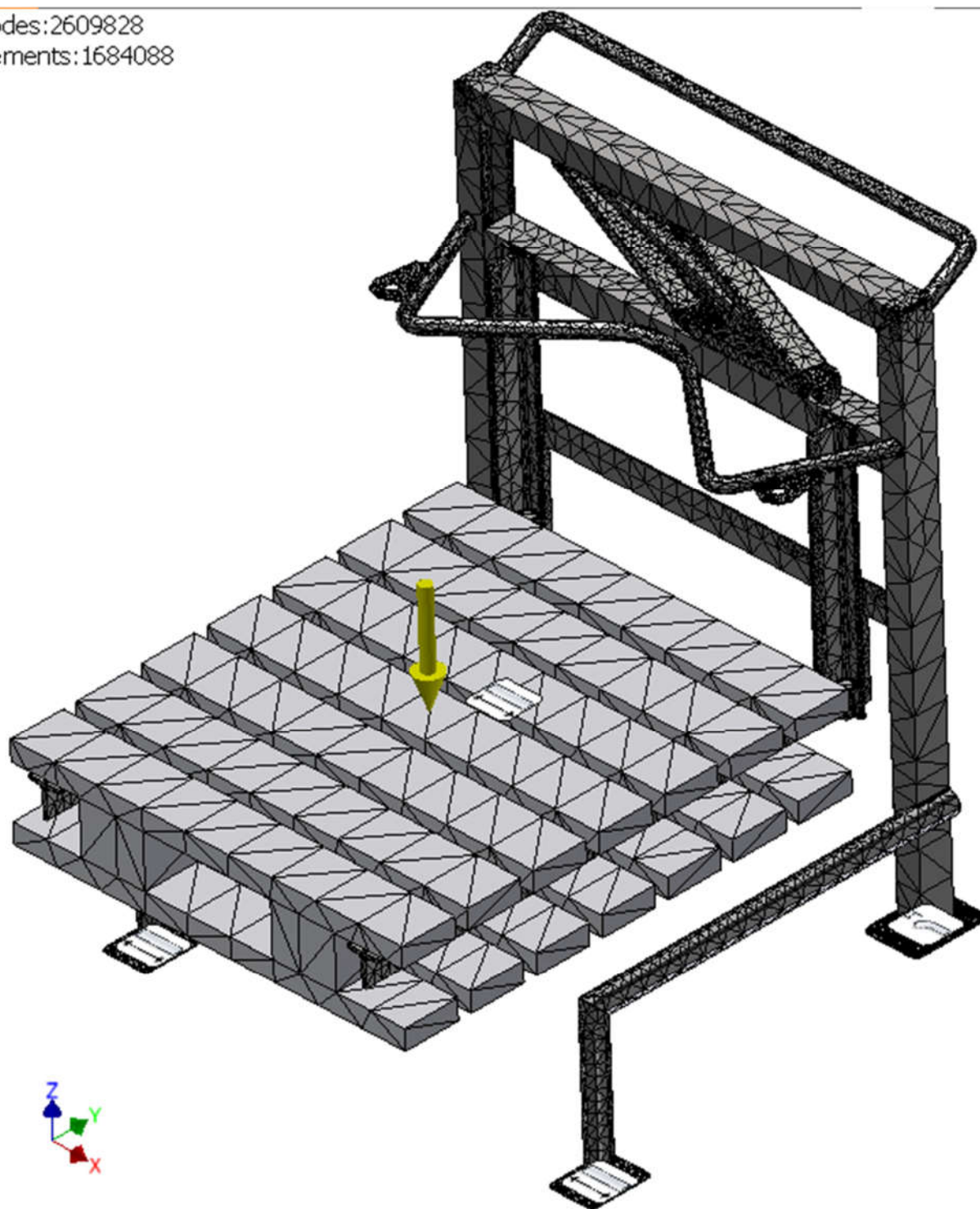


Figura 21: visualização de dados de entrada do FEA

## Projeção de Carrinho de Transporte de Tambor de Concentrado

### Resultados do FEA

Type: Von Mises Stress  
Unit: MPa  
11/23/2021, 1:06:39 PM

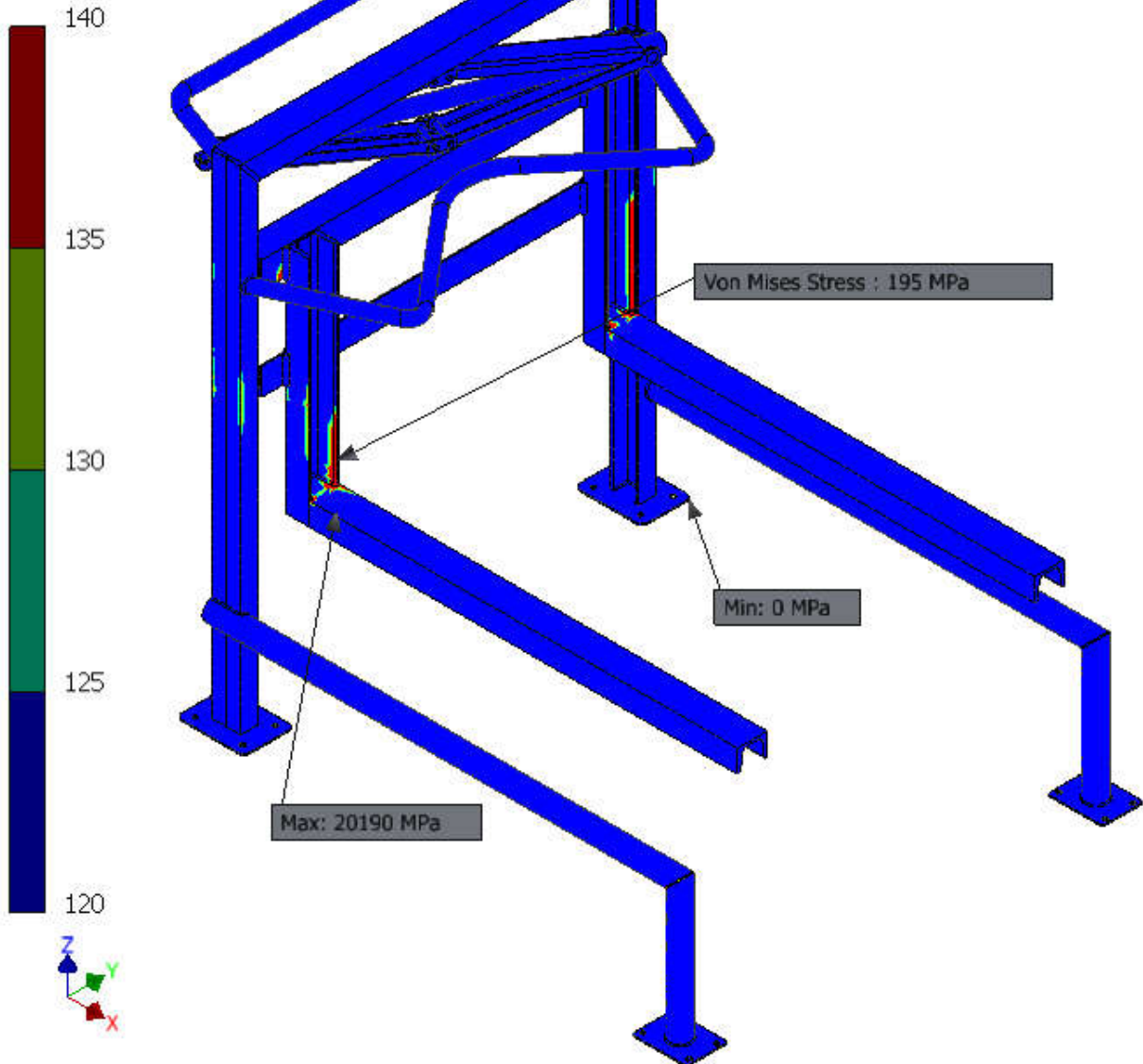


Figura 22: diagrama de tensões de von Mises do carrinho

O diagrama de tensões na figura acima, foi graduado ao limite máximo de 140 MPa correspondente ao limite máximo de tensão admissível do material calculado pela expressão (46) de modo a facilitar a identificação das zonas criticamente carregadas.

De acordo com o diagrama da figura 22 podemos constatar que o dispositivo de sujeição e a estrutura apresentam zonas de falha, pois a tensão equivalente de von Mises é superior a tensão de escoamento sobre tracção do material.



## 12.1. Análise de Tensão das Zonas Sobrecarregadas

### Dispositivo de sujeição

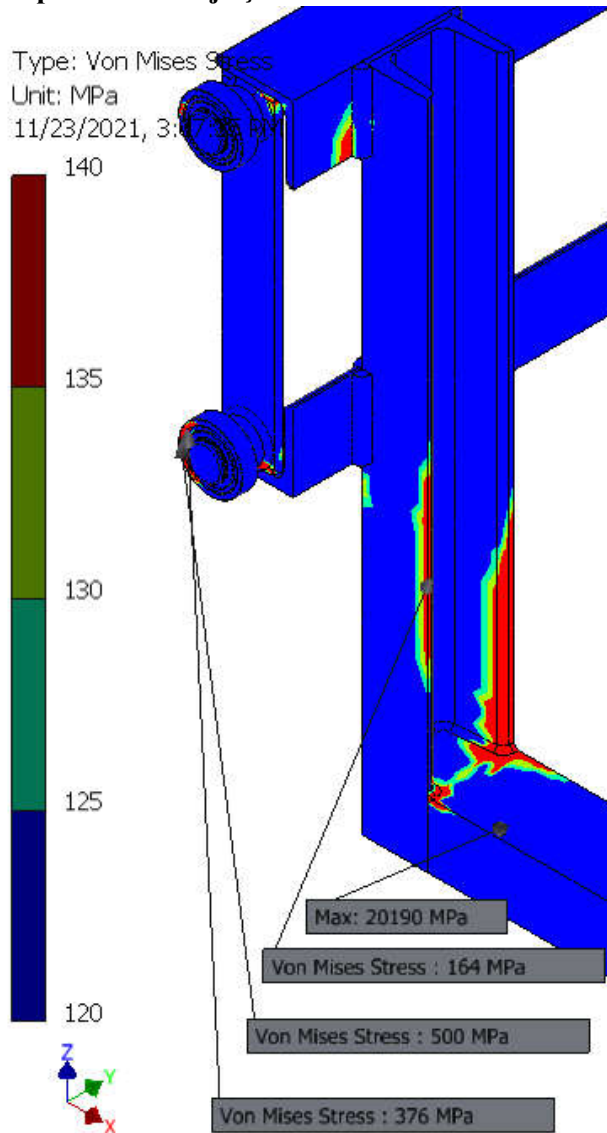


Figura 23: Diagrama de tensões equivalente de von Mises do dispositivo de sujeição

Observando a figura 23 do diagrama de tensões mais nítido do dispositivo de sujeição constata-se que a sobrecarga se verifica maioritariamente nas juntas soldadas, com excepção da sobrecarga nas abas dos perfis verticais U, isto é, o elemento 5 (garfo vertical) do dispositivo de sujeição.

Quanto as juntas, as sobrecargas não são consideradas uma falha pelo simples facto de não terem sido calculadas por não ser o escopo do projecto o qual é realizado para fins didácticos.

## Projeção de Carrinho de Transporte de Tambor de Concentrado

As juntas da zona de transição entre o perfil U vertical para horizontal a qual apresenta uma tensão extremamente elevada ( $20190 \text{ MPa}$ ) e obviamente anormal deve-se a transição brusca de secção e a erros inerente a computação na preparação das superfícies a soldar e na geração das soldas.

Quanto a transição entre membros buscar-se-á uma solução a ser apresentada adiante apos o estudo da rigidez;

Quanto a tensão de  $165 \text{ MPa}$  sobre as abas do perfil U vertical será substituído por outro perfil do tipo T com modulo de rigidez a flexão igual a  $3,36 \text{ cm}^3$  por este ter uma aba de uma altura maior.

### Estrutura

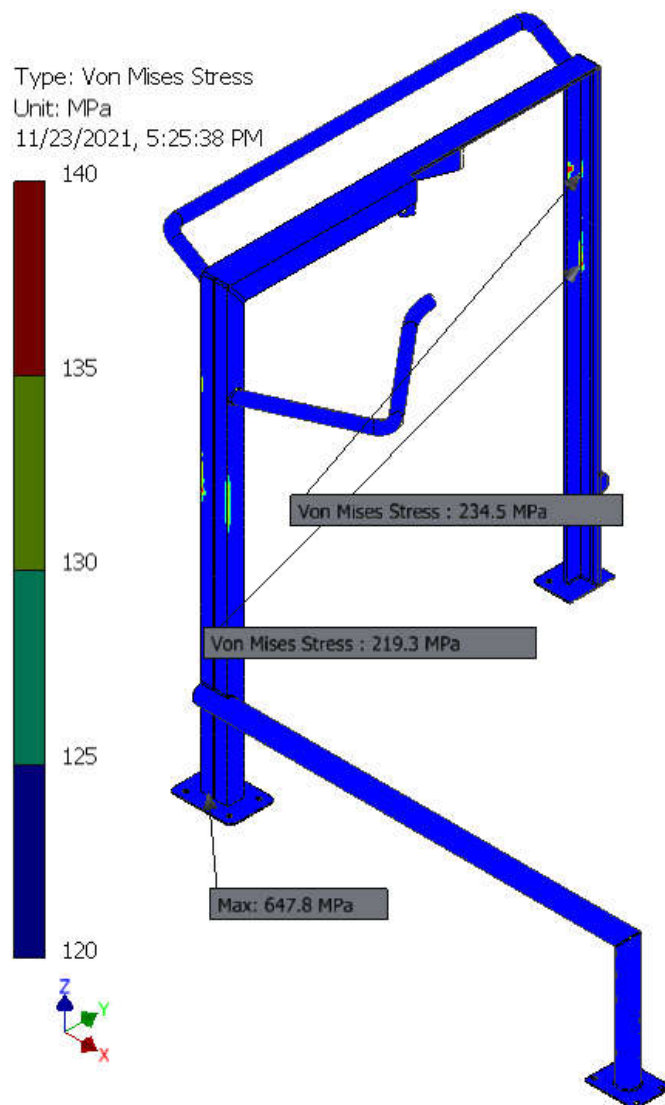


Figura 24: Diagrama de tensões de von Mises da estrutura

## Projeção de Carrinho de Transporte de Tambor de Concentrado

Analisando o diagrama de tensões da figura 24 constata-se que a sobrecarga de tensões ocorre nos cantos próximos a zona de contacto com os rolamentos do dispositivo de sujeição; acredita-se que esta seja causada pela flexão exercida pela reacção dos rolamentos que combinada com o pequeno raio de arredondamento dos cantos internos das cantoneiras que são menores que os do perfil U inicialmente proposto, como se pode ver na figura 25.

A escolha das cantoneiras para formar um perfil C equivalente ao calculado foi feita para aproveitar a sua superfície não inclinada para o contacto com os rolamentos, mas devido a este inconveniente que piora a sensibilidade a tensões na transição de superfícies, vota-se ao perfil inicialmente calculado.

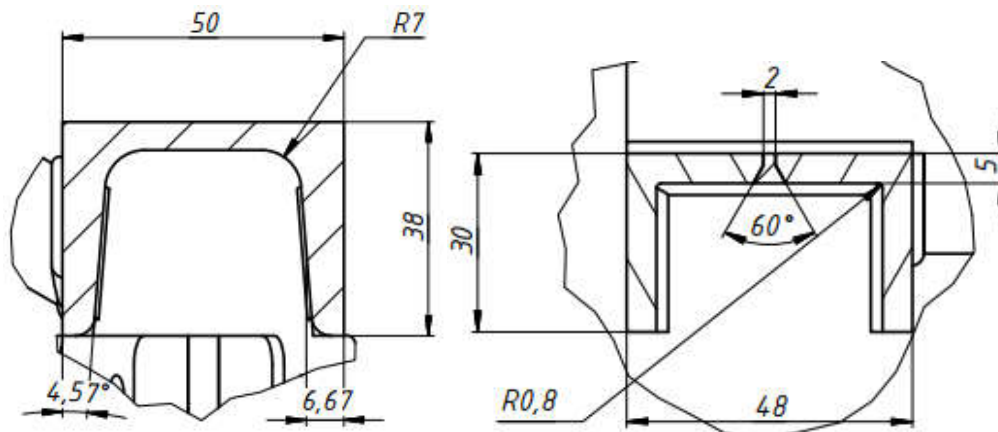


Figura 25: Perfil C original a esquerda e perfil C obtido por dois perfis de abas iguais através da soldadura a direita

### 12.2. Análise da Deformação do Carinho Mediante o Carregamento

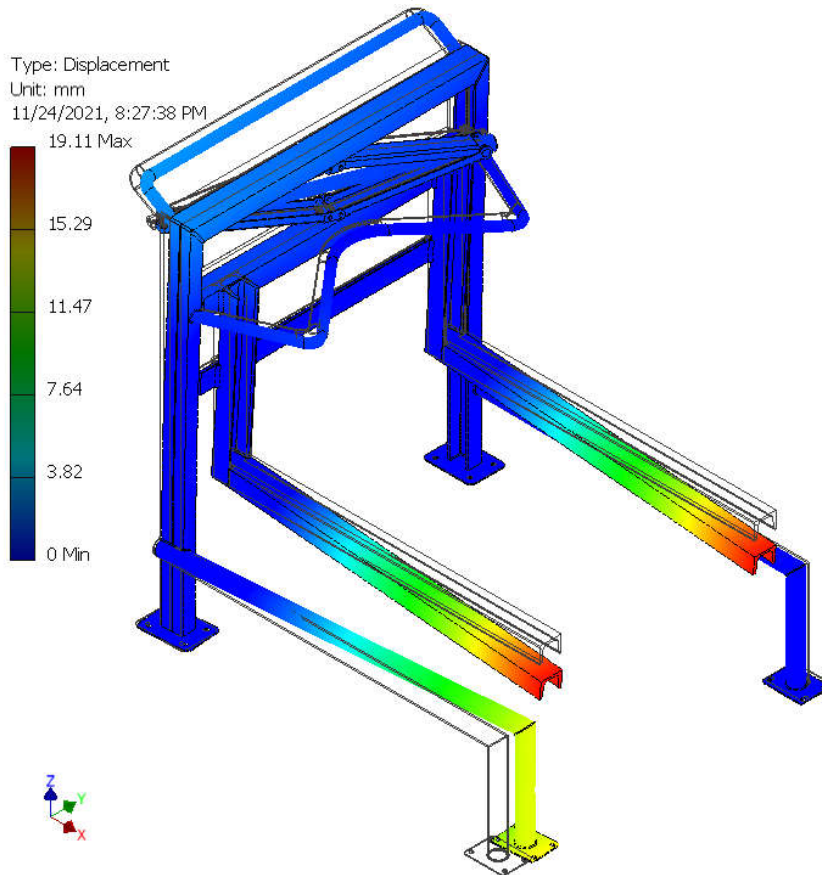


Figura 26: Diagrama de deformação do carrinho de transporte de concentrado

O diagrama de deformação do carinho é dado pela figura 26, observando a figura constata-se que a maior parte dos membros do carrinho, com exceção dos garfos horizontais do dispositivo de sujeição e do membro horizontal da estrutura, apresentam uma deformação resultante menor que 4 mm e direccionada mais para o eixo x, pela avaliação feita ao carinho esta deformação não compromete o funcionamento do mesmo;

#### Deformação do Garfo

Os garfos horizontais do dispositivo de sujeição da carga apresentam uma deformação de aproximadamente 19 mm o que constitui o valor máximo, este deslocamento gera uma inclinação de 1,5°; a derrapagem, ainda que seja difícil estaticamente, a sua ocorrência é possibilidade se se tomar em conta as vibrações durante o movimento devido as irregularidades do piso; para a solução deste problema, a semelhança do garfo vertical, será substituído o perfil C por T, que se espera que apresente menor flecha em virtude de sua aba mais alta em relação a do perfil C.

## Projeção de Carrinho de Transporte de Tambor de Concentrado

Tomando em conta a questão de segurança de operação do carrinho nas rampas, prevê-se um sintoma de segurança que acaba sendo uma solução ainda mais segura para o possível problema mencionado no parágrafo anterior.

### **Deformação do Membro Horizontal da Estrutura**

O membro horizontal da estrutura tem uma deformação máxima não superior a 15 mm o que na análise estática não afecta o funcionamento do carrinho mas considerando um coeficiente de segurança para as deformações prevê-se reduzir o comprimento do membro a dois terços do comprimento inicial e reforça-los com abas de chapas obliquas no sentido da deformação.

### **12.3. Resultados de Diagramas Recalculados**

#### **Diagrama de Tensões Equivalente Recalculado**

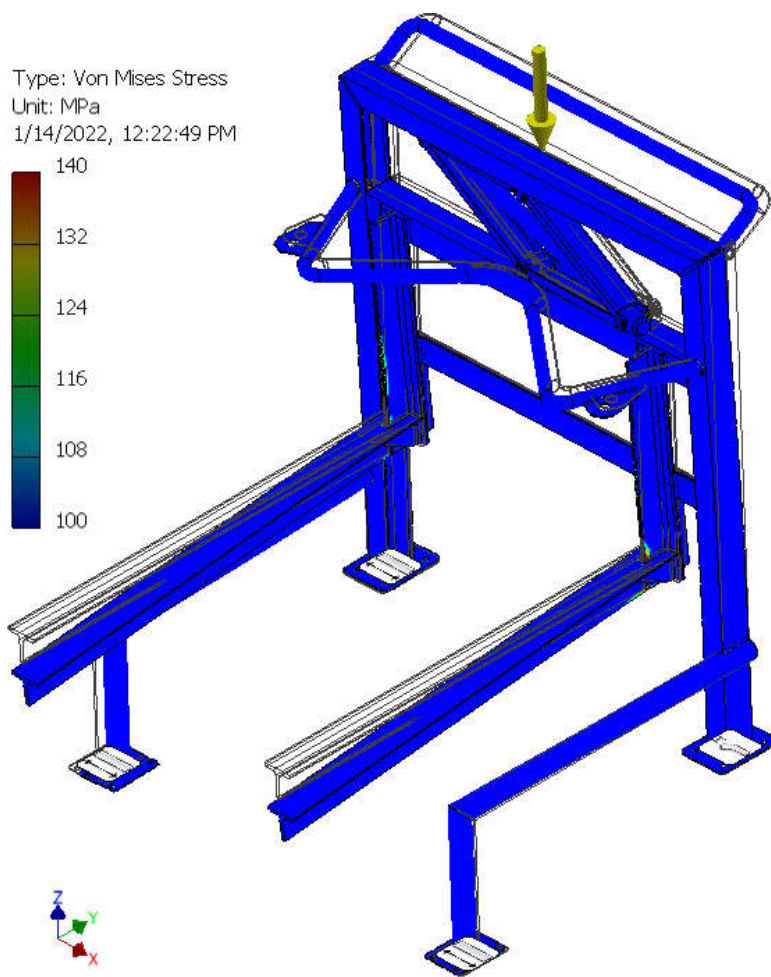


Figura 27: Diagrama de tensões equivalentes recalculado do Carrinho de Transporte de Concentrado

**Diagrama de Deformação Recalculado**

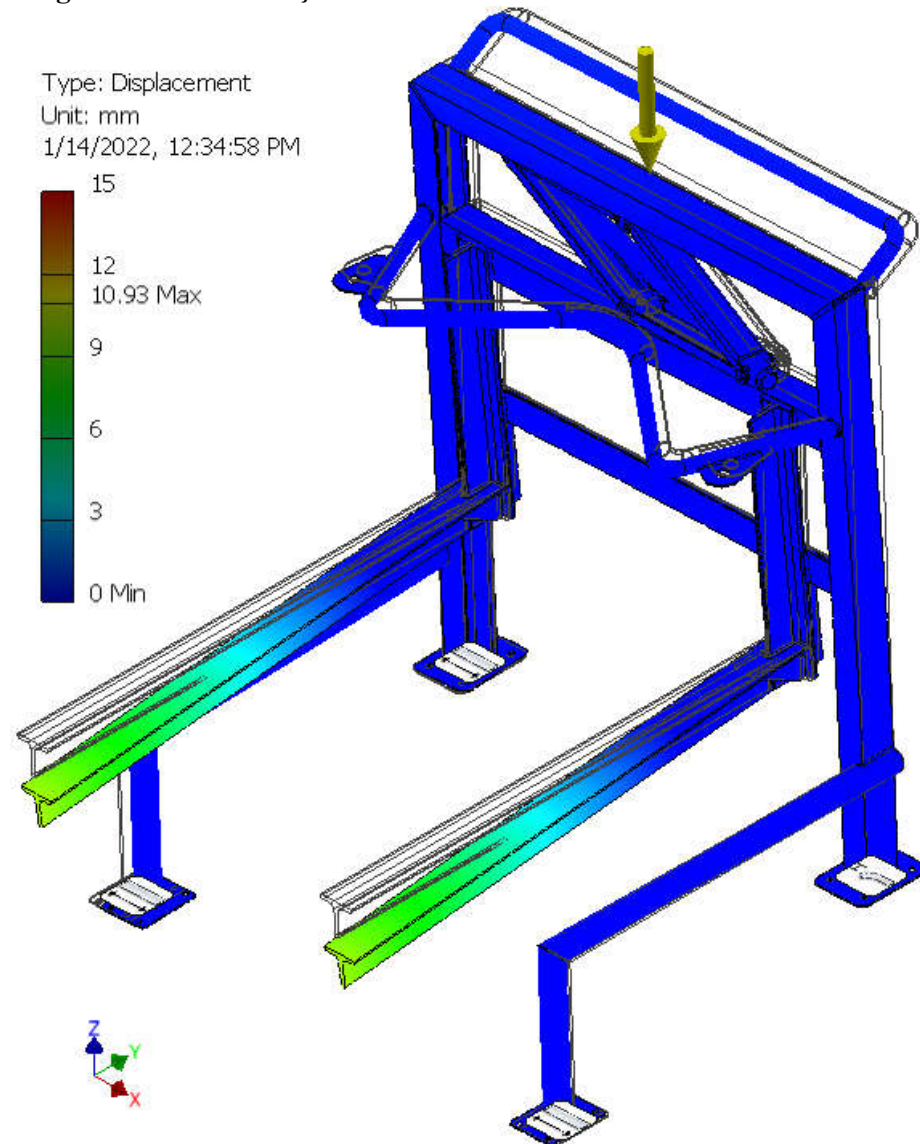


Figura 28: Diagrama de deformação recalculado do Carrinho de Transporte de Concentrado

De acordo com os resultados apresentado pelos diagramas acima pode-se constatar que as soluções tomadas de substituição do perfil C pelo T e substituição de cantoneiras soldadas para fazer um perfil C por um perfil C original surtiram o efeito desejado, pois, as zonas onde apresentavam falhas foram melhoradas e já não apresentam falhas e a deformação foi reduzida a aproximadamente 50%, isto é, de 19,11 mm para 10,91 mm; salientar que para a questão da deformação foi tomada uma decisão de ancorar com uma corrente o tambor, solução esta que já está incorporada no modelo recalculado, assim sendo a redução da deformação é só uma prova da melhoria com a escolha do perfil T.

### **13. Conclusão e Recomendações**

Chegado ao fim da realização do projecto conclui-se que os objectivos traçados foram alcançados com sucesso, que a solução deste carrinho satisfaz a necessidade visada neste período em que o projecto foi realizado. Com o passar do tempo as condições podem mudar e o projecto devera passar por revisão e actualização para satisfazer as necessidades daquelas circunstâncias.

Recomenda-se aprofundar o estudo para as ligações soldadas no caso da implementação do projecto, visto que não foi abarcado por este estudo.

## **14. Bibliografia**

- [1] FARINHA, J. S.; CORREIA DOS REIS, A. **Tabelas Técnicas**. 10. ed. Setúbal, 1993.
- [2] HIBBELER, Russell **Resistência dos Materiais**. 7. ed. São Paulo: Pearson Prentice Hall, 2010.
- [3] SITO E, Rui Vasco. **Manual de Órgãos de Maquinas 1: Ligações Rebitadas**. Maputo: Departamento de Engenharia Mecânica da Faculdade de Engenharia da Universidade Eduardo Mondlane, 2005.
- [4] BUDYNAS, Richard G.; NISBETT, J. Keith. **Elementos de Máquinas de Shigley: Projeto de Engenharia Mecânica**. 8. ed. Porto Alegre: AMGH, 2011.
- [5] RESHETOV, D. N.; et al. **Atlas de Construção de Máquinas**. Rio de Janeiro: RENOVADA LIVROS CULTURAIS LTDA, 1979.
- [6] SITO E, Rui Vasco. **Manual de Órgãos de Maquinas 1: Ligações Roscadas**. Maputo: Departamento de Engenharia Mecânica da Faculdade de Engenharia da Universidade Eduardo Mondlane, 2005.



## Projecção de Carrinho de Transporte de Tambor de Concentrado

### **15. Anexos**

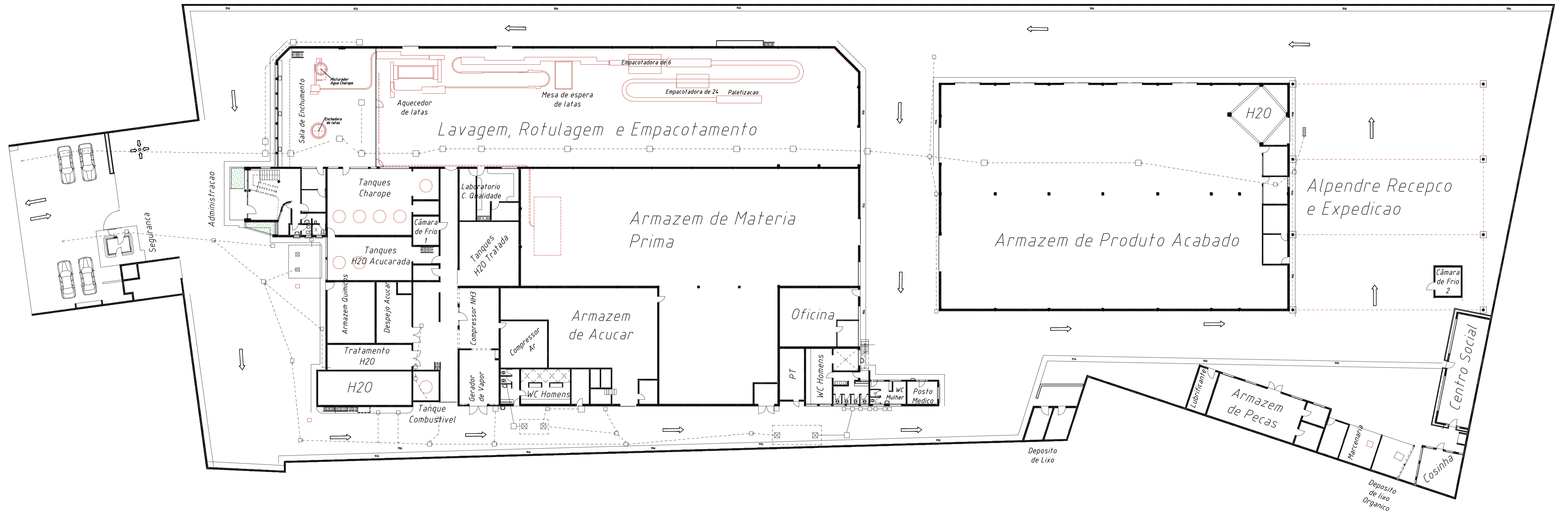
- A1. Planta da empresa Refrigerante Spar, Lda;
- A2. Gráfico de Fluxo de Processo do Tipo Material da empresa Refrigerantes Spar, Lda;
- A3. Organograma da empresa Refrigerante Spar, Lda.

## Projecção de Carrinho de Transporte de Tambor de Concentrado

### **16.Apêndice**

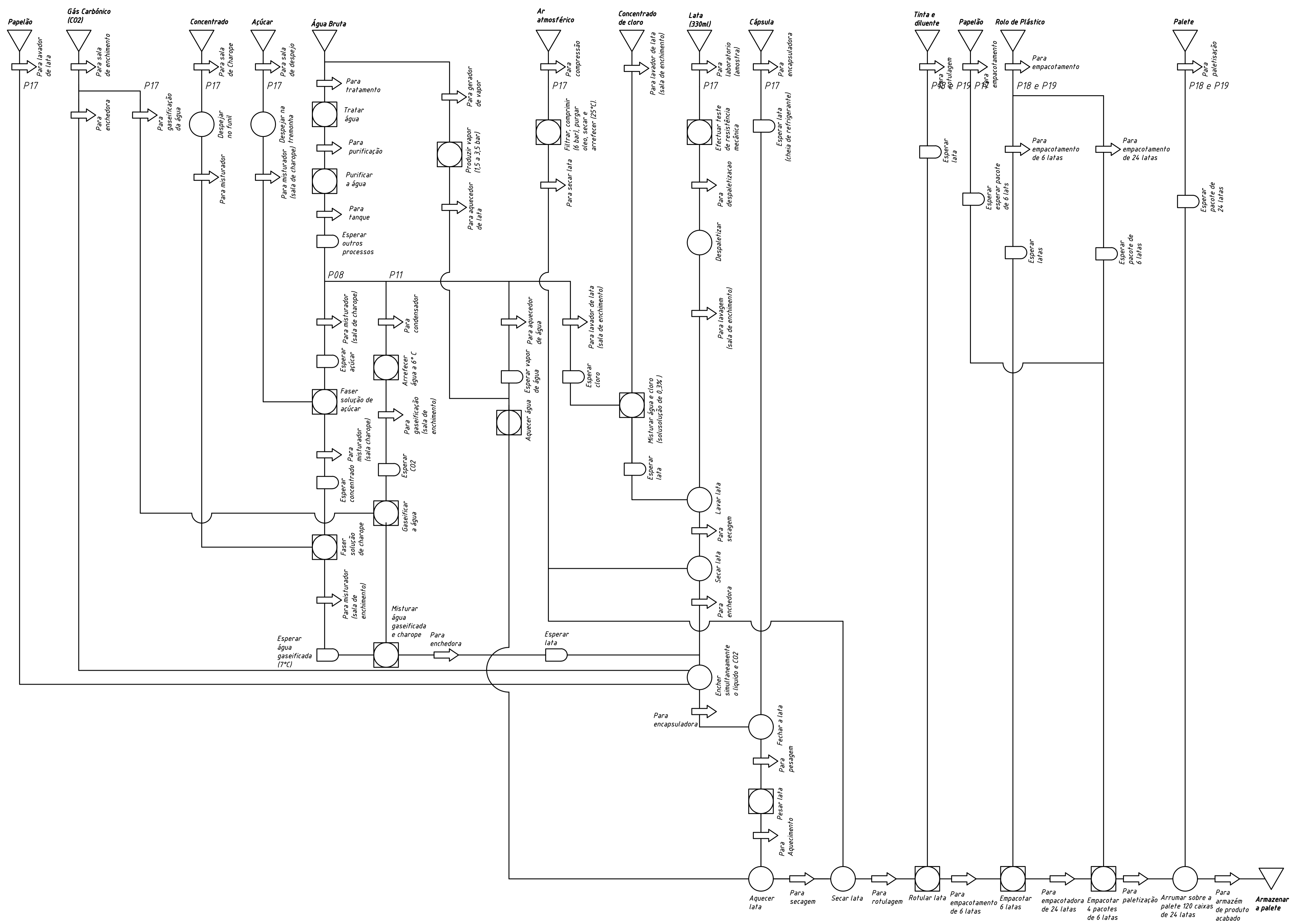
- P1. Desenho de vista geral do Carrinho de Transporte de Tambor de Concentrado;
- P2. Desenho de montagem da Estrutura do Carrinho de Transporte de Tambor de Concentrado;
- P3. Desenho de montagem do Mecanismo de Elevação do Carrinho de Transporte de Tambor de Concentrado;
- P4. Desenho Membro Superior do Mecanismo de Elevação do Carrinho de Transporte de Tambor de Concentrado;
- P5. Desenho do Fuso do Carrinho de Transporte de Tambor de Concentrado;
- P6. Desenho do Junta não Roscada do Carrinho de Transporte de Tambor de Concentrado;
- P7. Desenho do Acoplamento (acessório) do Carrinho de Transporte de Tambor de Concentrado;
- P8. Desenho da Manivela (acessório) do Carrinho de Transporte de Tambor de Concentrado.

A1



					DEMA.EP2022.CTC.000.RS1			
Alt.	Folha	Num. de Doc.	Assin.	Data	Planta	Código	Peso	Escala
Autor	Xavier J. Diniz							28:1000
Verificou	Eng. I. A. Lhate					Folha	Folhas	01
Aprov. por	Eng. I. A. Lhate					UEM.FENG.DEMA		

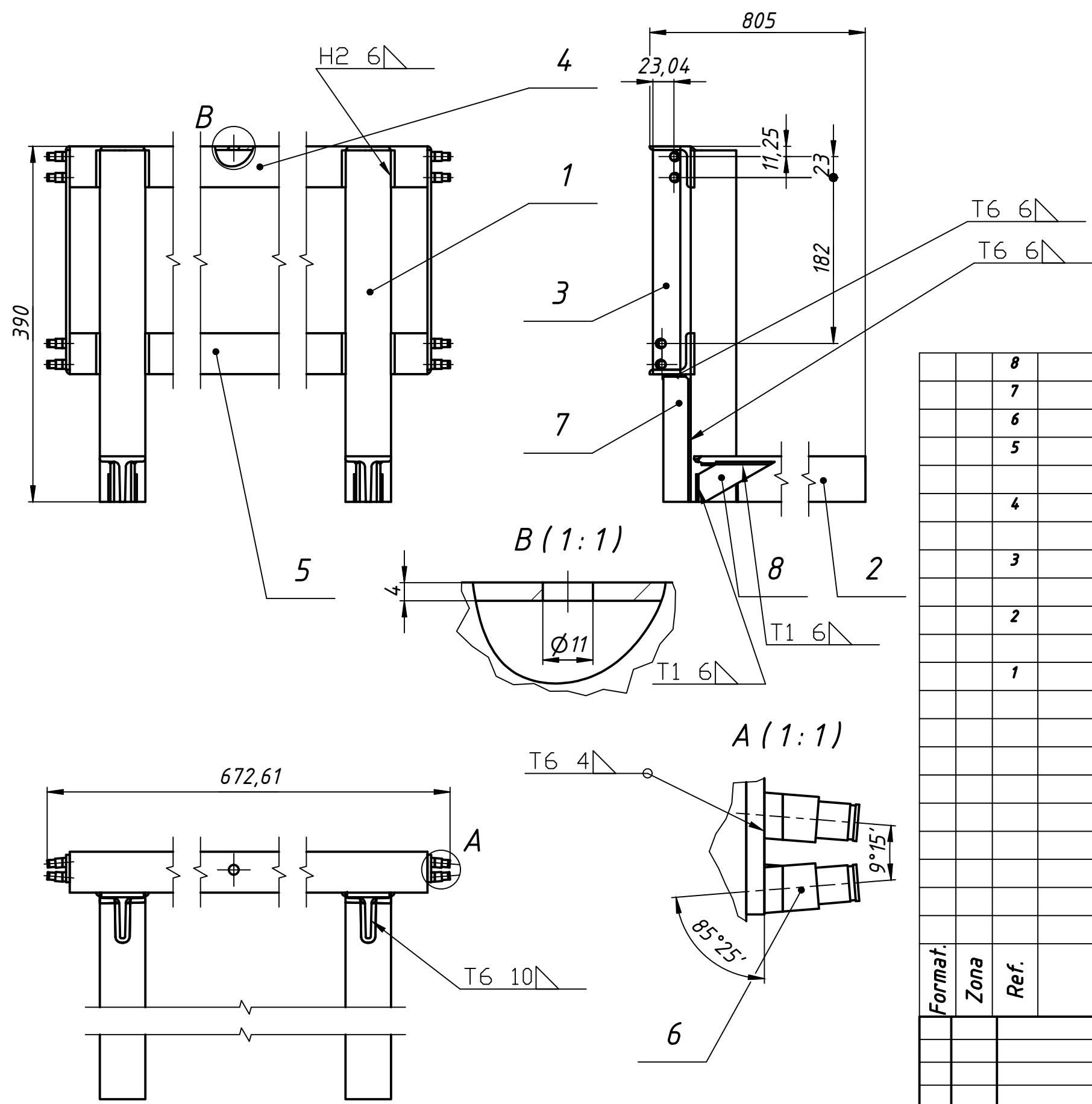
A2



DEMA.EP2022.CTC.000.RS2			
Alt. Folha	Num. de Doc.	Assm.	Date
Autor	Xavier J. Oniva		
Verificou	Eng. I. A. Lhate		
Aprov. por	Eng. I. A. Lhate		
GFPM			Código
Refrigerante Spar, Lda			Peso
			Escala
			Folha
			Folhas 01
UEM.FENG.DEMA			







Cordões de soldadura segundo a norma  
GOST 5264 - 80

8	Barra de reforço	4
7	Aba de reforço	2
6	Assento do rolamento	8
5	ISO 657-1 - L45x45 x 5 - 623	1 Perfil L
		confor. a quente
4	ISO 657-1 - L45x45 x 4 - 623	1 Perfil L
		confor. a quente
3	DIN 174 - 30 x 4 - 241	2 Barra rect.
		confor. a quente
2	EN 10055 - T50 - 752,25,5	2 Perfi T
		confor. a quente
1	EN 10055 - T50 - 385,5	2 Perfil T
		confor. a quente

## Pecas

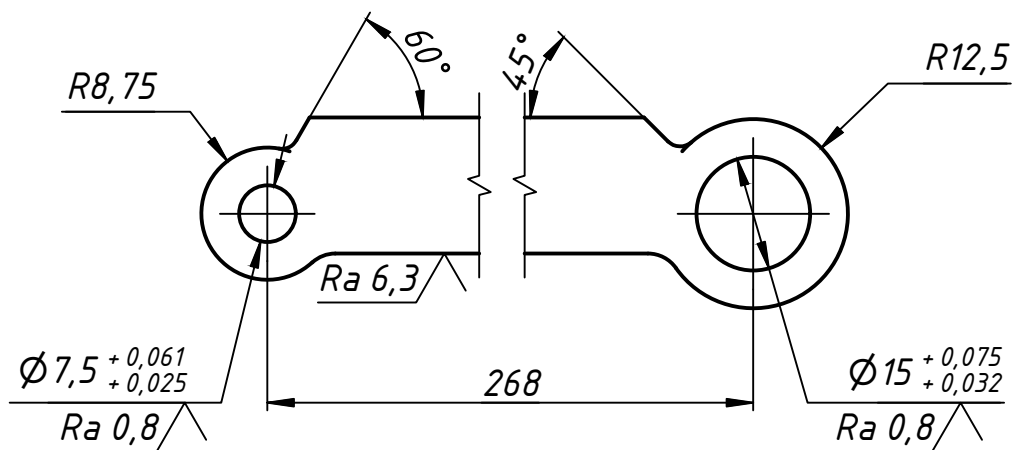
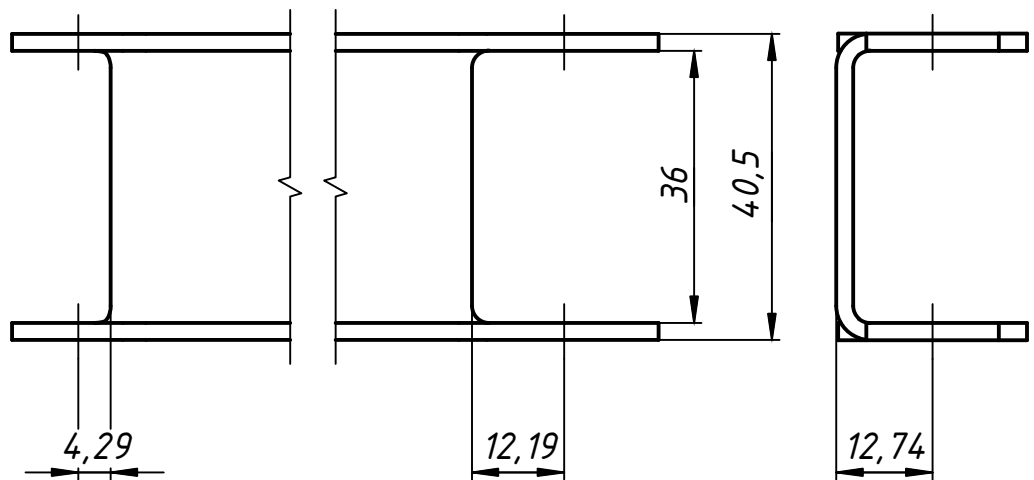
Desenho de Montagem 2

## Documentação

Format.	Zona	Ref.	Descrição	Nome	Ant	Observ.	
				DEMA.EP2022.CTC.002.DM			
Alt.	Folha	Num. de Doc.	Assin.	Date	Código	Peso	Escala
Autor		Xavier J. Oniva					1:5
Verificou		Eng. I. A. Lhate			Folha	Folhas	01
Aprov. por		Eng. I. A. Lhate			SAE 1020		UEM.FENG.DEMA

# P4

$\sqrt{Ra\ 6,3}$  (✓)



Desvios limite não indicados: H12; h12;  $\pm 0,5IT12$ ;

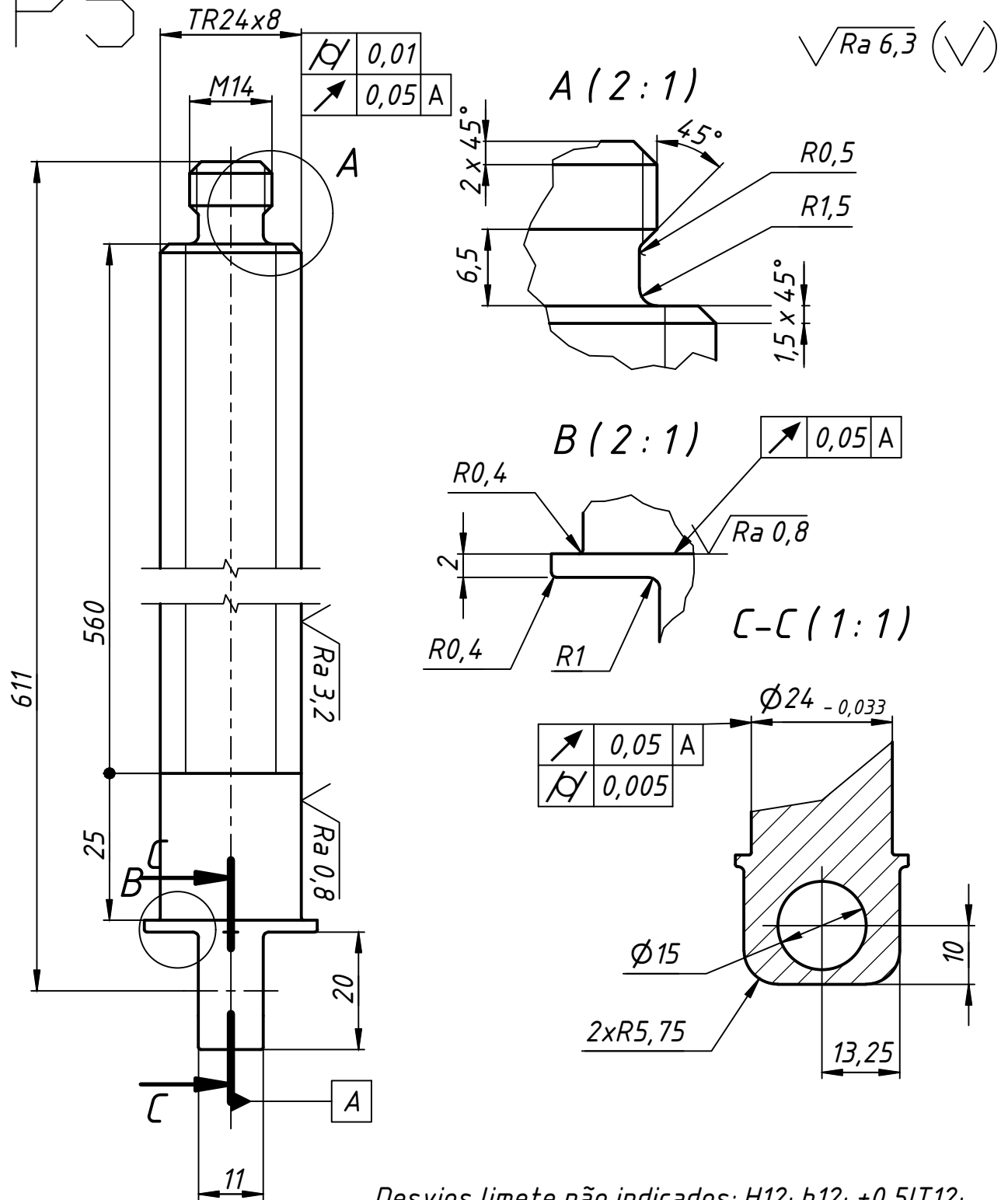
Raios de arredondamento na transição de superfície não indicados: 2,25 mm

Dureza: HB 230...250

					DEMA.EP2022.CTC.000.04			
Alt.	Folha	Num. de Doc.	Assin.	Date	Membro Superior	Código	Peso	Escala
Autor	Xavier J. Oniva							1:1
Verificou	Eng. I. A. Lhate					Folha	Folhas	01
Aprov. por	Eng. I. A. Lhate				SAE 1020	UEM.FENG.DEMA		



P5

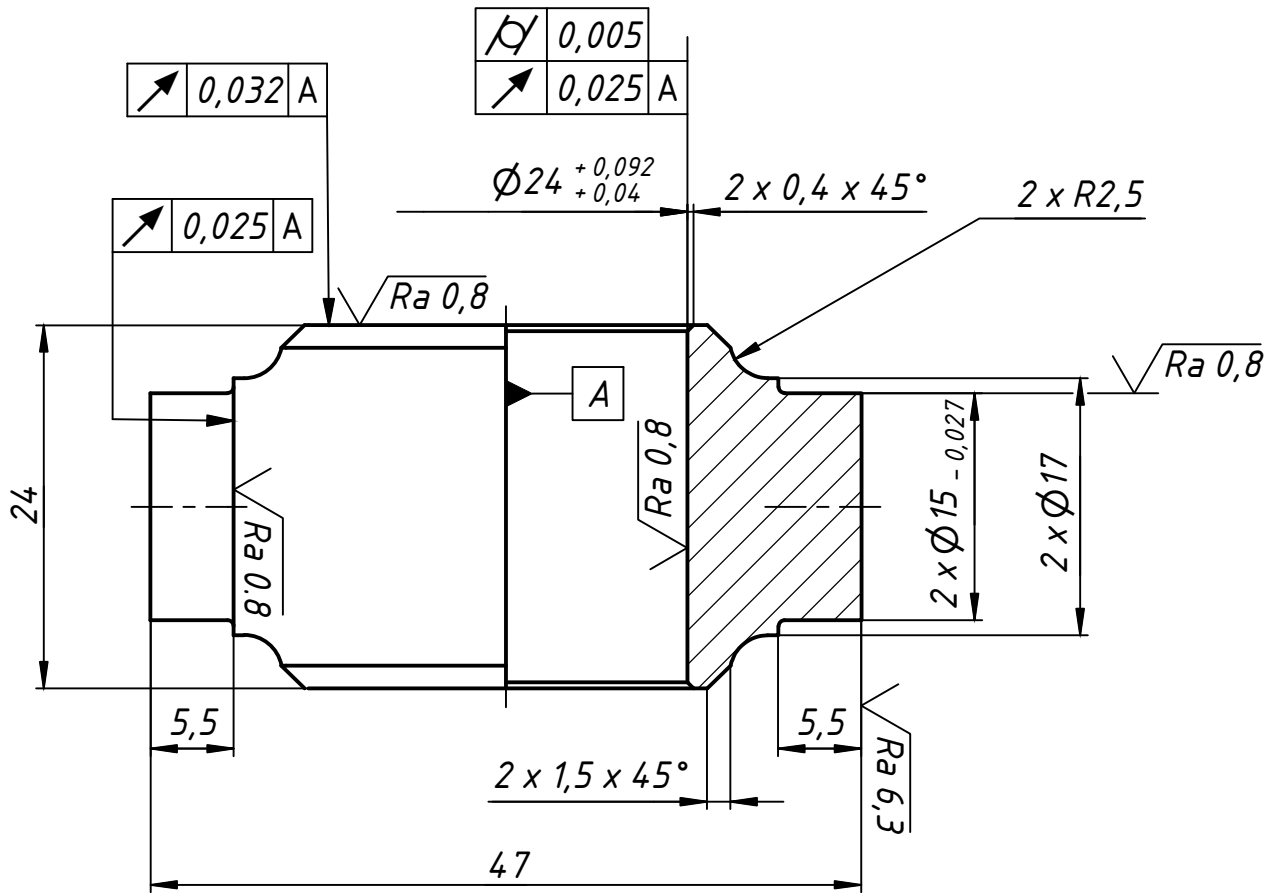


Desvios limete não indicados: H12; h12; ±0,5IT12;  
 Raios de arredondamento não indicados: 0,3...0,4 mm  
 Dureza HB 230...250

					DEMA.EP2022.CTC.000.05			
Alt.	Folha	Num. de Doc.	Assin.	Date	Fuso	Código	Peso	Escala
Autor	Xavier J. Oniva							1:1
Verificou	Eng. I. A. Lhate					Folha	Folhas	01
Aprov. por	Eng. I. A. Lhate				SAE 1020	UEM.FENG.DEMA		

# P6

$\sqrt{Rz\ 150}$  (✓)



Desvios limite não indicados: H12; h12;  $\pm 0,5IT12$ ;

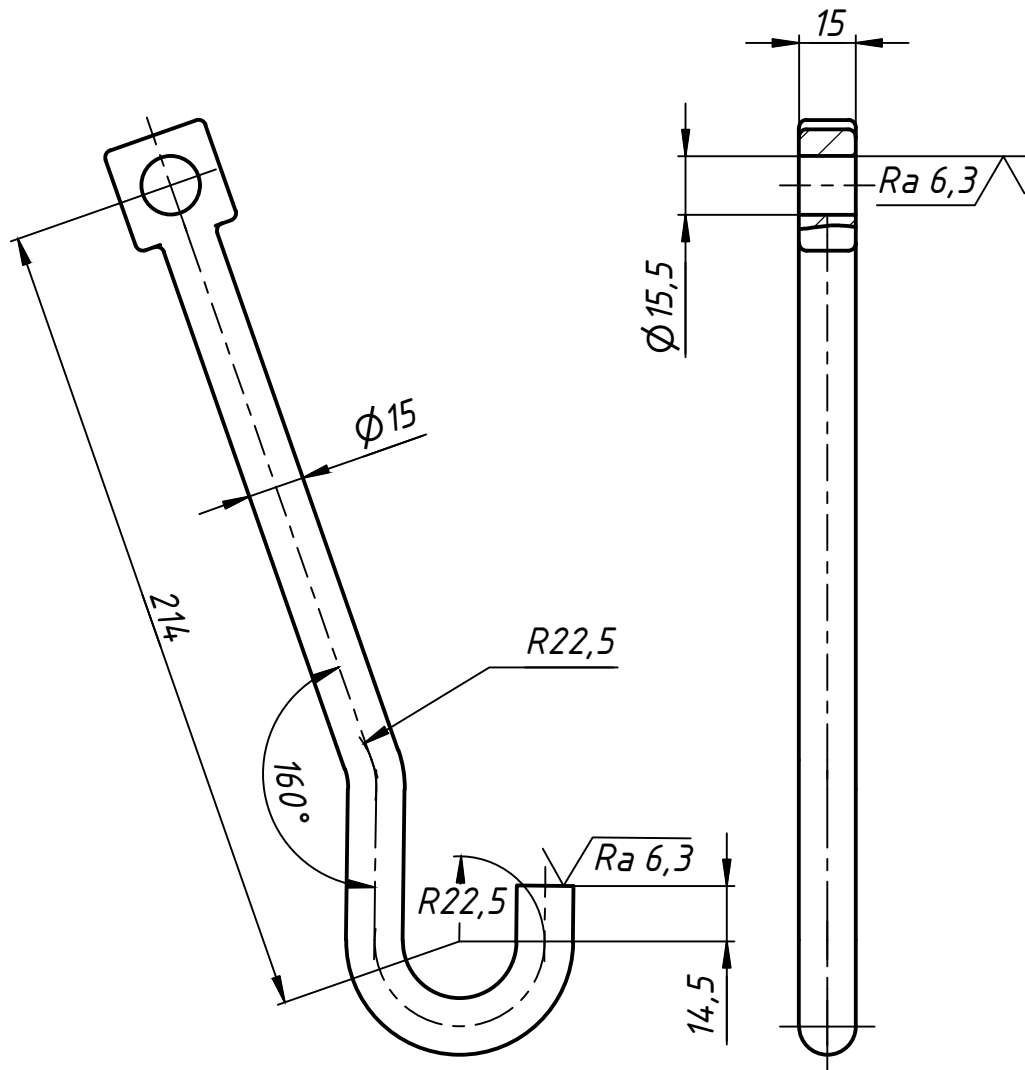
Raios de arredondamento na transição de superfície não indicados: 0,3...0,4 mm

Dureza: HB 230...250

					DEMA.EP2022.CTC.000.06			
Alt.	Folha	Num. de Doc.	Assin.	Date	Junta não Roscada	Código	Peso	Escala
Autor	Xavier J. Oniva							2:1
Verificou	Eng. I. A. Lhate					Folha	Folhas	01
Aprov. por	Eng. I. A. Lhate				SAE 1020	UEM.FENG.DEMA		

# P7

$\sqrt{Rz\ 80}$  (✓)



Desvios limite não indicados: H12; h12; ±0,5IT12;

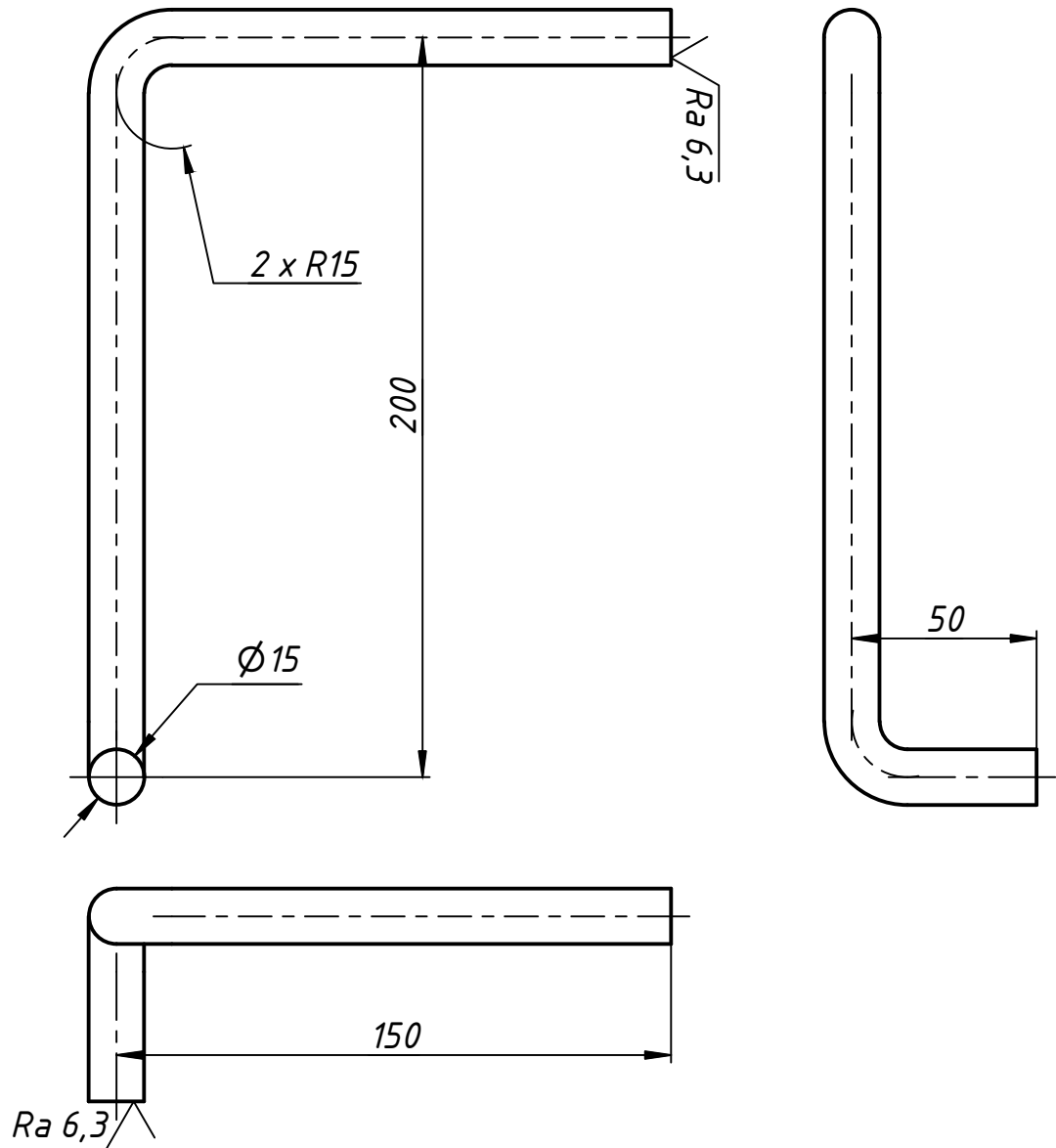
Raios de arredondamento na transição de superfície não indicados: 3...4 mm

Dureza: HB 230...250

					DEMA.EP2022.CTC.000.a1			
Alt.	Folha	Num. de Doc.	Assin.	Date	Acoplamento Acessório	Código	Peso	Escala
Autor	Xavier J. Oniva							1:1
Verificou	Eng. I. A. Lhate					Folha	Folhas	01
Aprov. por	Eng. I. A. Lhate				SAE 1020	UEM.FENG.DEMA		

# P8

$\sqrt{Rz\ 80}$  (✓)



1. Desvios limite não indicados: H12; h12; ±0,5IT12;
2. Dureza: HB 230...250.

					DEMA.EP2022.CTC.000.a2			
Alt.	Folha	Num. de Doc.	Assin.	Date	Manivela Acessório	Código	Peso	Escala
Autor	Xavier J. Oniva							1:1
Verificou	Eng. I. A. Lhate					Folha	Folhas	01
Aprov. por	Eng. I. A. Lhate				SAE 1020	UEM.FENG.DEMA		