

UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA  
NACIONAL

FACULTAD REGIONAL SANTA FE

PROYECTO FINAL DE CARRERA

***CARRO DE TRASLACIÓN***

INTEGRANTES:

Angiulla, Santiago

Strack, Rodrigo

DIRECTOR:

Ing. Valenti, Mario.

DOCENTES:

Ing. Monti, Rubén



AÑO 2022

---

**INDICE**

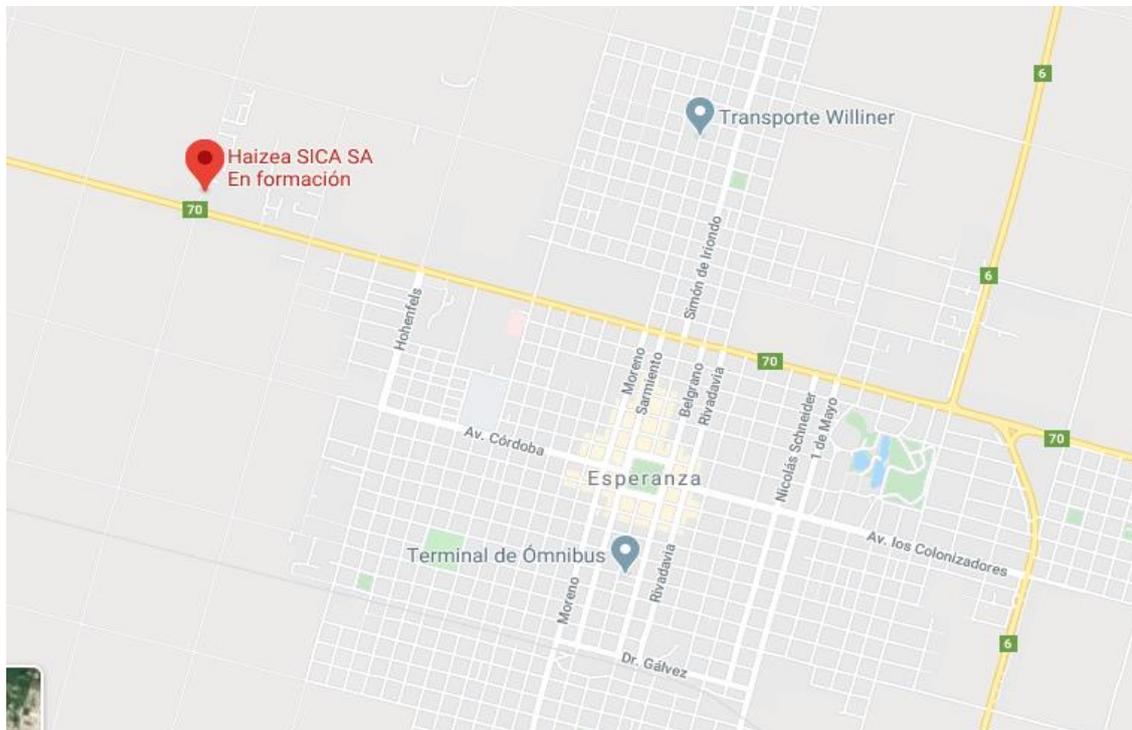
1. INTRODUCCIÓN	2
2. FUNCIONAMIENTO DEL PROYECTO	4
3. ENFOQUES O METODOLOGÍA DE RESOLUCIÓN	7
4. FACTIBILIDAD DEL PROYECTO	8
5. CÁLCULO DE ESTRUCTURA DE CARRO	9
6. CÁLCULO ESTRUCTURA BRAZOS ARTICULADOS	30
7. CALCULO ESTRUCTURAL DE PUNTA DE TESTERA	41
8. CÁLCULO FUERZA MOTRIZ DEL CARRO Y ELEMENTOS	47
9. CALCULOS SOLDADURA	58
10. CONCLUSIÓN	59
11. PLANOS	60

## 1. INTRODUCCION

El presente trabajo para este proyecto final de carrera se desarrolla para la empresa de tramos eólicos HAIZEA-SICA ubicada en Juan Jacob 2950, Esperanza (provincia de Santa Fe).

Dicha empresa surge de la unión comercial entre capitales nacionales de la empresa SICA S.A. y capital extranjero HAIZEA WIND-GROUP a finales del año 2017, con una inversión inicial superior a los USD20 millones, lo cual permite desarrollar una planta industrial competente a nivel mundial con una capacidad de producción de 450 tramos eólicos anuales, lo que implica procesar más de 30.000 toneladas de acero en dicho período.

La planta industrial cuenta con 14.000 (m<sup>2</sup>) de producción y 25.000 (m<sup>2</sup>) de almacenamiento exterior, con posibilidad de albergar hasta cien secciones en simultáneo.



La sociedad se llevó a cabo tras el auge de las energías renovables en la Argentina, y en particular el sector eólico, donde se espera montar unos 3.000 (MW) para el año 2021.

Desde sus comienzos, la empresa ha fabricado torres eólicas para los principales parques eólicos de la Argentina, adquiriendo experiencia en la producción de distintos modelos con alturas de hasta 125 (m) y 5,5 (m) de diámetro. Cabe destacar que la torre a su vez, se divide en secciones bridadas denominadas “tramos”, dentro de los cuales, algunos llegan a 38 (m) de largo y peso de hasta 100 toneladas. Por otro lado, los tramos son ensamblados con virolas roladas en la misma fábrica y unidos por soldadura eléctrica.



La empresa actualmente cuenta con un capital humano de ciento setenta personas y opera con siete líneas de producción en el área de montaje, armado y soldadura, por lo que es necesario contar con un sistema para trasladar transversalmente elementos como virolas de una línea a otra, debido a la ausencia de puentes grúas para satisfacer en simultaneo las siete líneas.

En el presente proyecto se indica el desarrollo completo del carro de transferencia de virolas para la empresa en cuestión, el cual comprende desde el estudio de la estructura, hasta los elementos motores.

Como se mencionó anteriormente, este proyecto surge tras la necesidad de realizar el movimiento transversal de virolas. En ese entonces, la empresa apenas comenzaba con el proyecto de fabricación de tramos, por tal motivo se analizó la necesidad de contar con dicho equipamiento.

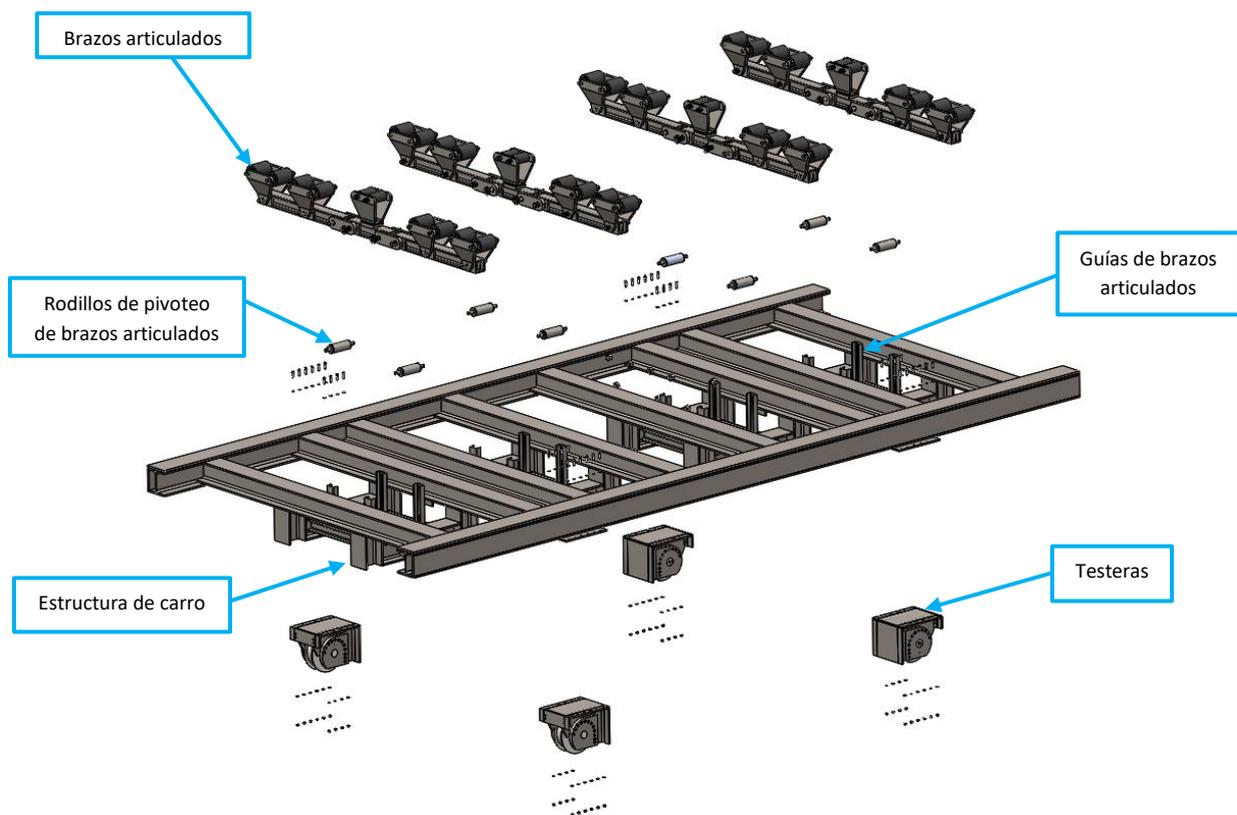
Luego de una búsqueda intensa para realizar la compra de este, se observó que existen pocos proveedores en este rubro y a su vez, todos ellos extranjeros. Realizar el proceso de importación conlleva una demora considerable, sumado al gran impacto económico dentro de la institución que recién comenzaba. Luego de analizar todas estas variables, la empresa toma la decisión de desarrollarlo internamente y por este motivo al estar vinculado con la formación académica de los alumnos, se les consultó la posibilidad de realizar el trabajo.

Estos carros son de construcción robusta y modular, disponibles en una amplia gama de capacidades y dimensiones adaptables a cualquier necesidad.

Son un complemento importante para las grúas en desplazamientos de cargas pesadas a nivel suelo, siendo una solución idónea para el traspaso de cargas entre naves contiguas. Existen dos tipos principales de carros, según el tipo de desplazamiento:

- Carretones direccionales: Realizan desplazamientos libres. Disponibles en versión de alimentación por batería.
- Carretones sobres carriles: Realizan desplazamientos rectos. Disponibles en versiones de alimentación por batería o eléctrica, mediante enrollador o línea eléctrica.

## 2. FUNCIONAMIENTO DEL PROYECTO



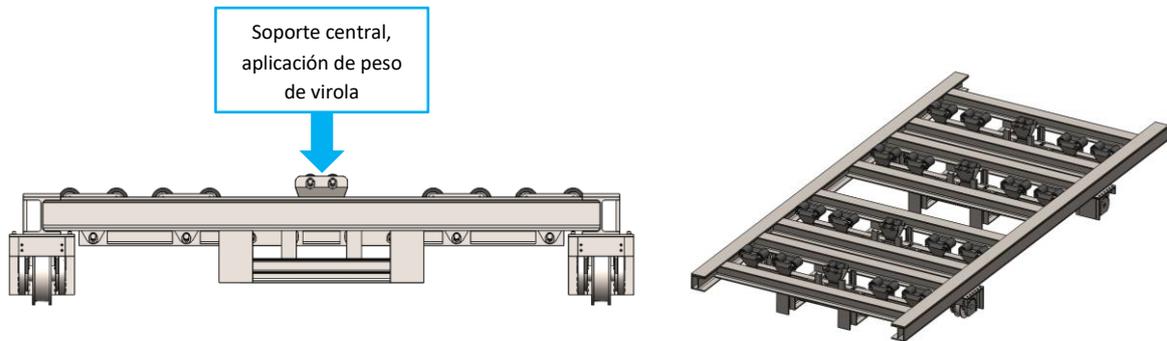
El proyecto por desarrollar está orientado al cálculo y diseño de las partes mecánicas y resistencia estática del esqueleto, como así también al cálculo de potencia motriz.

La finalidad del proyecto es lograr el traslado seguro de piezas de distintas geometrías como ser virolas, tanques, bridas, etc. Para ello se busca flexibilidad entre la maniobrabilidad y la seguridad, tanto para el producto como para el personal.

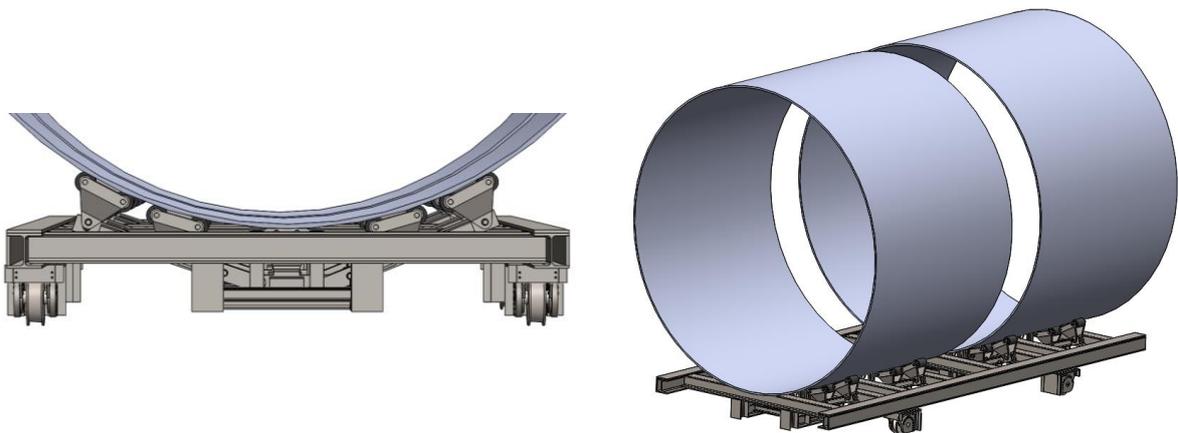
Como se indicó en puntos anteriores, las virolas de tramos eólicos pueden variar de peso y dimensiones, logrando en ocasiones pesos finales de hasta 25 toneladas y diámetros de 4500mm. Por este motivo, el carro supone la movilidad para piezas de un máximo de 50 toneladas distribuidas uniformemente. Mas allá de ello, dada la configuración del carro, es posible transportes otros elementos con geometría variada como lo son bridas o materiales

propios de la industria cuando los brazos que se verán a continuación, se encuentren en posición de descanso debiendo retirar manualmente el soporte central si es necesario.

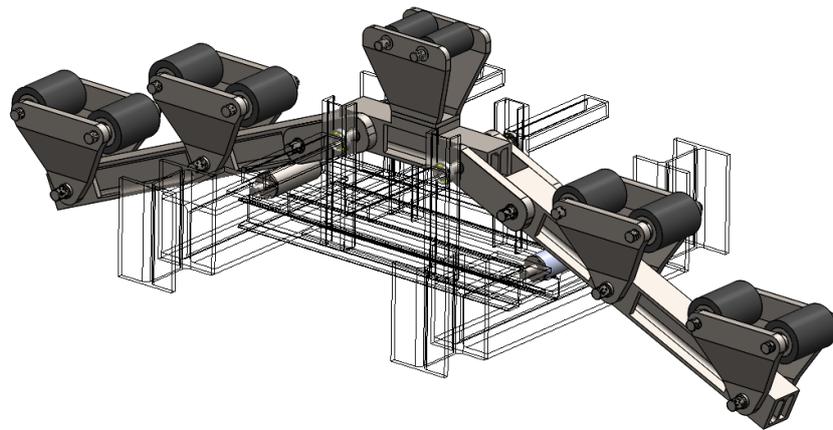
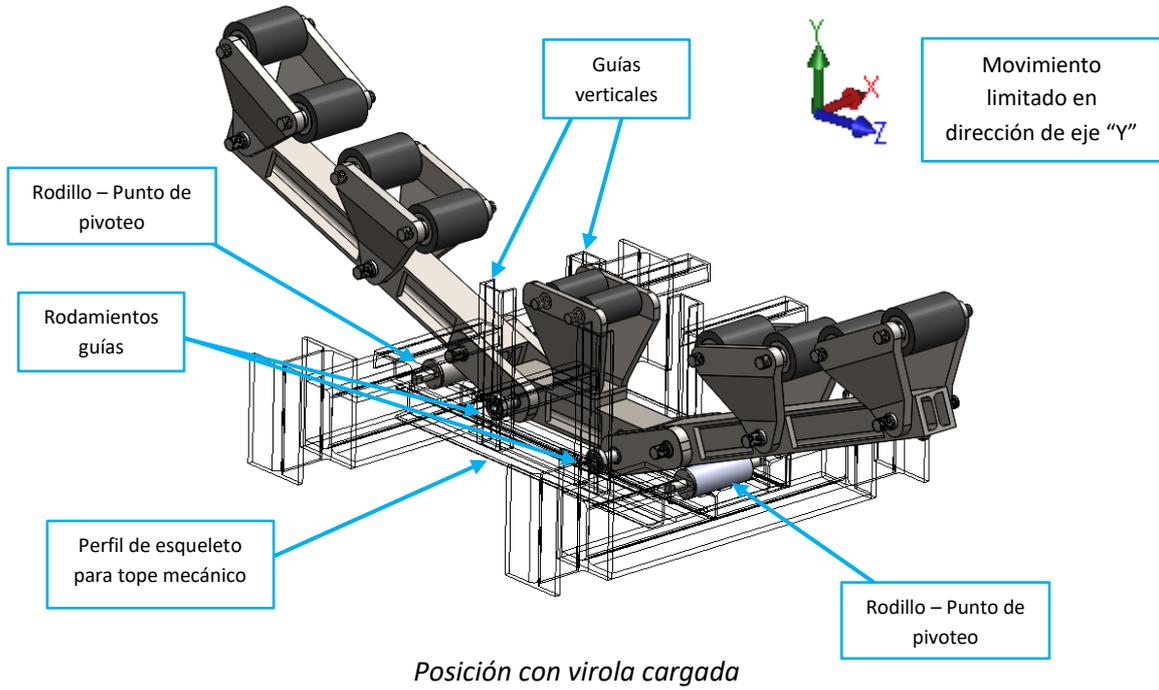
Básicamente, el carro consta de brazos articulados que pueden moverse en dirección vertical y cuya función principal es actuar como autocentrador de virolas aprovechando el peso de las mismas aplicados al punto central de estos:



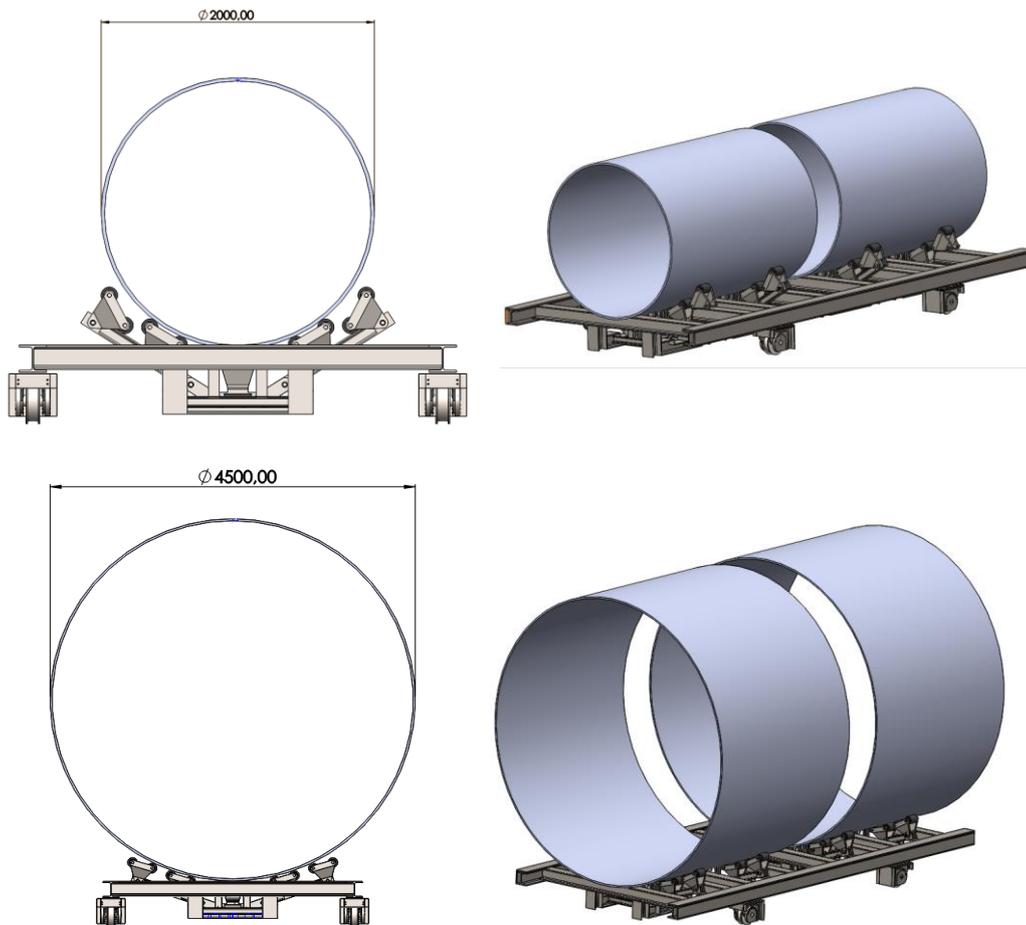
Cuando se desea transportar virolas cilíndricas o cónicas, éstas descansan sobre el soporte central y el peso propio provoca la elevación de los brazos cuyo sistema de guías permite el autocentrado de la misma logrando ser aplicado a virolas de diámetros variados:



El movimiento de estos brazos se logra haciendo que los mismos pivoteen sobre un sistema de rodillos logrando la flexión de las alas, mientras que cuatro guías limitan este movimiento en dirección vertical. Los brazos utilizan como tope el soporte inferior del esqueleto.



Como ventaja, este sistema permite gran flexibilidad en lo referente a la utilización de virolas de diámetros partiendo desde los 2000mm hasta 4500mm:



Como punto final, las virolas pueden tener un largo máximo de 9 metros donde este caso particular puede corresponder a dos virolas soldadas en la unión circular (en tal caso, se utilizan los cuatro brazos) y un mínimo de 1,7 metros utilizando solo dos brazos.

### **3. ENFOQUES O METODOLOGÍA DE RESOLUCIÓN**

En el mercado existen pocos proveedores de este tipo de carros de transferencia.

Como se mencionó, los costos sumados a los tiempos de envío son elevados. Desde Oficina técnica se consideran varias cuestiones tanto constructivas como dimensionales. Además de ello y dada la poca experiencia en construcción de estos carros en Argentina, se adoptan distintos criterios para los cálculos, los mismos se detallan más adelante.

Para análisis del problema se vinculan algunas asignaturas de la carrera de Ingeniería Mecánica, entre ellas:

- Estabilidad I
- Estabilidad II
- Diseño Mecánico

- Elementos de maquina
- Electromecánica
- Seguridad e higiene
- Materias integradoras (Ing. Mecánica I, II y III)

Como punto adicional, es importante destacar que la mayoría de los cálculos se llevaron a cabo por medio de métodos manuales que luego son verificados a través de una simulación por elementos finitos utilizando el programa SolidWorks 2020, complemento Simulation Premium dentro de los cuales, los alumnos tienen amplios conocimientos aportados por experiencias y cursos.

#### **4. FACTIBILIDAD DEL PROYECTO**

Para la empresa en cuestión, desarrollar el carro desde un departamento interno o externo, resulta sumamente provechoso dado que generalmente se fabrican a medida, lo que implica elevados costos, sin considerar los envíos.

En el mercado, la empresa que lidera la construcción de estos carros es GH (matriz española). Sin embargo, sus usos son limitados, ya que solamente se utilizan para el transporte de virolas.

En este caso el carro se desarrolla para múltiples funciones de transporte de materiales como: vigas, bridas, chapas, virolas, tanques, etc.

Los carros ofrecidos por GH constan de superficies planas a las cuales se le solicita a la empresa montar una cuña especial de acuerdo con el tipo de transporte utilizado. Dichas cuñas suelen fijarse por medio de soldadura eléctrica dando como resultado un uso limitado.

El diseño que se desarrolla permite tener cuñas articuladas para lograr el transporte de distintos elementos con geometría variable dentro de la fábrica.

La factibilidad se analiza a través de los siguientes puntos:

##### **4.1 Factibilidad técnica**

Desde el punto de vista técnico, se cuenta con la capacidad para el desarrollo del proyecto, tanto en materia de conocimientos teóricos como prácticos.

##### **4.2 Factibilidad económica-financiera**

Este tipo de carro se realiza en países del exterior, lo que implica elevados costos de importación y prolongados tiempos de espera.

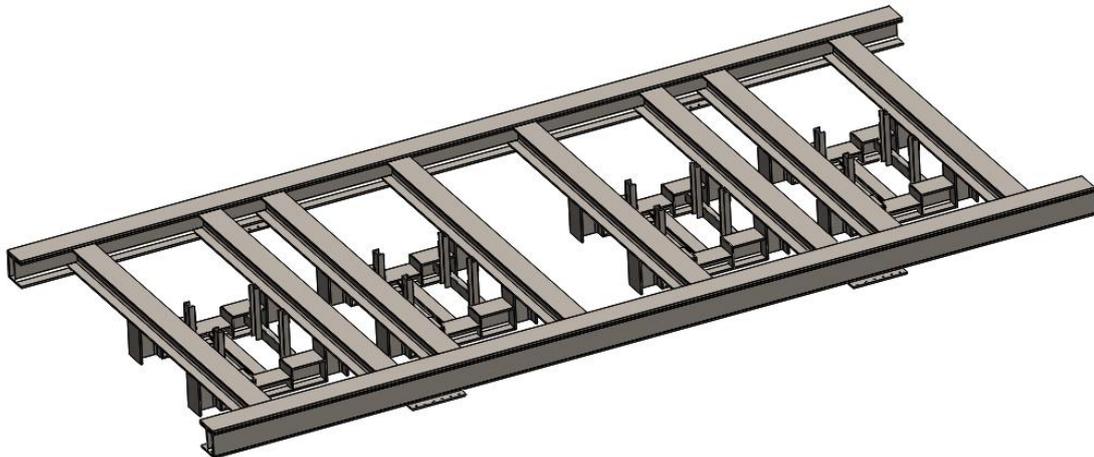
La realización del proyecto en forma interna, representa una ventaja considerable en lo que respecta a tiempos, erogación de impuestos y en materia económica; una forma de pago que elimina la complejidad de las importaciones (generalmente 40% anticipo, 60% antes del envío).

#### **4.3 Factibilidad de servicio**

En lo referido a repuestos y tipo de mantenimiento se considera la utilización de materiales nacionales y/o estándar, permitiendo un tipo de mantenimiento preventivo o predictivo.

### **5. CALCULO DE ESTRUCTURA DE CARRO**

En este punto se detallan todos los cálculos correspondientes a la estructura del carro propiamente dicha, es decir, a aquel esqueleto que soporta los dispositivos de sostén de virolas y acopia el sistema motriz.



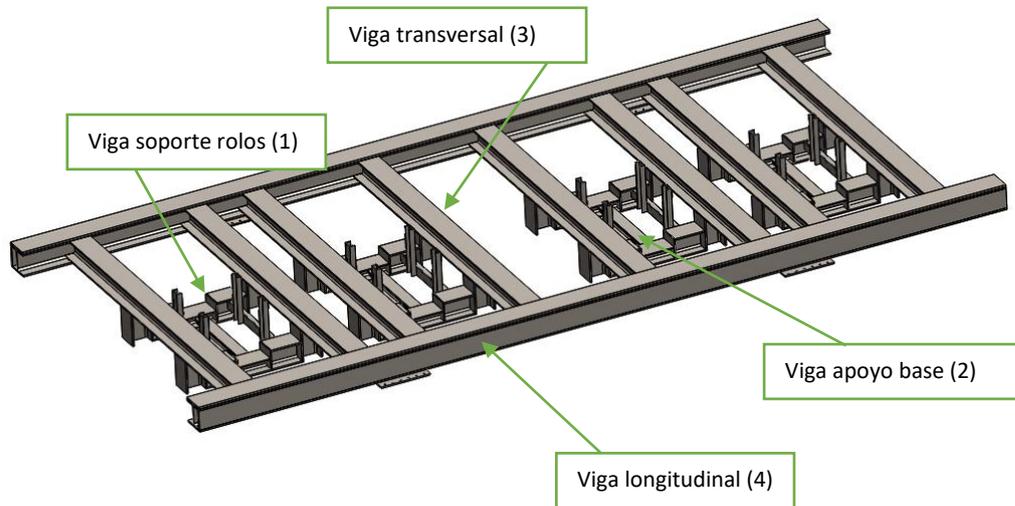
Como será recurrente en este informe, se realizan dos tipos de cálculos: el primero de ellos corresponde al cálculo a través de vigas de manera manual, en el cual se considera que todas las vigas corresponden a sistemas isostáticos para simplificación de cálculos (en la realidad, se implican sistemas hiperestáticos). Este procedimiento se lleva a cabo para cada viga y así lograr resultados finales conservadores. Finalmente, y con los resultados del procedimiento anterior, se realiza una verificación a través del método de elementos finitos (FEA), pero este, se hace sobre el conjunto armado.

Como consideración, se estima que el carro tendrá una carga máxima de 50.000 (kg), la cual estará repartida uniformemente en todos los brazos.

El material de los perfiles corresponde a un acero A36 cuyo valor de fluencia es de 2500 (MPa) tomado de ASME II Parte "A" – Edición 2021.

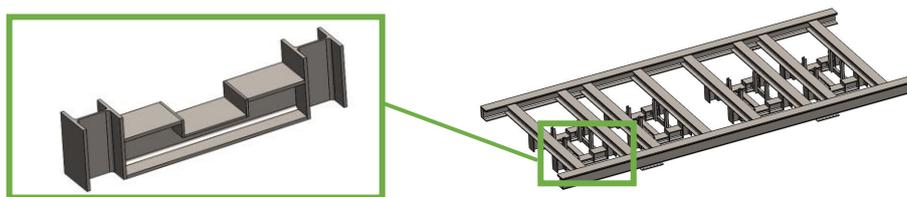
#### **5.1 CÁLCULO MANUAL DE VIGAS UNITARIAS**

En esta primera instancia, se llevan a cabo los cálculos correspondientes a la estructura soporte propiamente dicha. Para lograr una modalidad de trabajo ordenada, se procede a denominar las partes del carro de la siguiente manera:



### 5.1.1 CÁLCULO DE VIGA SOPORTE ROLOS (1)

Esta viga soporte se diseña de manera tal que permita la reducción de tiempos de producción dada la capacidad de ser generada en distintos puestos de trabajo. Además, se logra un mejor aprovechamiento de materia prima (perfilería) y una notable reducción de peso del carro con el fin de mejorar la productividad y costos.

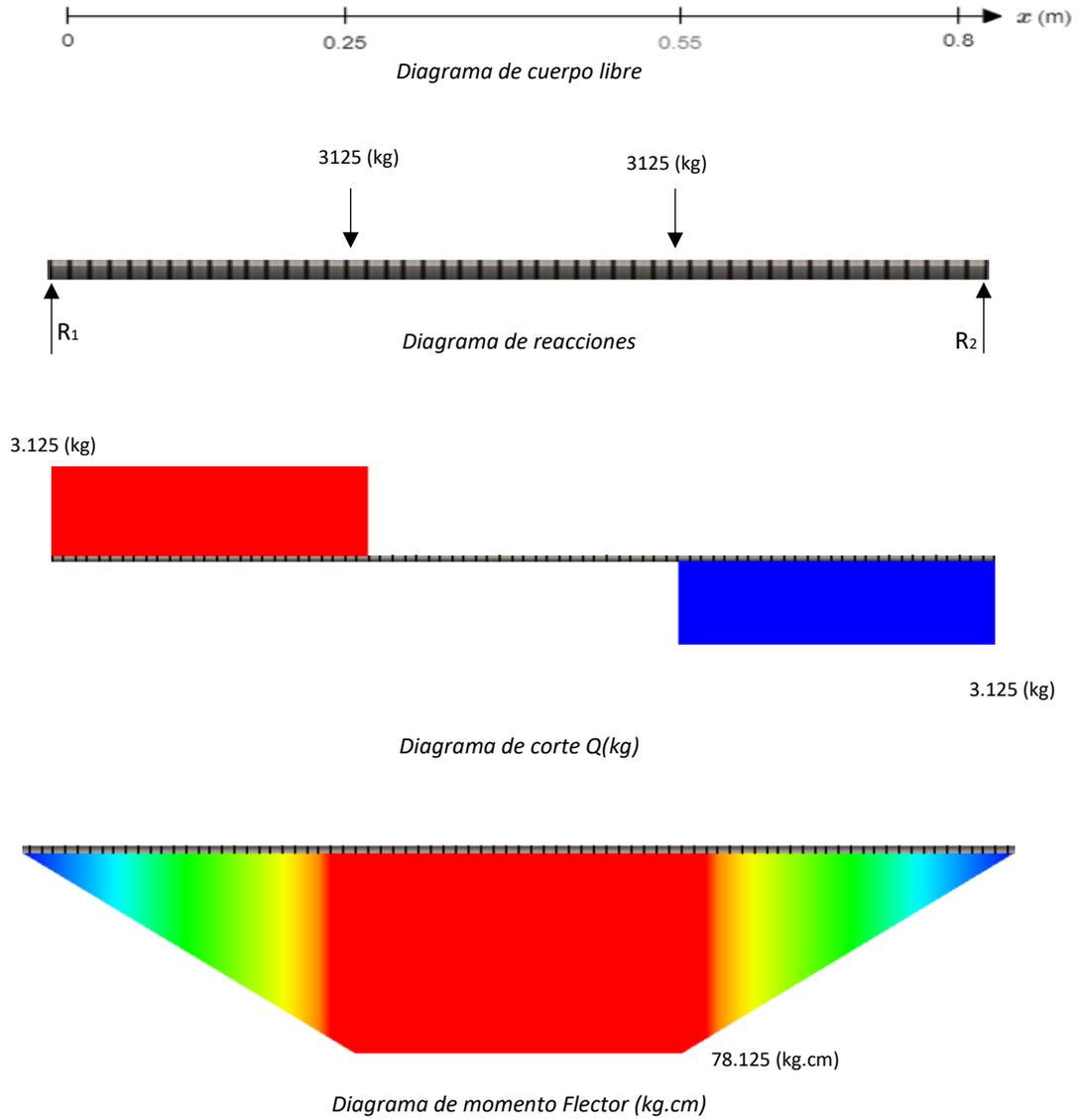


Como se mencionó anteriormente, la peor condición se da al aplicar la carga de 50.000(kg) distribuida en los cuatro brazos y por tanto, las ocho vigas que los sostienen:

$$\text{Carga de viga: } \frac{\text{Carga total}}{\text{N}^{\circ} \text{ de vigas}} = \frac{50.000 \text{ (kg)}}{8} = 6.250 \text{ (kg)}$$

Luego, se verifica que dicha carga actúa en la sección central reducida para el alojamiento del rolo de brazo. De esta manera se suponen dos cargas puntuales en los extremos reducidos obteniendo un diagrama de cuerpo libre de la siguiente manera:





A partir del diagrama de cuerpo libre se procede al cálculo de las reacciones:

$$\sum F_x = 0$$

$$\sum F_y = 0 = R_1 + R_2 - 3.125 (Kg) - 3.125 (kg)$$

$$\sum M_1 = 0 = 3.125 (kg) \cdot 25 (cm) + 3.125 \cdot 55 (cm) - R_2 \cdot 80 (cm)$$

$$\rightarrow R_2 = 3.125 (kg) \quad \rightarrow R_1 = 3.125 (kg)$$

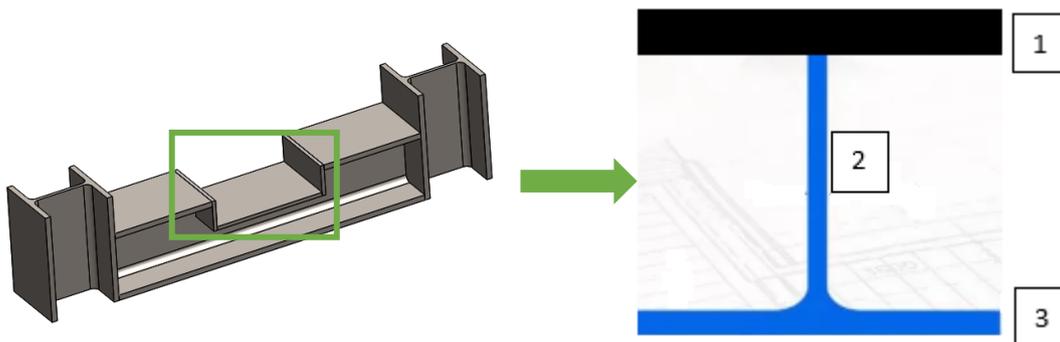
Con las reacciones calculadas y mediante la teoría de resistencia de materiales, se procede al cálculo del momento flector máximo obtenido en la parte central de la viga, donde presenta la sección reducida:

$$M_{max} = R_1 \cdot L_1 = 3.125 (kg) \cdot 25 (cm) = 78.125(kg \cdot cm)$$

Finalmente, se parte de un Coeficiente de seguridad  $N=1,5$  para determinar el tipo de viga a utilizar:

$$\sigma_{adm} = \frac{M_{m\acute{a}x}}{Wx} \rightarrow Wx = \frac{M_{m\acute{a}x}}{\sigma_{adm}} = \frac{78.125(kg \cdot cm)}{\frac{2.500(kg/cm^2)}{1,5}} = 46,87(cm^3)$$

Debido a que en esta situación se cuenta con un perfil cortado a la mitad y reforzado mediante placas, no es posible obtener el momento de inercia tabulado como cualquier perfil convencional (no se consideran las placas laterales para portar rodillos), por tal motivo se realiza el cálculo del mismo de la siguiente manera:



Como se observa en la imagen anterior, se divide la sección del perfil en tres placas diferentes:

Placa N°1:

$$\text{Area de placa 1} = 18 (cm) \times 1,9 (cm) = 34,2 (cm)^2$$

$$I_{xg}placa 1 = \frac{b \times h^3}{12} = \frac{18 (cm) \times (1,9 (cm))^3}{12} = 10,288 (cm)^4$$

$$I_{yg}placa 1 = \frac{h \times b^3}{12} = \frac{1,9 (cm) \times (18 (cm))^3}{12} = 923,4 (cm)^4$$

Placa N°2:

$$\text{Area de placa 2} = 5,7 (cm) \times 0,85 (cm) = 4,85 (cm)^2$$

$$I_{xg}placa 2 = \frac{b \times h^3}{12} = \frac{0,85 (cm) \times (5,7 (cm))^3}{12} = 13,12 (cm)^4$$

$$I_{yg}placa 2 = \frac{h \times b^3}{12} = \frac{5,7 (cm) \times (0,85 (cm))^3}{12} = 0,3 (cm)^4$$

Placa N°3:

$$\text{Area de placa 3} = 18 (cm) \times 1,4 (cm) = 25,2 (cm)^2$$

$$I_{xg}placa\ 3 = \frac{b \times h^3}{12} = \frac{18\ (cm) \times (1,4\ (cm))^3}{12} = 4,11\ (cm)^4$$

$$I_{yg}placa\ 3 = \frac{h \times b^3}{12} = \frac{1,4\ (cm) \times (18\ (cm))^3}{12} = 680,4\ (cm)^4$$

Con dichos valores, se precede al cálculo del momento de inercia del perfil generado:

$$I_g = \frac{(34,2\ (cm^2) \times 8,05\ (cm)) + (4,85\ (cm^2) \times 4,25\ (cm)) + (13,2\ (cm^2) \times 0,7\ (cm))}{(34,2\ (cm^2) + 4,85\ (cm^2) + 25,2\ (cm^2))} = 4,75\ (cm)$$

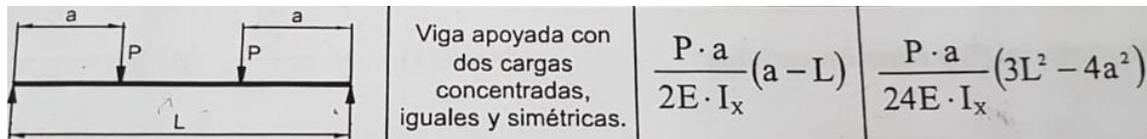
$$\begin{aligned} I_{xg} &= 10,28\ (cm)^4 + \left(34,2\ (cm)^2 \times (8,05\ (cm) - 4,75\ (cm))^2\right) + 13,2\ (cm)^4 \\ &\quad + \left(4,85\ (cm)^2 \times (5,7\ (cm) - 4,75\ (cm))^2\right) + 4,11\ (cm)^4 \\ &\quad + \left(25,2\ (cm)^2 \times (0,7\ (cm) - 4,75\ (cm))^2\right) = 817,72\ (cm)^4 \end{aligned}$$

Determinado el perfil, se verifica su resistencia a esfuerzos tangenciales:

$$\tau_{adm} = \frac{\sigma_{adm}}{\sqrt{3}} = 962,25\ \left(\frac{kg}{cm^2}\right) \geq \frac{Q_{m\acute{a}x} \cdot S_{m\acute{a}x}}{b \cdot I_x} = \frac{3.125\ (kg) \cdot 86,6\ (cm^3)}{0,65\ (cm) \cdot 817\ (cm^4)} = 506,15\ \left(\frac{kg}{cm^2}\right)$$

Donde se verifica que:  $\tau_{adm} \geq \tau_{m\acute{a}x}$ .

Por otro lado, se realiza el cálculo de la flecha máxima a través de:



\*se obtiene de los apuntes de la materia Estabilidad y resistencia de materiales I - Ing. Mecánica.

$$\begin{aligned} \text{Flecha M\acute{a}xima} &= \frac{P \cdot a}{24 \cdot E \cdot I_x} \times (3L^2 - 4a^2) = \\ &= \left( \frac{3.125\ (Kg) \cdot 25\ (cm)}{24 \times (2,1 \times 10^6) \cdot 817,72\ (cm^4)} \right) \cdot \{3 \cdot 80^2\ (cm)^2 - 4 \cdot 25^2\ (cm)^2\} \end{aligned}$$

$$\text{Flecha Max} = 0.031\ (cm)$$

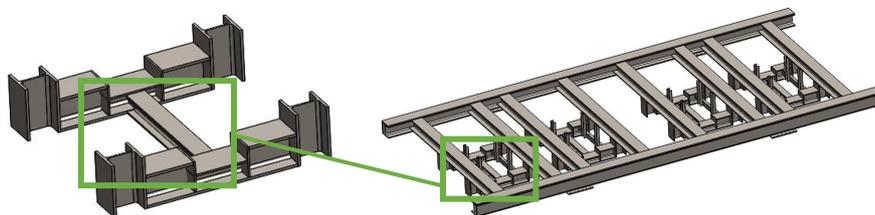
La expresi3n anterior es v\alida para secciones uniformes de viga, sin bien, el actual caso no es representativo para la viga en cuesti3n, el resultado brinda un valor conservador en relaci3n a la mayor secci3n del perfil. A su vez en la parte central, el dise\~no cuenta con una serie de placas que no fueron consideradas para simplificar el c\alculo.

Teniendo en cuenta la distancia entre apoyos de la viga de 80 (cm) y la m\axima deformaci3n admisible seg\un los criterios obtenidos bajo los par\ametros FoDAMI L/1000 (cm) de Servicio pesado, se concluye que 0.29 (mm) de deformaci3n verifican al c\alculo.

## La flecha admisible depende del tipo de servicio

$$\text{Servicio pesado } f_{ADM} = \frac{L}{1000} = \frac{500 \text{ cm}}{1000} = 0,50 \text{ cm}$$

### 5.1.2 CÁLCULO DE VIGA DE APOYO DE BASE (2)



Este elemento, vincula los Soportes de rolo (1) entre sí generando un tope físico a los brazos articulados.

Como en anteriores casos, se define la carga máxima sobre la viga:

$$\text{Carga de viga: } \frac{\text{Carga total}}{\text{N}^\circ \text{ de vigas}} = \frac{50.000 \text{ (kg)}}{4} = 12.500 \text{ (kg)}$$

Esta viga está sometida a esfuerzos de flexión únicamente cuando la viga central del brazo articulado descansa sobre la misma. Al no ocurrir dicha situación pueden aparecer esfuerzos tanto de tracción como de compresión provocados por la viga calculada en el punto anterior (5.1.1), sin embargo, a los fines prácticos se consideran despreciables.

Se supone que la carga se encuentra sobre el apoyo de los brazos y no se tiene en cuenta las reacciones de los rolos sobre los brazos logrando resultados conservadores. Por tanto, el diagrama de cuerpo libre de define de la siguiente manera:

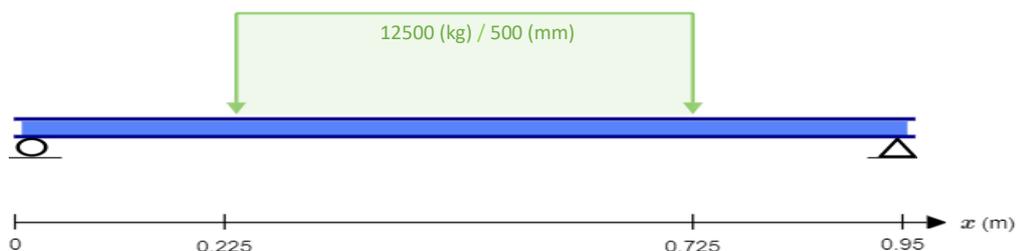


Diagrama de cuerpo libre

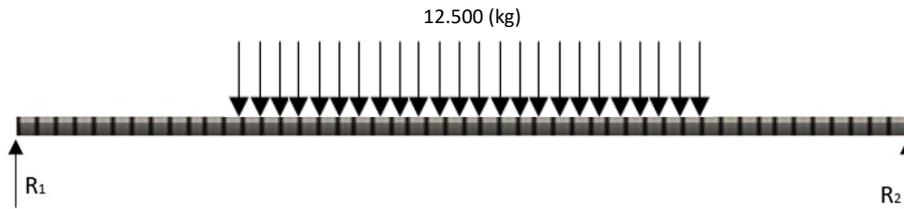


Diagrama de reacciones

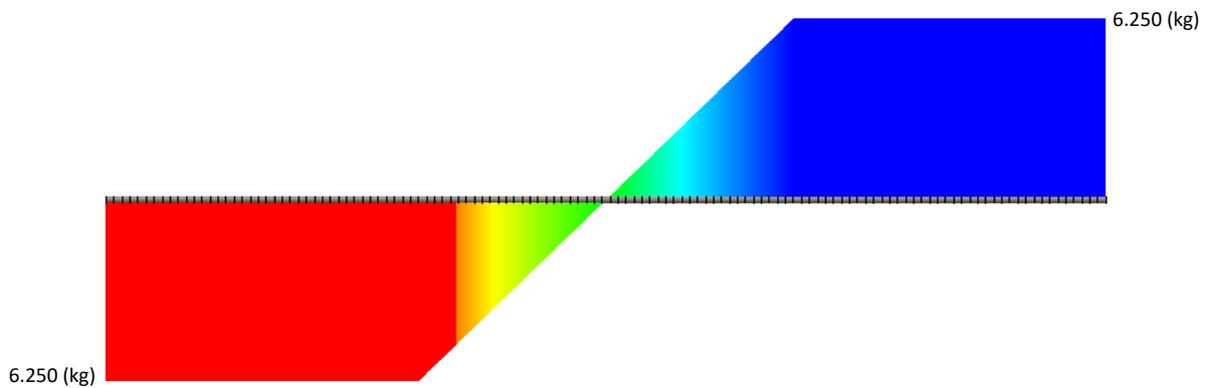


Diagrama de corte Q(kg)

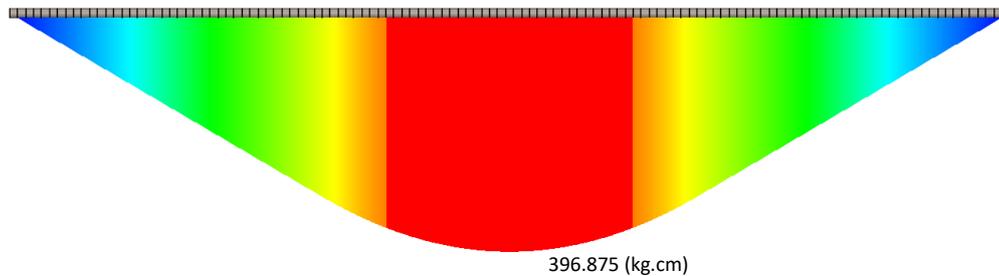


Diagrama de momento Flector (kg.cm)

$$\sum F_x = 0$$

$$\sum F_y = 0 = R_1 + R_2 - 12.500 \text{ (kg)}$$

$$\sum M_1 = 0 = 12.500 \text{ (kg)} \cdot 47,5 \text{ (cm)} - R_2 \cdot 95 \text{ (cm)}$$

$$\rightarrow R_2 = 6.250 \text{ (kg)} \quad \rightarrow R_1 = 6.250 \text{ (kg)}$$

$$M_{max} = \frac{F.L}{2} = \frac{6.250 \text{ (kg)} \cdot 95 \text{ (cm)}}{2} = 296.875 \text{ (kg} \cdot \text{cm)}$$

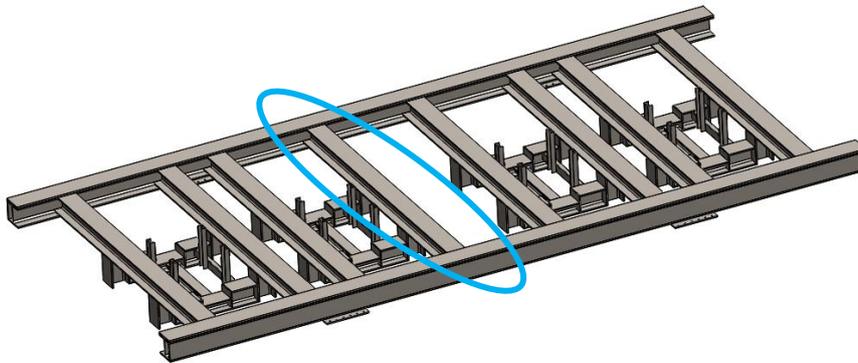
$$\sigma_{adm} = \frac{M_{m\acute{a}x}}{Wx} \rightarrow Wx = \frac{M_{m\acute{a}x}}{\sigma_{adm}} = \frac{296.875 \text{ (kg} \cdot \text{cm)}}{\frac{2.500 \text{ (kg/cm}^2\text{)}}{1.5}} = 178,125 \text{ (cm}^3\text{)}$$

*Wx mas cercano: 216(cm<sup>3</sup>) → HEB140*

$$\tau_{adm} = \frac{\sigma_{adm}}{\sqrt{3}} = 962,25 \text{ (kg/cm}^2\text{)} \geq \frac{Q_{m\acute{a}x} \cdot S_{m\acute{a}x}}{b \cdot I_x} = \frac{6.250 \text{ (kg)} \cdot 123 \text{ (cm}^3\text{)}}{0,7 \text{ (cm)} \cdot 1509 \text{ (cm}^4\text{)}} = 727,77 \text{ (kg/cm}^2\text{)}$$

*Donde se verifica que:  $\tau_{adm} \geq \tau_{m\acute{a}x}$ .*

### 5.1.3 CÁLCULO DE VIGA TRANSVERSAL (3)



Esta viga cumple con la función de hermanar el Soporte de rodillo (1) con la Viga de soporte de base (2), construyendo un bloque estructural individual.

El diseño se plantea de esta manera con la intención de realizar los bloques en distintas estaciones de trabajo, pudiendo realizar el armado final del carro de una manera práctica, y en caso de ser necesario en forma seriada.

Los esfuerzos de la viga mencionada corresponden a las cargas proporcionadas por las vigas de apoyo de rolos (1).

Tomando como referencia las resultantes de los cálculos anteriores, se toma los esfuerzos para el cálculo de dicha viga:

$$\text{Carga de viga: } \frac{\text{Carga total}}{\text{N}^\circ \text{ de vigas}} = \frac{50.000 \text{ (kg)}}{8} = 6.250 \text{ (kg)} \rightarrow \text{Cargas puntuales} = 3.125 \text{ (kg)}$$

3.125 (kg)

3.125 (kg)

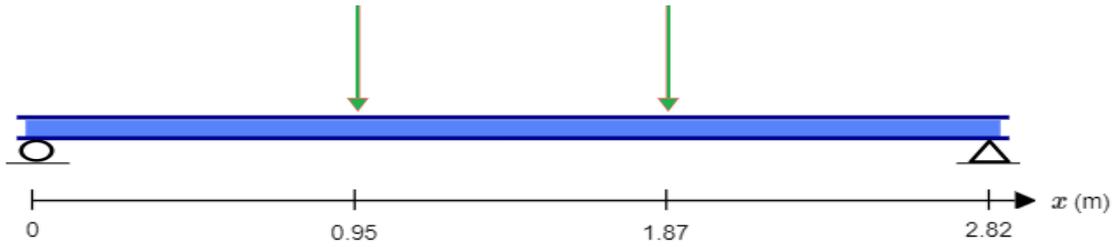


Diagrama de cuerpo libre



Diagrama de reacciones

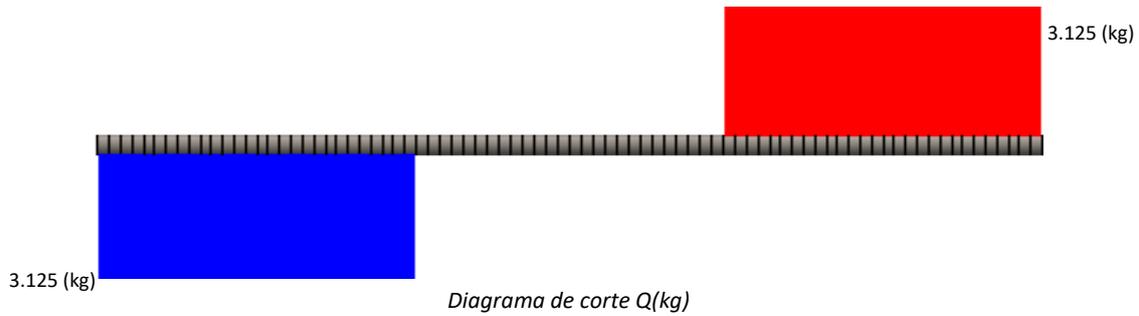


Diagrama de corte Q(kg)



Diagrama de momento Flector (kg.cm)

$$\sum F_x = 0$$

$$\sum F_y = 0 = R_1 + R_2 - 3.125 (kg) - 3.125(kg)$$

$$\sum M_1 = 0 = 3.125(kg) \cdot (95 (cm) + 187(cm)) - R_2 \cdot 282(cm)$$

$$\rightarrow R_2 = 3.125 (kg) \quad \rightarrow R_1 = 3.125 (kg)$$

$$M_{max} = F \cdot L = 3.125(kg) \cdot 95(cm) = 296.875(kg \cdot cm)$$

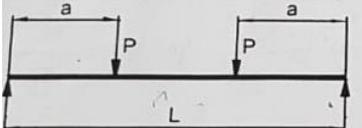
$$\sigma_{adm} = \frac{M_{m\acute{a}x}}{W_x} \rightarrow W_x = \frac{M_{m\acute{a}x}}{\sigma_{adm}} = \frac{296.875(kg \cdot cm)}{\frac{2.500(kg/cm^2)}{1.5}} = 178,12(cm^3)$$

$W_x$  mas cercano:  $216(cm^3) \rightarrow HEB140$

$$\tau_{adm} = \frac{\sigma_{adm}}{\sqrt{3}} = 962,25(kg/cm^2) \geq \frac{Q_{m\acute{a}x} \cdot S_{m\acute{a}x}}{b \cdot I_x} = \frac{3.125(kg) \cdot 123(cm^3)}{0,7(cm) \cdot 1.509(cm^4)} = 363,88(kg/cm^2)$$

Donde se verifica que:  $\tau_{adm} \geq \tau_{m\acute{a}x}$ .

Dada la longitud de viga, se verifica su deformación mediante la flecha máxima:

	Viga apoyada con dos cargas concentradas, iguales y simétricas.	$\frac{P \cdot a}{2E \cdot I_x} (a - L)$	$\frac{P \cdot a}{24E \cdot I_x} (3L^2 - 4a^2)$
---	---	--	---

$$Flecha Max = \frac{P \cdot a}{24 \cdot E \cdot I_x} (3L^2 - 4a^2) = \left( \frac{3.125(Kg) \cdot 95(cm)}{24 \cdot (2,1 \cdot 10^6) \cdot 1.509(cm^4)} \right) \cdot \{3 \cdot (282(cm))^2 - 4 \cdot (95(cm))^2\}$$

$$Flecha M\acute{a}xima = 0,79(cm)$$

La distancia entre apoyos de la viga es 282 (cm) y la máxima deformación admisible según los criterios obtenidos bajo los parámetros FoDAMI para Servicio pesado “no verifica” al valor obtenido, se opta calcular un  $I_x$  en función del valor mínimo solicitado a partir del valor admisible de Flecha máxima de 2,82 (mm):

$$Flecha Max = \frac{P \cdot a}{24 \cdot E \cdot I_x} (3L^2 - 4a^2)$$

$$0,282 cm = \left( \frac{3.125(Kg) \cdot 95(cm)}{24 \cdot (2,1 \cdot 10^6) \cdot I_x} \right) (3 \cdot 282^2(cm)^2 - 4 \cdot 95^2(cm)^2)$$

$$I_x = 4.229,2(cm^2)$$

$$I_{xHEB200} = 5.696(cm^4) - Dato tabulado$$

$$Flecha Max = \frac{P \cdot a}{24 \cdot E \cdot I_x} \cdot (3L^2 - 4a^2) = \left( \frac{3.125(Kg) \cdot 95(cm)}{24 \cdot (2,1 \cdot 10^6) \cdot 5.696(cm^4)} \right) (3 \cdot 282(cm)^2 - 4 \cdot 95(cm)^2)$$

$$Flecha Max = 0.209(cm) \rightarrow Verifica para perfil HEB200$$

#### 5.1.4 CÁLCULO DE VIGA LONGITUDINAL (4)



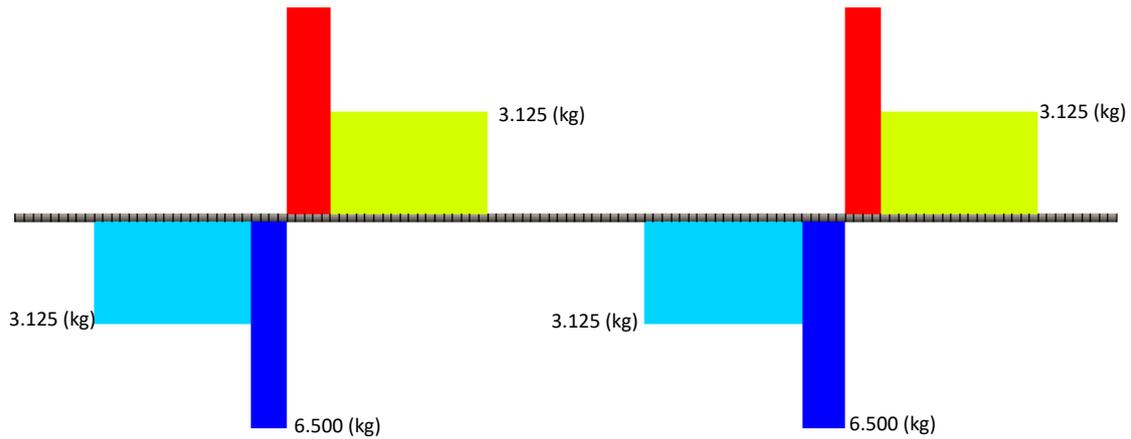


Diagrama de corte Q(kg)

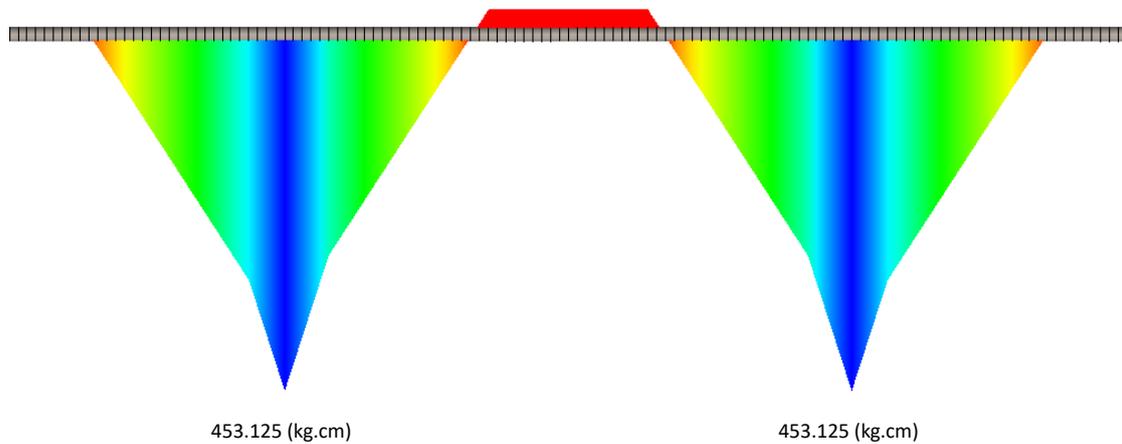


Diagrama de momento Flector (kg.cm)

$$\sum F_x = 0$$

$$\sum F_y = 0 = R_1 + R_2 - [3.125 (kg) \cdot 8]$$

$$\sum M_1 = 0 = 3.125(kg) \cdot (-122,5(cm) - 22,5(cm) + 27,5(cm) + 127,5(cm) + 227,5(cm) + 327,5(cm) + 377,5(cm) + 477,5(cm)) - R_2 \cdot 355(cm)$$

$$\rightarrow R_2 = 12.500 (kg) \quad \rightarrow R_1 = 12.500 (kg)$$

$$M_{max} = 3.125(kg) \cdot 122,5(cm) + 3.125(kg) \cdot 22,5(cm) = 453.125(kg \cdot cm)$$

$$\sigma_{adm} = \frac{M_{m\acute{a}x}}{W_x} \rightarrow W_x = \frac{M_{m\acute{a}x}}{\sigma_{adm}} = \frac{453.125(kg \cdot cm)}{\frac{2.500 (kg/cm^2)}{1,5}} = 271,87(cm^3)$$

$$W_x \text{ mas cercano: } 311(cm^3) \rightarrow \text{HEB160}$$

$$\tau_{adm} = \frac{\sigma_{adm}}{\sqrt{3}} = 962,25 \left( \frac{kg}{cm^2} \right) \geq \frac{Q_{m\acute{a}x} \cdot S_{m\acute{a}x}}{b \cdot I_x} = \frac{6.500(kg) \cdot 177(cm^3)}{0,8(cm) \cdot 2.492(cm^4)} = 577,09 \left( \frac{kg}{cm^2} \right)$$

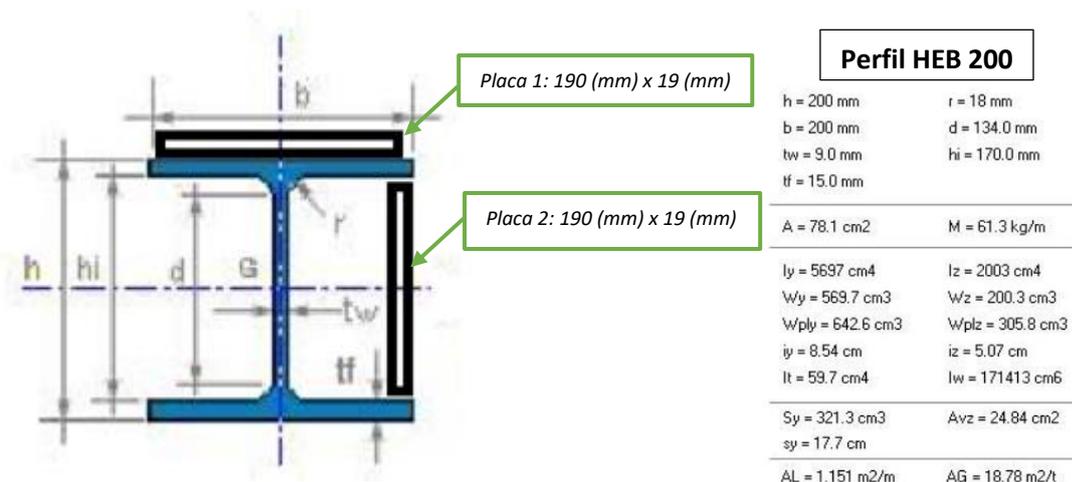
Donde se verifica que:  $\tau_{adm} \geq \tau_{m\acute{a}x}$ .

Nuevamente, dada la longitud de viga, se verifica su deformación mediante la flecha máxima.

Debido a la distribución de cargas, se aplica el método de superposición de efecto/esfuerzos donde se aísla cada esfuerzo valorizando la deformación unitaria para luego realizar la sumatoria total de los esfuerzos manteniendo el criterio de los signos. Por tratarse de una viga de 7000 mm de longitud, se considera el peso propio de la misma (valor extraído de tabla).

Existen ocho cargas puntuales más el caso del peso propio.

Para este análisis, la inercia necesaria debe ser mayor a la del perfil, por ende, se agregan placas como se ilustra a continuación para aumentar el este valor:



$$\text{Area de placas} = 19 \text{ (cm)} \times 1,9 \text{ (cm)} = 36,1 \text{ (cm)}^2$$

$$I_{xg \text{ PLACA } 1} = \frac{b \times h^3}{12} = \frac{19 \text{ (cm)} \times (1,9 \text{ (cm)})^3}{12} = 10,86 \text{ (cm)}^4$$

$$I_{xg \text{ PLACA } 2} = \frac{h \times b^3}{12} = \frac{1,9 \text{ (cm)} \times (19 \text{ (cm)})^3}{12} = 1.086 \text{ (cm)}^4$$

$$I_g = \frac{(78,1 \text{ (cm)}^2) \times 10 \text{ (cm)} + (36,1 \text{ (cm)}^2) \times 20,95 \text{ (cm)}}{78,1 \text{ (cm)}^2 + 36,1 \text{ (cm)}^2} = 13,46 \text{ (cm)}$$

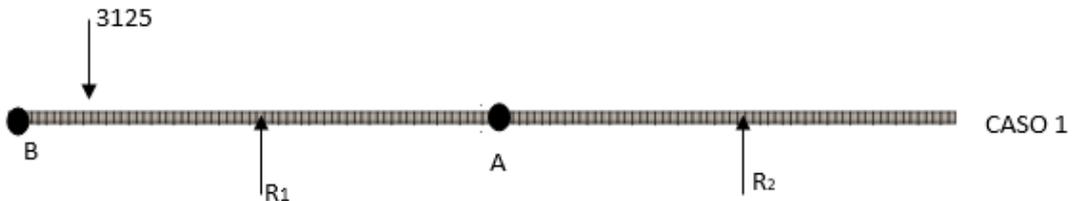
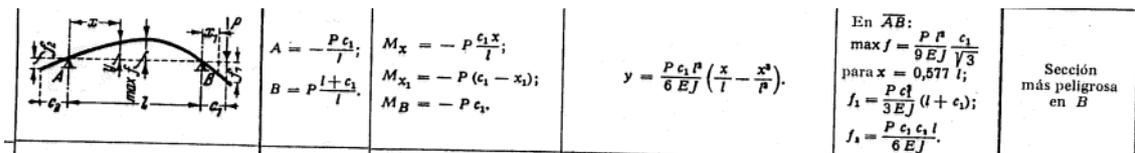
$$I_{xg} = 10,86 \text{ (cm)}^4 + \left( 36,1 \text{ (cm)}^2 \times (20,95 \text{ (cm)} - 13,46 \text{ (cm)})^2 \right) + 5697 \text{ (cm)}^4 \\ + \left( 78,1 \text{ (cm)}^2 \times (10 \text{ (cm)} - 13,46 \text{ (cm)})^2 \right) + 1086 \text{ (cm)}^4 = 9754,05 \text{ (cm)}^4$$

Debido a que la nueva sección no presenta simetría, los ejes neutros y los desplazamientos resultan oblicuos respecto a los ejes "X" e "Y". Sin embargo, dicha consideración no es analizada

debido a que las "Vigas transversales" (3) están soldadas a las "Vigas longitudinales" (4) absorbiendo las deformaciones horizontales gracias al momento torsor transmitido como resultados de los momentos flector generados a las vigas trasversales.

Como ya se mencionó, para llevar a cabo la resolución del sistema, se opta por trabajar individualmente para caso de carga indicado en el diagrama de reacciones:

Caso de Carga 1:

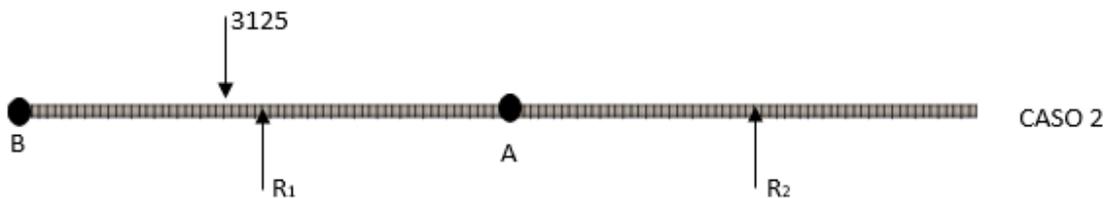
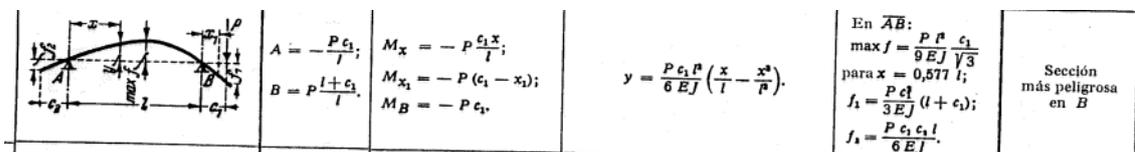


$$Flecha Max_B \text{ caso 1} = \frac{P \cdot c_1^2}{3 \cdot E \cdot I_x} x(L + c_1) = \frac{3.125 (Kg) x (122,5 (cm))^2}{3 x (2,1 x 10^6) x 9.754,05 cm^4} x (355 (cm) - 122,5 (cm))$$

$$Flecha Max_B \text{ caso 1} = 0,177 (cm)(+)$$

$$Flecha Max_A \text{ caso 1} = \frac{P \cdot l^2}{9 \cdot E \cdot I_x} x \frac{c_1}{\sqrt{3}} = \frac{3.125 (kg) \cdot (355 (cm))^2}{9 \cdot (2,1 x 10^6) x 5.697 cm^4} x \frac{122,5}{\sqrt{3}} = 0,258 (cm)(-)$$

Caso de Carga 2:

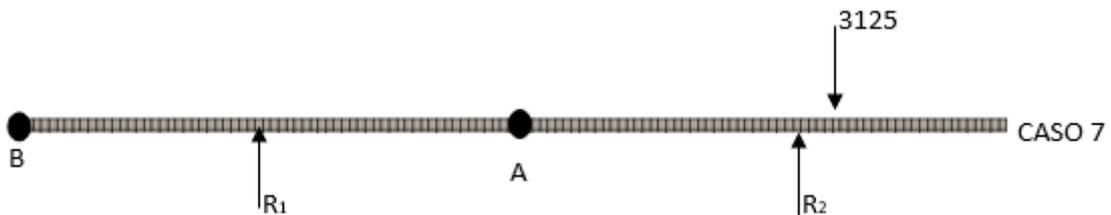
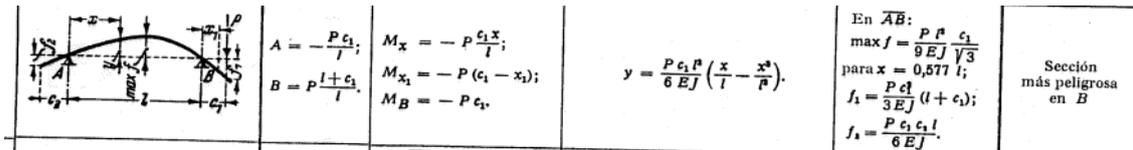


$$Flecha Max_B \text{ caso 2} = \frac{P \cdot c_1^2}{3 \cdot E \cdot I_x} x(L + c_1) = \frac{3.125 (Kg) x 22,5 (cm)^2}{3 x (2,1 x 10^6) x 9.754,05 (cm)^4} x (355 (cm) - 22,5 (cm))$$

$$Flecha Max_B \text{ caso 2} = 0,0085 \text{ (cm)}(+)$$

$$Flecha Max_A \text{ caso 2} = \frac{P \cdot l^2}{9 \cdot E \cdot I_x} \times \frac{c_1}{\sqrt{3}} = \frac{3.125 \text{ (kg)} \cdot (355 \text{ (cm)})^2}{9 \cdot (2,1 \times 10^6) \times 5.697 \text{ (cm)}^4} \times \frac{22,5}{\sqrt{3}} = 0,0475 \text{ (cm)}(-)$$

Caso de Carga 7:

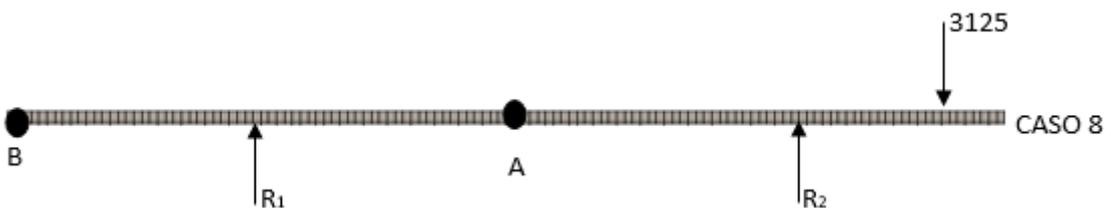
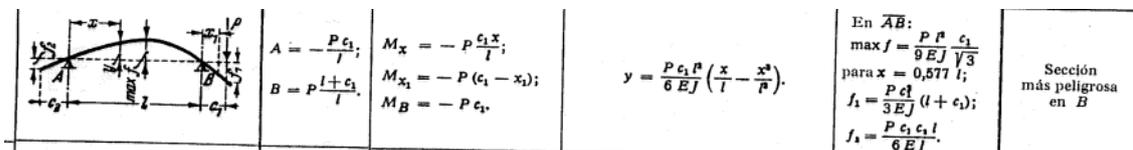


$$Flecha Max_B \text{ caso 7} = \frac{P \cdot c_1 \cdot c_2 \cdot l}{6 \cdot E \cdot I_x} = \frac{3.125 \text{ (Kg)} \times 22,5 \text{ (cm)} \times 172,5 \text{ (cm)} \times 355 \text{ (cm)}}{6 \times (2,1 \times 10^6) \times 9.754,05 \text{ (cm)}^4}$$

$$Flecha Max_B \text{ caso 3} = 0,035 \text{ (cm)}(-)$$

$$Flecha Max_A \text{ caso 7} = \frac{P \cdot l^2}{9 \cdot E \cdot I_x} \times \frac{c_1}{\sqrt{3}} = \frac{3.125 \text{ (kg)} \cdot (355 \text{ (cm)})^2}{9 \cdot (2,1 \times 10^6) \times 5.697 \text{ (cm)}^4} \times \frac{22,5}{\sqrt{3}} = 0,0475 \text{ (cm)}(-)$$

Caso de Carga 8:



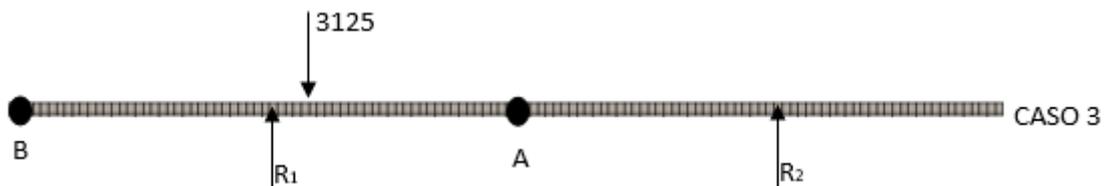
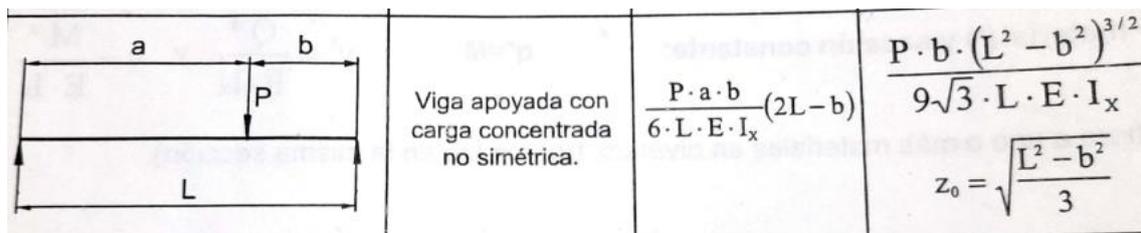
$$Flecha Max_B \text{ caso 8} = \frac{P \cdot c1 \cdot c2 \cdot l}{6 \cdot E \cdot I_x} = \frac{3.125 (Kg) \times 100(cm) \times 172,5(cm) \times 355(cm)}{6 \times (2,1 \times 10^6) \times 9.754,05 (cm^4)}$$

$$Flecha Max_B \text{ caso 4} = 0,156 (cm)(-)$$

$$Flecha Max_A \text{ caso 8} = \frac{P \cdot l^2}{9 \cdot E \cdot I_x} \times \frac{c1}{\sqrt{3}} = \frac{3.125 (kg) \cdot (355 (cm))^2}{9 \cdot (2,1 \times 10^6) \times 5.697 (cm^4)} \times \frac{122,5}{\sqrt{3}} = 0,258 (cm)(-)$$

Debido a que para los casos 3, 4, 5, 6 y 9 no se cuenta con un modelo tabulado del valor de flecha máxima, se procede a la obtención de la misma considerando el ángulo en un vínculo determinado a través de la aplicación de trigonometría se obtiene el valor deseado en el punto "B".

Caso de carga 3:



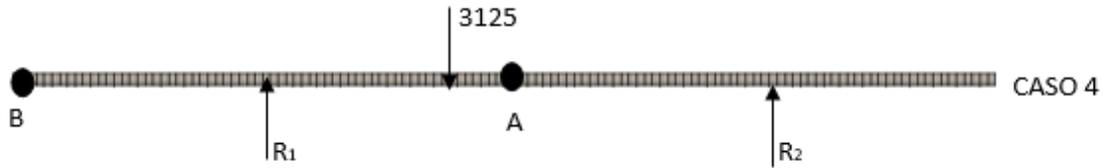
$$\theta = \frac{P \cdot a \cdot b}{6 \cdot L \cdot E \cdot I_x} \cdot (2L - b) = \frac{3.125 (kg) \times 22,5 (cm) \times 332,5 (cm)}{6 \times 355 (cm) \times (2,1 \times 10^6) \times 9.754,05 (cm^4)} \times (2 \times 355 (cm) - 332,5 (cm))$$

$$\theta = 0,0002$$

$$Flecha max_B \text{ caso 3} = Tg\theta \times 172,5 (cm) = Tg(0,0002) \times 172,5 (cm) = 0,0006 (cm)(-)$$

$$Flecha Max_A \text{ caso 3} = \frac{P \cdot b \cdot (L^2 - b^2)^{3/2}}{9 \cdot \sqrt{3} \cdot L \cdot E \cdot I_x} = \frac{3.125 (kg) \times 22,5 (cm) \times ((355 (cm))^2 - (22,5 (cm))^2)^{3/2}}{9 \times \sqrt{3} \times 355 (cm) \times (2,1 \times 10^6) \times 5.697 (cm^4)} = 0,047 (cm)(+)$$

Caso de carga 4:



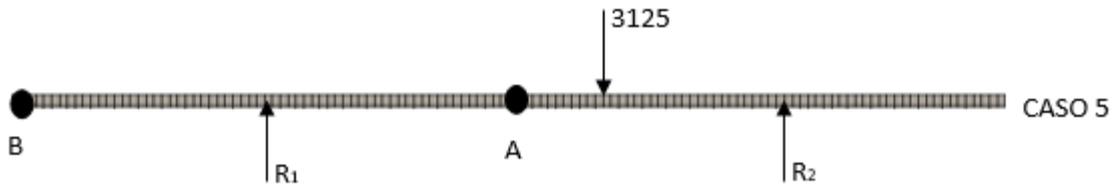
$$\theta = \frac{P \cdot a \cdot b}{6 \cdot L \cdot E \cdot I_x} \cdot (2L - b) = \frac{3.125 \text{ (kg)} \times 127,5 \text{ (cm)} \times 227,5 \text{ (cm)}}{6 \times 355 \text{ (cm)} \times (2,1 \times 10^6) \times 9.754,05 \text{ (cm}^4)} \times (2 \times 355 \text{ (cm)} - 227,5 \text{ (cm)})$$

$$\theta = 0,001$$

$$\text{Flecha max}_B \text{ caso 4} = Tg\theta \times 172,5 \text{ (cm)} = Tg(0,001) \times 172,5 \text{ (cm)} = 0,00222 \text{ (cm)}(-)$$

$$\text{Flecha Max}_A \text{ caso 4} = \frac{P \cdot b \cdot (L^2 - b^2)^{3/2}}{9 \cdot \sqrt{3} \cdot L \cdot E \cdot I_x} = \frac{3.125 \text{ (kg)} \times 127,5 \text{ (cm)} \times ((355 \text{ (cm)})^2 - (127,5 \text{ (cm)})^2)^{3/2}}{9 \times \sqrt{3} \times 355 \text{ (cm)} \times (2,1 \times 10^6) \times 5.697 \text{ (cm}^4)} = 0.218 \text{ (cm)}(+)$$

Caso de carga 5:



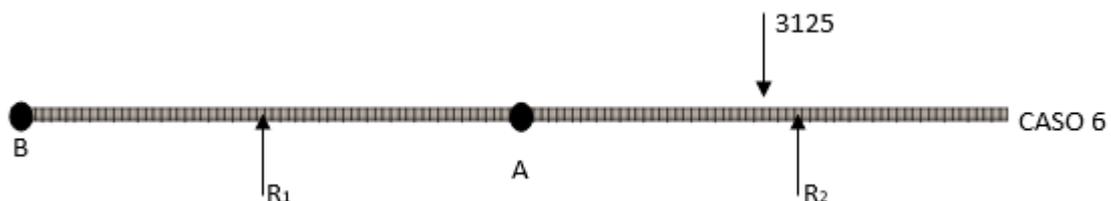
$$\theta = \frac{P \cdot a \cdot b}{6 \cdot L \cdot E \cdot I_x} \cdot (2L - b) = \frac{3.125 \text{ (kg)} \times 227,5 \text{ (cm)} \times 127,5 \text{ (cm)}}{6 \times 355 \text{ (cm)} \times (2,1 \times 10^6) \times 9.754,05 \text{ (cm}^4)} \times (2 \times 355 \text{ (cm)} - 127,55 \text{ (cm)})$$

$$\theta = 0,0012$$

$$\text{Flecha max}_B \text{ caso 5} = Tg\theta \times 172,5 \text{ (cm)} = Tg(0,0012) \times 172,5 \text{ (cm)} = 0,0026 \text{ (cm)}(-)$$

$$\text{Flecha Max}_A \text{ caso 5} = \frac{P \cdot b \cdot (L^2 - b^2)^{3/2}}{9 \cdot \sqrt{3} \cdot L \cdot E \cdot I_x} = \frac{3.125 \text{ (kg)} \times 127,5 \text{ (cm)} \times ((355 \text{ (cm)})^2 - (127,5 \text{ (cm)})^2)^{3/2}}{9 \times \sqrt{3} \times 355 \text{ (cm)} \times (2,1 \times 10^6) \times 5.697 \text{ (cm}^4)} = 0.218 \text{ (cm)}(+)$$

Caso de carga 6:



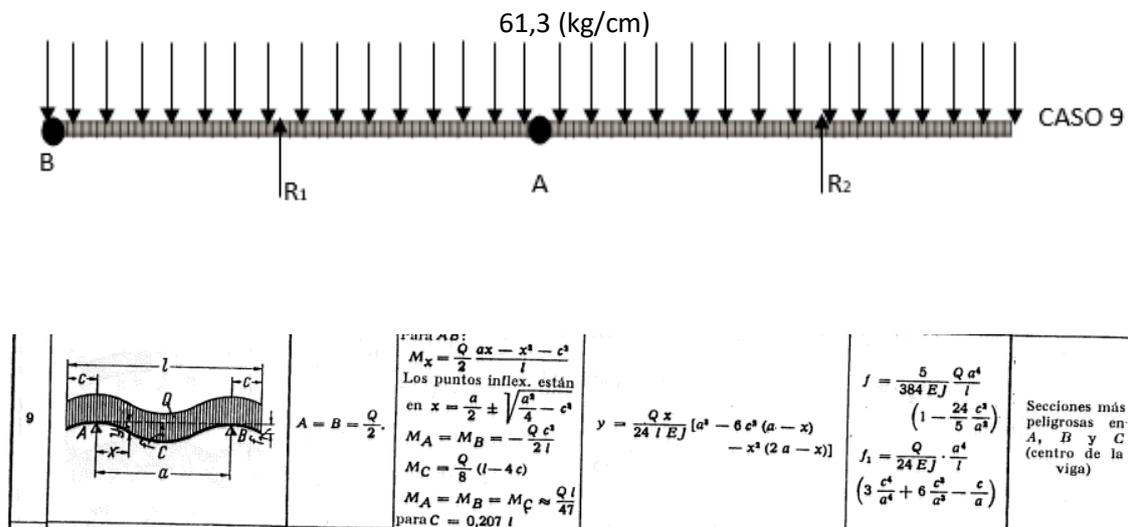
$$\theta = \frac{P \cdot a \cdot b}{6 \cdot L \cdot E \cdot I_x} \cdot (2L - b) = \frac{3.125 \text{ (kg)} \times 327,5 \text{ (cm)} \times 27,5 \text{ (cm)}}{6 \times 355 \text{ (cm)} \times (2,1 \times 10^6) \times 9.754,05 \text{ (cm}^4\text{)}} \times (2 \times 355 \text{ (cm)} - 27,5 \text{ (cm)})$$

$$\theta = 0,00044$$

$$\text{Flecha max}_B \text{ caso 6} = Tg \theta x 172,5 \text{ (cm)} = Tg (0,00044) \times 172,5 \text{ (cm)} = 0,00098 \text{ (cm)}(-)$$

$$\text{Flecha Max}_A \text{ caso 6} = \frac{P \cdot b \cdot (L^2 - b^2)^{3/2}}{9 \cdot \sqrt{3} \cdot L \cdot E \cdot I_x} = \frac{3.125 \text{ (kg)} \times 27,5 \text{ (cm)} \times ((355 \text{ (cm)})^2 - (27,5 \text{ (cm)})^2)^{3/2}}{9 \times \sqrt{3} \times 355 \text{ (cm)} \times (2,1 \times 10^6) \times 5.697 \text{ (cm}^4\text{)}} = 0.057 \text{ (cm)}(+)$$

Caso de carga 9:



$$\text{Flecha max}_B \text{ caso 9} = \frac{Q}{24 \cdot E \cdot I_x} \times \frac{a^4}{l} \times \left( 3 \frac{c^4}{a^4} + 6 \frac{c^3}{a^3} - \frac{c}{a} \right)$$

$$\text{Flecha max}_B \text{ caso 9} = \frac{0,613 \text{ (kg/cm)}}{24 \cdot (2,1 \times 10^6) \cdot 9.754,05 \text{ (cm}^4\text{)}} \times \frac{(355 \text{ (cm)})^4}{700 \text{ (cm)}} \times \left( 3 \frac{(172,5 \text{ (cm)})^4}{(355 \text{ (cm)})^4} + 6 \frac{(172,5 \text{ (cm)})^3}{(355 \text{ (cm)})^3} - \frac{172,5 \text{ (cm)}}{355 \text{ (cm)}} \right)$$

$$\text{Flecha max}_B \text{ caso 9} = 0,00001 \text{ (cm)}(+)$$

$$\text{Flecha max}_A \text{ caso 9} = \frac{5}{384 \cdot E \cdot I_x} \times \frac{Q \cdot a^4}{l} \left( 1 - \frac{25}{5} \times \frac{c^2}{a^2} \right) =$$

$$= \frac{5}{384 \cdot (2,1 \times 10^6) \cdot 5.697 \text{ (cm}^4\text{)}} \times \frac{0,613 \text{ (kg/cm)} \times (355 \text{ (cm)})^4}{700 \text{ (cm)}} \times \left( 1 - \frac{25}{5} \times \frac{(172,5 \text{ (cm)})^2}{(355 \text{ (cm)})^2} \right) = 0,0000027 \text{ (cm)}(-)$$

Sumatoria de flechas:

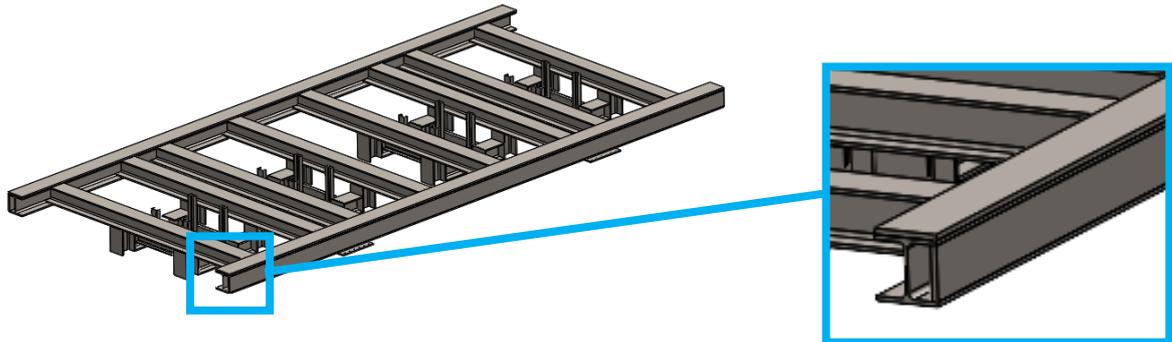
$$\text{Flecha max}_B = \sum \text{flechas} = 0.177 + 0.0085 + 0,00001 - (0.035 + 0.156 + 0.0006 + 0.00222 + 0.0026 + 0.00098)$$

$$\text{Flecha max}_B = 0.01189 \text{ (cm)}(-)$$

$$Flecha\ max_A = \sum flechas = (0,047(cm) + 0,218(cm) + 0,218(cm) + 0,057(cm)) - (0,258(cm) + 0,0475(cm) + 0,0475(cm) + 0,258(cm) + 0,0000027 (cm))$$

$$Flecha\ max_A = 0,071(cm)(-)$$

Por lo anteriormente demostrado, se observa que las deformaciones máximas obtenidas no superan el valor ya indicado más arriba, por lo tanto, se concluyen resultados satisfactorios.



Por otro lado, como las cargas de 3.125 (kg) se encuentran distribuidas a ambos lados de cada rueda, es de esperar que la verificación de deformaciones no sea la más crítica dado que las cargas de un lado equilibran las deformaciones por las del otro lado de la rueda.

En el siguiente punto se realiza el análisis sobre cuál es la máxima carga que soporta el carro si una carga puntual, como lo es una virola corta, solo apoya en los brazos centrales. Para este análisis se supone un servicio manual, ya que la carga es menor y por lo tanto, la flecha máxima admisible será  $L(cm)/500$  considerando:

- Servicio pesado = 24.000 (Kg) a 50.000 (Kg)
- Servicio manual = 0 (Kg) a 24.000 (Kg)

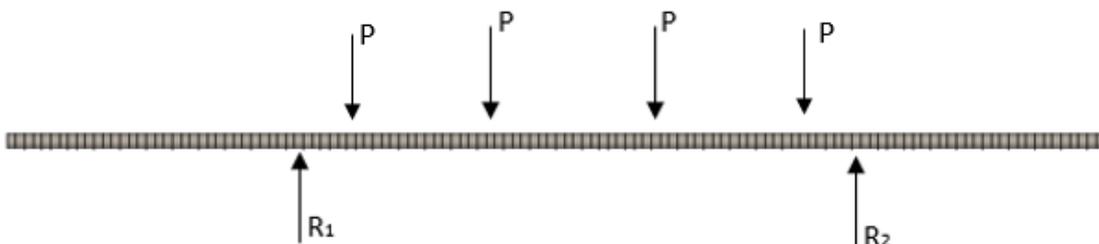


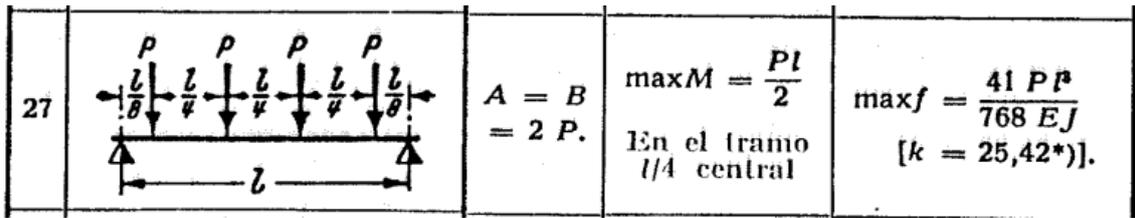
La flecha admisible depende del tipo de servicio

$$\text{Servicio pesado } f_{ADM} = \frac{L}{1000} = \frac{500\text{ cm}}{1000} = 0,50\text{ cm}$$

$$\text{Servicio mediano } f_{ADM} = \frac{L}{750} = \frac{500\text{ cm}}{750} = 0,67\text{ cm}$$

$$\text{Servicio manual } f_{ADM} = \frac{L}{500} = \frac{500\text{ cm}}{500} = 1,00\text{ cm}$$





$$\text{Flecha Max} = \frac{L(\text{cm})}{500} = 0,71 (\text{cm})$$

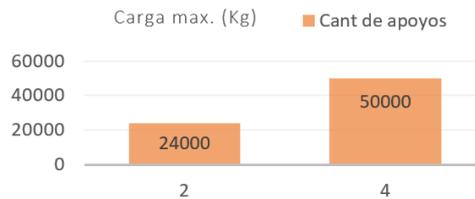
$$0,71 (\text{cm}) = \frac{41 P \cdot l^2}{768 \cdot E \cdot I_x} = \frac{41 \times P (\text{Kg}) \times 355^3 (\text{cm})}{768 \times (2,1 \times 10^6) \times 9.754,05 (\text{cm})^4}$$

$$P = 6.089,12 (\text{Kg})$$

$$\text{Carga max.} = 6.089,12 (\text{kg}) \times 4 = 24.356,5 (\text{kg})$$

De esta manera se concluye que la máxima carga que soporta el carro con el caso de carga indicado es de 24.356,5 (kg), considerando la máxima deformación permitida para servicios manual (Las cargas siempre deberán estar centradas respecto a los apoyos (brazos)).

Cantidad de apoyos	Carga (Kg)
2	24000
4	50000



## 5.2 VERIFICACIÓN A TRAVÉS DEL MÉTODO DE ELEMENTOS FINITOS (FEA)

Una vez realizados todos los cálculos de manera manual, se constituye digitalmente el esqueleto en cuestión según los perfiles obtenidos. Se procede a la verificación de los cálculos al través de FEA.

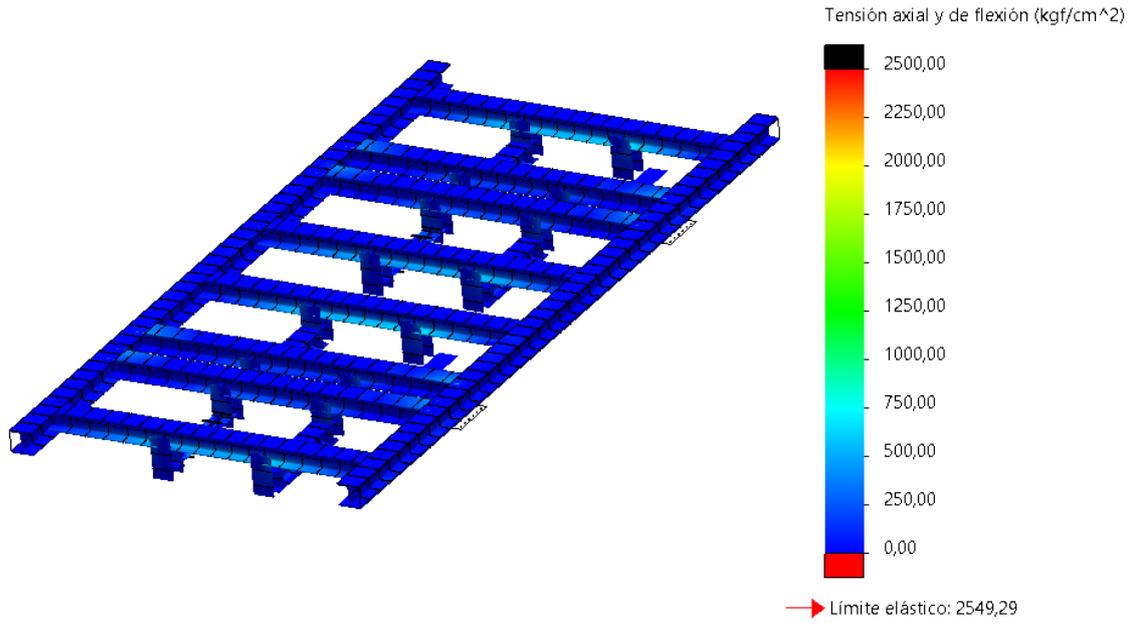
Por otro lado, se solicita al programa que realice un mallado a través de “Elementos de vigas”, para de esa manera poder evitar errores de mallado debido a los espesores bajos y reducir los tiempos de cálculo.

La aplicación de la carga se da en los apoyos y se trata de 50.000 (kg) distribuidos en los cuatro mencionados. También se tiene en cuenta el peso propio de la estructura.

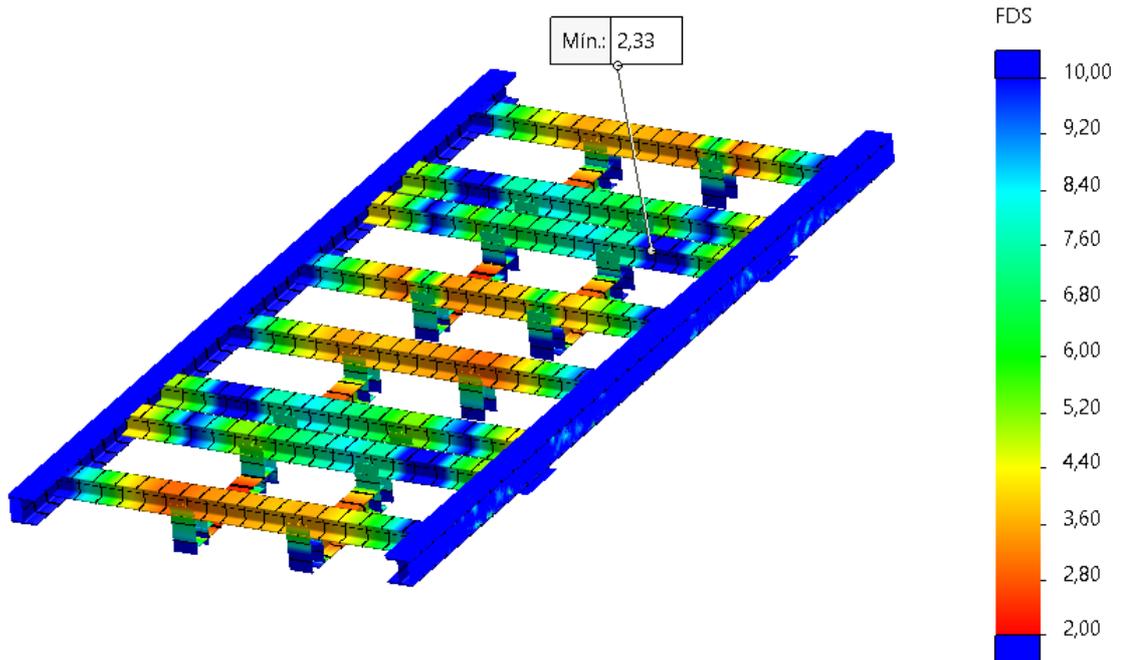
Todos los contactos entre vigas corresponden a una “Unión rígida”, para la cual el software interpreta que la unión entre las piezas supone una continuidad de material, sin tensiones de aplastamiento.

Finalmente se destaca que el programa tiene en cuenta todos los esfuerzos (Flexión y Torsión), por tanto, los resultados obtenidos pueden fluctuar del caso anterior en el que solo se consideraban esfuerzos de flexión.

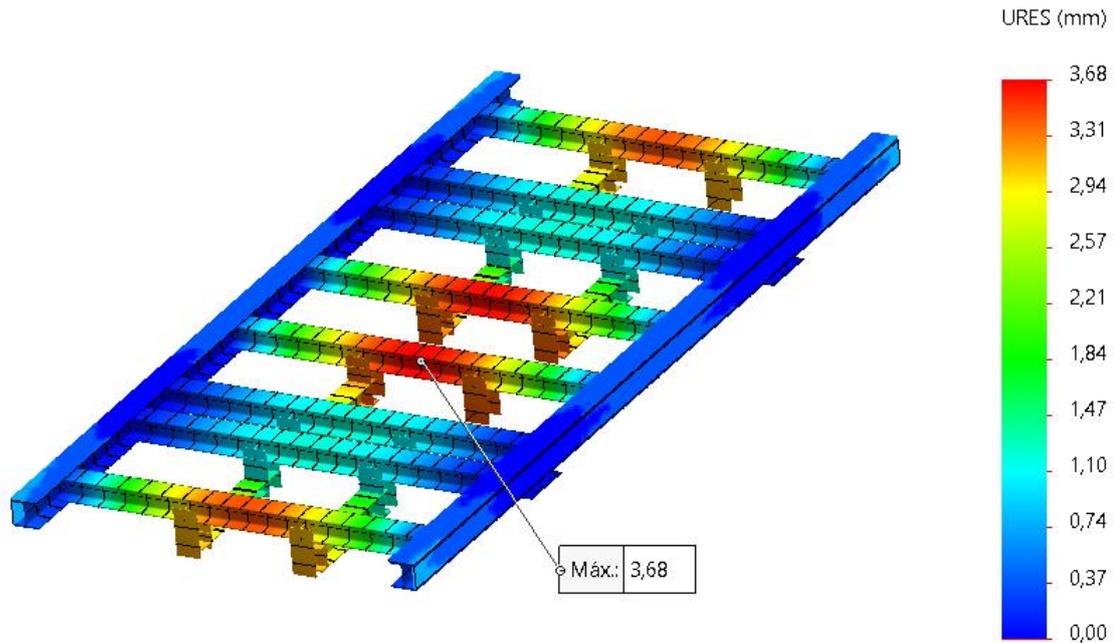
Las sujeciones se llevan a cabo a través de las placas de apoyo de las testeras donde, en los cálculos anteriores se los consideró como puntuales.



Trazado de Tensiones de Axiales y Torsión



Trazado de Factor de seguridad (FDS) – FDS mínimo encontrado: 2,3



Trazado de deformación – Deformación máxima encontrada: 3,68 (mm)

Como se aprecia en la primera imagen, en ningún punto se supera el valor de fluencia del material. Además de ello se destaca que el esquema de colores responde a una simetría, lo que implica que los datos fueron asignados correctamente.

Por otra parte, en la segunda imagen, se observa que el menor factor de seguridad corresponde a 2,3, lo que implica cierta concordancia con los cálculos realizados de manera manual.

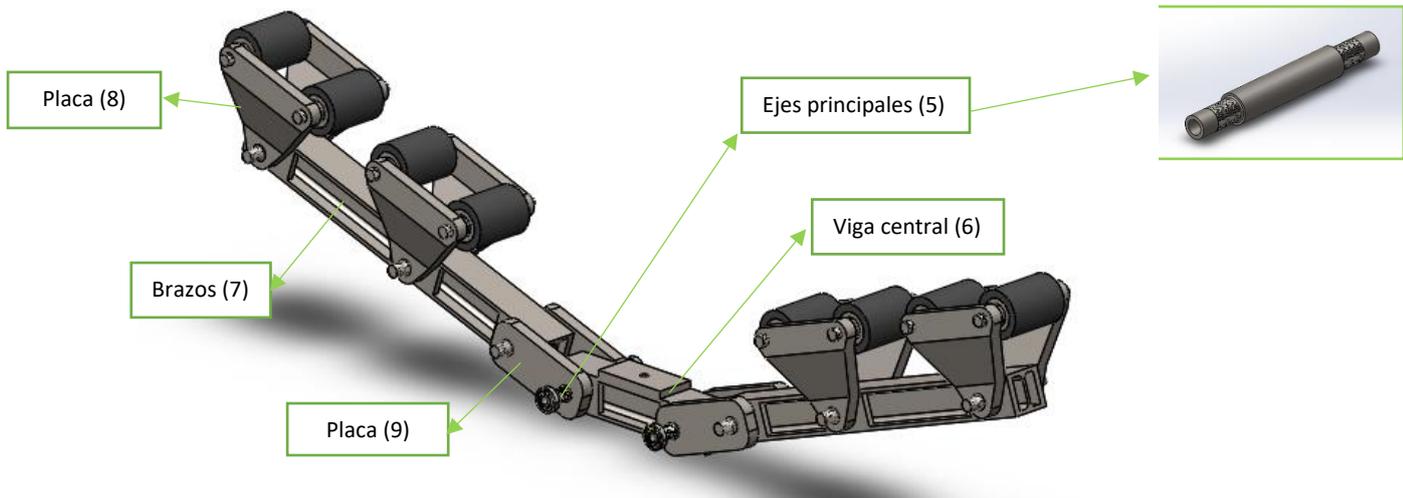
### 5.3 CONCLUSIONES DE CÁLCULOS DESARROLLADOS

Dado los cálculos llevados a cabo, es aceptable considerar que los FDS obtenidos por cada método no son análogos ya que por el método manual las tensiones obtenidas parten de Tensiones principales netas, mientras que a través del método FEA se aplican tensiones en todas direcciones donde, además, se considera la interacción entre vigas.

Por tanto, se concluye que, al aplicar ambos métodos, se obtienen resultados convergentes de acuerdo a la actuación de cada uno de ellos.

## 6 CALCULO ESTRUCTURA BRAZOS ARTICULADOS

En este punto se detallan todos los cálculos correspondientes a los brazos articulados del carro propiamente dicho.



Manteniendo la misma metodología, se realizan dos cálculos: el primero de ellos corresponde al cálculo de manera manual tanto para las vigas como para los ejes, rodillos y placas. Esto se lleva a cabo en cada elemento para lograr resultados conservadores. Finalmente, se realiza una verificación a través del método de elementos finitos, pero en este caso, se realiza sobre el conjunto armado.

Por otro lado, el carro soporta una carga máxima de 50.000 (kg), la cual es repartida en los 4 puntos de apoyos de la viga central. A su vez, cuenta con una serie de piezas que permite trabajar con virolas el auto centrado de las mismas. Estas piezas poseen movimiento gracias a la vinculación por medio de ejes.

El material de los perfiles y placas corresponde a un acero SA36, cuyos datos son tomados de "ASME II Parte "A" Ed. 2021.

$$\sigma_{fluencia SA36} = 250 \text{ (mPa)} \text{ (temperatura ambiente: } 25^{\circ}\text{C)}$$

$$\text{Módulo de elasticidad} = 210.000 \text{ (mPa)} \text{ (Temperatura ambiente: } 25^{\circ}\text{C)}$$

$$\text{Enlongación mínima (para espesores hasta 50mm)} = 21\%$$

Por otra parte, el material para los ejes corresponde a un acero IRAM1045. Según "Aceros para la construcción mecánica de IRAM IAS U500-600" se obtiene:

$$\sigma_{fluencia IRAM 1045} = 360 \text{ (mPa)} \text{ (temperatura ambiente: } 25^{\circ}\text{C)}$$

$$\text{Módulo de elasticidad} = 210.000 \text{ (mPa)} \text{ (Temperatura ambiente: } 25^{\circ}\text{C)}$$

$$\text{Enlongación mínima} = 23\%$$

Finalmente, el material utilizado para los bujes y separadores es un acero SA106 GRADO B (Caño 1 1/2" SCH40) cuyos datos son tomados, nuevamente, de "ASME II Parte "A" Ed. 2021.

$$\sigma_{fluencia ASTM A106 GrB} = 240 \text{ (mPa)} \text{ (temperatura ambiente: } 25^{\circ}\text{C)}$$

$$\text{Módulo de elasticidad} = 210.000 \text{ (mPa)} \text{ (Temperatura ambiente: } 25^{\circ}\text{C)}$$

*Enlongación mínima (para espesores hasta 50mm) = 25%*

## 6.1 CÁLCULO DE VIGAS UNITARIAS

### 6.1.1 EJES PRINCIPALES (5)

El diseño del eje principal se obtiene de la idea de conectar la viga principal junto a la placa (9) y a su vez generar un alojamiento para la colocación de un rodamiento guía que permita que la viga principal solo tenga un grado de libertad.



Los esfuerzos del eje mencionado corresponden a las cargas máximas proporcionadas por el elemento a cargar, transmitidas por el alma del perfil y los refuerzos laterales de la viga.

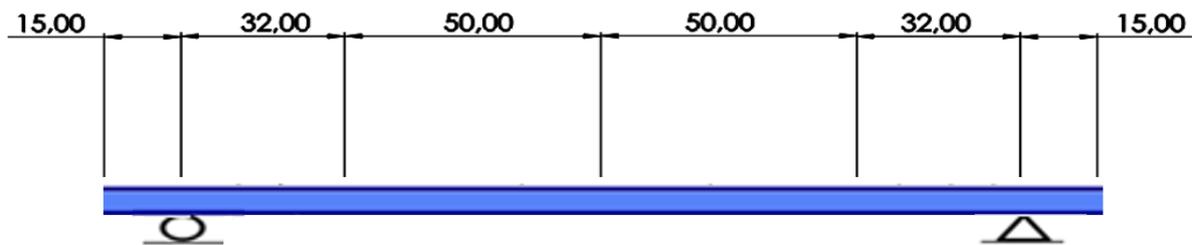


Diagrama de cuerpo libre

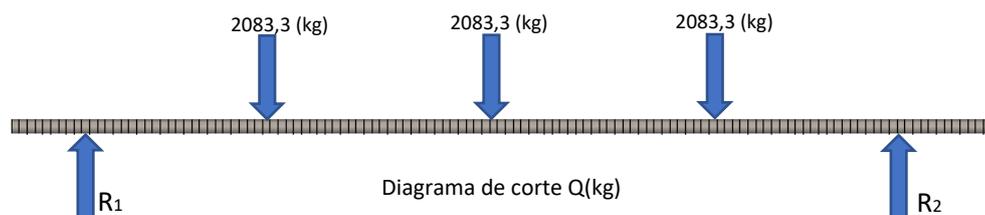


Diagrama de corte Q(kg)

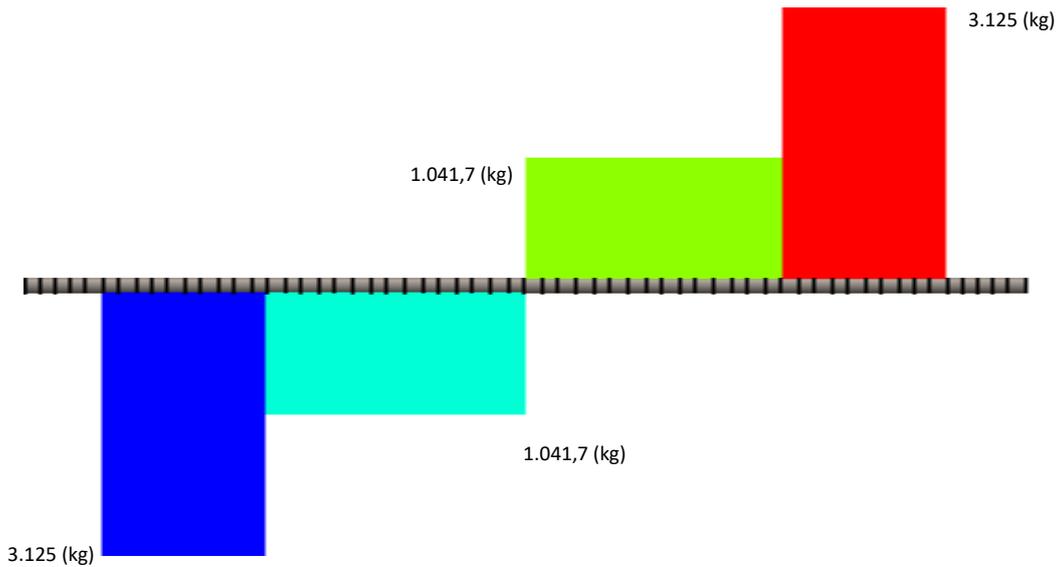


Diagrama de corte (kg)

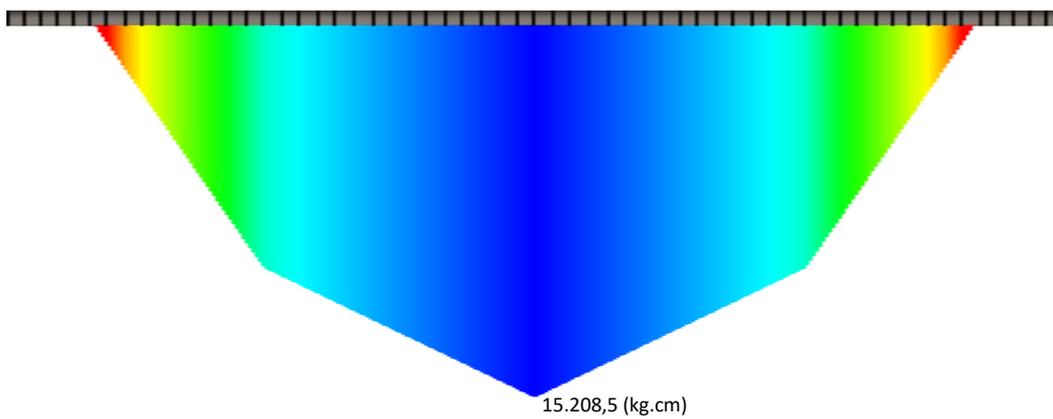


Diagrama de momento Flector (kg.cm)

$$\sum F_x = 0$$

$$\sum F_y = 0 = R_1 + R_2 - 2.083,3 (kg) - 2.083,3 (kg) - 2.083,3 (kg)$$

$$\sum M_1 = 0 = (2.083,3 (kg) \cdot 3,2 (cm)) + (2.083,3 (kg) \cdot 8,2 (cm)) + (2.083,3 (kg) \cdot 13,2 (cm)) - (R_2 \cdot 16,4 (cm))$$

$$\rightarrow R_2 = 3.125 (kg) \quad \rightarrow R_1 = 3.125 (kg)$$

$$M_{f_{max}} = (3.125 (kg) \cdot 8,2 (cm)) - (2.083,3 (kg) \cdot 5 (cm)) = 15.208,5 (kg \cdot cm)$$

$$\sigma_{m\acute{a}x} = \frac{M_{m\acute{a}x}}{W_x} = \frac{15.208,5 (kg \cdot cm)}{\frac{\pi \cdot (4(cm))^3}{32}} = 2.420,5 (kg/cm^2)$$

$$\sigma_{adm} = \frac{\sigma_{fl\ IRAM1045}}{N} = \frac{3.800 \text{ (kg/cm}^2\text{)}}{1,5} = 2.533 \text{ (kg/cm}^2\text{)}$$

$$\sigma_{m\acute{a}x} < \sigma_{adm} \rightarrow \textit{Verifica}$$

Con estos datos, se procede al cálculo de diámetro requerido:

$$\tau_{fl} = \frac{3.800 \text{ (kg/cm}^2\text{)}}{\sqrt{3}} = 2.193,9 \text{ (kg/cm}^2\text{)}$$

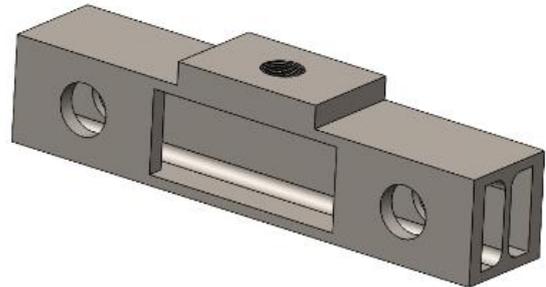
$$\tau_{adm} = \frac{\tau_{fl}}{N} = \frac{1.462,6 \text{ (kg/cm}^2\text{)}}{1,5} = 975,1 \text{ (kg/cm}^2\text{)}$$

$$975,1 \text{ (kg/cm}^2\text{)} = \frac{3.125 \text{ (kg)}}{\pi \cdot r^2} \rightarrow r = 1 \text{ (cm)} \rightarrow \varnothing = 2 \text{ (cm)} \rightarrow \textit{Verifica}$$

### 6.1.2 CÁLCULO DE VIGA PRINCIPAL (6)

La viga principal está diseñada a partir de un perfil comercial con la unión de refuerzos.

Un modelo de refuerzos es el que permite realizar el cierre en los extremos para generar un mejor alojamiento del eje principal, ubicándose en forma paralela al alma del perfil. El otro tipo de cierre se ubica sobre el ala, permitiendo aumentar el espesor para generar un vaciado con rosca para la colocación del dispositivo móvil.



Para el cálculo de resistencia de esta viga no se tiene en cuenta los refuerzos laterales ubicados de tal manera que ayudan al posicionamiento de los ejes logrando, además, resultados más conservadores.

La verificación por deformación no es necesaria debido a las relaciones geométricas presentes en el diseño.

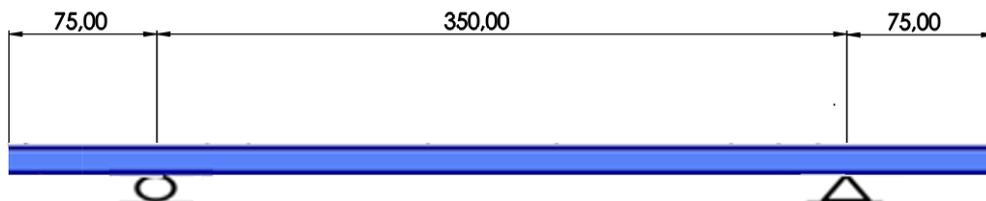
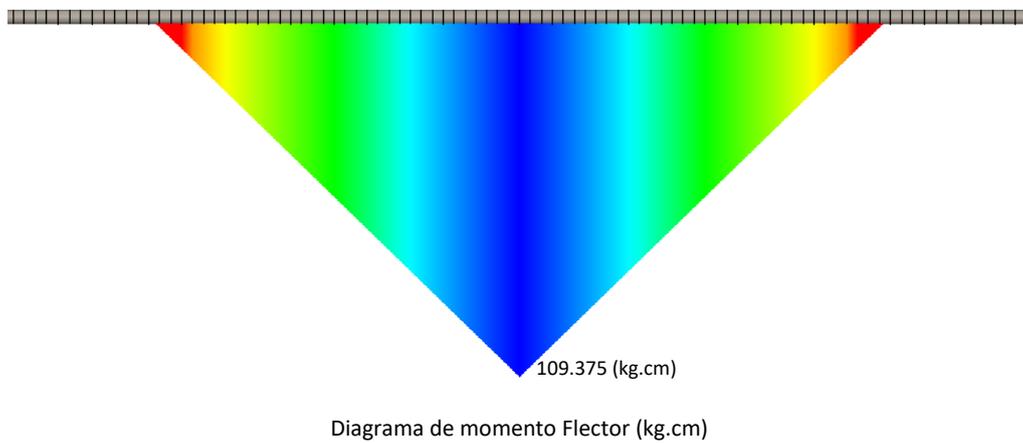
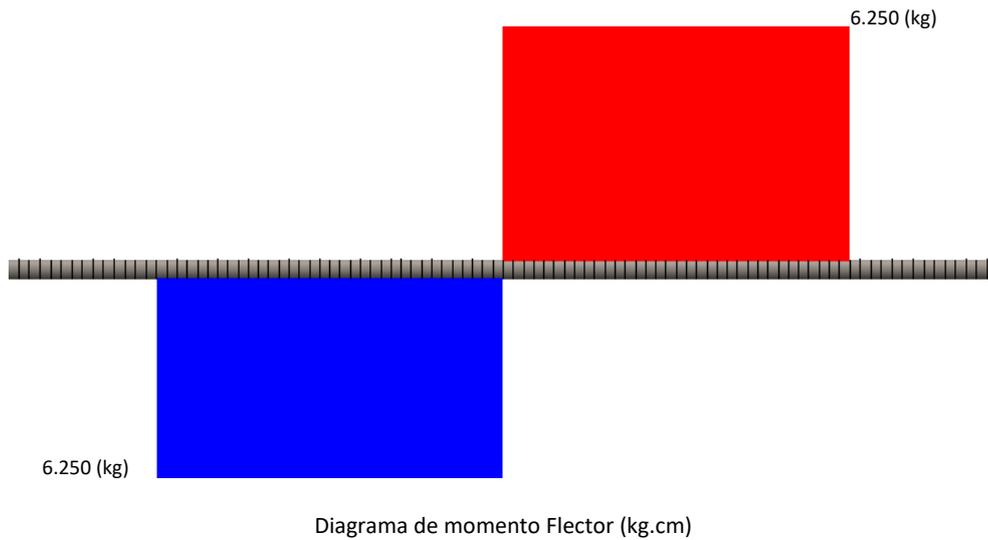
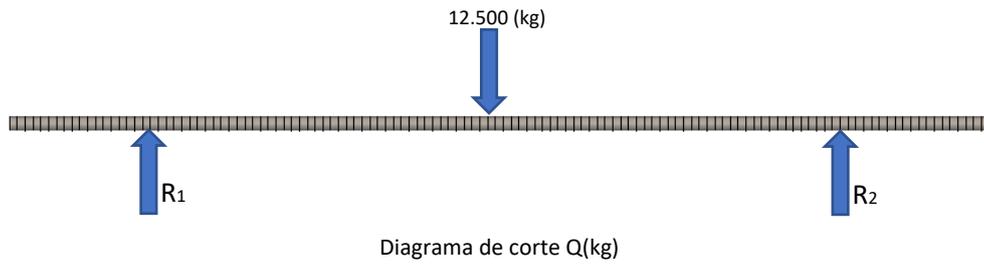


Diagrama de cuerpo libre



$$\sum F_x = 0$$

$$\sum F_y = 0 = R_1 + R_2 - 12.500 \text{ (kg)}$$

$$\sum M_1 = 0 = (12.500 \text{ (kg)} \cdot 17,5 \text{ (cm)}) - (R_2 \cdot 35 \text{ (cm)})$$

$$\rightarrow R_2 = 6.250 \text{ (kg)} \quad \rightarrow R_1 = 6.250 \text{ (kg)}$$

$$M_{fmax} = (6.250 \text{ (kg)} \cdot 17,5 \text{ (cm)}) = 109.375 \text{ (kg} \cdot \text{cm)}$$

$$\sigma_{m\acute{a}x} = \frac{M_{m\acute{a}x}}{W_x} = \frac{109.375 \text{ (kg} \cdot \text{cm)}}{90 \text{ (cm}^3\text{)}} = 1.215,27 \text{ (kg/cm}^2\text{)}$$

$$\sigma_{adm} = \frac{\sigma_{fl \text{ IRAM1010}}}{N} = \frac{2.550 \text{ (kg/cm}^2\text{)}}{1,5} = 1.700 \text{ (kg/cm}^2\text{)}$$

$$\sigma_{m\acute{a}x} < \sigma_{adm} \rightarrow \text{Verifica}$$

$$\tau_{fl} = \frac{2.550 \text{ (kg/cm}^2\text{)}}{\sqrt{3}} = 1.472,2 \text{ (kg/cm}^2\text{)}$$

$$\tau_{adm} = \frac{\tau_{fl}}{N} = \frac{1.472,2 \text{ (kg/cm}^2\text{)}}{1,5} = 981,5 \text{ (kg/cm}^2\text{)}$$

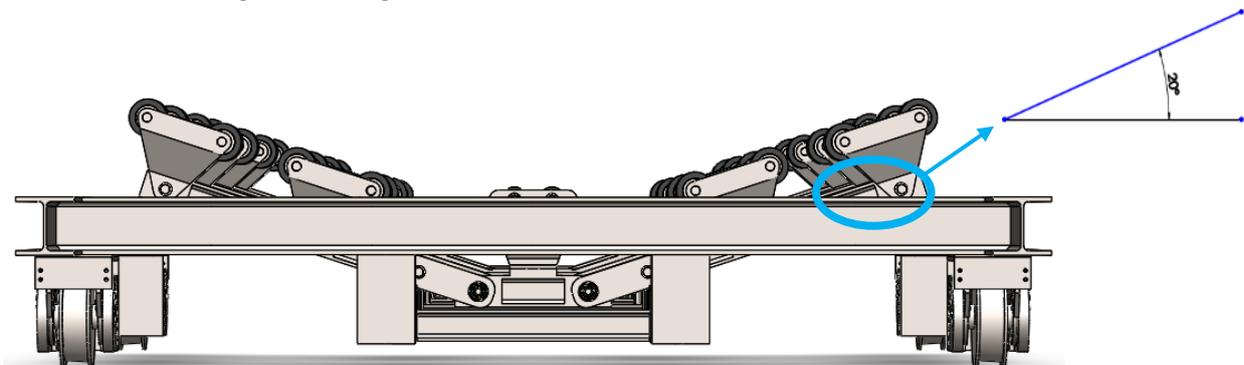
$$\tau_{max} = \frac{Q}{W} = \frac{12.500 \text{ (kg)}}{26 \text{ (cm}^2\text{)}} = 480,77 \text{ (kg/cm}^2\text{)}$$

$$\tau_{max} < \tau_{adm} \rightarrow \text{Verifica}$$

### 6.1.3 CÁLCULO DE BRAZO (7)

El objetivo del brazo es alinear y sostener las virolas aprovechando los efectos de la gravedad. Es una solución ideal para condiciones en las que el diámetro varía según proyecto y trabajo a realizar. Se pueden utilizar para piezas circulares como tanques, contenedores presurizados, tuberías de torres, calderas, etc. Estos brazos son capaces de ajustar automáticamente amplios rangos de diámetro.

Para realizar el cálculo de los mismos, se considera la situación más desfavorable, donde dicha condición se da una vez apoyada la pieza sobre el dispositivo logrando un ángulo de 20° que se obtiene a partir de la proyección de los ejes de dicho carro con respecto al brazo, como se puede observar en la siguiente imagen.



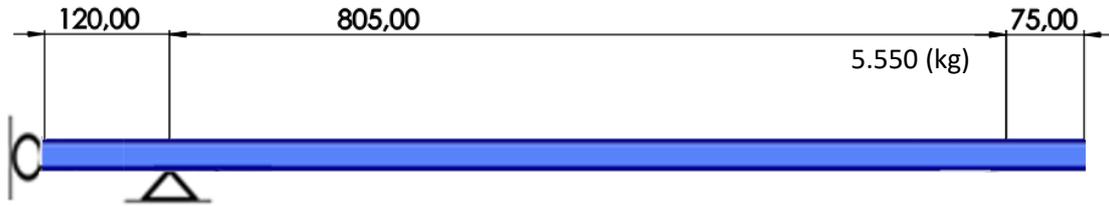


Diagrama de cuerpo libre

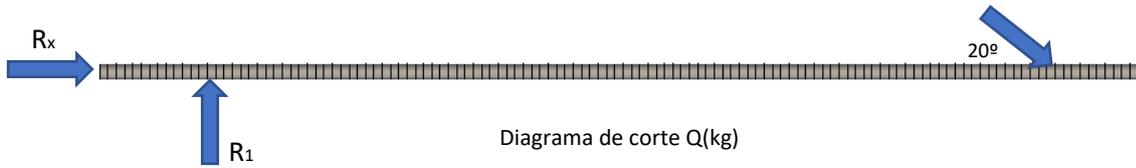


Diagrama de corte Q(kg)

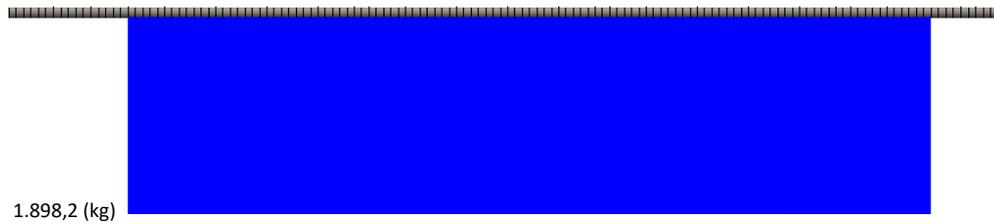


Diagrama de corte (kg)

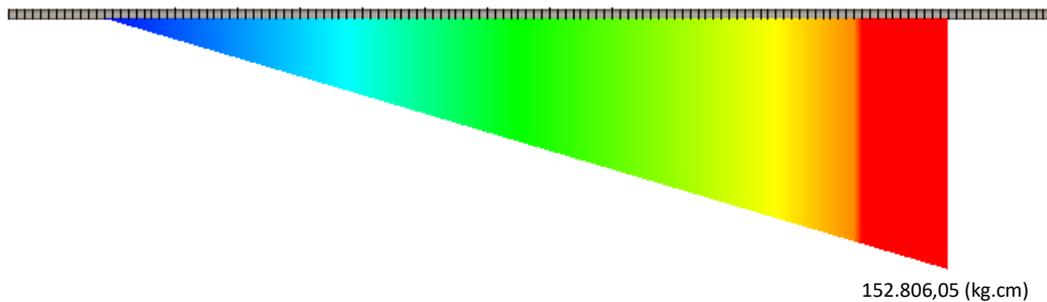


Diagrama de momento Flector (kg.cm)

$$\sum F_x = 0 = R_x - R_2 \rightarrow R_x = 5.212,3 \text{ (kg)}$$

$$\sum F_y = 0 = R_1 - 1.898,2 \text{ (kg)} \rightarrow R_1 = 1.898,2 \text{ (kg)}$$

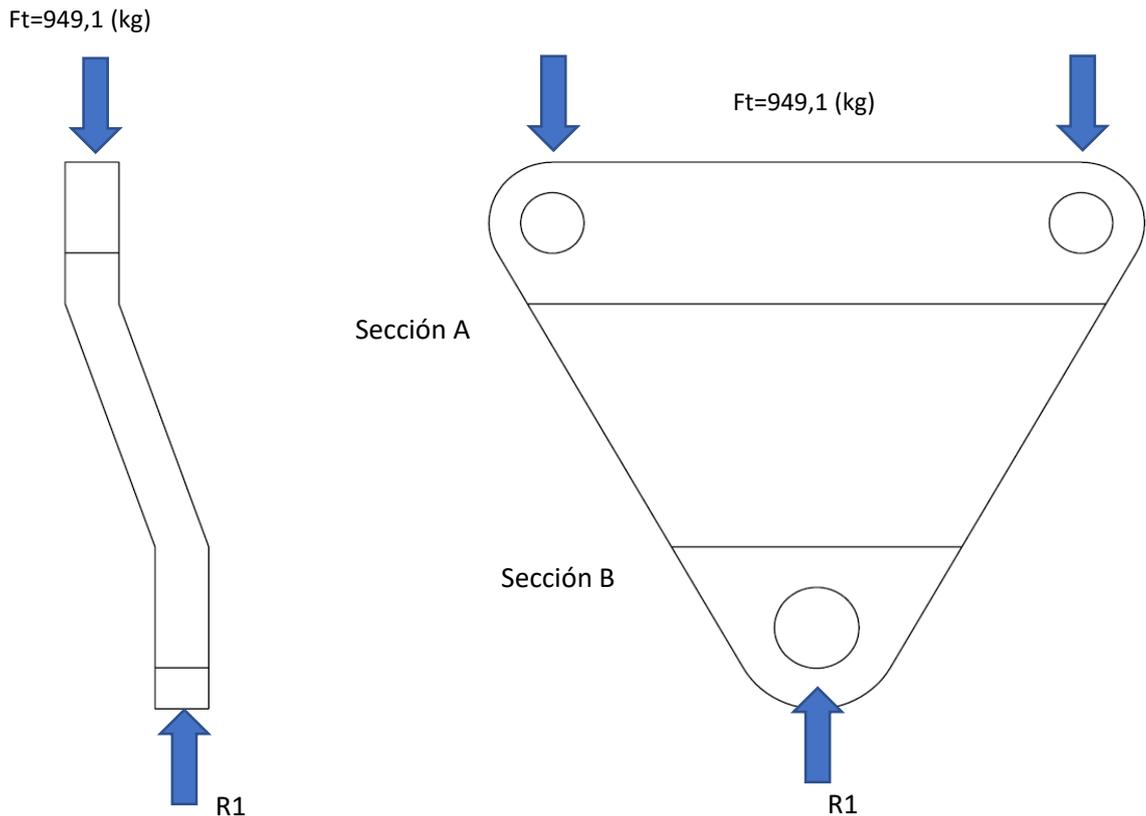
$$M_{f_{max}} = (1.898,2 \text{ (kg)}) \cdot 80,5 \text{ (cm)} = 152.806,05 \text{ (kg.cm)}$$

$$\sigma_{m\acute{a}x} = \frac{M_{m\acute{a}x}}{W_{x_{HEB100}}} = \frac{152.806,05 \text{ (kg.cm)}}{90 \text{ (cm}^3\text{)}} = 1.697,85 \text{ (kg/cm}^2\text{)}$$

$$\sigma_{adm} = \frac{\sigma_{fl IRAM1010}}{N} = \frac{2.550 \text{ (kg/cm}^2\text{)}}{1,5} = 1.700 \text{ (kg/cm}^2\text{)}$$

$$\sigma_{m\acute{a}x} < \sigma_{adm} \rightarrow \text{Verifica}$$

#### 6.1.4 CALCULO PLACA (8)



$$\sum F_y = 0 = R_1 - 949,1 \text{ (kg)} \rightarrow R_1 = 949,1 \text{ (kg)}$$

$$\sum M_1 = 0 = (-949,1 \text{ (kg)} \cdot 6,8 \text{ (cm)}) + (R_2 \cdot 23 \text{ (cm)})$$

$$\rightarrow R_2 = 280,6 \text{ (kg)}$$

$$M_{f_{max/x}} = (949,1 \text{ (kg)} \cdot 6,8 \text{ (cm)}) = 6.453,88 \text{ (kg} \cdot \text{cm)}$$

$$M_{f_{max/y}} = (280,6 \text{ (kg)} \cdot 19 \text{ (cm)}) = 5.331,4 \text{ (kg} \cdot \text{cm)}$$

$$\sigma_{m\acute{a}x} = \frac{M_{max_x}}{I_{xg}} \times Y = \frac{5.331,4 \text{ (kg} \cdot \text{cm)}}{\frac{13,74 \times 2,54^3}{12} \text{ (cm}^3\text{)}} \times \frac{13,74}{2} = 2.363,04 \text{ (kg/cm}^2\text{)}$$

$$\sigma_{m\acute{a}x} = \frac{M_{max_y}}{I_{yg}} \times Y = \frac{6.453,88 \text{ (kg} \cdot \text{cm)}}{\frac{13,74 \times 2,54^3}{12} \text{ (cm}^3\text{)}} \times \frac{2,54}{2} = 360 \text{ (kg/cm}^2\text{)}$$

$$\sigma_{adm} = \frac{\sigma_{fLIRAM 1045}}{N} = \frac{3.600 \left(\frac{kg}{cm^2}\right)}{1,5} = 2.400 \left(\frac{kg}{cm^2}\right)$$

$$\sigma_{m\acute{a}x} < \sigma_{adm} \rightarrow Verifica$$

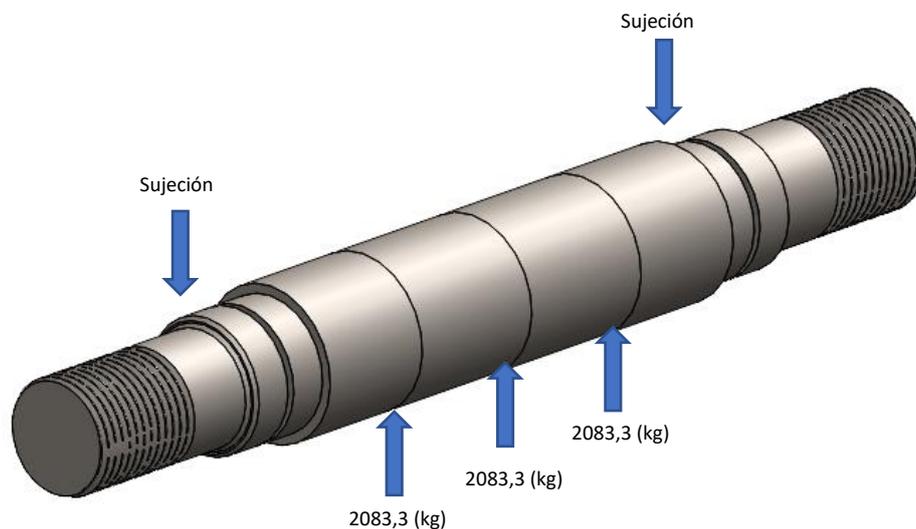
El cálculo se realiza en la sección 2-2 donde esta es mínima y por ende las tensiones son mayores.

## 6.2 CÁLCULOS A TRAVÉS DEL MÉTODO DE ELEMENTOS FINITOS (FEA)

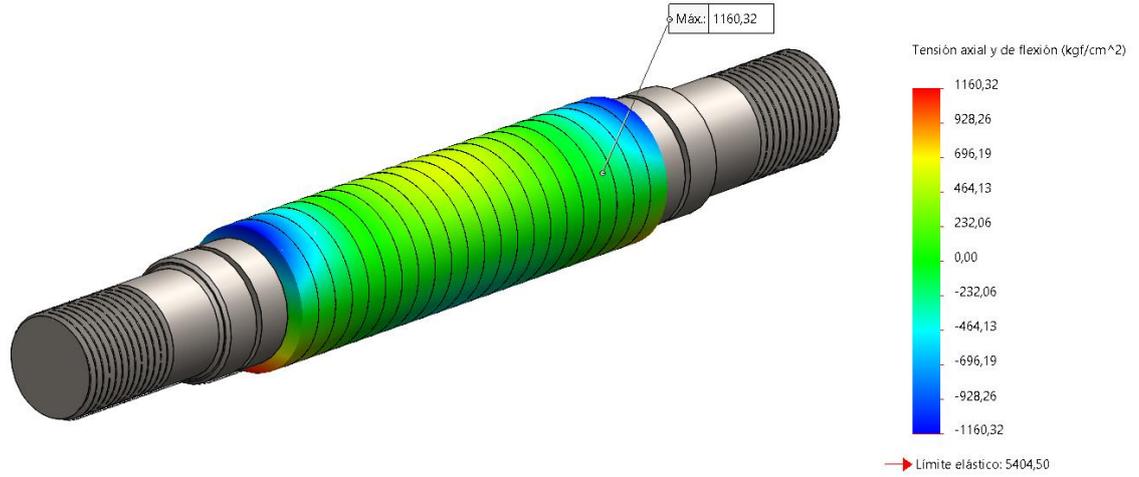
Como consideración, en los siguientes cálculos todos los elementos son considerados como “vigas” según el software de resolución, de esa manera no es necesario definir un mallado específico.

### 6.2.1 CÁLCULO DE EJE PRINCIPAL (5)

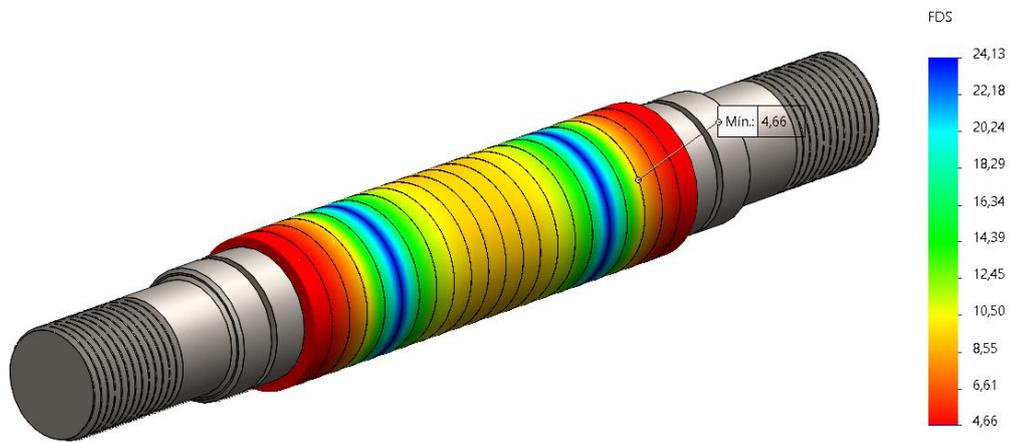
Se procede al modelado del eje en su condición de provisión dada las dimensiones de placas soportes. En ello se procede al control y verificación del mismo sin considerar el roscado dado que se encuentra fuera de zona de estudio. Como se aprecia en los resultados, el elemento refleja una situación aprobatoria con valores de FDS superiores a 4 (cuatro).



Modelado de eje principal y aplicación de esfuerzos

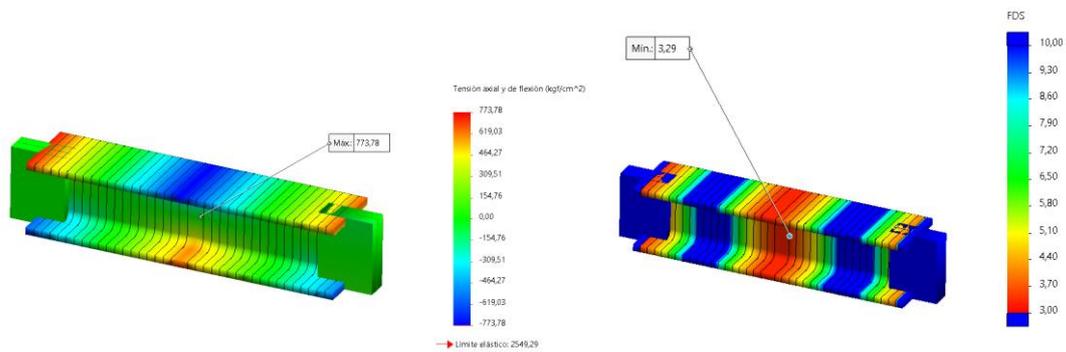


Trazado de Tensiones axiales y flexiones



Trazado de Factor de seguridad

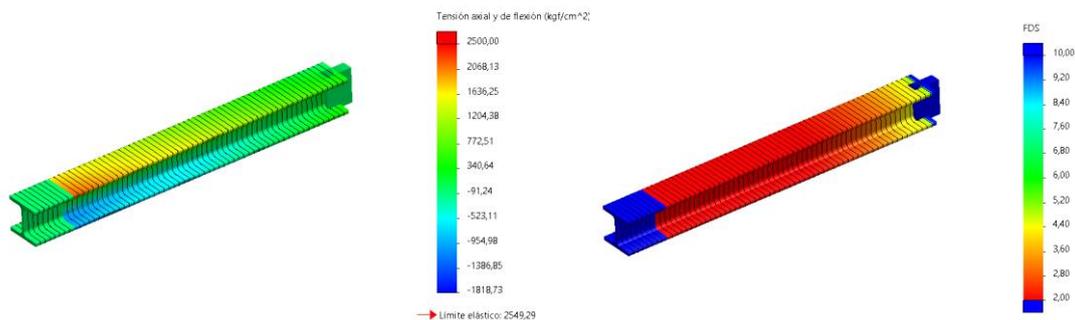
### 6.2.2 CÁLCULO DE VIGA PRINCIPAL (6)



Trazado de Tensiones axiales y flexiones

Trazado de FDS

### 6.2.3 CÁLCULO DE BRAZO (7)



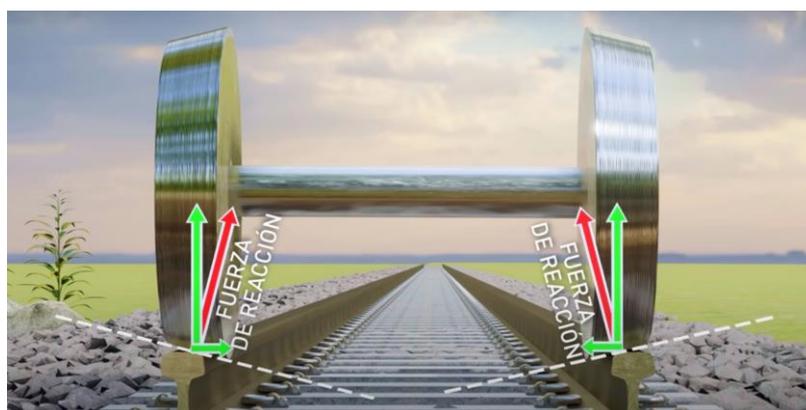
Trazado de Tensiones axiales y flexiones

Trazado de FDS

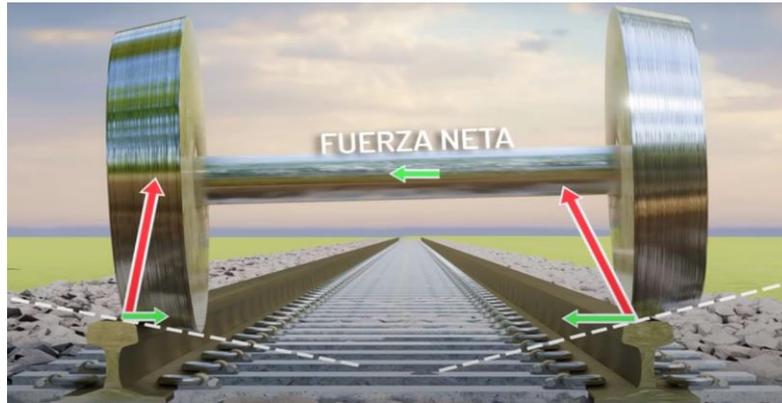
## 7 CALCULO ESTRUCTURAL DE PUNTA DE TESTERA

### 7.1 INTRODUCCIÓN

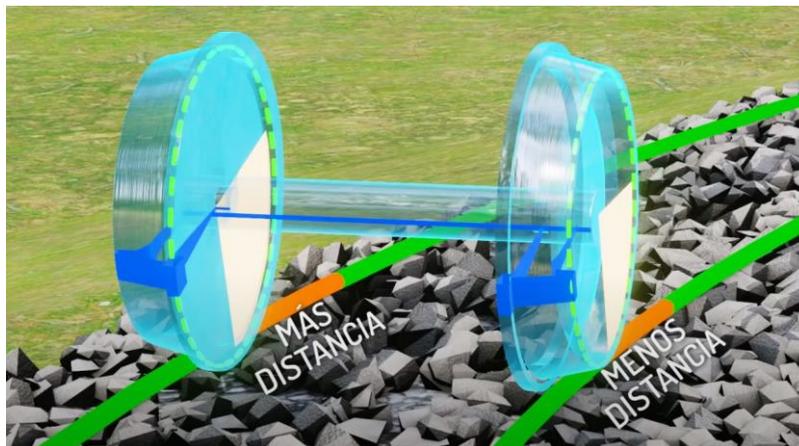
Para este caso, se utilizan ruedas torneadas cónicas con un ángulo de pendiente de 4° respecto a la horizontal. El motivo de dicha elección se da debido a que, dada su forma, ofrece varias ventajas con respecto a ruedas planas; dentro de las mismas, las más importantes son la capacidad de autocentrante y la posibilidad de giro o absorción de desalineación. La primera ello se da ya que las fuerzas resultantes siempre serán perpendiculares a las superficies del cono (línea roja), al descomponer estas fuerzas es notable que las componentes horizontales se anulan entre sí:



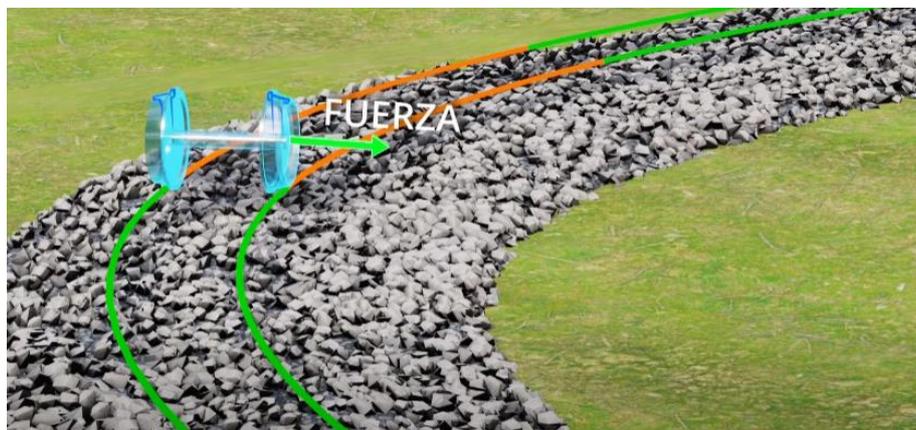
Si por algún motivo, el carro se desplaza hacia un lado, las fuerzas normales también lo hacen ya que varía el ángulo de contacto del cono. Al hacer un análisis de fuerzas en la dirección indicada, se observa que una de las fuerzas horizontales tiende a crecer y ser mayor que la otra, provocando una fuerza resultante (Fuerza Neta en la imagen) que tiende a desplazar las ruedas al a la dirección contrario (centro de rieles) provocando que las mismas se centren nuevamente hasta compensar y anular las componentes horizontales nuevamente:



La segunda ventaja mencionada, está proporcionada ya que esta geometría permite que el carro pueda circular en rieles curvos, es decir, permite el desplazamiento en curvas suaves sin la necesidad de colocar un sistema diferencial. Se sabe que cuando dos ruedas que comparte un eje se dirigen por un camino curvo, una de ellas tiene un recorrido superior a la otra:



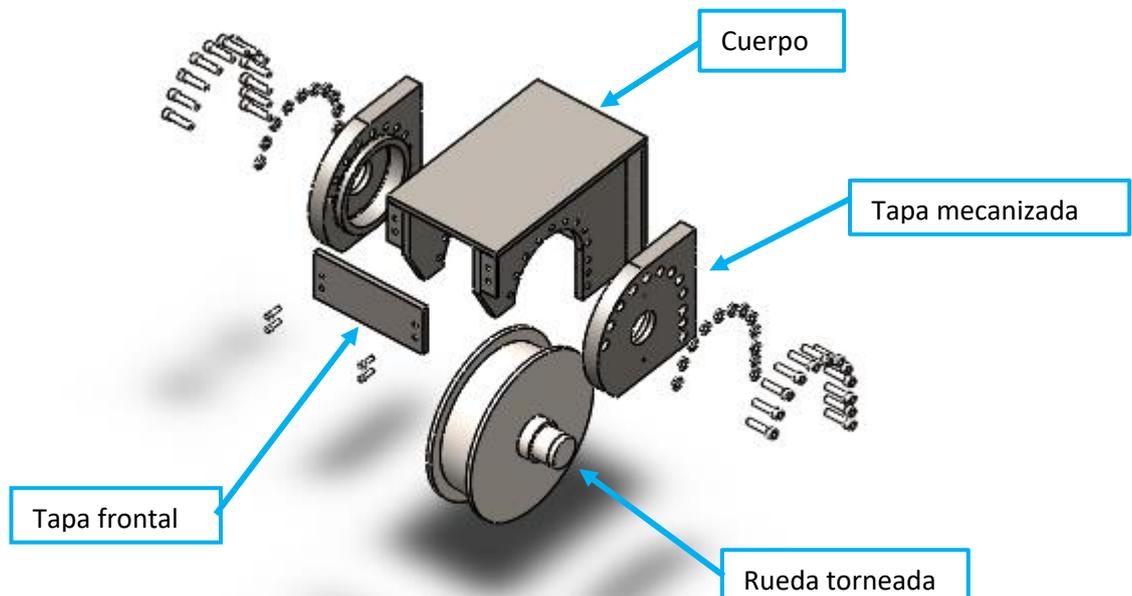
Sin embargo, estas ruedas pueden soportar dicha variación ya que, al girar sobre los rieles, las mismas se desplazan ligeramente hacia el lado de mayor curvatura de riel provocando que ahora los diámetros de apoyo varíen y de esa manera, los recorridos sean iguales. En otras palabras, al girar hacia una determinada dirección, se producirá una fuerza del lado contrario (como se vio anteriormente) generando así la fuerza centrípeta necesaria para la curva. Cabe destacar que el radio de curvatura de dicho giro es limitado.



## 7.2. DISEÑO DE LA TESTERA

Partiendo del concepto del diseño de un puente grúa y en base a la experiencia desarrollada, se corresponde el diseño de dicha testera. La misma consta de un cuerpo rígido que se forma a partir de placas soldadas entre sí, luego al cuerpo rígido se sujeta por medio de bulones dos tapas mecanizadas donde se alojan los rodamientos y actúan de soporte para la rueda. A su vez, la tapa mecanizada consta de dos perforaciones que permiten la rápida extracción del rodamiento cuando lo requiera. Por último, también a través de una unión mecánica se contiene una placa "tapa frente" la cual cumple dos funciones específicas; seguridad y rápido acceso para futuros cambios/mantenimiento.

Como se puede observar existen dos puntas de testeras motrices y dos conducidas. La diferencia radica en que, en la primera, la rueda torneada presenta un vaciado con ranuras donde se introduce el eje estriado motriz conectado a un motorreductor, mientras que en las conducidas la rueda es completamente maciza. La particularidad de dicha rueda es que se mecaniza a partir de un tocho. El motivo se da por dos cuestiones fundamentales. La primera en base al diseño que de esta manera se logra hermanar elementos que en la mayoría de los diseños convencionales van por separados, produciendo un desgaste constante por el tipo de uso y por otro lado una mejora productiva ya que se pueden realizar en una sola estación de mecanizado.



Por tanto, se procede al cálculo estructural de la punta de testera a través del método de elementos finitos (FEA) debido a la complejidad dada en las piezas resultantes.

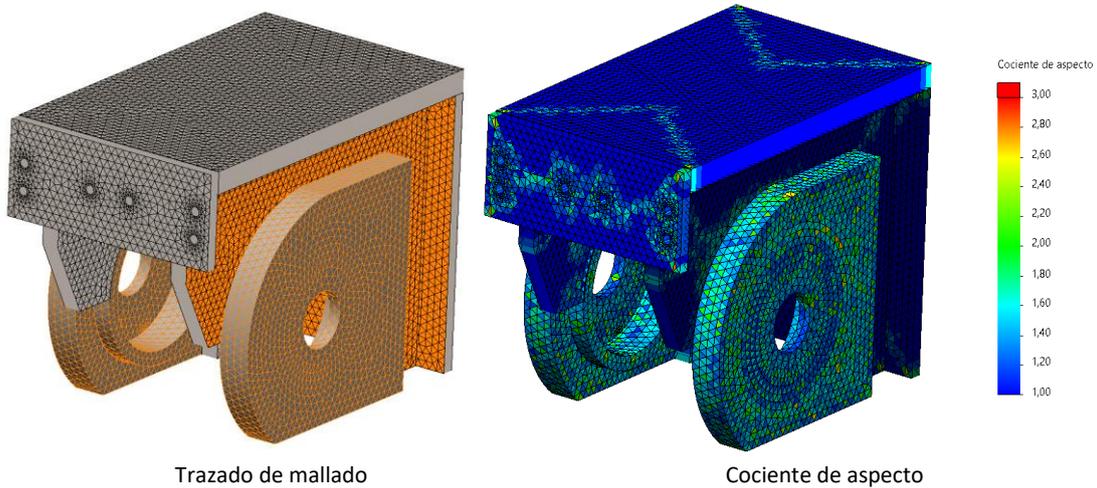
### 7.2.1 CÁLCULO A TRAVÉS DEL MÉTODO DE ELEMENTOS FINITOS (FEA)

Se procede a realizar una idealización del modelo para lo cual se retiran y desprecian alojamientos de bulones debido a que su geometría (cabeza embutida) puede provocar errores

de cálculo. A su vez se procede a excluir la rueda del estudio debido a que el apoyo se da netamente en los rodamientos y sus correspondientes alojamientos dentro de las testeras.

### 7.2.2 MALLADO

Se procede de esa manera a trabajar con un mallado combinado entre sólidos y elementos de Shell dando como resultado que el mallado generado es una Malla basada en curvatura en Combinado con Control de mallado o refinado en zonas críticas en Alta calidad y considerando de manera avanzada 16 puntos Jacobianos para la integración del resultado, además de lograr 12 elementos por circunferencia. El tamaño de elementos es calculado manualmente a partir del estudio de Convergencia de malla dando como resultado un tamaño de 9,6(mm), mientras que en zonas refinadas es de 3(mm) a 1(mm). Se destaca que para lograr las condiciones anteriormente dadas según la geometría a estudiar con se utiliza coeficiente de tamaño de crecimiento de elemento de 1,4. Cabe destacar que para el mallado sólido se lleva a cabo un control para lograr al menos dos elementos por espesor.

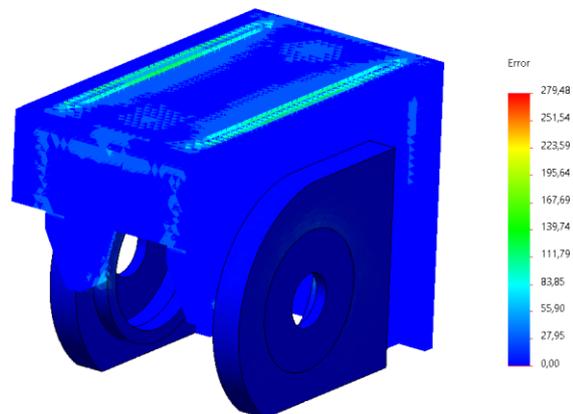


Trazado de mallado

Cociente de aspecto

Malla Detalles	
Nombre de estudio	Análisis estático 2 (-Testera loca-)
Tipo de malla	Malla mixta
Mallador utilizado	Malla basada en curvatura de combinado
Puntos jacobianos para malla de alta calidad	16 puntos
Verificación jacobiana para el vaciado	Activar
Tamaño máx. de elemento	9,11692 mm
Tamaño mín. de elemento	1,82338 mm
Calidad de malla	Elementos lineales de bajo orden
Número total de nodos	15201
Número total de elementos	49496
Regenerar la malla de piezas fallidas con malla incompatible	Desactivar
Tiempo para completar la malla (hh:mm:ss)	00:00:17
Nombre de computadora	

Detalle de mallado



Trazado de Error de norma de energía

Como se observa, en el Coeficiente de aspecto logrado en dicha no se observan valores menores a 3 (tres), lo que indica una distorsión mínima. Por otro lado, se denota que el trazado

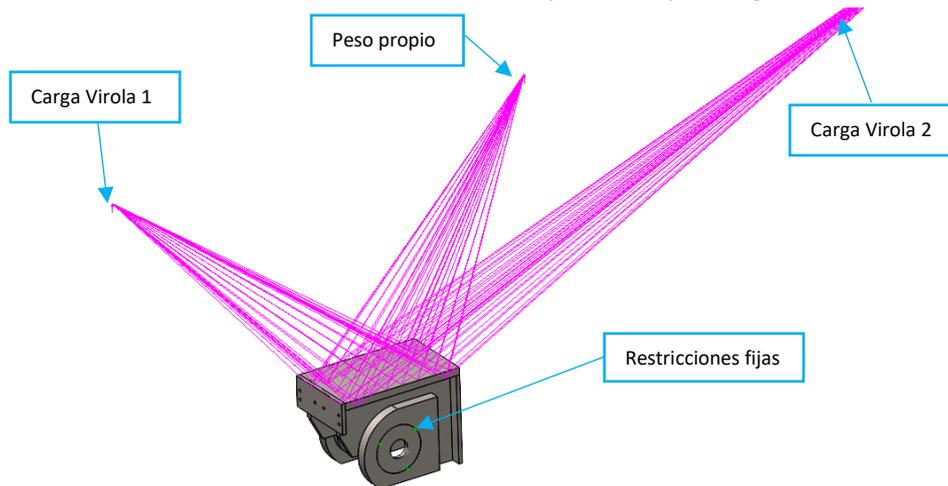
Error de norma de energía (ERR) presenta una transición estable y aceptable en las zonas principales de estudio.

### 7.2.3 CONDICIONES DE ENSAYO

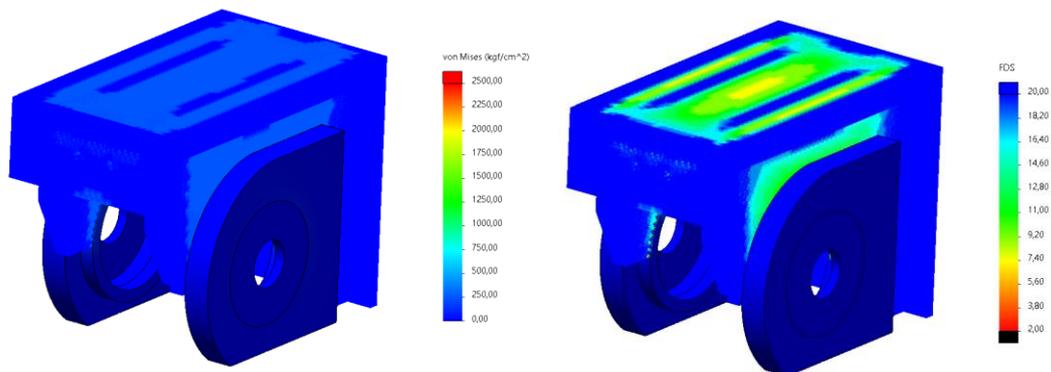
Se aplica una Carga Remora orientada al centro de gravedad de las virolas a carga en la peor situación y a su vez una carga coincidente con el centro de gravedad del carro, causado por el peso propio; de esa manera la aplicación de carga resulta cercana a la aplicada en la realidad (trazados violetas).

Por otro lado, se da restricciones avanzadas de movimiento a la zona de alojamiento de los rodamientos para restringir los movimientos de rotación y traslación lateral (trazado verde). Dado que el peso propio de la testera se considera despreciable en comparación a las cargas y peso de la estructura, no se tiene en cuenta.

Finalmente se da condiciones de contacto entre componentes para lograr situaciones reales.



### 7.2.4 RESULTADOS OBTENIDOS



No se tienen en cuenta carga cíclicas para esta categoría, lo que permite realizar un ensayo estático. Se utiliza un FDS mínimo de 2 (dos) como criterio de aceptación del ensayo debido a la aplicación de resolución por Método de elementos Finitos (FEA). En las imágenes anteriores se observa que ningún punto supera el valor de fluencia del material. Por otro lado, se aprecia que el FDS calculado por el software no tiene valores por debajo de 2 (aquellos valores no aprobatorios presentan color negro).

### 7.3 CÁLCULO DE BULONES DE TESTERA

Para dicho cálculo se debe tener en cuenta que la forma de la rueda en cuestión la cual tiene un ángulo de inclinación de 4°.

Como anteriormente se indicó, fuerza de reacción generada por los rieles es perpendicular a la cara de apoyo de la rueda logrando descomponerse en dos componentes: una horizontal y otra vertical, donde, en condiciones ideales, las componentes horizontales se anulan.

Sin embargo, a los fines prácticos y suponiendo las peores condiciones de trabajo, se considera que las ruedas del carro sufren una desalineación tal que provoca que todo el esfuerzo se aplique a una rueda. De esa manera se genera una fuerza de tracción sobre los bulones en cuestión.

Cabe destacar que no cuenta con esfuerzos de corte debido al apoyo de alojamiento de rodamiento.

Por tanto, la fuerza horizontal considerada corresponde a la carga total del carro incluyendo el peso propio, dividido las cuatro testeras:

$$Carga\ total = F_T = \frac{50.000\ (kg) + 5.283,5\ (Kg)}{4} = \frac{55.283,5}{4} = 13.820,875\ (kg)$$

Obteniendo las siguientes reacciones:

$$\begin{aligned} Fuerza\ de\ reacción\ horizontal = F_h &= F_T \cdot Sen(\alpha) = 13.820,875\ (kg) \cdot Sen(4^\circ) = \\ &= 964,09\ (kg) \approx 970\ (kg) \end{aligned}$$

Finalmente se destaca que para generar los cálculos correspondientes se utiliza el método clásico simplificado a tracción pura teniendo en cuenta que no se utiliza fuerza de precarga y que las constantes de elásticas K son iguales para ambos materiales (logrando resultados más conservadores). Todos los métodos de cálculos son tomados del libro "Diseño de elementos de máquina" de Faires Edición 2015.

Los bulones utilizados corresponden al cabeza redonda hueca bajo EN ISO 4762 (DIN 912). De la norma citada se considera que la resistencia mínima para este corresponde a un Bulón Grado 8.8 cuya Tensión a la fluencia mínima es:

$$\sigma_{f1-8.8} = 8.000\ (kg/cm^2)$$

De ello, se decide trabajar con un Factor de seguridad de 3:

$$\sigma_{adm} = \frac{\sigma_{fl}}{N} = \frac{8.000 \left( \frac{kg}{cm^2} \right)}{3} = 2.666,66 \left( \frac{kg}{cm^2} \right)$$

Por defecto se consideran un total de 10 (diez) bulones por cada tapa:

$$F_{bulón} = \frac{F_h}{N^{\circ} \text{ bulones}} = \frac{970 \text{ (kg)}}{10} = 97 \text{ (kg)}$$

Paso seguido se calcula, en función de la resistencia admisible, al área resistente mínima:

$$A_r = \frac{F_{bulón}}{\sigma_{adm}} = \frac{97 \text{ (kg)}}{2.666,66 \left( \frac{kg}{cm^2} \right)} = 0,036 \text{ (cm}^2\text{)}$$

Según Faires tabla AT14, el Área resistente inmediatamente superior al valor dado es:

$$A_r = 0,050 \text{ (cm}^2\text{)} \rightarrow \text{Bulón UNC } 3/8" \times 16$$

Por tanto, de lo aplicado anteriormente, se deduce que es necesario como mínimo bulones UNC 3/8"x16; sin embargo, adoptando el mismo criterio, se decide utilizar bulones M10x1,25mm.

## **8 CÁLCULO FUERZA MOTRIZ DEL CARRO**

### **8.1 CÁLCULO DE POTENCIA NECESARIA**

De todo lo anteriormente desarrollado, bajo el Software de diseño, se obtiene un peso aproximado de 5.300 (kg) para la estructura del carro. Se tomará como punto de partida este valor a la hora de considerar el peso propio a la hora de llevar a cabo los cálculos.

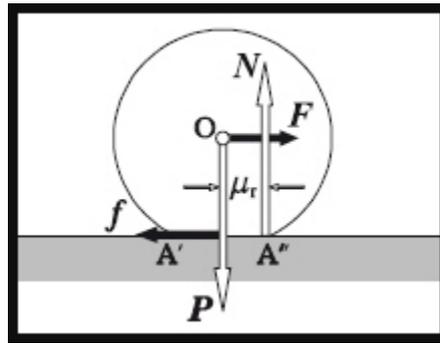
La potencia en forma genérica refiere a la capacidad o posibilidad para realizar trabajo. En Física, la potencia es la cantidad de trabajo (fuerza o energía aplicada a un cuerpo) por unidad de tiempo expresado con el símbolo "P".

Finalmente, la potencia mecánica es la cantidad de fuerza aplicada a un cuerpo en relación a la velocidad con que se aplica. Una de las fórmulas para hallarla es:

$$P = F \cdot v$$

Por lo tanto, se multiplica la fuerza (F) expresada en Newtons (N) por la velocidad (v) expresada en metros por segundo (m/s).

Para calcular la potencia necesaria primero se requiere entender el diagrama de esfuerzos.



$$Fr = \text{Fuerza de rodadura} = \mu \cdot N \rightarrow Fr = 0,001 \cdot \frac{53.000 \text{ (kg)}}{4 \text{ (ruedas)}} = 13,25 \text{ (kg)} = 132,5 \text{ (N)}$$

Se considera un coeficiente de rodadura para rueda de ferrocarril sobre rieles de acero con un valor de 0,001 según la siguiente tabla:

$C_{rr}$	$\mu_r$	Descripción
0,0002 a 0,0010 <sup>1 2</sup>	0,5 mm	Ruedas de ferrocarril sobre rieles de acero
	0,1 mm	Rodamientos de bolas en acero sobre acero
0,0025 <sup>3</sup>		Neumáticos especiales Michelin para <a href="#">automóvil solar/eco-marathon</a>
0,005		Railes estándar de tranvía
0,0055		Neumáticos BMX de bicicleta usados para automóviles solares <sup>3</sup>
0,006 a 0,01		Neumáticos de automóvil de baja resistencia y neumáticos de camión sobre carretera lisa
0,010 a 0,015 <sup>4</sup>		Neumáticos ordinarios de automóvil sobre losas de piedra
0,020		Neumáticos ordinarios de automóvil sobre hormigón
0,030 a 0,035		Neumáticos ordinarios de automóvil sobre alquitrán o asfalto
0,055 a 0,065		Neumáticos ordinarios de automóvil sobre hierba, barro y arena
0,3 <sup>4</sup>		Neumáticos ordinarios de automóvil sobre hierba, barro y arena

En este caso la fuerza a vencer es solo la fuerza de rodadura ya que se estipula colocar un variador de velocidad y por tal motivo no es necesario vencer las fuerzas inerciales, ya que es posible generar el arranque suave variando electrónicamente la rampa de aceleración. Esto último permite variar las rpm y mantener un torque constante. De esta manera se asegura que las ruedas puedan transmitir el movimiento sin provocar el derrape al riel a bajas cargas.

No existe una norma específica a la fabricación de estos carros, por tal motivo se recurre la norma IRAM 3922 concreta para puentes grúas. De ella, se extrae que la velocidad lineal debe ser establecida a un valor de 30 (m/min) para pórticos de grandes capacidades controladas por control remoto dentro de la rama Media según el siguiente extracto de Norma:

Grúa controlada por radio									
Capacidad	Gancho			Carro			Puente		
	Lenta	Media	Rápida	Lenta	Media	Rápida	Lenta	Media	Rápida
3	6,1	10,7	13,7	15,2	24,4	39,6	30,5	45,7	67,1
5	6,1	9,1	12,2	15,2	24,4	39,6	30,5	45,7	67,1
10	4,6	7,6	10,7	15,2	24,4	39,6	30,5	45,7	67,1
15	4,6	6,1	9,1	15,2	24,4	38,1	30,5	45,7	67,1
30	3,0	4,6	7,6	15,2	24,4	38,1	22,9	36,6	54,9
50	1,5	3,4	6,1	12,2	18,3	30,5	15,2	30,5	54,9
100	1,2	2,4	4,0	9,1	18,3	24,4	7,6	15,2	38,1

Se adopta un diámetro de la rueda igual a 300 (mm) donde, por cuestiones geométricas propias del diseño del carro, se vincula a la altura del conjunto que soporta los brazos y la testera. Con este diámetro de rueda se logra manejar virolas de hasta 4000mm de  $\varnothing$ , teniendo como principal objetivo que la altura final entre caro y virola sea mínima.

En función de la velocidad establecida de 30 (m/min) y el diámetro de la rueda de 300 (mm) se procede a calcular la velocidad angular y las rpm de la rueda:

$$Vel = w \cdot r = Vel = 30 \left( \frac{m}{min} \right) \rightarrow 30 \left( \frac{m}{min} \right) = w \cdot 0,15 (m)$$

$$w = \frac{30 \left( \frac{m}{min} \right)}{0,15 (m \cdot min)} = 200 \left( \frac{rad}{min} \right) \cdot \frac{1 (min)}{60 (s)} = 3,33 \left( \frac{rad}{s} \right)$$

$$1 (rpm) = \frac{2\pi}{60} \cdot \left( \frac{rad}{s} \right) \rightarrow w = 3,33 \left( \frac{rad}{s} \right) = 35 (rpm)$$

Considerando:

$$N_1 = 1.400 (rpm)$$

$$N_2 = 35 (rpm)$$

$$i = \text{Relación de reducción} = 1:40$$

Por otro lado, el torque o momento torsor es la capacidad que tiene un motor de generar un trabajo. Se define al momento torsor a vencer en la rueda por la fuerza de rodadura y el radio de la rueda como:

$$M_2 = Fr \cdot r = 132,5 (N) \cdot 0,15 (m) = 19,875 (N \cdot m) = 198,75 (kg \cdot cm)$$

El momento torsor dado por fuerza de rodadura y el radio de la rueda es el mismo esfuerzo que va soportar el eje de la rueda.

$$T = \text{Momento torsor} = \frac{71.620 \cdot N (CV)}{n (rpm)} = 198,75 (kg \cdot cm) \rightarrow N = 0,097 \left( \frac{CV}{Rueda} \right)$$

$$\text{Potencia total} = Pot = 0,097 (CV) \cdot \text{Cant. Ruedas} = 0,071 (kW) \cdot 4 = 0,285 (kW)$$

$$\text{Potencia total} = 0,38 (HP)$$

$$\text{Potencia requerida} = 0,38 (HP) \cdot 1,4 = 0,53 (HP)$$

Debido al diseño se pretende realizar la tracción mediante dos ruedas como ya se mencionó en Punto 7; por tal motivo se corresponde la elección de 2 (dos) motorreductores capaces de satisfacer la necesidad de:

- 397,5 (kg.cm) para el par mecánico
- 0,265 (HP) de potencia
- 35 (rpm) con una relación de reducción de 1:40

- Agregado de 40% de potencia extra por pérdidas en el rendimiento eléctrico y mecánico de los distintos elementos participantes.

Finalmente, se recurre a la selección modelo: **MOTORREDUCTOR ROSSI MR V 40 - 14 × 160 CAMBEA**.

## 8.2 EJE TRANSMISOR

### 8.2.1 CALCULO SECCIÓN DEL EJE

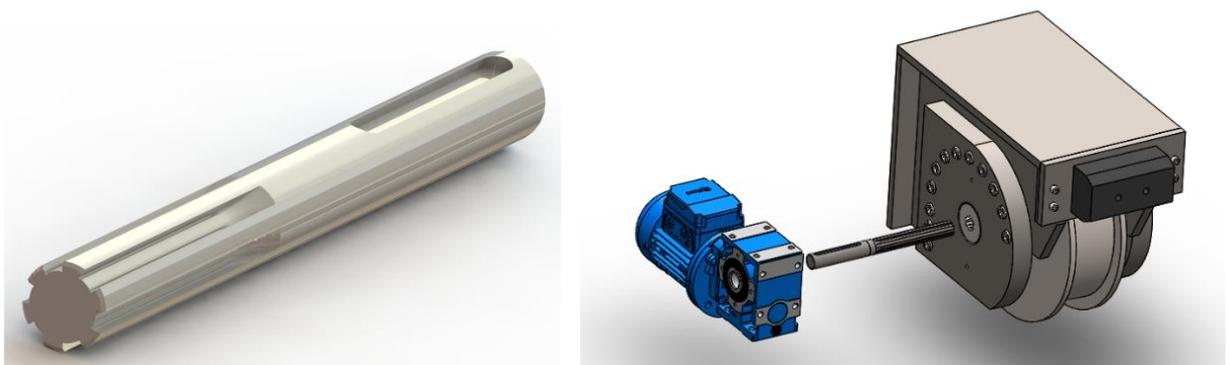
En primera instancia es importante indicar que el sistema motriz que contiene el carro, consta de una rueda con alojamiento para eje estriado con ajuste deslizante como se mencionó anteriormente. La rueda parte de un tocho mecanizado y se realiza de acuerdo a la solicitud indicada.

Este diseño se realiza con el objetivo de simplificar el ensamble y el mantenimiento.

El eje transmisor se plantea con un extremo estriado y el otro circular, transmitiendo el movimiento mediante chaveta del lado del motorreductor sujeto a un ajuste clavado (al utilizar un motorreductor de eje hueco estándar, el diseño final debe adecuarse a dicho elemento, por tanto, se verifica el diámetro propuesto por el motorreductor anteriormente indicado).

Partiendo de la idea de que el carro durante su vida útil realizará movimiento alternados hacia adelante y hacia atrás en forma sistemática, se provoca un desgaste constante en las piezas en movimiento.

Todos estos detalles se pueden observar en el anexo.



Se realiza una doble verificación partiendo del método tradicional y luego a través del método de elementos finitos (FEA).

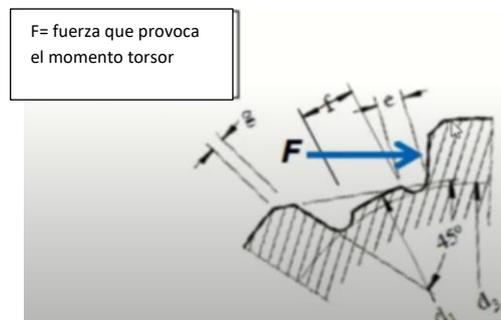
Para el caso del método tradicional, se verifica la resistencia del eje y el nervado de manera individual, en cambio, el método de elementos finitos contempla todo el conjunto.

Finalmente se acentúan los datos de los esfuerzos y se define que el eje se construye en material IRAM 1045 cuyas características según el manual “Aceros para construcciones mecánicas de IRAM” y esfuerzos a soportar son:

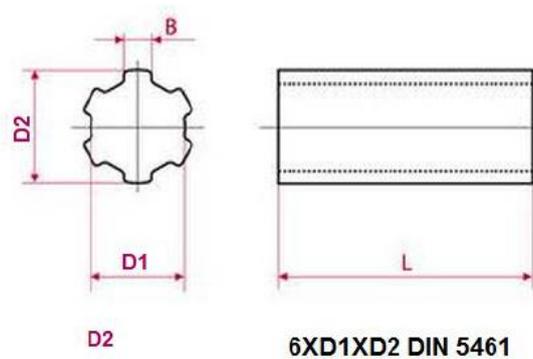
- $\sigma_{fURAM\ 1045} = 3.800 \left( \frac{kg}{cm^2} \right)$
- *Momento torsor máximo: 428 (kg.cm)*
- *Coefficiente de seguridad = N = 2*
- $\emptyset$  de eje de motor – reductor = 24 (mm)

### 8.2.2 CÁLCULO NERVADO

El sistema de eje nervado trabaja por fuerzas de contacto en las caras laterales de los dientes.



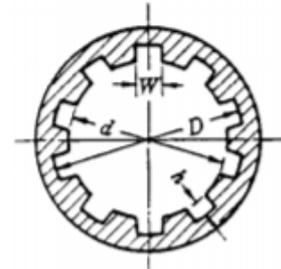
Por empezar, el estriado del eje se considera bajo la norma DIN 5464, la cual es la indicada para cargas pesadas, siendo que en este caso simplemente varía la profundidad de los dientes con respecto a la DIN 5463 (carga media) y la DIN 5462 (carga ligera).



Debido a que la DIN 5463 no contempla ejes de diámetro 24 (mm), la selección del estriado se decide trabajar con el libro “Diseño de elementos de máquinas” de Faired edición IV, según Tabla 10.2 “Dimensiones nominales de ranuras”, la cual indica que para el diámetro de eje de 24 (mm) se deben utilizar 6 (seis) ranuras. Cabe destacar que existen dientes rectos y dientes envolventes (como las ruedas dentadas) pero en este caso se utiliza el primero.

TABLA 10.2 DIMENSIONES NOMINALES DE RANURAS <sup>(1,2)</sup>

NÚMERO DE RANURAS	DIÁMETROS NORMALIZADOS NOMINALES D, EN PULGADAS	AJUSTE PERMANENTE			NO DESLIZANTE BAJO CARGA		DESLIZANTE BAJO CARGA	
		W	h	d	h	d	h	d
4 6	Todas las fracciones de 1/8 pulgadas desde 3/4 pulgadas a 1 3/4 pulgadas inclusives; 2, 2 1/4, 2 1/2, 3	0,241D	0,075D	0,850D	0,125D	0,750D		
		0,250D	0,050D	0,900D	0,075D	0,850D	0,100D	0,800D
10	Lo mismo que arriba, más todas las fracciones de 1/2 pulgada desde 3 hasta 6 pulgadas inclusives	0,156D	0,045D	0,910D	0,070D	0,860D	0,095D	0,810D
16	Todas las fracciones de 1/2 pulgada desde 2 hasta 6 pulgadas inclusives	0,098D	0,045D	0,910D	0,070D	0,860D	0,095D	0,810D



De ello, se indica que la designación del eje nervado corresponde a:

$$6x19,1x24 \text{ según DIN 5461}$$

Además de ello, en la misma tabla se seleccionan los tamaños de los dientes considerando un ajuste deslizando bajo carga.

Teniendo estos datos, se procede al cálculo de las fuerzas actuantes en la cara:

$$F = \frac{2 \cdot T}{d_m \cdot f_c \cdot z} = \frac{2 \cdot 428 \text{ (kg} \cdot \text{cm)}}{\left(\frac{1,91 + 2,4}{2}\right) \text{ (cm)} \cdot 0,75 \cdot 6} = 88,27 \text{ (kg)}$$

Donde:

- $T = \text{Torque a transmitir.}$
- $d_m = \frac{d+D}{2} = \text{Diámetro medio de nervado}$
- $f_c = \text{Factor de corrección} = 0,75 \text{ para dientes rectos}$
- $z = \text{número de dientes}$

Un punto importante a considerar es que, para este caso, se toma un coeficiente de seguridad de  $N = 2$ , por lo tanto:

$$\sigma_{adm.} = \frac{\sigma_{fl}}{N} = \frac{3.800 \left(\frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}\right)}{2} = 1.900 \left(\frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}\right)$$

$$\tau_{adm.} = \frac{\sigma_{fl}}{2 \cdot N} = \frac{3.800 \left(\frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}\right)}{2 \cdot 2} = 950 \left(\frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}\right)$$

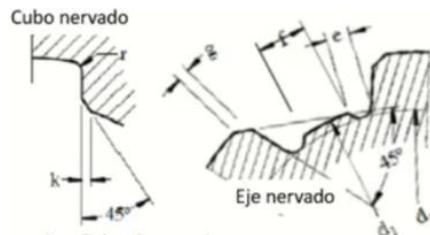
Luego se proceden a dos verificaciones como en el caso de chavetas; una por aplastamiento o deformación plástica y otra por corte en los dientes. La primera corresponde a la fuerza calculada en el diente sobre el área de aplastamiento:

$$\sigma = \frac{F}{A} = \frac{2.T}{d_m \cdot f_c \cdot z \cdot l_{ac} \cdot (h - (g + k))} =$$

$$= \frac{2.428 \text{ (kg.cm)}}{\left(\frac{1,91 + 2,4}{2}\right) \text{ (cm)} \cdot 0,75 \cdot 6 \cdot 12,5 \text{ (cm)} \cdot (0,199 \cdot (0,05 + 0,05)) \text{ (cm)}} = 354,85 \left(\frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}\right)$$

Donde:

- $l_{ac}$  = longitud de acople = 125 (mm)
- $h$  = altura de diente sin chaflán = 1,99 (mm)
- $g$  = chaflán de diente = 0,5 (mm)
- $k$  = chaflán de alojamiento = 0,5 (mm)



A la altura del diente “ $h$ ” se le debe restar “ $g$ ” y “ $k$ ” debido a que son zonas donde no se produce contacto, mientras que la longitud de acople “ $l_{ac}$ ” corresponde hasta la mitad de la longitud de la rueda. Esto debido a que el estriado en la rueda no es total. En este caso, la tensión calculada verifica a la tensión admisible.

Por otro lado, la verificación por esfuerzo cortante en el diente, es aquel en el cual se considera de esfuerzo de corte puro sobre la base del diente:

$$\tau = \frac{F}{A} = \frac{2.T}{d_m \cdot f_c \cdot z \cdot l_{ac} \cdot b} = \frac{2.428 \text{ (kg.cm)}}{\left(\frac{1,91 + 2,4}{2}\right) \text{ (cm)} \cdot 0,75 \cdot 6 \cdot 12,5 \text{ (cm)} \cdot 0,5 \text{ (cm)}} = 13,9 \left(\frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}\right)$$

Donde:

$$b = \text{ancho de diente} = 5 \text{ (mm)}$$

Nuevamente, se verifica que los valores de tensión cortante calculada no superan las tensiones admisibles.

### 8.2.3 MÉTODO DE VON MISES Y MÁXIMA TENSIÓN CORTANTE

Se calcula la tensión cortante admisible para el eje y se sostiene que el mismo no sufre esfuerzos normales a través de la teoría de Von Mises utilizando un coeficiente de seguridad

N=2. Es de suma importancia indicar que no se tiene en cuenta las concentraciones de tensiones que se producen en los dientes del estriado debido a que en los mismos se realiza un desbaste para disminuirlas.

$$\frac{1}{N} = \frac{1}{2} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_{adm.}}{\sigma_{fl}}\right)^2 + \left(\frac{\tau_{adm.}}{\frac{\sigma_{fl}}{\sqrt{3}}}\right)^2} = \sqrt{0 + \left(\frac{\tau_{adm.}}{\frac{3.800 \left(\frac{kg}{cm^2}\right)}{\sqrt{3}}}\right)^2} \rightarrow \tau_{adm.} = 1.096,96 \left(\frac{kg}{cm^2}\right)$$

Según la teoría de máximo esfuerzo cortante se calcula las tensiones en el eje estriado:

$$\tau_{m\acute{a}x.} = \frac{Mt}{W_p} = \frac{Mt}{2.W} = \frac{Mt}{2 \cdot \frac{\pi \cdot \emptyset^3}{32}} = \frac{428 (kg \cdot cm)}{2 \cdot \frac{\pi \cdot [1,92 (cm)]^3}{32}} = 307,97 \left(\frac{kg}{cm^2}\right)$$

De dicho resultado, se deduce que:

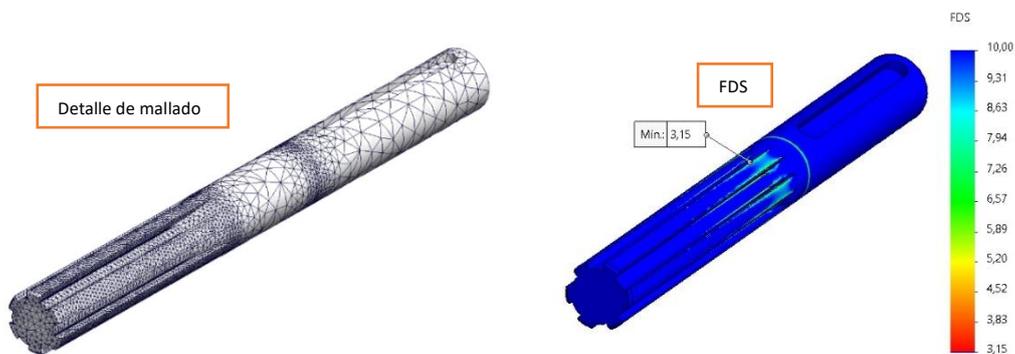
$$\tau_{m\acute{a}x.} < \tau_{adm.} \rightarrow Verifica$$

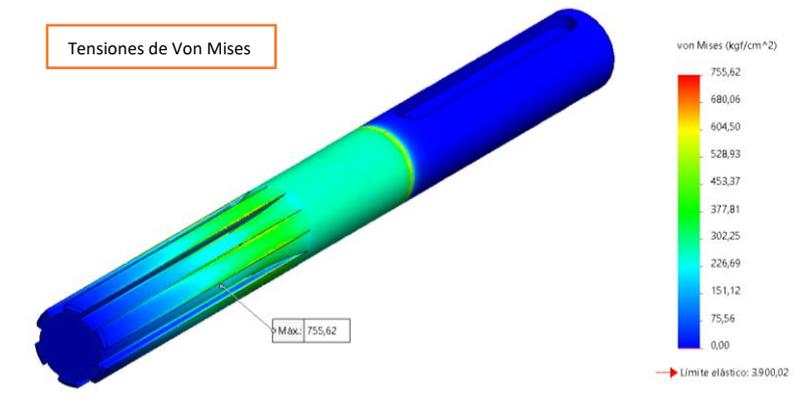
Por lo tanto, se concluye que bajo un coeficiente de seguridad de N=2, el eje puede soportar el momento torsor dado en la peor situación.

### 8.2.4 MÉTODO DE ELEMENTOS FINITOS

Para este caso, es importante destacar que el programa considera todos los esfuerzos dados, incluyendo los posibles concentradores de tensión provocados por el estriado. Como dato adicional, se trabaja con refinamiento de malla en zonas donde el “trazado de error de norma” presenta variaciones importantes y además de ello, se adapta una malla basada en curvatura. Finalmente, se toman sujeciones de manera avanzada y esfuerzos torsionales puros.

Como se observa en la imagen superior derecha, se verifica que el Factor de seguridad (FDS) mínimo es de 3,15 mientras que, en la imagen inferior, se aprecia que la máxima tensión de Von Mises encontrada es de  $755,62 \left(\frac{kg}{cm^2}\right)$ .





A modo de conclusión, por métodos varios de cálculo, el eje de diámetro de 24 (mm) fabricado en IRAM1045 verifica los esfuerzos.

### 8.2.5 CÁLCULO DE CHAVETA

Para la fijación entre el eje hueco del motorreductor y el eje, se utiliza una chaveta tipo DIN 6885 A, siendo esta una fijación a la cual se debe verificar los esfuerzos resultantes al corte y al aplastamiento. Para dicho cálculo se decide trabajar con el libro “Diseño de elementos de máquinas” de Faies edición IV.

Se habla de verificación ya que el motorreductor seleccionado posee una ranura preestablecida para la colocación de la chaveta.

#### 8.2.5.1 VERIFICACIÓN POR CORTE

Partiendo de momento torsor se procede a determinar la Tensión cortante actuante:

$$Mt = \frac{b \cdot l \cdot \tau_{adm} \cdot D}{2}$$

$$428 (kg \cdot cm) = \frac{0,8 (cm) \cdot 8,8 (cm) \cdot \tau_{adm} \cdot 2,4 (cm)}{2} \rightarrow \tau_{m\grave{a}x} = 50,66 \left( \frac{kg}{cm^2} \right)$$

Se estipula que la chaveta se construye en material IRAM 1010 de donde se verifica:

$$\sigma_{fl1010} = 180 (mPa) = 1.835,5 \left( \frac{kg}{cm^2} \right)$$

Por tanto, se determina que la tensión cortante admisible es:

$$\tau_{fl1010} = \frac{\sigma_{fl}}{2} = \frac{1835,5}{2} = 917,75 \left( \frac{kg}{cm^2} \right)$$

$$\tau_{adm} = \frac{\tau_{fl}}{N} = \frac{917,75}{4,5} = 229,45 \left( \frac{kg}{cm^2} \right)$$

De donde se obtiene:

$$\tau_{m\grave{a}x} < \tau_{adm} \rightarrow VERIFICA$$

### 8.2.5.2 VERIFICACIÓN POR APLASTAMIENTO

Al igual que en el punto anterior, se parte del momento torsor para determinar la tensión de aplastamiento:

$$Mt = \frac{h \cdot l \cdot \sigma_{comp adm} \cdot D}{2}$$

$$428 \text{ kg} \cdot \text{cm} = \frac{0,8 \text{ (cm)} \cdot 8,8 \text{ (cm)} \cdot \sigma_{comp} \cdot 2,4 \text{ (cm)}}{4} \rightarrow \sigma_{comp} = 101,32 \left( \frac{kg}{cm^2} \right)$$

$$\sigma_{adm} = \frac{\sigma_{fl}}{N} = \frac{1835,5}{4,5} = 917,75 \left( \frac{kg}{cm^2} \right)$$

$$\sigma_{adm} = 407,88 \left( \frac{kg}{cm^2} \right)$$

$$\sigma_{comp} < \sigma_{adm} \rightarrow VERIFICA$$

### 8.3 CÁLCULO DE RODAMIENTOS

El cálculo de rodamiento se realiza a través del método “vida nominal utilizando las tablas”.

La vida nominal o vida útil se extrae del libro “Diseño de elementos de máquinas” de Faires edición IV, según Tabla 12.7.

$$L_{10h} = \frac{1.000.000}{60 \cdot n} \times \left( \frac{C}{P} \right)^3 \rightarrow 18.000 = \frac{1.000.000}{60 \cdot 35} \times \left( \frac{C}{5.600} \right)^3 \rightarrow C = 21.581,81 \text{ (N)}$$

Donde:

- $C$ = capacidad de carga dinámica.
- $L_{10}$ = Vida nominal (hs de servicio).
- $n$ = velocidad de giro (rpm).
- $P$ = carga dinámica equivalente.

Con la capacidad de carga dinámica y el diámetro del eje de la rueda (35 mm), se ingresa a la tabla de rodamientos y se obtiene la designación 6207.

## 8.4 CALCULO RESISTENCIA RUEDA

### 8.4.1 TENSIÓN DE CONTACTO (RUEDA-RIEL)

Para hallar la tensión de contacto se parte de la teoría de Herzt. En la mayoría de las aplicaciones las tensiones de contacto son muy localizadas y no influyen en el comportamiento general de la pieza, pero en ocasiones suelen ser determinantes siendo condicionantes, más aún cuando existen contacto entre dos piezas circulares o una circular y otra plana como es el caso.

Para el desarrollo de la tensión de contacto se parte de la norma DIN 15070 utilizada para el cálculo de ruedas. La misma parte de la teoría de Herzt, pero enfocada al contacto entre rueda y riel. La rueda está construida de un material IRAM1010 y el riel se construye con palanquillas ST-52, con una equivalencia para IRAM1024.

Partiendo de:

$$R \leq P_{adm} c_2 c_3 d_1 (k - 2r_1)$$

$$d_1 \geq \frac{R}{P_{adm} c_2 c_3 (k - 2r_1)}$$

- $c_1$  - coeficiente del material
- $c_2$  - coeficiente del numero de revoluciones
- $c_3$  - coeficiente de vida de la rueda
- $d_1$  - diametro de la rueda
- $k$  - anchura de la cabeza del carril
- $n$  - n° de revoluciones de la rueda
- $P$  - compresión
- $P_{adm}$  - compresión admisible entre rueda y carril
- $r_1$  - radio de redondeado de la cabeza del carril
- $r_2$  - radio del arco de la cabeza del carril
- $k-r_1$  - anchura util de la cabeza del carril
- $v$  - velocidad de marcha
- $R$  - carga de la rueda
- $R_{máx}$  - carga maxima de la rueda
- $R_{mín}$  - carga minima de la rueda
- $R_o$  - carga característica de la rueda

$$14.000 \left( \frac{Kg}{cm^2} \right) \leq P_{adm} \cdot 0,94^2 \cdot 0,8 \cdot (4 (cm) \times 2 \times 0,5 (cm)) \cdot 30 (cm)$$

De donde se despeja que:

$$P_{adm} \leq 206,86 \left( \frac{kg}{cm^2} \right) \text{ y } \sigma_{fl_{IRAM1010}} = 1.835,5 \left( \frac{kg}{cm^2} \right)$$

$$\sigma_{adm.} = \frac{\sigma_{fl}}{\gamma} = \frac{1.835,5 \left( \frac{kg}{cm^2} \right)}{2} = 917,75 \left( \frac{kg}{cm^2} \right)$$

Por lo tanto:

$$\sigma_{adm} \geq P_{adm} \rightarrow VERIFICA$$

Dado que la tensión admisible del material es mayor a la provocada por los esfuerzos, se verifica la resistencia del material.

De igual manera, se observa que, al tener una mayor resistencia en el material del riel, este soporta los esfuerzos proporcionados.

## **9 SOLDADURA**

### **9.1 PROCESOS Y CONSUMIBLES SELECCIONADOS**

Para proceder a las uniones soldadas del carro en cuestión, se admiten distintos procesos de soldadura avalados por el Código a utilizar, en este caso: AWS D1.1 Edición 2020. Sin embargo, por cuestiones de practicidad y continuidad productiva, se opta por trabajar con proceso FCAW. Si bien, en algunos casos la generación de escoria implica una complicación a la hora de realizar raíces o soldaduras de penetración completa, se busca asegurar el cumplimiento de buenas prácticas necesarias para eliminar estos problemas a través de una Especificación de procedimiento de soldadura aprobado.

Por otro lado, se tiene en cuenta el hecho de que prácticamente todas las partes del carro están constituidas de acero estructural, según catálogo, correspondiente a ASTM A36 (material reconocido por el código nombrado). Por tanto, la designación seleccionada para el consumible de soldadura es E71T-1C (AWS 5.20), con capacidad de utilizarse con un gas de protección Activo como CO<sub>2</sub> o bien mezcla Ar/CO<sub>2</sub>.

Finalmente, se destaca la selección de este alambre es debido a la facilidad de conseguirlo, buena propiedades mecánicas y excelente acabado visual.

### **9.2 CÁLCULO DE SOLDADURA**

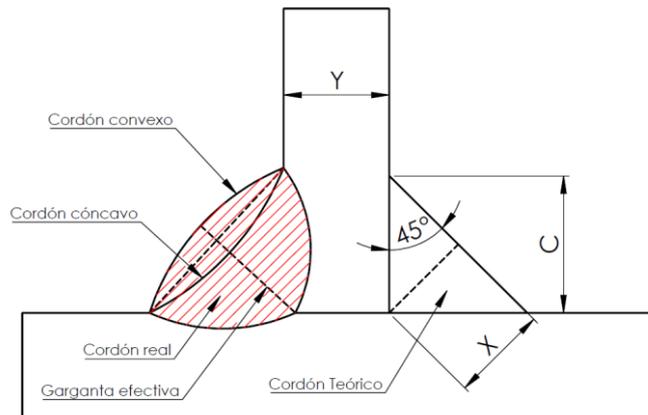
#### **9.2.1 SOLDADURAS A TOPE**

Dado que, toda la estructura calculada consta con una sección resistente capaz de soportar los esfuerzos combinados aplicados con un FDS admisible ya calculado en puntos anteriores, se opta por trabajar con soldaduras bajo una Especificación de procedimiento de soldadura aprobada donde el material depositado deberá ser siempre (bajo ciertas condiciones) más resistente que el material base. Por tanto, al considerar soldaduras a tope con penetración total, se logra un área resistente soldada igual a la indicada por material base en este tipo de uniones y por tanto, dicha soldadura resistirá todos los esfuerzos aplicados considerando condiciones ideales como lo ser correcta fusión y ensayos visuales aprobados bajo código correspondiente (para eliminar dicha incertidumbre se proponen ensayos NDT volumétricos).

#### **9.2.2 SOLDADURAS A FILETE**

Para el cálculo de soldaduras a Filete se parte de la teoría dada en Código de que el área resistente considerada corresponde a la garganta teórica que es la mínima distancia desde la raíz de la unión hasta la cara del cordón. Idealmente, en un cordón correctamente realizado,

esta se encuentra como se indica en la imagen; en sí, corresponde a la hipotenusa del triángulo generado. Cabe destacar que todos los esfuerzos del filete siempre son del tipo cortante.



De lo mencionado, es importante destacar que con este parámetro se tiene en cuenta que, logrando un cateto mínimo de 0,7 veces el espesor menor soldado, es posible generar un área resistente que soporte las condiciones solicitadas. Como se verificó anteriormente, las secciones resistentes seleccionadas para cada perfil cumplen a una sollicitación combinada de esfuerzos, por tanto, se busca reproducir dicha resistencia teniendo en cuenta lo marcado al inicio de punto 9.

En la imagen se observan las dos situaciones de cordones de soldadura a Filete; el cordón de la izquierda corresponde al cordón real que se genera con la correcta fusión de la raíz. Estos cordones pueden ser rectos, convexos y cóncavos. Cualquiera sea el caso, es importante contar una garganta efectiva que genere un área resistente para las sollicitaciones marcadas. Sin embargo, los cordones convexos no deben exceder ciertos límites impuestos por código de soldadura debido a la posible generación de concentradores de tensión en las puntas.

A la derecha se observa el cordón teórico y recto donde se detalla la correcta simetría respecto a la línea de puntos indicando la garganta efectiva "x" y el correspondiente cateto "C".

Por tanto, para proceder con la demostración del área resistente se considera que:

$$x = \text{Garganta efectiva} = C \cdot \text{Cos}(45^\circ) = 0,7 \cdot C$$

Según la teoría indicada:

$$C = 0,7 \cdot y$$

Reemplazando en ecuación anterior se obtiene:

$$x = (0,7 \cdot y) \cdot \text{Cos}(45^\circ) = 0,5 \cdot y$$

Dado que se realiza soldadura en ambos lados:

$$x = 2 \cdot 0,5 \cdot y = y$$

$x = y \rightarrow$  Se verifica que las secciones resistentes son iguales

## 12. CONCLUSIÓN

Dada la nueva generación de energía renovable, es notable el faltante de este tipo de carros no solo en esta industria, sino también en la metalúrgica pesada en general.

El diseño y desarrollo de este presupone lograr y adaptar un carro de transporte para geometrías variadas de materiales que puede ser desarrollado netamente en la industria nacional debido a que en este trabajo se buscó combinar la practicidad y funcionalidad del equipo junto a la simpleza de construcción, ya que todos los materiales obtenidos provienen de estándar del país.

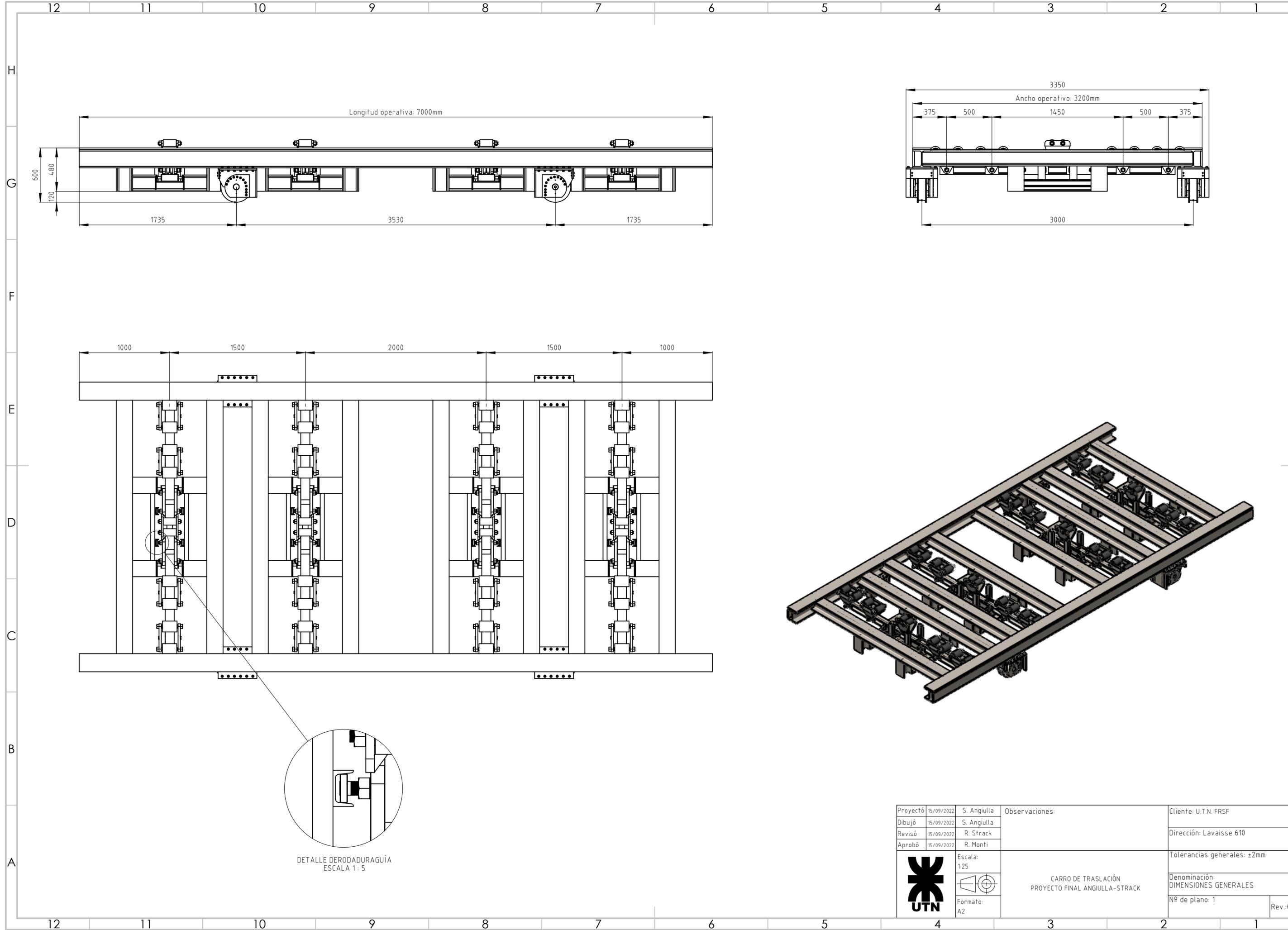
Durante el desarrollo del proyecto se observaron diversos temas como lo son la aplicación de normativas relacionadas al diseño y su adaptación casos especiales como este. Junto a ello, se aprecia el hecho verificar métodos de cálculos varios, principalmente enfocados a vigas no entandares o modificadas.

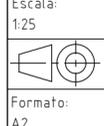
Otro punto, además de lo mencionado, es la aplicación del Método de elementos finitos (FEA), el cual permite dar, de manera aproximada y análoga, un resultado de los cálculos realizados manualmente.

Finalmente, se destaca la generación de planimetría del proyecto para corroborar que la misma sea clara e indique la posibilidad de construcción de manera ordenada.

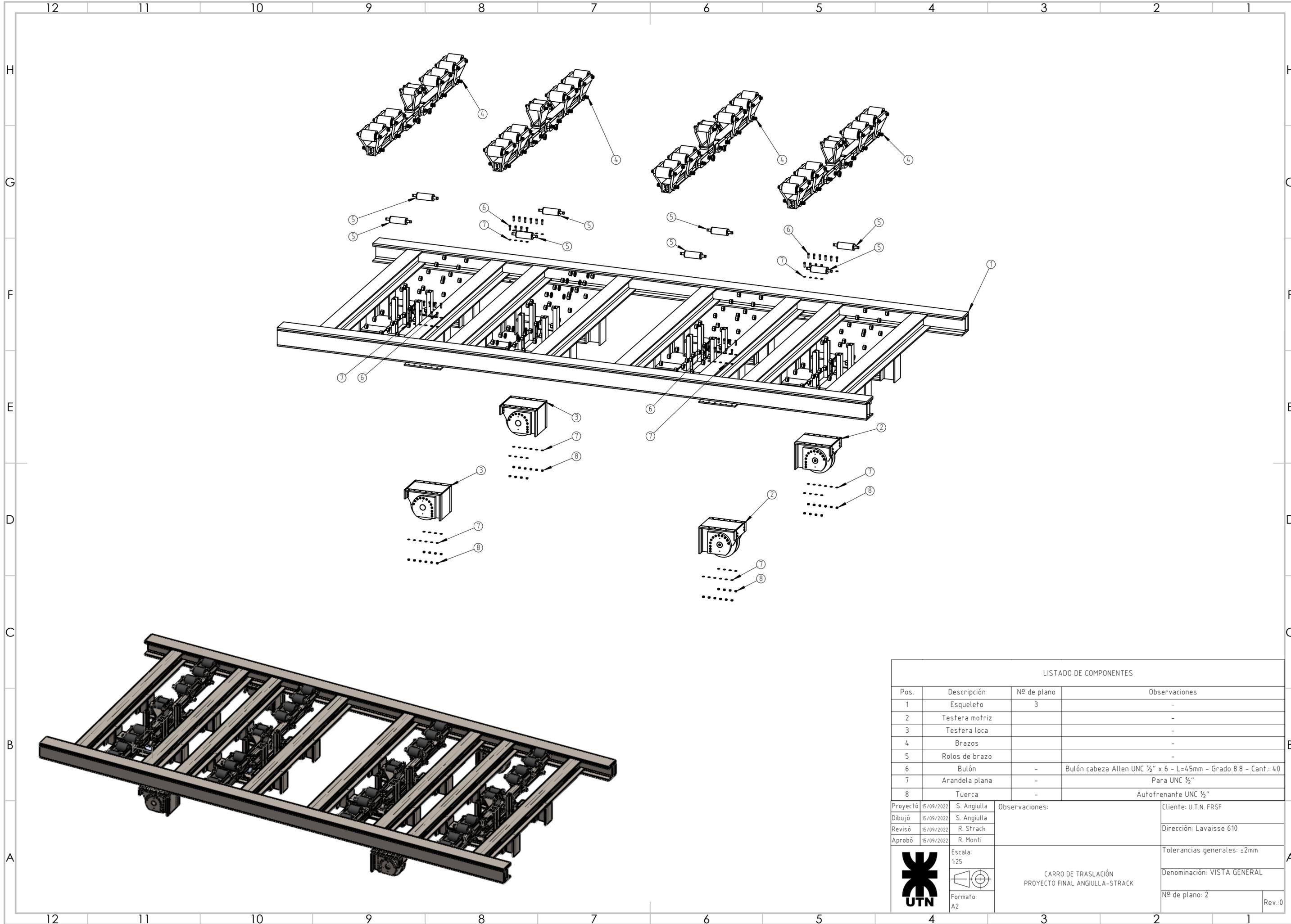
Los alumnos recalcan el hecho de que todos los puntos mencionados anteriormente son de suma importancia para la preparación e iniciación de perfil del Ingeniero Mecánico en el rubro que sea necesario desarrollar, dando a entender que dentro de la amplia gama de trabajos a desarrollar, es importante desarrollar y la formación de este dentro de áreas específicas.

# 11. PLANOS

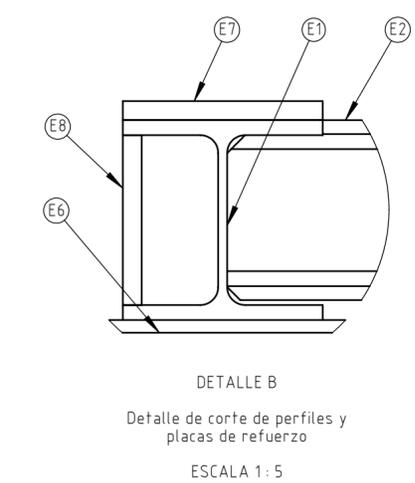
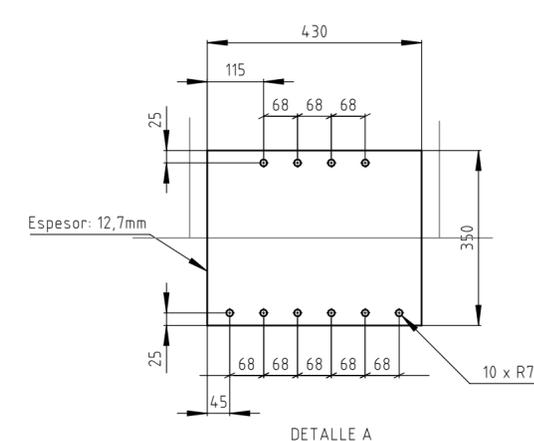
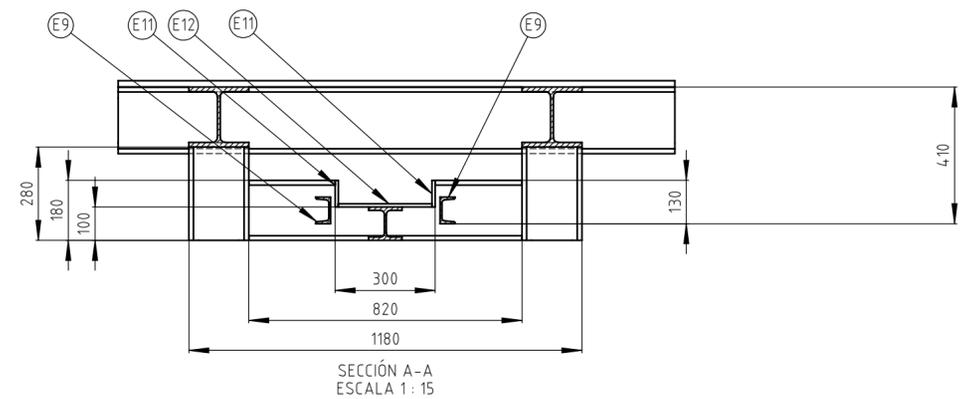
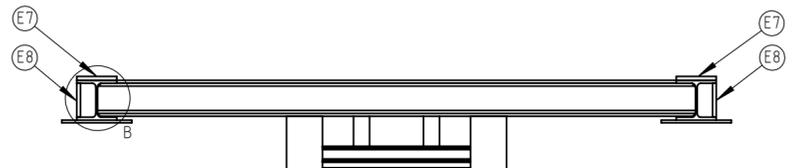
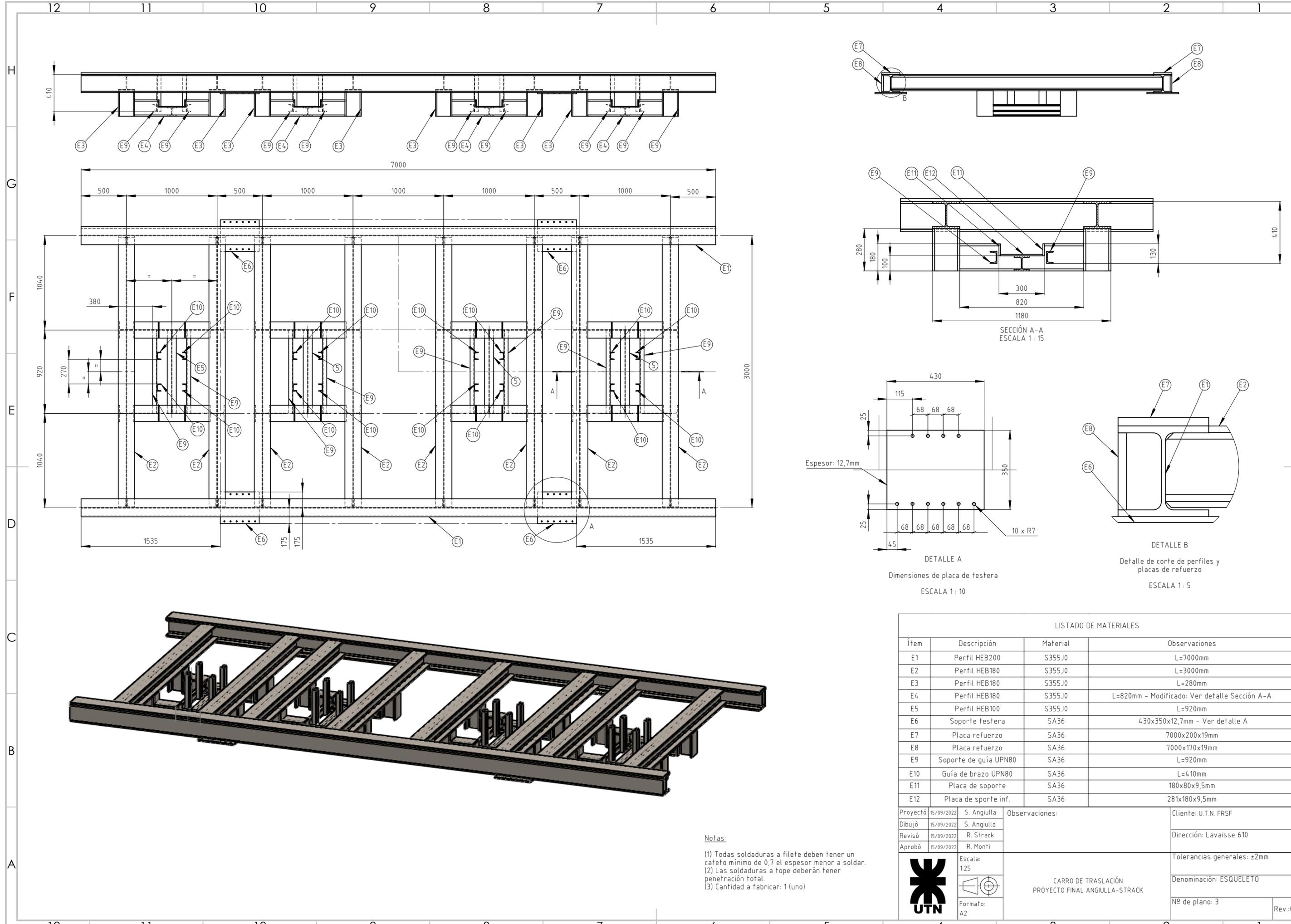


Proyectó	15/09/2022	S. Angiulla	Observaciones:	Cliente: U.T.N. FRSF
Dibujó	15/09/2022	S. Angiulla		Dirección: Lavaisse 610
Revisó	15/09/2022	R. Strack		Tolerancias generales: ±2mm
Aprobó	15/09/2022	R. Monti		Denominación: DIMENSIONES GENERALES
				Nº de plano: 1
				Rev.:0

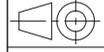
CARRO DE TRASLACIÓN  
 PROYECTO FINAL ANGIULLA-STRACK



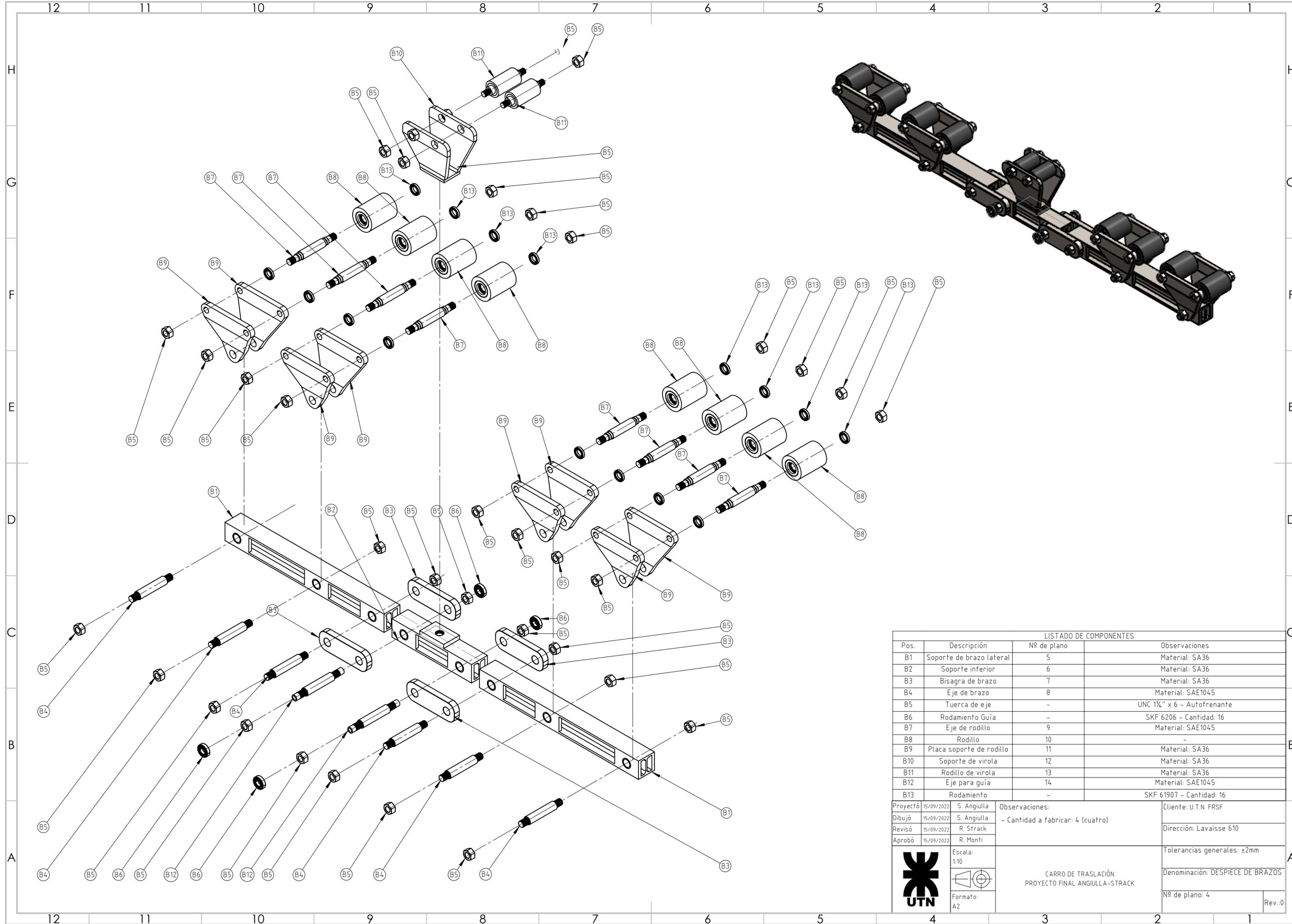
LISTADO DE COMPONENTES			
Pos.	Descripción	Nº de plano	Observaciones
1	Esqueleto	3	-
2	Testera motriz		-
3	Testera loca		-
4	Brazos		-
5	Rolos de brazo		-
6	Bulón	-	Bulón cabeza Allen UNC 1/2" x 6 - L=45mm - Grado 8.8 - Cant.: 40
7	Arandela plana	-	Para UNC 1/2"
8	Tuerca	-	Autofrenante UNC 1/2"
Proyectó	15/09/2022 S. Angiulla	Observaciones:	
Dibujó	15/09/2022 S. Angiulla	Cliente: U.T.N. FRSF	
Revisó	15/09/2022 R. Strack	Dirección: Lavaisse 610	
Aprobó	15/09/2022 R. Monti	Tolerancias generales: ±2mm	
		Escala: 1:25  Formato: A2	
		CARRO DE TRASLACIÓN PROYECTO FINAL ANGIULLA-STRACK	
		Nº de plano: 2 Rev.:0	



LISTADO DE MATERIALES			
Ítem	Descripción	Material	Observaciones
E1	Perfil HEB200	S355J0	L=7000mm
E2	Perfil HEB180	S355J0	L=3000mm
E3	Perfil HEB180	S355J0	L=280mm
E4	Perfil HEB180	S355J0	L=820mm - Modificado: Ver detalle Sección A-A
E5	Perfil HEB100	S355J0	L=920mm
E6	Soporte testera	SA36	430x350x12,7mm - Ver detalle A
E7	Placa refuerzo	SA36	7000x200x19mm
E8	Placa refuerzo	SA36	7000x170x19mm
E9	Soporte de guía UPN80	SA36	L=920mm
E10	Guía de brazo UPN80	SA36	L=410mm
E11	Placa de soporte	SA36	180x80x9,5mm
E12	Placa de soporte inf.	SA36	281x180x9,5mm

Proyectó	15/09/2022	S. Angiulla	Observaciones:	Cliente: U.T.N. FRSF
Dibujó	15/09/2022	S. Angiulla		
Revisó	15/09/2022	R. Strack		
Aprobó	15/09/2022	R. Monti		
			Escala: 1:25 	Tolerancias generales: ±2mm
			Formato: A2 	Denominación: ESQUELETO
			CARRO DE TRASLACIÓN PROYECTO FINAL ANGIULLA-STRACK	Nº de plano: 3
				Rev.:0

Notas:  
 (1) Todas soldaduras a filete deben tener un cateto mínimo de 0,7 el espesor menor a soldar.  
 (2) Las soldaduras a tope deberán tener penetración total.  
 (3) Cantidad a fabricar: 1 (uno)



LISTADO DE COMPONENTES			
Pos.	Descripción	Nº de plano	Observaciones
B1	Soporte de brazo lateral	5	Material: SA36
B2	Soporte inferior	6	Material: SA36
B3	Bisagra de brazo	7	Material: SA36
B4	Eje de brazo	8	Material: SAE1045
B5	Tuerca de eje	-	UNC 1¼" x 6 - Autofrenante
B6	Rodamiento Guía	-	SKF 6206 - Cantidad: 16
B7	Eje de rodillo	9	Material: SAE1045
B8	Rodillo	10	-
B9	Placa soporte de rodillo	11	Material: SA36
B10	Soporte de virola	12	Material: SA36
B11	Rodillo de virola	13	Material: SA36
B12	Eje para guía	14	Material: SAE1045
B13	Rodamiento	-	SKF 61907 - Cantidad: 16

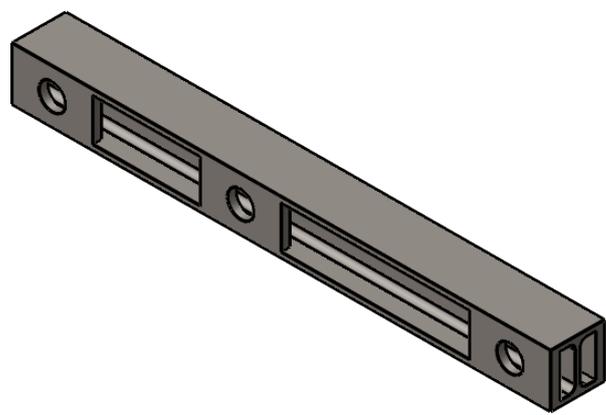
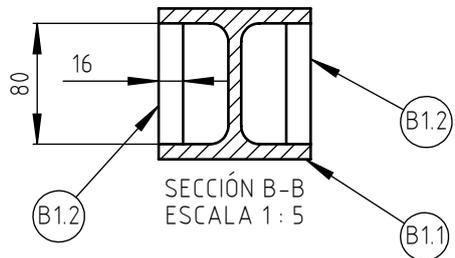
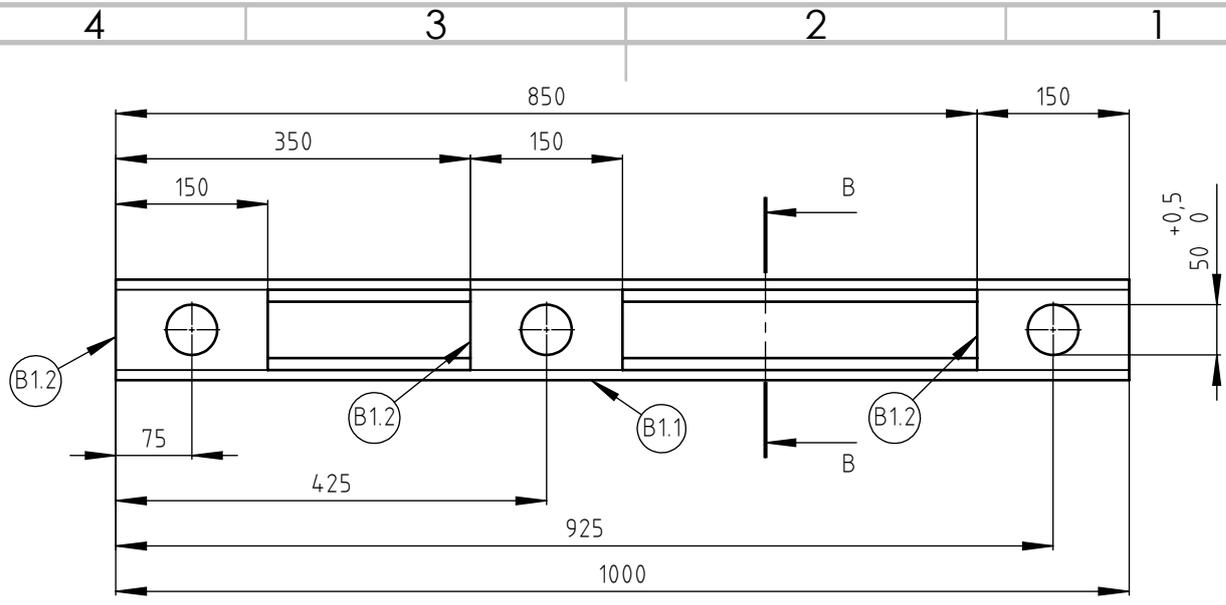
  

Proyectó	15/09/2022	S. Angiulla	Observaciones: - Cantidad a fabricar: 4 (cuatro)	Cliente: U.T.N. FRSP
Dibujó	15/09/2022	S. Angiulla		
Revisó	15/09/2022	R. Strack	Dirección: Lavaisse 610	
Aprobó	15/09/2022	R. Monti	Tolerancias generales: ±2mm	
			Denominación: DESPIECE DE BRAZOS	
			Nº de plano: 4	

CARRO DE TRASLACIÓN  
PROYECTO FINAL ANGIULLA-STRACK

Escala:  
1:10  
Formato:  
A2

Rev.:0



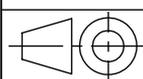
Notas:

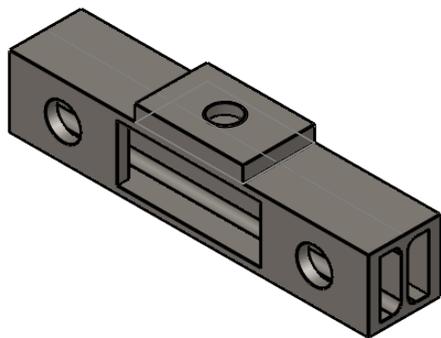
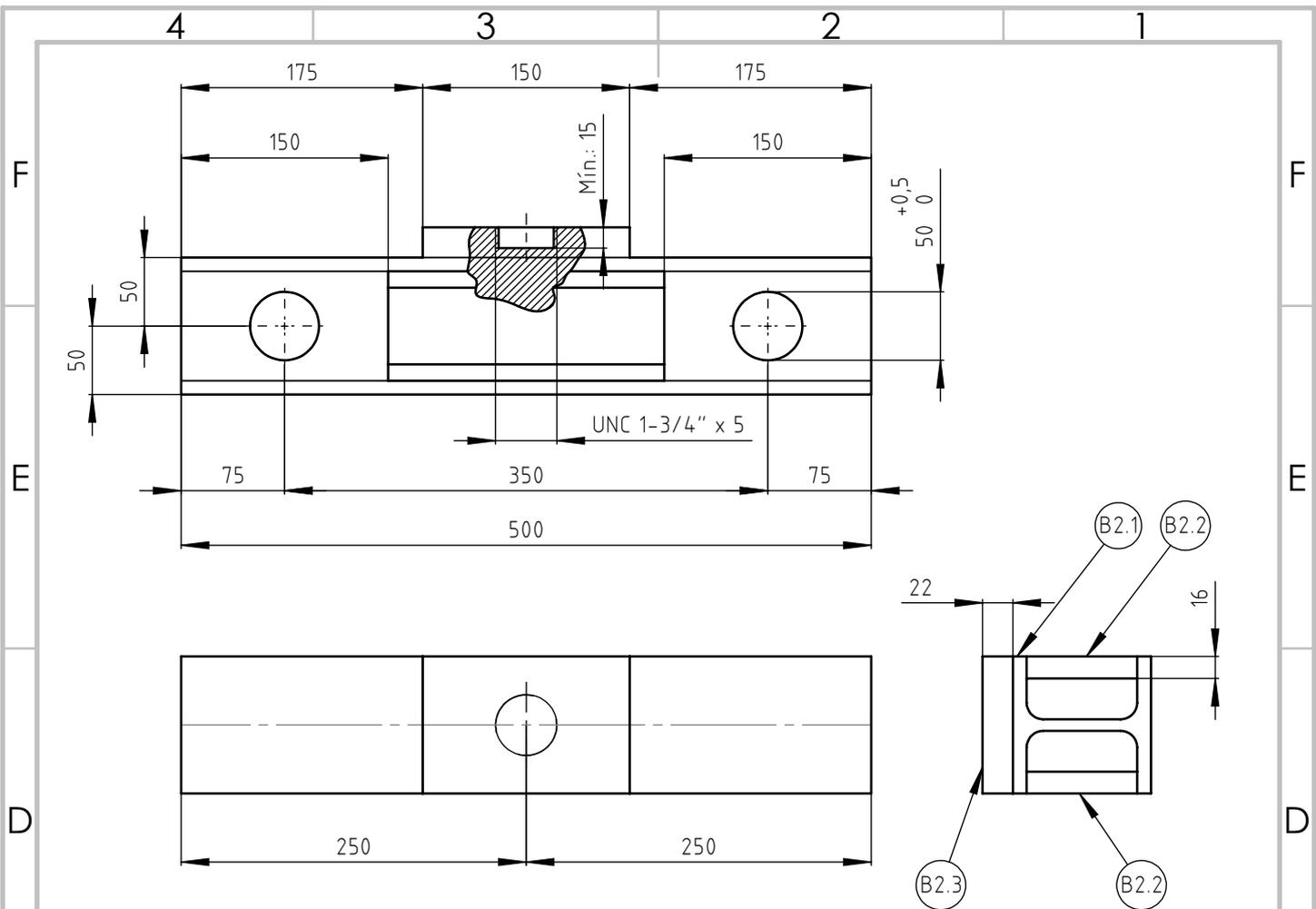
- (1) Todas soldaduras a filete deben tener un cateto mínimo de 0,7 el espesor menor a soldar.
- (2) Las soldaduras a tope deberán tener penetración total.
- (3) Cantidad a fabricar: 2 (dos)

LISTADO DE MATERIALES

Ítem	Descripción	Material	Observaciones
B1.1	Perfil HEB100	S355J0	L=1000mm
B1.2	Placa perforada	SA36	150x80x16mm

Proyectó	15/09/2022	S. Angiulla	Observaciones:	Cliente: U.T.N. FRSF
Dibujó	15/09/2022	S. Angiulla		
Revisó	15/09/2022	R. Strack		
Aprobó	15/09/2022	R. Monti		
				Dirección: Lavaisse 610

	Escala: 1:7,5 	CARRO DE TRASLACIÓN PROYECTO FINAL ANGIULLA-STRACK	Tolerancias generales: ±2mm	
	Formato: A4		Denominación: SOPORTE DE BRAZO LATERAL	
			Nº de plano: 5	Rev.:0



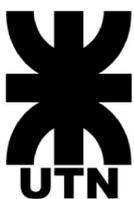
**Notas:**

- (1) Todas soldaduras a filete deben tener un cateto mínimo de 0,7 el espesor menor a soldar.
- (2) Las soldaduras a tope deberán tener penetración total.
- (3) Cantidad a fabricar: 1 (uno)

**LISTADO DE MATERIALES**

Ítem	Descripción	Material	Observaciones
B2.1	Perfil HEB100	S355J0	L=500mm
B2.2	Placa perforada	SA36	150x80x16mm - Cant.:4
B2.3	Placa roscada	SA36	150x100x16mm - Cant.: 1

Proyectó	15/09/2022	S. Angiulla	Observaciones:	Cliente: U.T.N. FRSF
Dibujó	15/09/2022	S. Angiulla		Dirección: Lavaisse 610
Revisó	15/09/2022	R. Strack		
Aprobó	15/09/2022	R. Monti		

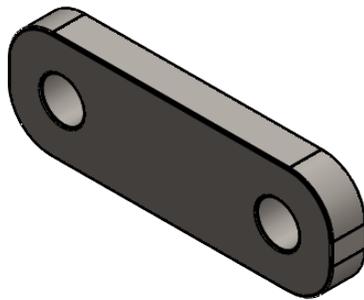
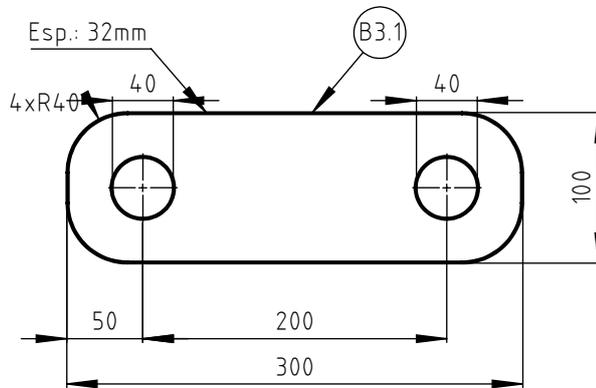


Escala:  
1:5

Formato:  
A4

CARRO DE TRASLACIÓN  
PROYECTO FINAL ANGIULLA-STRACK

Tolerancias generales: ±2mm	
Denominación: SOPORTE INFERIOR	
Nº de plano: 6	Rev.:0



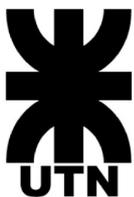
Notas:

- (1) Cantidad a fabricar: 4 (cuatro)
- (2) Matar cantos vivos a 1mm x 45°

LISTADO DE MATERIALES

Ítem	Descripción	Material	Observaciones
B3.1	Placa perforada	SA36	-

Proyectó	15/09/2022	S. Angiulla	Observaciones:	Cliente: U.T.N. FRSF
Dibujó	15/09/2022	S. Angiulla		Dirección: Lavaisse 610
Revisó	15/09/2022	R. Strack		Tolerancias generales: ±2mm
Aprobó	15/09/2022	R. Monti		Denominación: BISAGRA DE BRAZO

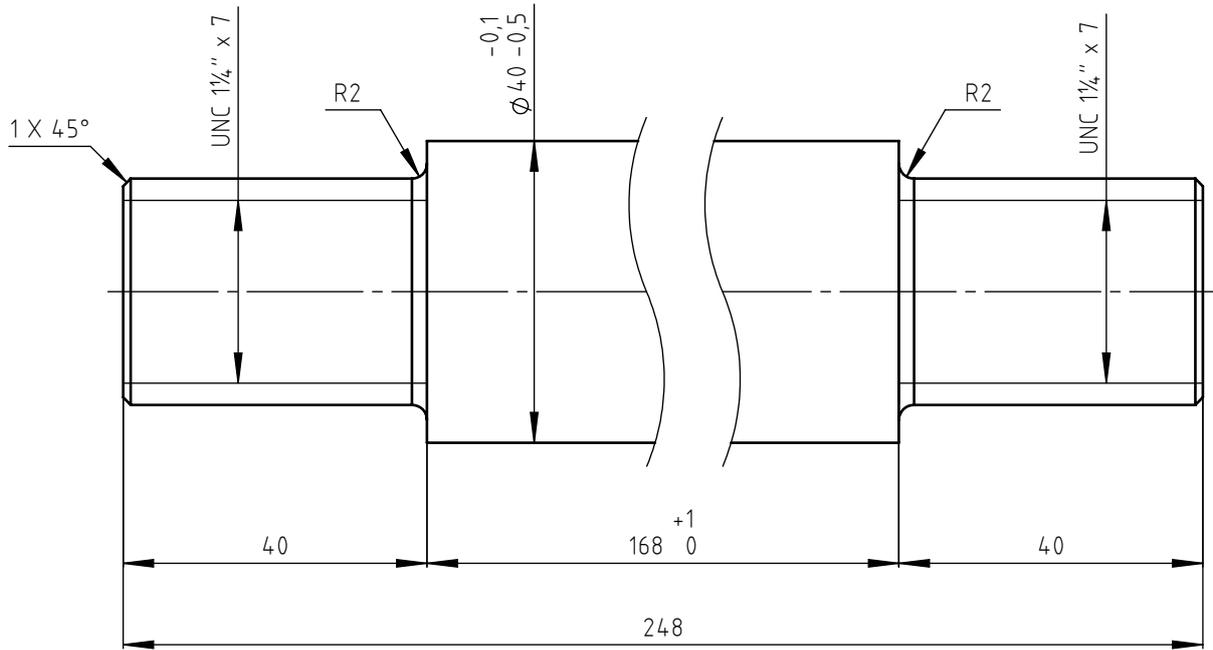


Escala:  
1:5

Formato:  
A4

CARRO DE TRASLACIÓN  
PROYECTO FINAL ANGIULLA-STRACK

Tolerancias generales: ±2mm	
Denominación: BISAGRA DE BRAZO	
Nº de plano: 7	Rev.:0



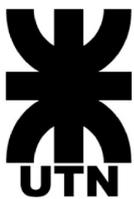
Notas:

(1) Cantidad a fabricar: 10 (diez)

LISTADO DE MATERIALES

Ítem	Descripción	Material	Observaciones
B4.1	Eje de brazo	SAE1045	-

Proyectó	15/09/2022	S. Angiulla	Observaciones:	Cliente: U.T.N. FRSF
Dibujó	15/09/2022	S. Angiulla		Dirección: Lavaisse 610
Revisó	15/09/2022	R. Strack		Tolerancias generales: ±2mm
Aprobó	15/09/2022	R. Monti		Denominación: EJE DE BRAZO

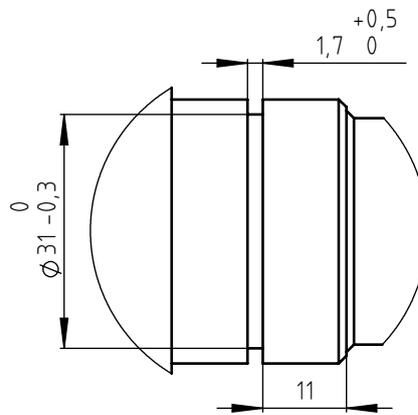
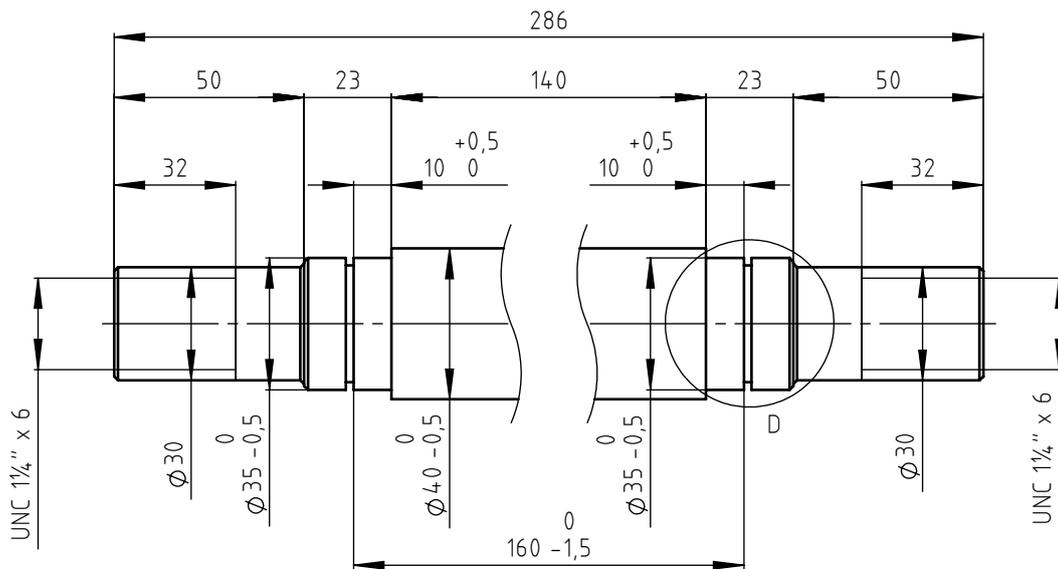


Escala:  
1:1

Formato:  
A4

CARRO DE TRASLACIÓN  
PROYECTO FINAL ANGIULLA-STRACK

Tolerancias generales: ±2mm	
Denominación: EJE DE BRAZO	
Nº de plano: 8	Rev.:0



DETALLE D

Detalle de seeger

ESCALA 1:1

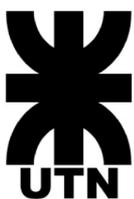
Notas:

- (1) Cantidad a fabricar: 8 (ocho)
- (2) Matar cantos vivos a 1mmx45°

LISTADO DE MATERIALES

Ítem	Descripción	Material	Observaciones
B7.1	Eje de rodillo	SAE1045	-

Proyectó	15/09/2022	S. Angiulla	Observaciones:	Cliente: U.T.N. FRSF
Dibujó	15/09/2022	S. Angiulla		Dirección: Lavaisse 610
Revisó	15/09/2022	R. Strack		Tolerancias generales: ±2mm
Aprobó	15/09/2022	R. Monti		Denominación: EJE DE RODILLO

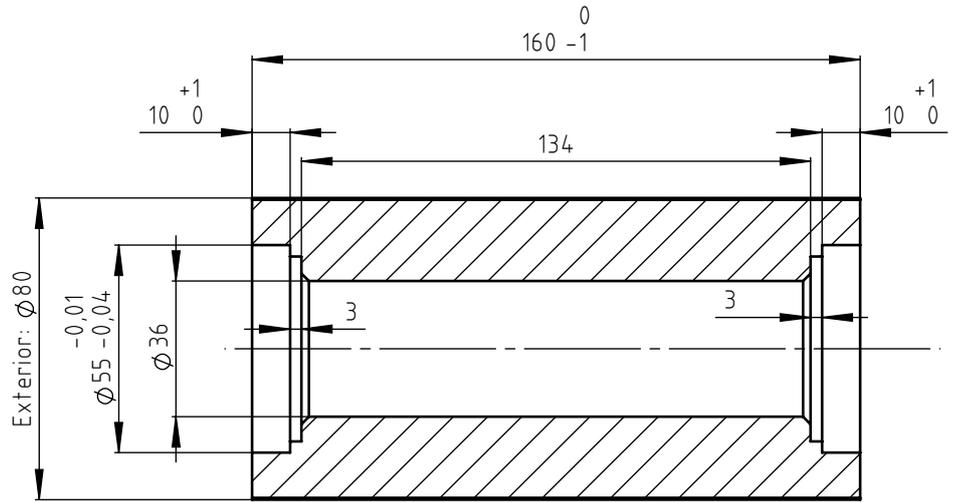
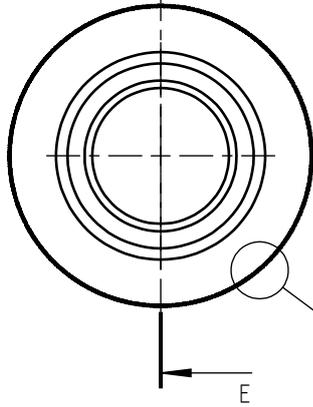


Escala:  
1:2

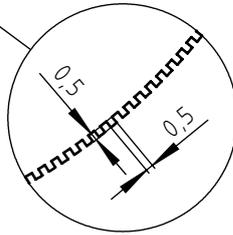
Formato:  
A4

CARRO DE TRASLACIÓN  
PROYECTO FINAL ANGIULLA-STRACK

Tolerancias generales: ±2mm	
Denominación: EJE DE RODILLO	
Nº de plano: 9	Rev.:0



SECCIÓN E-E  
ESCALA 1:2



DETALLE DETALLEDEENTADO  
PARA ENGOMADO

ESCALA 2:1



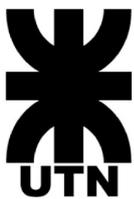
Notas:

- (1) Cantidad a fabricar: 8 (ocho)
- (2) Matar cantos vivos a 1mmx45º
- (3) Realizar recubrimiento engomado hasta diámetro 120mm

LISTADO DE MATERIALES

Ítem	Descripción	Material	Observaciones
B8.1	Rodillo	SA36	-

Proyectó	15/09/2022	S. Angiulla	Observaciones:	Cliente: U.T.N. FRSF
Dibujó	15/09/2022	S. Angiulla		Dirección: Lavaisse 610
Revisó	15/09/2022	R. Strack		Tolerancias generales: ±2mm
Aprobó	15/09/2022	R. Monti		Denominación: RODILLO



Escala:  
1:2

Formato:  
A4

CARRO DE TRASLACIÓN  
PROYECTO FINAL ANGIULLA-STRACK

Tolerancias generales: ±2mm	
Denominación: RODILLO	
Nº de plano: 10	Rev.:0